

ДЛЯ ВУЗОВ

Г.А.Смирнов

ТЕОРИЯ ДВИЖЕНИЯ КОЛЕСНЫХ МАШИН

2-е издание,
дополненное и переработанное

*Допущено Государственным комитетом СССР
по народному образованию в качестве учебника
для студентов машиностроительных специальностей вузов*



Москва
• Машиностроение •
1990

ББК 39.32-01я73

С50

УДК 629.1.02-88 (075.8)

Рецензенты: д-р техн. наук, проф. Я. С. АГЕЙКИН
и кафедра «Колесные и гусеничные машины»
Харьковского политехнического института
им. В. И. Ленина

Смирнов Г. А.

С50 Теория движения колесных машин: Учеб. для студентов машиностроит. спец. вузов. — 2-е изд., доп. и перераб. — М.: Машиностроение, 1990. — 352 с.: ил.

ISBN 5-217-01093-2

Рассмотрены законы движения колесной машины как механической системы, исследованы характеризующие эти законы зависимости, эксплуатационные свойства колесных машин. Наибольшее внимание уделено многоосным и многоприводным машинам.

Второе издание (1-е изд. 1981 г.) дополнено материалами по топливной экономичности, новым методам экспериментального определения основных коэффициентов и других характеристик взаимодействия колесных машин с дорогой и воздухом. Изменено методическое построение учебника.

Рассмотрены законы движения колесной машины как механической системы, исследованы характеризующие эти законы зависимости, эксплуатационные свойства колесных машин. Наибольшее внимание уделено многоосным и многоприводным машинам.

ПРЕДИСЛОВИЕ

Настоящий учебник написан в соответствии с программой курса «Теория движения колесных машин», называемого часто для краткости «Теория колесных машин». После выхода первого издания учебника (1981 г.) в стране произошли события, оказывающие большое влияние на высшую школу, особенно на подготовку инженерных кадров. Определено приоритетное развитие машиностроения. В связи с этим изменены программы курсов, в том числе и курса, которому посвящен этот учебник.

Данное издание дополнено материалами по топливной экономичности и управляемости, описанием методов экспериментального определения основных коэффициентов и других характеристик взаимодействия колесных машин с дорогой и воздухом. Принципиально по-другому изложены вопросы движения машины по неусовершенствованным дорогам и местности, взаимодействия колеса с деформируемым грунтом. В приложениях приведены некоторые дополнительные сведения и справочный материал, блок-схемы программ расчета параметров с помощью ЭВМ и выводы ряда громоздких формул, даны примеры.

ВВЕДЕНИЕ

Для проектирования колесной машины нужно знать законы, по которым она движется, т. е. надо определить, какие силы действуют на машину и каким образом, как она взаимодействует с внешней средой, что приводит ее в движение и останавливает, что заставляет ее поворачиваться, колебаться или ехать плавно и каким образом и т. д.

Курс «Теория движения колесных машин» посвящен изучению зависимостей, описывающих движение этих машин, влияния основных конструктивных параметров на показатели и характеристики основных эксплуатационных свойств колесных машин.

Задачей курса является изучение движения колесных машин в различных дорожно-эксплуатационных условиях: при прямолинейном движении по ровным твердым поверхностям, при криволинейном движении, движении по деформируемым грунтам, по неровностям и т. д. Знание законов движения колесной машины позволит обосновать технические требования на проектирование, выбрать или рассчитать основные параметры колесной машины, т. е. явится основой первого иерархического уровня ее проектирования.

Одним из первых исследователей законов движения автомобиля был знаменитый русский ученый Н. Е. Жуковский, который еще в 1905 г. установил основные явления, возникающие при качении жестко связанных между собой колес, имеющих различные диаметры, а в 1917 г. дал стройное изложение теории движения автомобиля.

В 1918 г. в МВТУ преподаватель кафедры двигателей, впоследствии академик Е. А. Чудаков, прочитал первые лекции по автомобилям. Позднее он создал учебные курсы, пособия и учебники по всем аспектам, связанным с проектированием и устройством автомобилей. Среди них одно из важнейших мест занимает учебник «Теория автомобиля».

Основные закономерности движения многоосных многоприводных машин и наиболее типичных автомобилей с одной ведущей осью одинаковы. Но есть много и различий, не только количественных, но и качественных. Так, если в машине с одной ведущей осью вопрос о величине и тем более направлении сил, действующих

щих на колеса ведущей и ведомой осей в определенных внешних условиях, решается однозначно, то в многоприводных машинах величина и даже направление сил зависят, кроме того, от соотношения ряда конструктивных и эксплуатационных факторов. Поэтому (во всяком случае при установившемся движении) изменяются нормальные реакции, действующие на колеса многоосных машин в сравнении с двухосными. В свою очередь, направления и величины сил, действующие в контакте колес с дорогой, непосредственно влияют на показатели и характеристики основных функциональных свойств колесных машин. На эти свойства также влияет многообразие возможных схем трансмиссий, связанное с наличием или отсутствием дифференциалов, различными осевыми и колесными формулами, формулами управления и торможения, приводящими к различным силовым взаимодействиям.

Процессы, происходящие как внутри колесной машины, так и в тех частях, которые непосредственно взаимодействуют с внешней средой, особенно с дорогой, весьма сложны. Колесная машина представляет собой сложную механическую (и не только механическую) систему, состоящую из множества масс и имеющую множество степеней свободы. Рассматривать все движения этой системы одновременно в большинстве случаев нецелесообразно. Например, вряд ли стоит рассматривать сразу движение машины при входе в поворот по какой-то деформируемой поверхности, да еще со случайными неровностями. Такое, конечно, может встретиться. Но методически более правильно рассмотреть (во всяком случае сначала) как движется машина при повороте на плоской поверхности, в том числе и при входе в поворот. Затем можно рассмотреть, как движется она по деформируемой поверхности прямолинейно и с поворотом, а потом — по неровностям. Имея частные, но существенно более простые модели, можно перейти и к более сложным.

Исходя из этого в разных частях курса применены различные модели. В зависимости от цели исследования того или иного процесса сделаны допущения, причем учтены лишь главные движения системы для рассматриваемого случая. Методы изучения движения колесной машины и ее основных свойств могут различаться. Некоторые явления даже в одном курсе могут быть рассмотрены и оценены по-разному. Использование разнообразных методов исследования полезно: оно побуждает к большему анализу, самостоятельности и творчеству.

ВЗАИМОДЕЙСТВИЕ КОЛЕСА С ТВЕРДОЙ ОПОРНОЙ ПОВЕРХНОСТЬЮ

§ 1. СИЛОВЫЕ И КИНЕМАТИЧЕСКИЕ ХАРАКТЕРИСТИКИ КОЛЕСА

Прежде чем рассматривать движение всей колесной машины, а также внешние и внутренние силы, действующие на нее, рассмотрим основные зависимости, связанные с работой одного из важнейших устройств машины — колеса. Колесо — движитель колесной машины, посредством колеса осуществляется взаимодействие машины с внешней средой — дорогой. Через колесо передаются силы, которые удерживают машину на дороге, передвигают и останавливают ее, заставляют изменить направление движения.

Несмотря на кажущуюся простоту, колесо является сложным устройством, работа которого в зависимости от поставленной цели и степени точности может изображаться и описываться с помощью различных моделей.

Рассмотрим первоначально движение колеса в одной плоскости — продольной, которая перпендикулярна к опорной плоскости, причем примем, что плоскость вращения колеса совпадает с продольной плоскостью.

Ни колесо, ни поверхность, по которой катится колесо, не являются абсолютно жесткими, а хотя бы незначительно деформируются. Вследствие деформации колеса под действием нормальной реакции R_z опорной поверхности и деформации опорной поверхности под действием нормальной нагрузки колеса P_z колесо касается опорной поверхности не в точке или по линии, параллельной оси колеса, а по опорной площадке, форма которой приближается к эллипсу.

В зависимости от соотношения жесткости колеса в направлении, перпендикулярном к опорной поверхности, называемой в дальнейшем *нормальной жесткостью*, и жесткости опорной поверхности может быть различное соотношение деформаций колеса и опорной поверхности. В соответствии с этим можно условно рассматривать следующие три случая движения колеса.

1. Движение колеса, деформируемого под действием нормальной реакции, по твердой опорной поверхности, когда ее деформация мала в сравнении с радиальной деформацией колеса и ею можно пренебречь.

2. Движение жесткого колеса по деформируемой поверхности, когда нормальная деформация колеса мала в сравнении с деформацией опорной поверхности.

3. Движение деформируемого колеса по деформируемой поверхности, когда деформации колеса и опорной поверхности соизмеримы.

В данной главе будем рассматривать первый случай, наиболее простой и вместе с тем имеющий наибольшее распространение у колесных транспортных машин. Поскольку на машины устанавливают все более эластичные шины, второй случай в настоящее время уже не имеет практического смысла и его можно считать лишь вспомогательным, облегчающим подход к анализу движения колеса в третьем случае, который будет рассмотрен в гл. 7.

Силы и моменты, действующие на колесо. Кроме нормальной реакции R_z на колесо могут действовать различные силы и моменты. В результате их действия шина деформируется в радиальном, тангенциальном и боковом направлениях. Возникают также угловые деформации. Происходит изменение равновесной формы профиля шины и искривление ее радиальных сечений. На все виды деформации шины расходуется значительная энергия. Часть этой энергии, затрачиваемая на трение в материалах шины и на трение в контакте, переходит в теплоту и рассеивается. Большая же часть энергии, определяемая упругим сопротивлением шины, возвращается при обратном деформировании.

Если неподвижное (эластичное) колесо нагружается нормальной нагрузкой P_z (рис. 1, а), элементы профиля шины деформируются симметрично относительно центральной поперечной плоскости колеса. При таком деформировании шины силы упругого сопротивления $R_{уп}$, зависящие лишь от величины деформации и жесткости элементов шины, слева и справа от центральной поперечной плоскости I—I равны по величине. Силы неупругого сопротивления $R_{ну}$, зависящие от демпфирующих свойств и скорости деформирования, также равны. Следовательно, равнодействующая элементарных составляющих этих сил, являющаяся нормальной реакцией R_z опорной поверхности, лежит в центральной поперечной плоскости, т. е. проходит через ось колеса.

При любых видах нагружения, в том числе и при наличии только нормальной нагрузки P_z , деформации элементов шины по длине окружности различны. Верхняя часть шины практически не деформируется. Деформации же нижней части увеличиваются с приближением к опорной площадке, имеющей форму эллипса, в котором большая ось располагается в центральной продольной плоскости колеса, а малая — в центральной поперечной плоскости. В опорной площадке деформации также неравномерны.

Неравномерны по длине и ширине опорной площадки давления $p_{ш}$ грунта на шину. В зависимости от конструкции шин, давления воздуха в них и нагрузки эпюры давлений могут иметь

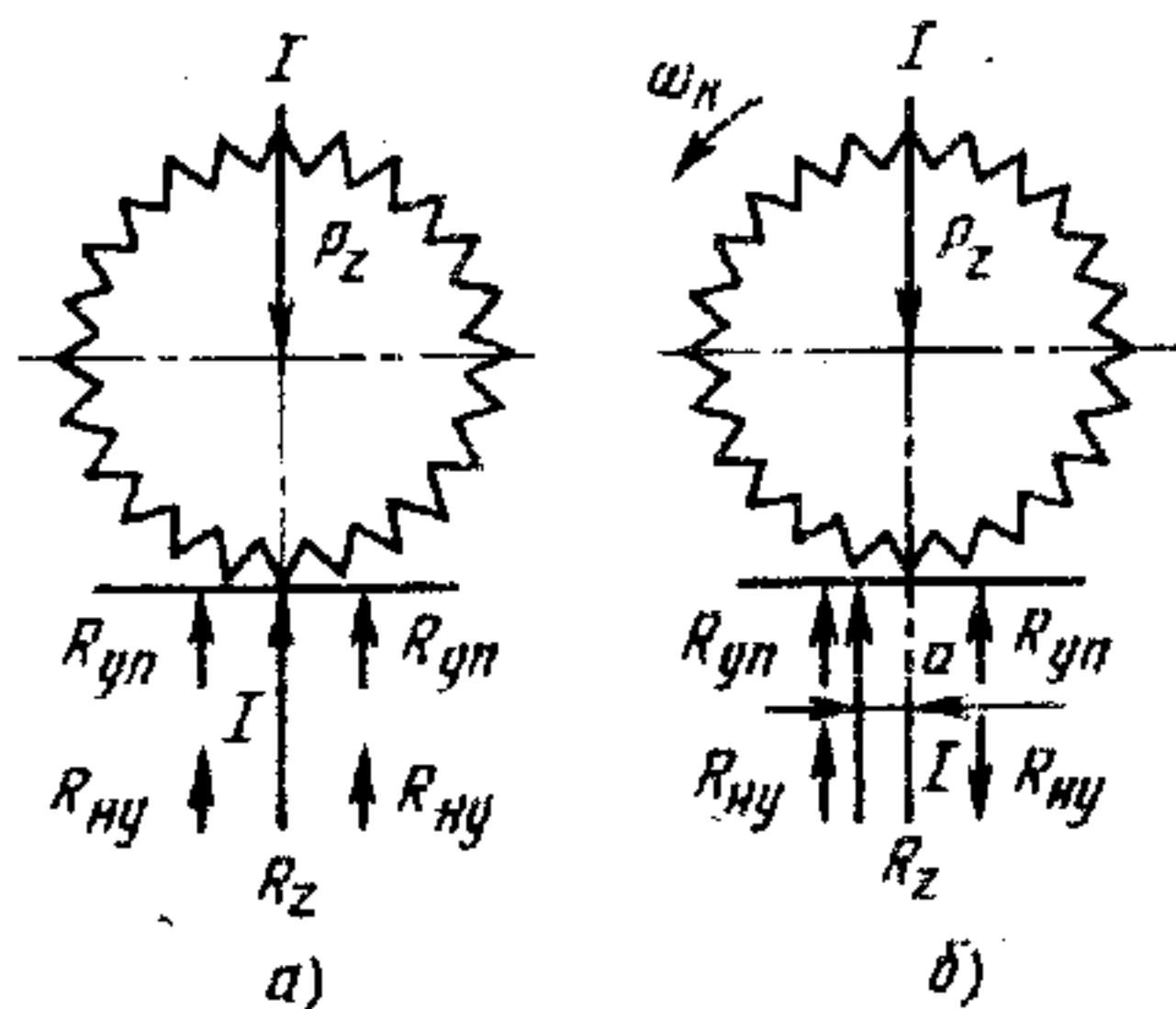


Рис. 1. Силы, действующие на эла-
стичное колесо

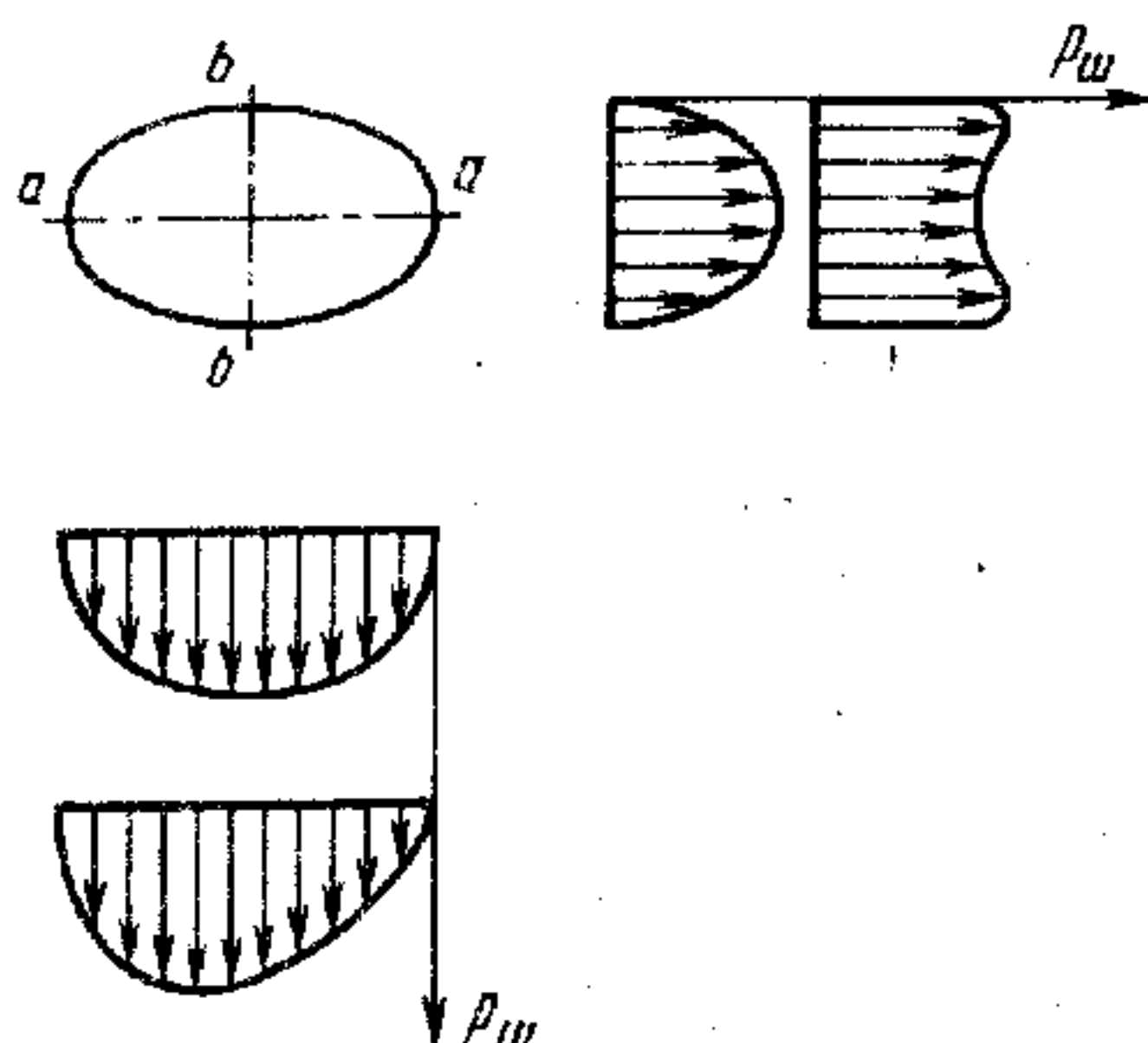
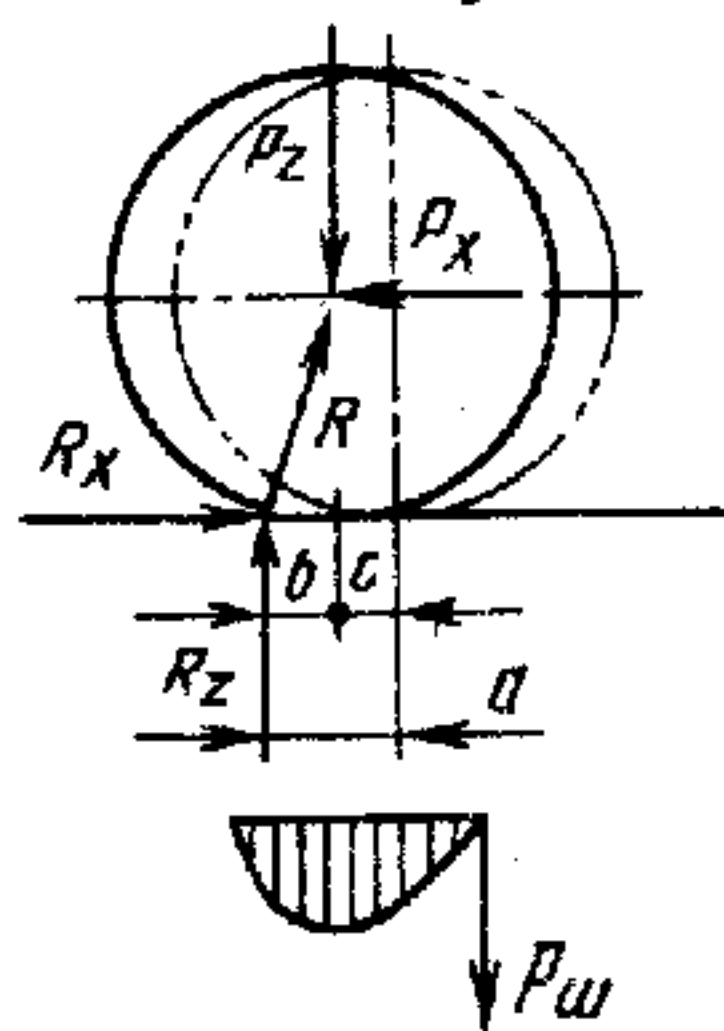


Рис. 2. Эпюры давлений колеса

как трапецевидную, так и параболическую форму (рис. 2). В некоторых случаях, например в направлении поперечной оси bb контактной площадки при относительно жесткой боковине, эпюра удельных давлений имеет седловидный характер.

При качении колеса с угловой скоростью ω_k (рис. 1, б) характер его деформирования несколько изменяется. Как правило, действительное объемное колесо можно заменить плоской моделью и принять, что его контакт с опорной плоскостью осуществляется по отрезку, соответствующему длине опорной площадки. Силы упругого сопротивления R_{yn} в зоне сжатия шины (впереди оси) и в зоне восстановления (сзади оси) так же, как при неподвижном колесе, одинаково направлены и равны. Однако силы R_{ny} неупругого сопротивления, действующие в сторону, противоположную деформации, оказываются направленными в передней части шины в ту же сторону, что и силы упругого сопротивления R_{yn} , а в задней — в противоположную. Таким образом, силы упругого и неупругого сопротивлений при качении колеса в передней части шины складываются, а в задней — вычитаются. Центр давления, или точка приложения нормальной реакции R_z , оказывается расположенным впереди оси колеса на величину a , называемую продольным сносом нормальной реакции.



Если к оси колеса приложена продольная сила P_x (рис. 3), то ось колеса смещается в направлении этой силы на величину c . В результате действительное смещение нормальной реакции от проекции оси определяется разностью $b = a - c$ при любом направлении силы P_x . Равнодействующая R продольной реакции R_x и реакции R_z на-

Рис. 3. Смещение нормальной реакции колеса

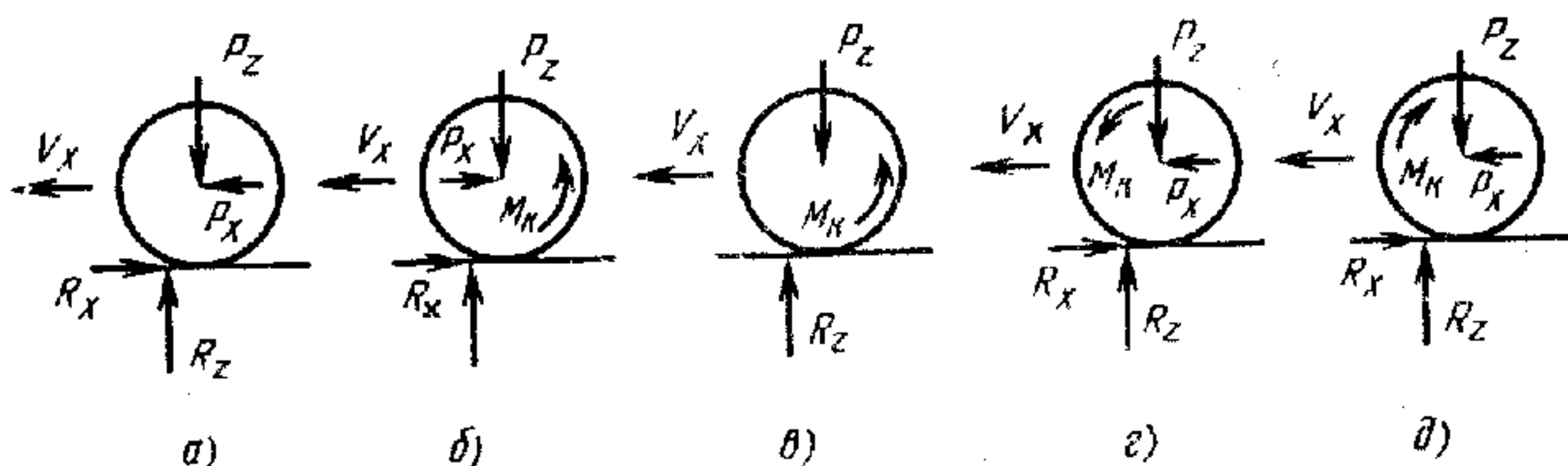


Рис. 4. Силы и моменты, действующие на колесо

правлена к оси колеса и уравнивает силы P_z и P_x . Эпюра давлений по длине отпечатка становится несимметричной.

За счет смещения нормальной реакции R_z создается момент $M_f = aR_z$ относительно оси колеса. Этот момент направлен в сторону, противоположную вращению колеса, и препятствует его качению. Поэтому его называют моментом сопротивления качению колеса.

Режимы силового нагружения. В зависимости от характера и направления сил и моментов, действующих на колесо (рис. 4), различают следующие режимы силового нагружения колеса (колеса показаны условно недеформированными).

1. Ведомый режим качения колеса (рис. 4, а), при котором колесо приводится во вращение продольной силой P_x (называемой толкающей силой P_B), приложенной к оси колеса и совпадающей по направлению со скоростью v_x его продольного перемещения. Крутящий момент колеса при этом равен нулю. В этом режиме почти всегда находятся передние колеса заднеприводных автомобилей или задние колеса — переднеприводных. Колесо, находящееся в таком режиме, будем называть ведомым.

2. Ведущий режим качения колеса (рис. 4, б), при котором колесо приводится во вращение крутящим моментом M_K , вектор которого совпадает с вектором угловой скорости ω_K , и нагружено продольной силой P_x (называемой в данном случае силой тяги колеса P_K), противоположной по направлению скорости продольного перемещения колеса. Колесо, находящееся в таком режиме, будем называть ведущим.

3. Свободный режим качения колеса (рис. 4, в), при котором колесо приводится во вращение крутящим моментом, а продольная сила равна нулю. Колесо, находящееся в таком режиме, будем называть свободным.

4. Нейтральный режим качения колеса (рис. 4, г), при котором колесо приводится во вращение одновременно крутящим моментом и толкающей силой. Колесо, находящееся в таком режиме, будем называть нейтральным.

5. Тормозной режим качения колеса (рис. 4, д), при котором колесо приводится во вращение толкающей силой и нагружено крутящим моментом, вектор которого противоположен вектору

угловой скорости. Колесо, находящееся в таком режиме, будем называть **тормозным**.

На рис. 5 показана зависимость между силами и моментами при различных режимах 1—5 качения колеса, упомянутых выше.

Из этих режимов наиболее распространенным являются ведущий 2, ведомый 1 и тормозной 5. При установившемся движении свободный 3 и нейтральный 4 режимы бывают у колес многоприводных машин, причем в реальных условиях особенно мала вероятность свободного режима. На дорогах с уклонами свободный и нейтральный режимы могут быть в некоторых случаях и у автомобилей с одной ведущей осью.

Радиусы колеса. Для составления уравнений равновесия и описания движения колеса необходимо ввести понятия о радиусах и скорости колеса. В отличие от жесткого колеса у эластичного колеса можно различить следующие радиусы, величина и наименование которых условны.

Свободный радиус колеса r_c равен половине диаметра наибольшего окружного сечения беговой дорожки колеса при отсутствии контакта колеса с опорной поверхностью.

Статический радиус колеса $r_{ст}$ — расстояние от центра неподвижного колеса, на которое действует только нормальная нагрузка, до опорной плоскости. Его можно определить непосредственно замером или по формуле

$$r_{ст} = r_c - h_z,$$

где $h_z = P_z / c_{шN}$ — прогиб шины под действием нормальной нагрузки P_z ; $c_{шN}$ — нормальная жесткость шины.

Динамический радиус колеса r_d — расстояние от центра колеса до опорной плоскости при движении колеса. Заметим, что в результате действия центробежных сил на колесо при его вращении и возможности эластичного колеса деформироваться этот радиус стремится увеличиваться с повышением угловой скорости колеса. Вместе с тем с увеличением в любом направлении тангенциальной силы или крутящего момента колеса расстояние от оси колеса до опорной плоскости уменьшается за счет искривления радиального сечения шины (рис. 6, а). Если у колеса, не нагруженного крутящим моментом или продольной

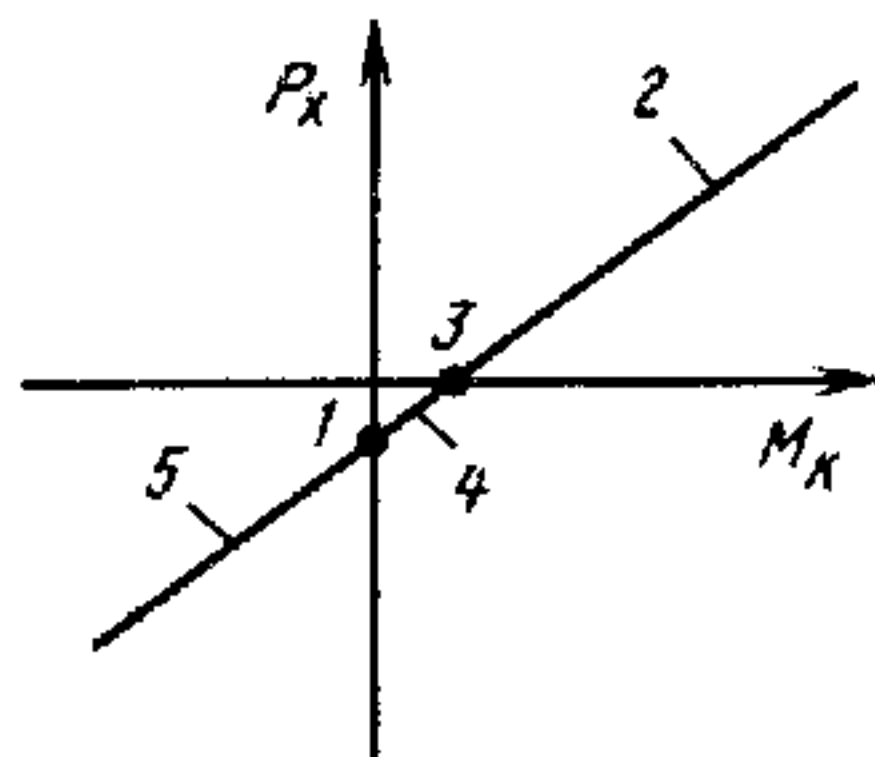


Рис. 5. Режимы качения колеса

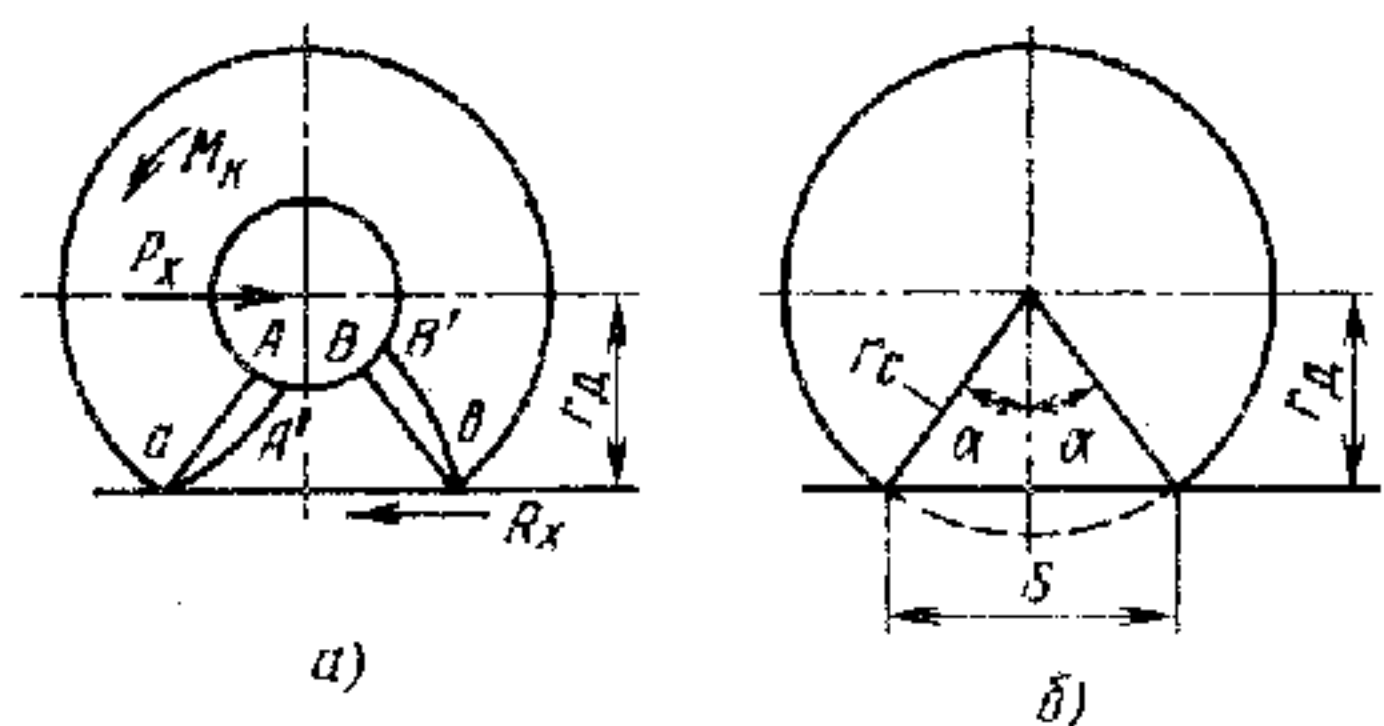


Рис. 6. Деформация шины колеса

реакцией дороги, радиальные сечения были Aa и Bb , то в результате нагружения они должны превратиться в $A'a$ и $B'b$. Так как эти сечения существенно удлиниться не могут, точки A' и B' соответственно опустятся, а с ними опустится и ось колеса. В среднем динамический радиус мало отличается от статического, и для практических расчетов их можно принять равными.

Радиусом качения колеса r_k называют отношение продольной составляющей поступательной скорости колеса к его угловой скорости:

$$r_k = v_x / \omega_k. \quad (1)$$

Необходимость в таком радиусе объясняется тем, что вследствие тангенциальной эластичности и проскальзывания отдельных элементов колеса путь S , проходимый колесом за N его оборотов, не равен произведению величины $2\pi N$ на радиус r_d , или тем более r_c , а равен этой величине, умноженной на некоторый фиктивный радиус r_k , т. е. на такой, который нельзя непосредственно измерить. Поскольку этот радиус связывает поступательную и угловую скорости колеса, он является одной из важнейших его кинематических характеристик.

Радиус качения обычно определяют экспериментально путем замера пройденного колесом пути S за N его оборотов. Он может быть определен для любого режима качения колеса как при «чистом» его качении, так и при качении со скольжением, что будет рассмотрено ниже.

При движении колеса в ведомом, свободном и нейтральном режимах, т. е. режимах малого силового нагружения, радиус r_k с достаточной для практических целей точностью можно определить аналитически, связав с другими радиусами, легко непосредственно измеряемыми, но лишь для случая относительно жестких шин, когда длина опорной площадки меньше динамического радиуса колеса.

Если катящееся колесо повернется на угол 2α (рис. 6, б), то пройденный центром колеса при «чистом» качении путь

$$S = 2r_c \sin \alpha. \quad (2)$$

Разложим $\sin \alpha$ в ряд:

$$\sin \alpha \approx \alpha - \alpha^3/3! + \alpha^5/5! - \alpha^7/7!$$

Ввиду сравнительно малой величины угла α достаточно ограничиться первыми двумя членами ряда. Подставив полученное значение $\sin \alpha$ в уравнение (2), получим:

$$|S| = 2r_c (\alpha - \alpha^3/3!). \quad (3)$$

Путь, пройденный центром колеса при повороте на угол 2α , выразим через радиус качения свободного колеса:

$$S = 2r_{k0} \alpha. \quad (4)$$

Из выражений (3) и (4) получаем:

$$r_{\text{кв}} = r_{\text{с}} (1 - \alpha^2/3). \quad (5)$$

Если вместо свободного радиуса колеса ввести динамический радиус $r_{\text{д}}$, то $2r_{\text{кв}}\alpha = 2r_{\text{д}} \operatorname{tg} \alpha$.

Разложив $\operatorname{tg} \alpha$ в ряд и ограничившись первыми двумя членами ряда, после подстановки полученного значения $\operatorname{tg} \alpha$ находим:

$$r_{\text{кв}} = r_{\text{д}} (1 + \alpha^2/3). \quad (6)$$

Исключив из выражений (5) и (6) угол α и преобразовав, их получим:

$$r_{\text{кв}} = 3r_{\text{д}}/(1 + 2r_{\text{д}}/r_{\text{с}}). \quad (7)$$

Как показывают эксперименты, для большинства шин эта формула позволяет определить величину $r_{\text{кв}}$ с ошибкой не более 3 ... 8%.

Радиус качения колеса не является величиной постоянной. Он уменьшается с увеличением крутящего момента или тангенциальной силы, а также тангенциальной эластичности шины. Объясняется это тем, что, если шина нагружена положительным крутящим моментом (или окружной силой), совпадающим с вектором угловой скорости, то та часть шины, которая приближается к контакту с опорной поверхностью или входит в него, сжимается. Происходит упругая деформация шины, которую иногда называют упругим скольжением, и, кроме того, непосредственное скольжение элементов шины относительно опорной поверхности, причем, чем больше продольная сила, тем больше скольжение, особенно неупругое. При действии отрицательного (тормозного) крутящего момента или продольной силы, направленной против движения колеса, к опорной поверхности подходят растянутые элементы шины, упругая деформация, а также скольжение направлены в обратную сторону, вследствие чего путь, проходимый колесом за один оборот, и, следовательно, радиус качения увеличиваются.

Изменение радиуса качения от крутящего момента или продольной силы подчиняется зависимостям:

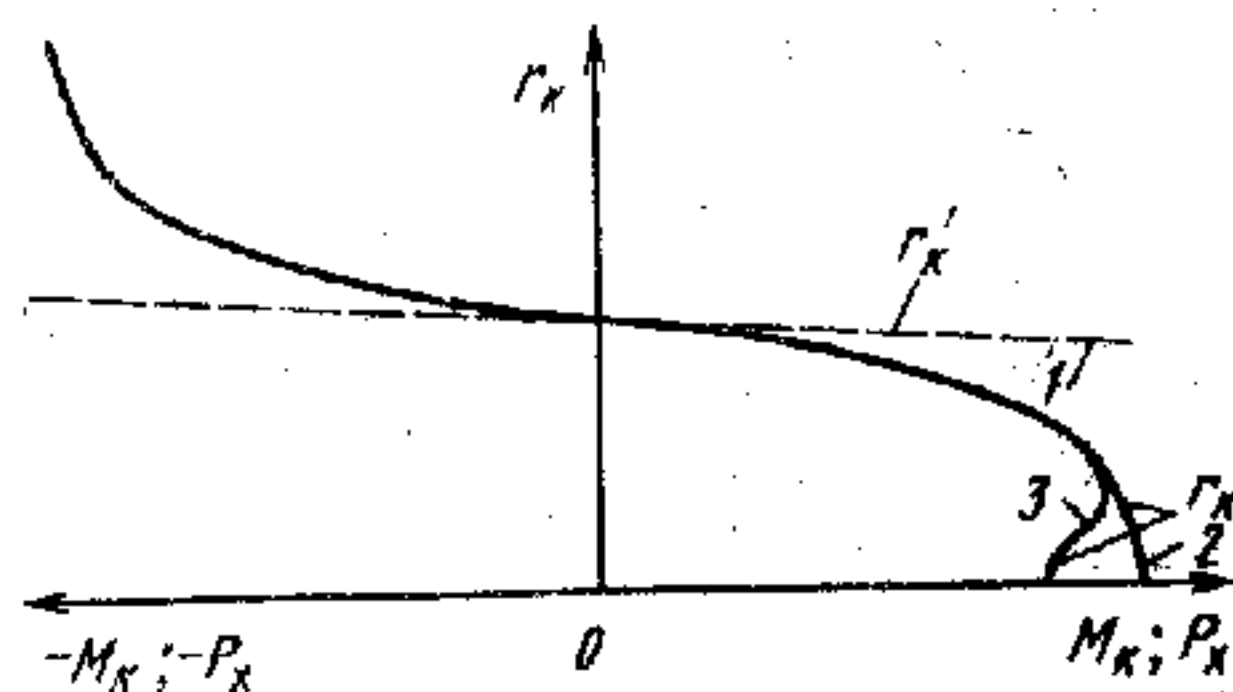
$$r'_{\text{к}} = r_{\text{к0}} - \lambda_{\text{М}} M_{\text{к}}; \quad (8)$$

$$r'_{\text{к}} = r_{\text{к0}} - \lambda_{\text{Р}} P_{\text{х}}, \quad (9)$$

где $r_{\text{к0}}$ и $r_{\text{кс}}$ — радиусы качения соответственно ведомого и свободного колес; $\lambda_{\text{М}}$ и $\lambda_{\text{Р}}$ — коэффициенты, характеризующие изменение радиуса качения от крутящего момента и от продольной силы соответственно, называемые коэффициентами тангенциальной эластичности. Как видно из сравнения выражений (8) и (9), отношение $\lambda_{\text{М}}/\lambda_{\text{Р}}$ приблизительно равно $r'_{\text{к}}$.

Характер зависимости радиуса $r_{\text{к}}$ от момента $M_{\text{к}}$ или силы $P_{\text{х}}$ показан на рис. 7. Как видно, при малых значениях момента

Рис. 7. Характерные зависимости радиуса качения от продольной силы колеса



коэффициент изменения радиуса качения колеса постоянен и изменение радиуса качения подчиняется линейному закону. Штриховой линией показано изменение радиуса качения за счет деформации шины колеса, а сплошной — с учетом скольжения элементов шины. В связи с этим можно дополнительно ввести понятие о радиусе качения колеса без скольжения.

При вращении различные точки колеса имеют неодинаковую окружную скорость относительно оси вращения. Скорость, принадлежащую точке, расположенной на наружной поверхности колеса, будем называть тангенциальной скоростью колеса. Вследствие радиальной деформации колеса относительная скорость его в площадке контакта отличается от скорости элементов колеса, находящихся на его периферии, но не в зоне контакта (например, в верхней части колеса), а из-за некоторой протяженности опорной площадки эта скорость неодинакова и по длине ее. Поскольку шина неразрывна, происходят ее упругая окружная деформация и различное скольжение отдельных элементов относительно опорной площадки. В дальнейшем изложении под тангенциальной скоростью колеса в контакте будем понимать условную усредненную скорость v_τ точек колеса в контакте (на рис. 8 колесо условно изображено недеформированным и скорость v_x принята равной v , поскольку рассматривается прямолинейное движение колеса).

Тогда радиус качения колеса без скольжения

$$r'_k = v_\tau / \omega_k. \quad (10)$$

Поступательная скорость колеса v или скорость центра O колеса относительно опорной поверхности является переносной скоростью (в системе координат, жестко связанной с опорной поверхностью). Поскольку абсолютная скорость равна сумме переносной и относительной скоростей, то, когда векторы их одинаковы по абсолютной величине, но противоположно направлены,

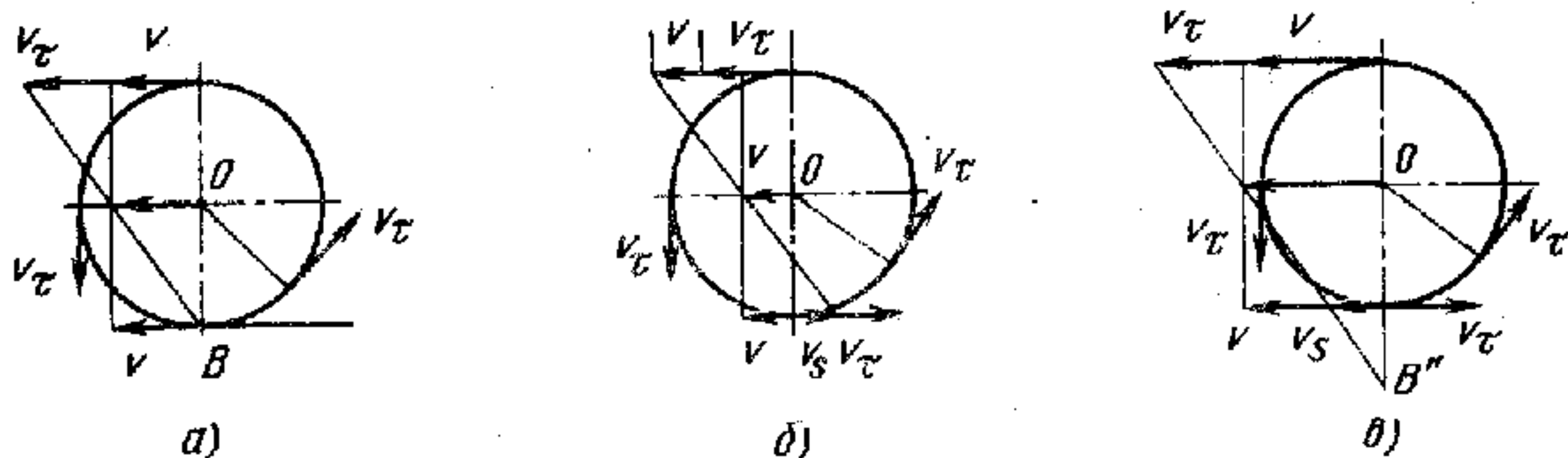


Рис. 8. План скоростей колеса

абсолютная скорость равна нулю. Если мгновенная ось вращения колеса, в которой абсолютная скорость равна нулю, находится на опорной плоскости (точка B), то такой случай условно можно назвать «чистым» качением колеса (рис. 8, а). Условность состоит в том, что различные точки опорной площадки имеют и различные абсолютные скорости, т. е. скользят относительно опорной поверхности. Но в принятом случае есть хотя бы одна нескользящая точка колеса.

Если относительная скорость отличается от переносной не только по направлению, но и по абсолютной величине, то по длине опорной площадки нет ни одной неподвижной точки. Вся опорная площадка шины скользит с некоторой средней скоростью скольжения v_s , а скорость оси колеса определяется как

$$v = v_r - v_s. \quad (11)$$

Мгновенная ось вращения расположена при этом выше опорной плоскости (точка B'), если скорость скольжения положительна, т. е. совпадает с направлением тангенциальной скорости в плоскости контакта (рис. 8, б), или ниже ее (точка B''), если скорость скольжения направлена в противоположную сторону (рис. 8, в).

Расстояния OB , OB' и OB'' , т. е. расстояния между мгновенной осью вращения и геометрической осью колеса, являются радиусами качения условного жесткого колеса, кинематически эквивалентного эластичному колесу.

Установим зависимость между радиусами r_k и r'_k , учитывающую величину коэффициента продольного скольжения (буксования) колеса. Коэффициент продольного скольжения (или просто коэффициент скольжения)

$$s_c = v_s/v_r = 1 - v/v_r. \quad (12)$$

Если скорость скольжения совпадает по направлению с тангенциальной скоростью колеса в контакте, то происходит буксование колеса.

Решая совместно выражения (1), (10)—(12), получаем:

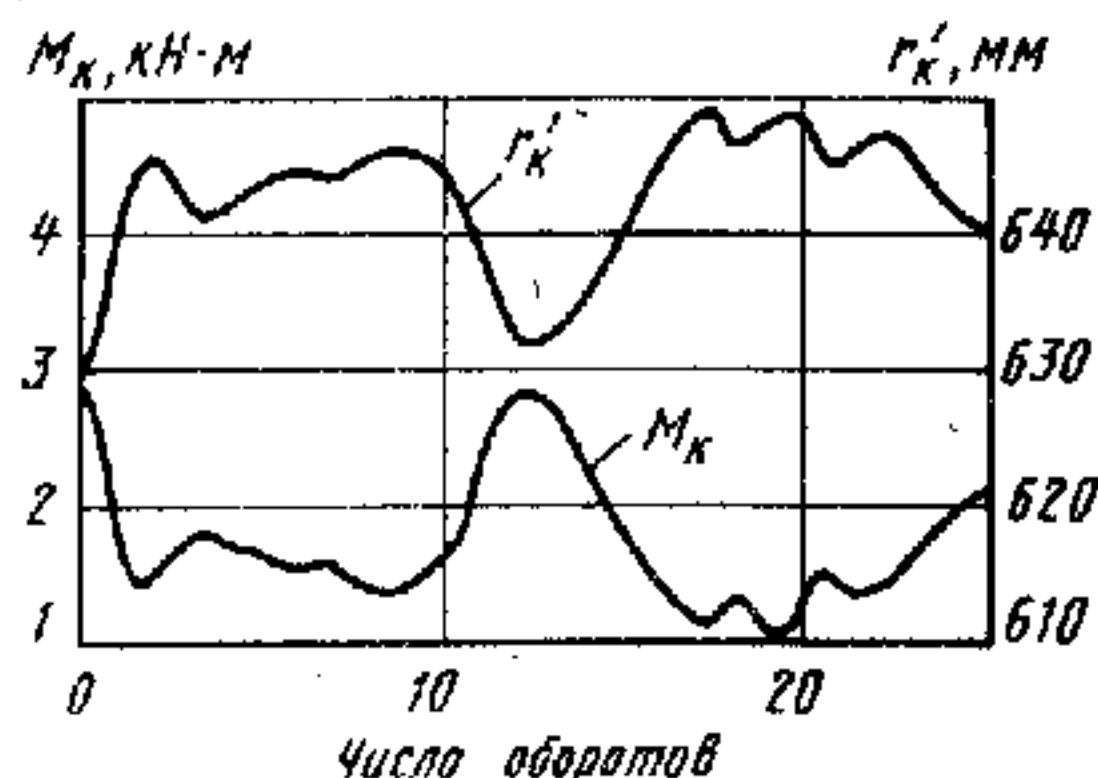
$$r_k = r'_k (1 - s_c). \quad (13)$$

На рис. 7 кривая $r_k = f(M_k)$ показана сплошной линией, а $r'_k = f(M_k)$ — штриховой. Ординаты между этими кривыми равны $r'_k s_c$.

Радиус качения r'_k колеса без скольжения позволяет связать продольную силу колеса с крутящим моментом в соответствии с формулой (14), приведенной ниже, тогда как радиус качения r_k является кинематическим показателем, связывающим поступательную и угловую скорости колеса. Как видно из выражения (13) и рис. 7, при отсутствии скольжения эти радиусы равны.

Величины коэффициентов λ_M и λ_P различны для разных шин и изменяются в зависимости от ряда факторов. Эти коэффициенты, как правило, уменьшаются с увеличением размеров шин, числа

Рис. 9. Характеристика «следящего» свойства шины



слоев корда, зависят от упругих свойств резины, направления нитей корда. Широкопрофильные и радиальные шины имеют меньшую в сравнении со стандартными диагональными шинами тангенциальную эластичность, меньшее значение этих коэффициентов. На тангенциальную эластичность шины мало влияет давление воздуха в ней. Наоборот, очень большое влияние оказывает нормальная нагрузка колеса. С увеличением этой нагрузки шина становится плотнее и меньше деформируется под действием остальных видов нагружения (крутящего момента или продольной силы). При средних эксплуатационных нагрузках коэффициент λ_m находится в пределах 0,003 ... 0,01 мм/(Н·м).

При значительном динамическом нагружении, когда необходимое для деформации шины время превышает время изменения крутящего момента (или силы), зависимости (8) и (9) без дополнительных условий не могут быть использованы. Однако если крутящий момент M_k изменяется относительно медленно, то всегда имеется «следящее» свойство шины, т. е. практически одновременно с изменением крутящего момента изменяется радиус качения r'_k колеса (рис. 9).

Мощностной баланс. Для определения основных преобразующих свойств колеса рассмотрим мощностной баланс колеса.

К ведущему колесу мощность подводится посредством крутящего момента M_k . Часть этой мощности затрачивается на сопротивление качению самого колеса, а другая — передается через ось к корпусу машины, приводя его вместе со всеми остальными частями машины силой R_x в поступательное движение со скоростью, равной скорости колеса v . Поскольку в зоне контакта колеса с опорной поверхностью происходит скольжение элементов шины, следует учесть рассеяние при этом мощности скольжения, которая пропорциональна продольной силе реакции R_x в контактной площадке колеса и скорости скольжения v_s .

Наконец, в общем случае следует учесть еще мощность, затрачиваемую на разгон колеса.

Таким образом, мощностной баланс ведущего колеса можно описать следующим уравнением:

$$M_k \omega_k = M_f \omega_k + R_x v + R_x v_s + M_{ka} \omega_k$$

где $M_{ka} = I_k d\omega_k/dt$ — инерционный момент колеса; I_k — момент инерции колеса; t — время; $d\omega_k/dt$ — угловое ускорение колеса.

В зависимости от режима качения знаки и величины составляющих этого уравнения могут измениться, но структура его остается. Например, при свободном режиме отпадают второе и третье слагаемые, так как к колесу подводится мощность, необходимая только для качения этого колеса, т. е. отсутствует сила R_x . При тормозном режиме крутящий момент M_K и сила R_x отрицательные, в ведомом $M_K = 0$, в нейтральном — мощность подводится не только через момент, но и силой P_x .

Учитывая выражения (10) и (11) и поделив обе части последнего равенства на v_t , при постоянной скорости получим:

$$M_K/r'_K = M_f/r'_K + R_x = P_{ко}. \quad (14)$$

Левая часть равенства (14) представляет собой силу, которую непосредственно измерить нельзя, поэтому она является фиктивной. Ее можно назвать **п о л н о й о к р у ж н о й с и л о й** $P_{ко}$ колеса.

Первое слагаемое правой части этого выражения представляет собой условную количественную характеристику сопротивления качению колеса, являющуюся силой. Эта сила называется **с и л о й с о п р о т и в л е н и я к а ч е н и ю**:

$$P_f = M_f/r'_K.$$

В тех случаях, когда движение колеса (а далее и всей машины) исследуют на основании соотношения действующих сил и сил сопротивления, в рассмотрение можно вводить эту фиктивную силу сопротивления качению.

Более общей количественной характеристикой сопротивления качению колеса является безразмерная величина — **к о э ф ф и ц и е н т с о п р о т и в л е н и я к а ч е н и ю**:

$$f = P_f/P_x.$$

Таким образом, часть полной окружной силы используется на преодоление сопротивления качению этого колеса (P_f), а другая часть (второе слагаемое) представляет собой продольную реакцию R_x опорной поверхности или равную ей, но противоположно направленную силу тяги колеса, которую в данном случае будем обозначать P_K .

Тогда из равенства (14) получаем:

$$P_K = P_{ко} - P_f. \quad (15)$$

Процесс качения колеса описан выше средствами «внешней» механики, дающими достоверные результаты для стационарного режима. При рассмотрении динамических систем, в которых эластичное колесо является одним из составных элементов, существенным является описание взаимосвязи деформаций элементов шины в зоне контакта. Описание одной из возможных моделей качения эластичного колеса как элемента динамической системы приведено

в прил. 1. Поскольку эту модель колеса наиболее целесообразно использовать в общей системе машины, для ее изучения следует ознакомиться с содержанием гл. 2 и 6.

§ 2. СОПРОТИВЛЕНИЕ КАЧЕНИЮ КОЛЕСА

Как было выше показано, при качении колеса происходят различные деформации шины и опорной поверхности, которые сопровождаются необратимыми потерями. Эти потери определяют сопротивление качению колеса — один из основных видов сопротивления движению всей колесной машины. Необратимые потери при качении эластичного колеса по твердой опорной поверхности обусловлены следующими причинами: а) внутренним трением в шине; б) проскальзыванием элементов шины по опорной поверхности; в) присасыванием шины к опорной поверхности; г) аэродинамическим сопротивлением.

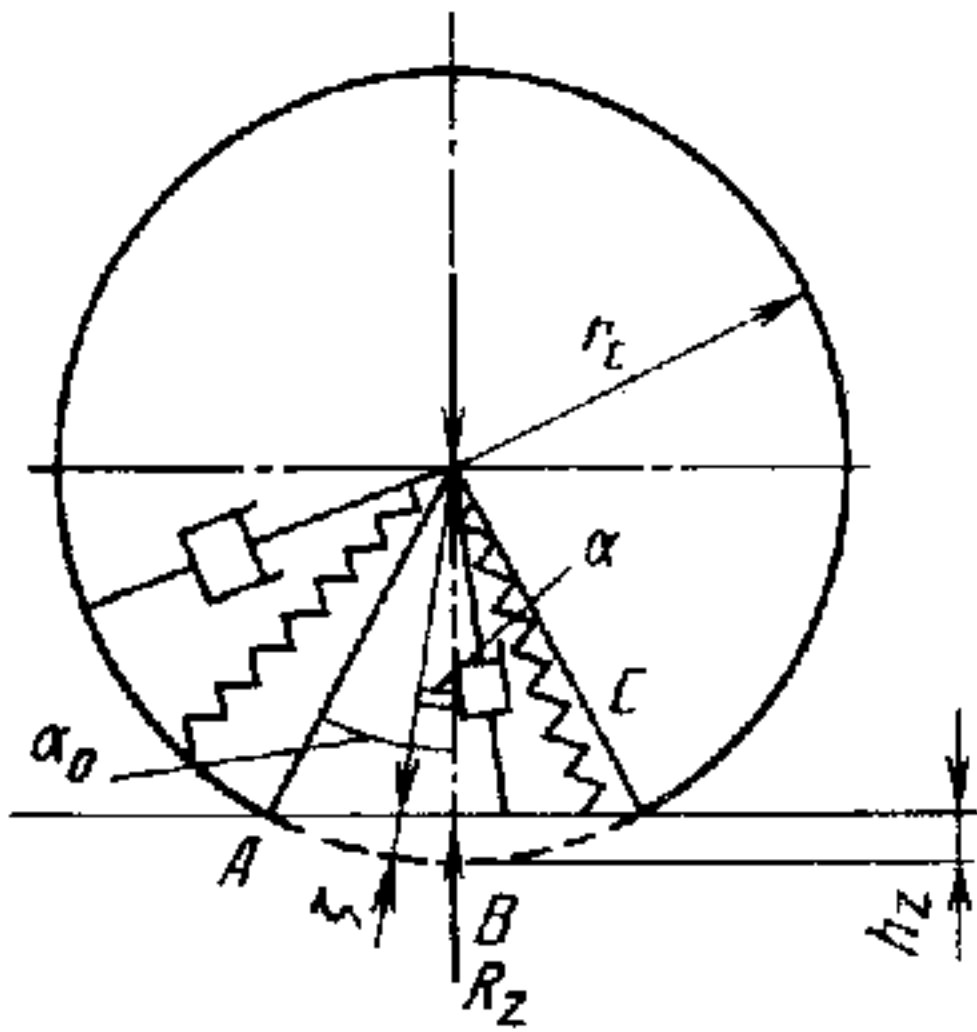
Внутреннее трение в шине вызывается межмолекулярным трением в резине и корде и механическим трением между покрывшей и камерой, покрывшей и ободом колеса, а также между резиной и кордом. Это трение является результатом всех видов деформаций шины, в основном вызванных нормальной нагрузкой. Эксперименты показывают, что потери на различные виды трения в шине ведомого колеса составляют 90 ... 95% всех потерь на качение.

Проскальзывание элементов шины по опорной поверхности является следствием деформаций шины в тангенциальном направлении, т. е. в плоскости контакта. Потери на трение в результате этого скольжения сравнительно невелики и составляют 5 ... 10% для ведомого колеса. С увеличением тангенциальной силы или крутящего момента проскальзывание элементов шины распространяется на большую площадь. При полном скольжении или буксовании колеса перемещается относительно опорной поверхности, потери на трение скольжения достигают максимальной величины и являются основными.

Потери на присасывание шины к опорной поверхности объясняются тем, что в момент соприкосновения отдельных участков протектора с опорной поверхностью образуются (а в некоторых протекторах всегда имеются) замкнутые контуры рисунка, из которых выжимается воздух. В последующем на отрыв шины от дороги требуется затрата дополнительной силы. При наличии влаги на опорной поверхности, которая герметизирует присасываемые участки, потери из-за присасывания, а следовательно, и общие потери на качение возрастают.

Сопротивление качению колеса можно характеризовать различными показателями, причем применение некоторых из них целесообразно в одних случаях, а некоторых — в других. К этим показателям относятся мощность, момент, сила и коэффициент сопротивления качению. Так, например, для определения мощ-

Рис. 10. Модель эластичного колеса



ности, необходимой для движения колесной машины, нужно знать мощности всех видов сопротивлений, в том числе и мощность сопротивлений качению всех колес. Однако сравнивать между собой или оценивать совершенство конструкций шин по минимуму потерь при условии использования различных шин, предназначенных для разных машин, можно лишь по безразмерной величине.

Характеристики сопротивления качению колеса можно определять двумя путями. Первый состоит в раскрытии внутренних связей и явлений, физических процессов, происходящих при качении эластичного колеса, катящегося по твердой или деформируемой поверхности. Второй путь основан на исследовании зависимостей между силовыми и скоростными факторами, получающимися при совместном решении уравнений силового равновесия и мощностного баланса колеса. Несмотря на то что в настоящее время еще нет исчерпывающего решения задачи чисто аналитического определения потерь на сопротивление качению эластичного колеса даже по твердой опорной поверхности, основанного на анализе происходящих в колесе физических явлений, первый путь предпочтительнее второго. При решении вторым путем приходится, как уже было показано, использовать некоторые нереальные, фиктивные величины.

Рассмотрим одну из возможных моделей эластичного колеса (рис. 10). Шина представлена в виде невесомого кольца, имеющего радиус, равный свободному радиусу r_c колеса, упруго соединенного со ступицей.

Пружинами в модели представлены упругие связи, а поршни с цилиндрами условно изображают механизм демпфирования или потерь на гистерезис и проскальзывание элементов шины. Считаем, что все виды деформаций и связанных с ними потерь на трение и проскальзывание приведены к принятым в модели связям. Физические процессы, происходящие в шине в ведомом, свободном и нейтральном режимах, т. е. режимах, в которых силовое нагружение наименьшее, наиболее близки к тем, которые имеются при нагружении и последующем разгрузении неподвижного колеса. Действительно, при качении колеса, нагруженного только нормальной силой, любое его радиальное сечение последовательно деформируется так же, как деформируется радиальное сечение, находящееся в зоне AC контакта неподвижного колеса.

В связи с этим определим потери на сопротивление качению ведомого, свободного и нейтрального колеса, условно считая, что оно претерпевает деформации лишь под действием нормаль-

ной нагрузки, т. е. в радиальном направлении. Будем считать, что работа, затрачиваемая на трение (скольжение) в контакте колеса, приведена к работе сил внутреннего трения радиально деформирующихся элементов шины. Как и выше, сделаем допущение, что модель колеса приведена к плоскости, в соответствии с чем действующие силы и моменты имеют также приведенное значение.

При вертикальном нагружении неподвижного колеса каждый его элемент в зоне контакта переместится с окружности свободного радиуса r_c на величину ζ в радиальном направлении. В соответствии с расчетной схемой

$$\zeta = r_c - (r_c - h_z)/\cos \alpha, \quad (16)$$

где α — текущее значение угла, изменяющегося в пределах угла $\pm \alpha_0$, соответствующего зоне контакта колеса с опорной поверхностью; h_z — наибольшая величина радиальной деформации колеса.

Тогда работа сил внутреннего трения одного элемента при перемещении в направлении к центру колеса в процессе нагружения шины и обратном перемещении в процессе разгружения $A_1 = 2k\zeta$, где k — удельная сила внутреннего трения в одном элементе модели колеса.

Работа всех элементов колеса при однократном цикле нагружения-разгружения

$$A = \int_{-\alpha_0}^{+\alpha_0} A_1 d\alpha = 2k \int_{-\alpha_0}^{+\alpha_0} \zeta d\alpha. \quad (17)$$

Подставив в выражение (17) значение ζ по формуле (16), получим:

$$\begin{aligned} A &= 2kr_c \int_{-\alpha_0}^{+\alpha_0} \{[1 - (1 - h_z/r_c)]/\cos \alpha\} d\alpha = \\ &= 2kr_c \{2\alpha_0 - [1 - (h_z/r_c)] \ln [(1 + \sin \alpha_0)/(1 - \sin \alpha_0)]\}. \end{aligned}$$

Работа $A_{2\pi}$, затрачиваемая на деформацию колеса за один оборот, больше работы при однократном цикле нагружения во столько раз, во сколько раз площадь $S_{2\pi}$ кольца деформации больше площади $S_{\text{сегм}}$ сегмента ABC , т. е.

$$A_{2\pi} = A \frac{S_{2\pi}}{S_{\text{сегм}}} = A \frac{\pi h_z (2r_c - h_z)}{r_c^2 \alpha_0 - r_c (r_c - h_z) \sin \alpha_0}.$$

В то же время, работа, затрачиваемая на передвижение колеса за один оборот,

$$A'_{2\pi} = P_{f0} 2\pi r_k.$$

Эту работу при равномерном движении и без учета потерь на сопротивление воздуха можно приравнять к работе $A_{2\pi}$.

Тогда сила сопротивления качению ведомого колеса

$$P_{f0} = A_{2\pi} / (2\pi r_k)$$

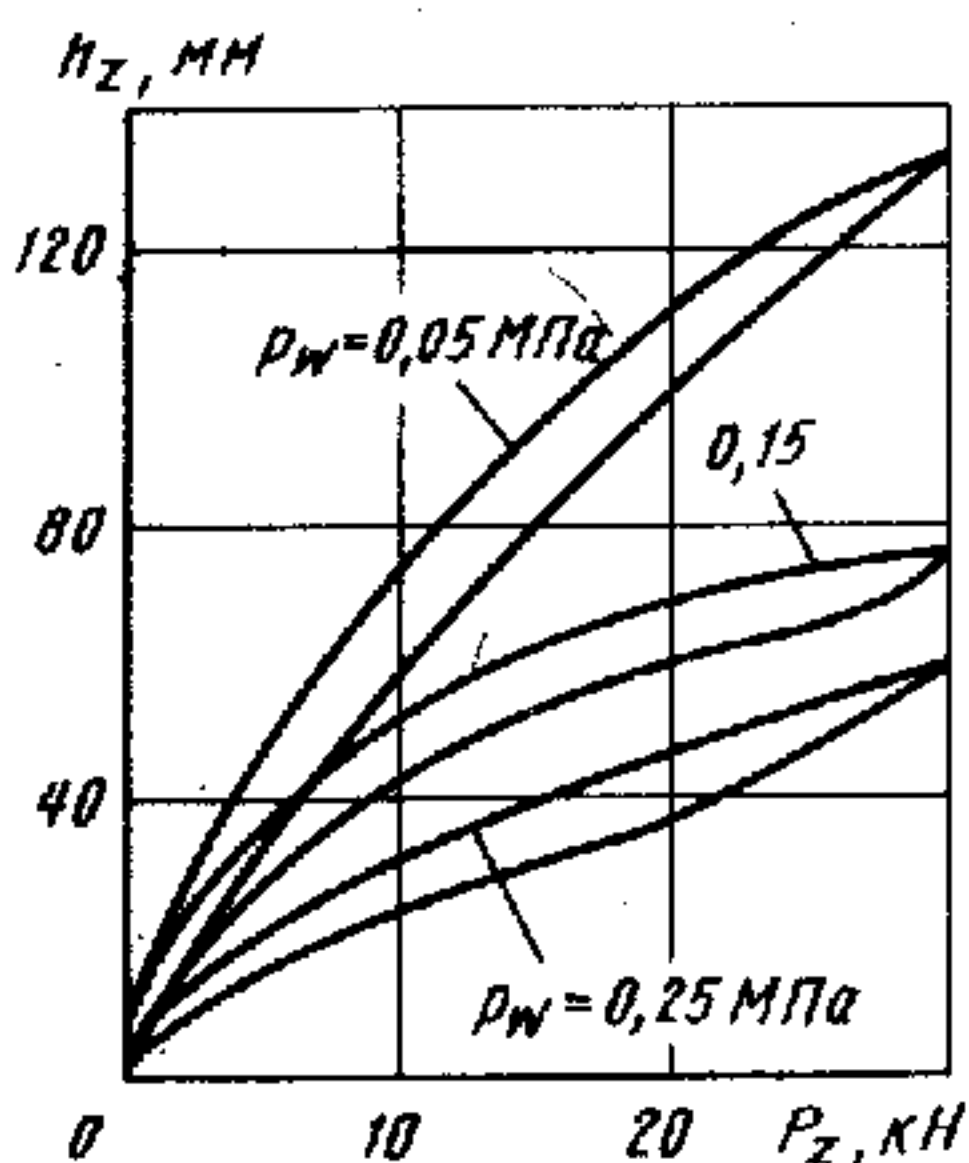
и коэффициент сопротивления качению в ведомом режиме

$$f_0 = P_{f0} / P_z = \frac{k}{P_{2f_k}} \left[2\alpha_0 - (1 - h_z/r_0) \ln \frac{1 + \sin \alpha_0}{1 - \sin \alpha_0} \right] \times \\ \times \frac{h_z (2r_0 - h_z)}{r_0 \alpha_0 - (r_0 - h_z) \sin \alpha_0}.$$

По этой формуле нельзя непосредственно вычислить величину коэффициента сопротивления качению, так как в ней неизвестна величина удельной силы k внутреннего трения. Однако она дает представление о характере зависимости сопротивления качению от некоторых факторов. Так, при уменьшении нормальной жесткости шины $c_{шN}$ и увеличении вследствие этого ее нормальной деформации h_z сопротивление качению возрастает. При увеличении свободного радиуса колеса r_0 , а также радиуса качения r_k сопротивление качению уменьшается. Нормальная нагрузка колеса мало изменяет коэффициент сопротивления качению, ее величина входит как в знаменатель, так и косвенно через $h_z = f(P_z)$ — в числитель.

Поскольку нормальная жесткость шины в наибольшей степени зависит от внутреннего давления воздуха p_w , увеличиваясь с его повышением, то влияние этого давления на сопротивление качению аналогично влиянию жесткости.

При выводе формул не сделано никаких предположений о зависимости величины k от каких-либо факторов, за исключением того, что она принята независимой от угла α . Метод основан фактически на статическом нагружении шины. Сопротивление качению с использованием этого метода может быть определено в результате вычисления работ на однократное сжатие-расширение шины по петле гистерезиса (рис. 11). Полной тождественности потерь при таком деформировании и качении колеса нет, но с точностью порядка 90 ... 95% метод может быть использован.



Вместе с тем величина k и радиальная деформация h_z зависят от ряда факторов и, в частности, от скорости деформирования. С возрастанием этой скорости, точнее с увеличением частоты колебания оси и скорости качения колеса, значительно уменьшается демпфирование (неупругое сопротивление) шины. При динамическом нагружении изменяется коэффициент $c_{шN}$ нормальной жесткости шины, причем на коэффициент сопротивления качению влияют

Рис. 11. Нагрузочная характеристика шины

не только упругодемпфирующие свойства и процесс взаимодействия шины с опорной поверхностью, но и силы инерции элементов шины. При большой частоте вращения шина в некоторых случаях «не успевает» сдеформироваться на ту же величину, как при медленном нагружении.

Большинство экспериментальных работ показывает, что сопротивление качению практически увеличивается лишь со скоростями качения порядка 50 км/ч, причем особенно интенсивно при скоростях более 100 км/ч. Последнее объясняется динамическими процессами, происходящими в шине. Начиная с определенного значения скорости качения частота деформации элементов шины совпадает с их собственной частотой колебаний. При высоких скоростях качения скорость восстановления формы шины после прохождения зоны контакта ниже скорости выхода элементов из контакта. В результате из контакта выходят невосстановленные элементы, которые под действием упругих и инерционных сил начинают колебаться. Эти колебания сопровождаются внутренним трением в материале шины, что приводит к резкому нарастанию потерь на качение. При больших скоростях качения наблюдаются видимые колебания беговой дорожки в зоне выхода из контакта и поверхность шины становится волнообразной. Скорость, при которой начинается волнообразование, называется критической скоростью по волнообразованию. Эта скорость должна быть выше максимальной скорости колесной машины.

Еще раз следует подчеркнуть, что явления, происходящие в эластичном колесе при его качении и деформациях, весьма сложны и связаны со многими факторами. Поэтому не всегда возможно установить прямое влияние некоторых из них на сопротивление качению. Однако кроме перечисленных выше зависимостей сопротивления качению от конструктивных и эксплуатационных факторов можно привести еще несколько. Так, вследствие повышения упругости и снижения потерь на гистерезис при увеличении размера шин, уменьшении отношения высоты профиля шины к ее ширине и улучшении рецептуры резины коэффициент сопротивления качению уменьшается. При скоростях движения до 120 км/ч наименьшим сопротивлением обладают радиальные шины.

Существует ряд эмпирических и полуэмпирических формул, позволяющих по некоторым данным определять коэффициент сопротивления качению, устанавливать его зависимость от скорости. Некоторые из этих формул приведены в прил. 2.

Большое влияние на сопротивление качению оказывает давление воздуха в шине, поскольку с давлением воздуха изменяется нормальная жесткость шины.

Ниже приведены значения коэффициентов сопротивления качению f_0 , полученные при испытаниях стандартных шин в ведо-

мом режиме в зависимости от дорожного покрытия и его состояния.

Асфальтобетонное:	
в хорошем состоянии	0,008 ... 0,015
в удовлетворительном состоянии	0,015 ... 0,020
Гравийное в хорошем состоянии	0,020 ... 0,025
Булыжное:	
в хорошем состоянии	0,025 ... 0,030
с выбоинами	0,035 ... 0,050
Грунтовая дорога:	
сухая укатанная	0,025 ... 0,035
после дождя	0,050 ... 0,150
Обледенелая дорога	0,015 ... 0,030
Снежная укатанная дорога	0,030 ... 0,050

Как видно, на сопротивление качению влияют еще ровность и влажность опорной поверхности. На неровной дороге возникают дополнительные деформации шины под действием динамической нагрузки.

При передаче через колесо крутящего момента или тангенциальной силы, как было указано выше, происходит дополнительная деформация, сопровождающаяся потерей энергии. Выполненный анализ формул, связывающих момент, силу и радиус качения колеса в ведомом и ведущем режимах, подтвержденный многими экспериментами, показал, что сопротивление качению ведущего колеса, вызванное дополнительной деформацией шины, возрастает пропорционально квадрату крутящего момента, подчиняясь следующей зависимости:

$$f_M = \lambda_M M_K^2 / (P_z r_{ko} r'_K),$$

где f_M — дополнительная составляющая коэффициента сопротивления качению.

Логично также и то, что сопротивление качению возрастает с увеличением тангенциальной эластичности шины (коэффициент λ_M), поскольку возрастают ее окружные деформации. Как будет показано ниже, нелинейность увеличения величины f_M в функции M_K является важным обстоятельством, которое следует учитывать при конструировании силового привода многоприводных колесных машин.

Таким образом, коэффициент сопротивления качению ведущего колеса можно условно рассматривать состоящим из двух частей:

$$f = f_0 + f_M.$$

При установившемся движении с обычными эксплуатационными скоростями практически любых колесных машин без прицепов по дорогам с покрытием, т. е. по твердой опорной поверхности, дополнительная составляющая f_M сравнительно невелика. Существенное значение она имеет при больших крутящих моментах колес, необходимых для движения машин по плохим дорогам и местности или по усовершенствованным дорогам, но на подъеме или с прицепом.

§ 3. СЦЕПЛЕНИЕ КОЛЕСА С ОПОРНОЙ ПОВЕРХНОСТЬЮ

Контакт деформируемого колеса с опорной поверхностью осуществляется по определенной площадке, поэтому при действии направленной в любую сторону реакции этой поверхности происходит скольжение хотя бы части элементов шины. С увеличением продольной реакции (как тяговой, так и тормозной сил) изменяются окружная деформация шины колеса, радиус качения, а значит (при той же угловой скорости), изменяется поступательная скорость колеса. Одновременно изменяется и относительная скорость, т. е. скорость скольжения элементов шины.

На плоской твердой опорной поверхности сцепление можно уподобить трению скольжения. Если до настоящего времени не установлены точные физические законы трения, хотя трение является одним из самых распространенных явлений природы и встречается почти во всех задачах механики, то тем более это можно отнести к сцеплению. Практически при определении силы сцепления пользуются законами, которые представляют собой только некоторое приближение к действительности.

У резины как основного материала шины в начальный момент скольжения сила трения резко увеличивается, а затем при повышении скорости скольжения — уменьшается. Не совсем строго, но качественно эту закономерность можно применить и к шине, имея также в виду, что с увеличением продольной реакции увеличивается относительное количество скользящих элементов шины, определяющих зону скольжения и уменьшающих зону сцепления опорной площадки.

При рассмотрении качения колеса большее практическое значение имеет не скорость скольжения, а коэффициент скольжения s_0 колеса. Тогда зависимость силы, а при постоянной нормальной нагрузке колеса зависимость коэффициента продольной силы колеса $K_p = P_x/P_z$ от коэффициента скольжения s_0 колеса с эластичной шиной приобретает вид, показанный на рис. 12.

При прямолинейном движении колеса величину продольной реакции, а в общем случае величину результирующей (продольной и боковой) реакции в опорной плоскости при полном скольжении будем называть силой сцепления колеса (P_ϕ). Отношение силы сцепления к нормальной нагрузке колеса назовем коэффициентом сцепления

$$\phi = P_\phi/P_z.$$

Заметим, что величину коэффициента сцепления целесообразно определять именно при полном скольжении с целью большей определенности. Так, боковое движение колеса без движения его в продольном направлении может быть только при полном скольжении.

Наибольшая величина коэффициента K_p продольной силы, иногда называемая максимальным коэффициентом сцепления ϕ_{\max} ,

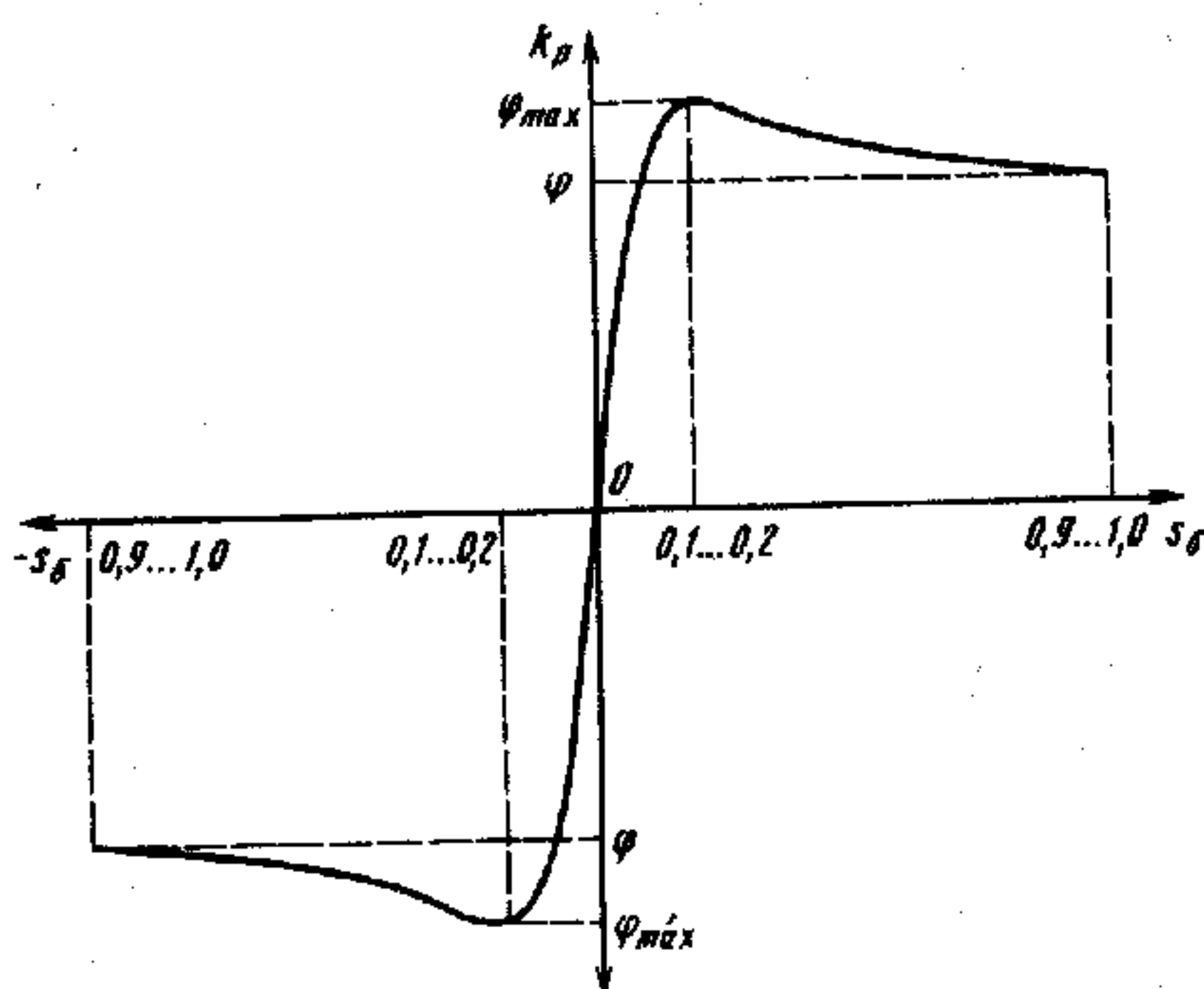


Рис. 12. Характерная зависимость коэффициента продольной силы от коэффициента скольжения

на твердых опорных поверхностях обычно соответствует 10 ... 15%-ному скольжению колеса. При достижении максимальной силы начинается быстрое увеличение коэффициента скольжения колеса, сопровождающееся, как указано выше, уменьшением силы сцепления. В большинстве случаев при некотором значении коэффициента скольжения величины силы и коэффициента сцепления стабилизируются. Проводя не абсолютно строгую аналогию сцепления с трением, можно условно принять, что максимальный коэффициент сцепления (при малом перемещении практически только за счет гистерезиса шины, а не относительного перемещения поверхности отпечатка по опорной поверхности) соответствует коэффициенту сцепления в состоянии покоя. Его величина при значительном скольжении соответствует коэффициенту сцепления в состоянии движения, который на большинстве твердых сухих поверхностей для стандартных шин примерно на 20 ... 25% меньше коэффициента сцепления в состоянии покоя.

При небольших значениях коэффициента продольной силы скольжение колеса практически не влияет на основные силовые и кинематические параметры колеса. Однако, когда этот коэффициент становится значительным, а расчеты и практика показывают — более (0,4 ... 0,6) φ_{\max} , скольжение колеса следует учитывать. Так, если машина интенсивно разгоняется и на ее колесах используются высокие значения коэффициента продольной силы, то при пробуксовывании колес зависимость радиуса качения от продольной силы соответствующим образом изменяется. Эта зависимость будет уже соответствовать не прямой 1, а кривой 2 или 3 (см. рис. 7), причем последняя кривая для твердой поверхности наиболее вероятна. Соотношение между угловой и поступательной скоростью колеса будет существенно зависеть от значения продольной силы.

Забегаая вперед, отметим, что особенно неблагоприятным является уменьшение сцепления колеса вследствие скольжения при

торможении, когда колесо блокируется, т. е. имеет 100%-ное скольжение. При этом не только снижается необходимая для торможения сила, но колесо не способно сопротивляться боковой силе.

Различают коэффициенты сцепления в продольном и боковом направлениях.

Коэффициент сцепления колеса с опорной поверхностью зависит прежде всего от рода и состояния сцепляющих тел — шины и опорной поверхности. На сухих твердых и относительно ровных опорных поверхностях, где контакт шины с опорной поверхностью осуществляется лишь по внешней поверхности шины, коэффициент φ в основном зависит от свойств опорной поверхности. Это объясняется тем, что фрикционные свойства всех шин (имеются в виду обычные шины) почти одинаковы. Некоторое различие коэффициентов φ шин с одинаковой резиной может быть следствием неодинаковой формы и направления рисунка протектора. Так, продольные канавки протектора увеличивают сцепление шины в боковом направлении, а поперечные — в продольном. У специальных шин, например шин с металлическими шипами, коэффициенты сцепления с теми же поверхностями, конечно, иные.

Коэффициент φ , хотя и не в очень большой степени, но зависит от площади контакта. Объясняется это тем, что с увеличением площади отпечатка шины колеса возрастает число микронеровностей, охватываемых отпечатком шины, поэтому в большинстве случаев с увеличением его площади растет и коэффициент сцепления.

Площадь отпечатка зависит от размеров и конструкции шины, а для данной шины — от нагрузки колеса и внутреннего давления воздуха в шине p_w , которое является определяющим фактором нормальной жесткости шины. Чем меньше давление воздуха в шине, чем мягче сама шина, тем больше деформация и площадь отпечатка шины и больше (хотя и не намного) коэффициент сцепления.

Некоторое влияние на коэффициент φ оказывает скорость качения колеса. Для процесса деформации шины, внедрения элементов ее поверхности во впадины микронеровностей или выступов дороги в шину требуется время. Поэтому при движении с большой скоростью элементы шины могут «не успеть» сделать это, колесо движется как бы по верхушкам микронеровностей, что приводит к некоторому снижению коэффициента сцепления.

Весьма большое влияние на величину коэффициентов сцепления оказывает влажность опорной поверхности. На мокрых поверхностях коэффициент φ_m меньше, чем коэффициент φ_s на сухих поверхностях. Исключением является движение по некоторым опорным поверхностям, например по влажному песчаному грунту. Вследствие связности частиц влажного, более плотного песка коэффициент φ_m получается большим, чем при движении по сухому сыпучему песку.

На уменьшение сцепления колеса с мокрой поверхностью значительно влияют скорость качения колеса, а также некоторые конструктивные показатели шины.

При движении колеса по мокрой дороге контакт его можно разделить на следующие три последовательные зоны: 1) зону, в которой колесо и дорога разделены слоем воды; 2) промежуточную переходную зону, где начинается касание неровностей дороги и протектора, но эффект этого касания сравнительно невелик; 3) зону, где вода из-под выступов рисунка протектора выдавлена в канавки и площадь фактического контакта протектора с шероховатой поверхностью дороги приблизительно равна площади контакта с сухой поверхностью. Последнюю зону практически можно считать участком трения без смазочного материала.

Приняв эти положения за основу и полагая, что под движущееся колесо как бы «вбивается» водяной клин, можно для определения величины коэффициента сцепления колеса с мокрой недеформируемой дорогой воспользоваться формулой

$$\varphi_m = (1 - kv_m/l\rho_v) \varphi_s,$$

где k — опытный коэффициент, характеризующий ровность дороги, конструкцию шины, форму контакта, неравномерность контактного давления по ширине опорной площадки колеса, вязкость жидкости; l — длина опорной площадки; ρ_v — среднее по ширине опорной площадки давление на выступы шины.

Как видно, величина φ_m линейно снижается с ростом скорости v_m и при определенном ее значении становится равной нулю. Скорость, при которой водяной слой распространяется на всю зону контакта (колесо под действием гидродинамических сил как бы всплывает и начинается его аквапланирование) называется скоростью аквапланирования.

Средние значения коэффициентов φ при движении по различным опорным поверхностям можно принимать в соответствии с табл. 1.

В связи с тем что коэффициент K_p продольной силы колеса изменяется в зависимости от коэффициента скольжения (буксования) и скорости скольжения колеса, которое обладает инерцией и соединено упругой связью с валом двигателя, также обладающим инерцией, процесс буксования колеса можно лишь условно рассматривать как статический, установившийся. Как показывают эксперименты, при буксовании крутящий момент или продольная реакция колеса имеют колебательный характер.

Момент и реакция колеса изменяются при этом в диапазоне от значений их при максимальном коэффициенте сцепления до значений, соответствующих полному буксованию. Частота колебаний момента и силы зависит от жесткости трансмиссии и шины и моментов инерции системы двигатель—колесо.

Т а б л и ц а 1

Опорная поверхность	Коэффициент сцепления шин		
	высокого давления	низкого давления	высокой проходимости
Асфальтобетонное покрытие:			
сухое	0,50 ... 0,70	0,70 ... 0,80	0,70 ... 0,80
мокрое	0,35 ... 0,45	0,45 ... 0,55	0,50 ... 0,60
покрытое грязью	0,25 ... 0,45	0,25 ... 0,40	0,25 ... 0,45
Щебеночное покрытие:			
сухое	0,50 ... 0,60	0,60 ... 0,70	0,60 ... 0,70
мокрое	0,30 ... 0,40	0,40 ... 0,50	0,40 ... 0,55
Грунтовая дорога:			
сухая	0,40 ... 0,50	0,50 ... 0,60	0,50 ... 0,60
после дождя	0,20 ... 0,40	0,30 ... 0,45	0,35 ... 0,50
в период распутицы	0,15 ... 0,25	0,15 ... 0,25	0,20 ... 0,30
влажная	0,35 ... 0,40	0,40 ... 0,50	0,40 ... 0,50
Снег:			
рыхлый	0,20 ... 0,30	0,20 ... 0,40	0,20 ... 0,40
укатанный	0,15 ... 0,20	0,20 ... 0,25	0,30 ... 0,50
Обледенелая дорога, лед	0,08 ... 0,15	0,10 ... 0,20	0,05 ... 0,10

§ 4. ЭКСПЕРИМЕНТАЛЬНОЕ ОПРЕДЕЛЕНИЕ ПАРАМЕТРОВ И ХАРАКТЕРИСТИК ШИН

При испытаниях шин находят их геометрические и силовые параметры, а также характеристики и коэффициенты, определяющие взаимодействие колеса с опорной поверхностью.

Испытания шин и колес проводят на стендах в лабораториях, с помощью специальных динамометрических тележек на дорогах и непосредственно на машинах. В последнее время все шире входят в практику испытания шин на масштабных моделях. В этом случае закономерности, полученные на моделях, переносят на полноразмерные шины с учетом масштабов модели и существующих законов подобия.

Для определения нормальной жесткости используют пресс, имеющий механизм нагружения и систему регистрации деформации. С помощью специального устройства, например гидравлического привода, плита, на которую опирается колесо, деформирует шину в направлении оси регистрируемым усилием. Одновременно измеряют и деформацию шины. Замеры необходимо делать как при увеличении нагрузки, так и при уменьшении ее. В результате получается характеристика, показанная на рис. 11. Испытания проводят при нескольких давлениях воздуха в шине, по несколько раз при каждом давлении с тем, чтобы обеспечить достаточную достоверность результатов.

На таком же стенде можно определять статические радиусы колеса и площади контактов шин. Для определения площади контакта шину покрывают краской, а под шину подкладывают

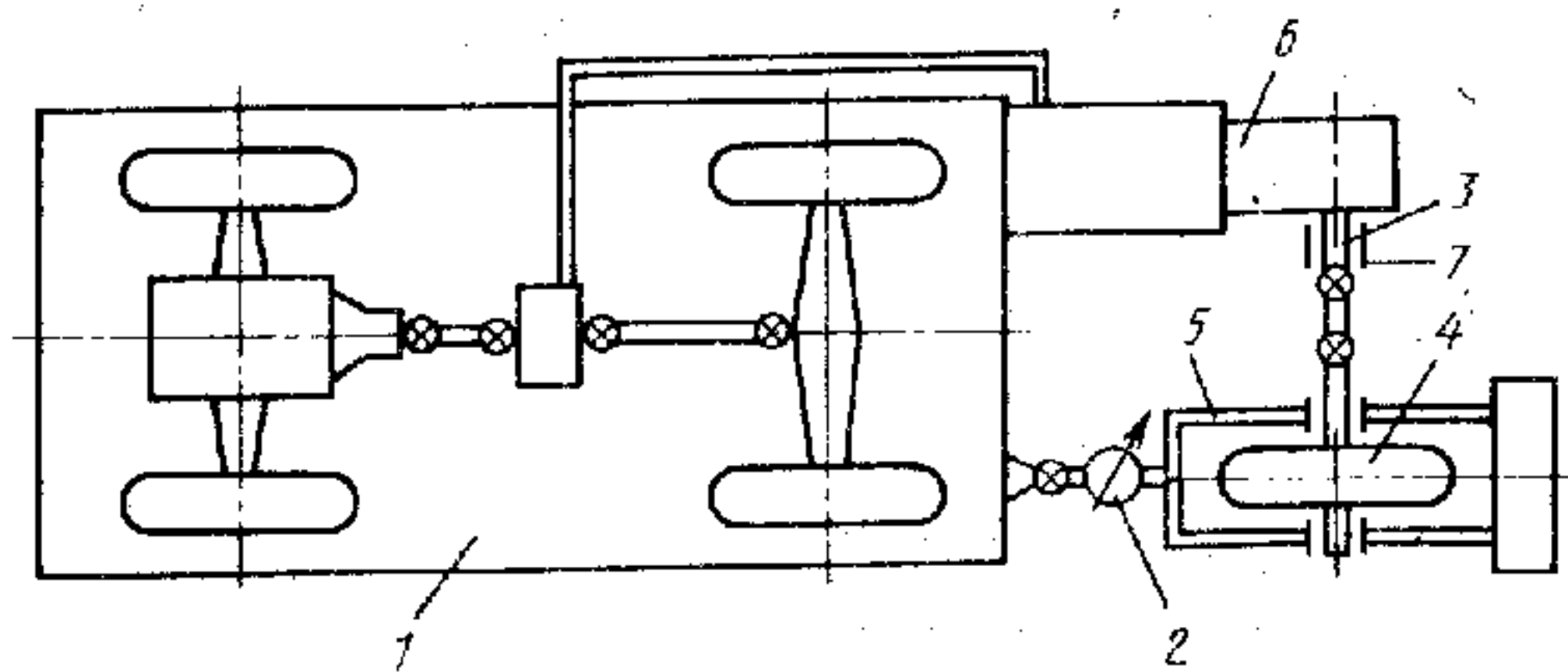


Рис. 13. Динамометрическая тележка для испытаний шин

бумагу, после чего измеряют полную площадь и площадь по выступам рисунка протектора. Для записи эюр распределения нормальных давлений и касательных напряжений по контактной площадке применяют специальные измерительные преобразователи, устанавливаемые или в опорной поверхности, или в протекторе шины. Для измерения напряжений в контакте движущегося колеса используют тензорезисторы и пьезоэлектрические преобразователи.

Одновременно с регистрацией напряжений выявляют проскальзывание элементов протектора шины фотографированием поверхности контакта через прозрачную опорную поверхность с нанесенной на нее масштабной сеткой.

Для определения радиусов качения, сопротивления качению и сцепления широко используются динамометрические тележки, схема одной из которых показана на рис. 13.

Тележка буксируется автомобилем-тягачом 1. Различная нагрузка на испытуемое колесо 4, установленное в раме 5 тележки, создается грузами 8. С помощью специального привода 6 к колесу может подводиться крутящий момент, что в сочетании с продольной силой, передаваемой через динамометрическое устройство 2, обеспечивает возможность проводить испытания в любом режиме качения колеса. При этом система привода должна обеспечить регулирование величины крутящего момента в диапазоне от нуля до максимальной по сцеплению колеса с дорогой.

Крутящий момент измеряется тензорезисторами 3, наклеенными на тензометрический вал. С помощью токосъемников 7 сигналы тензорезисторов снимаются с вращающегося вала и передаются в магнитограф или осциллограф для обработки.

Радиус качения колеса $r_k = S/(2\pi N)$, где S — пройденный колесом путь, м; N — число оборотов колеса, совершенных на этом пути. Для регистрации оборотов используют многоразрывные прерыватели, которые позволяют определять не только целое число, но и доли оборота колеса. Для регистрации пути наиболее употребительным является прибор «путь — скорость — время» с «пятым» колесом. Специально тарированное «пятое» колесо

крепят шарнирно к машине, а ось колеса соединяют гибким тросом с прибором. Прибор регистрирует число оборотов колеса, время движения и пересчитывает в путь и скорость движения.

Если колесо отъединено от привода, то показание P_d динамометра равно силе сопротивления качению P_{f0} в ведомом режиме. Коэффициент сопротивления качению $f_0 = P_{f0}/P_z$, где P_z — нагрузка, приходящаяся на колесо (с учетом веса самого колеса). Если к колесу подводится крутящий момент, а продольная сила, регистрируемая динамометрическим устройством, направлена по направлению движения, то можно определить величину f в ведущем режиме:

$$f = f_0 + [(M_k/r'_k) - P_d]/P_z.$$

Для определения радиуса качения без скольжения r'_k по формуле (9) необходимо знать коэффициент тангенциальной эластичности λ_p . Он может быть найден из выражения $\lambda_p = (r_{ki} - r_{kj})/(M_{ki} - M_{kj})$ в результате определения крутящих моментов колеса и радиусов качения при двух разных режимах i и j и значениях моментов, не превышающих $(0,4 \dots 0,6) M_{k \max}$, где $M_{k \max}$ — максимальный по сцеплению крутящий момент. При этом функция $r_k = f(M_k)$ должна быть линейна.

Эти же испытания позволяют определить зависимость радиуса качения от крутящего момента и от продольной реакции.

Коэффициент продольной силы и коэффициент сцепления определяют следующим образом. Уменьшают крутящий момент двигателя вплоть до полного отключения двигателя от ведущих колес. В случае необходимости на автомобиле-тягаче даже включают тормоза. Одновременно увеличивают крутящий момент испытуемого колеса. Испытание и замеры проводят до полного буксования колеса. Коэффициент сцепления находят из выражения $\varphi = P_{db}/P_z$, где P_{db} — сила, показанная динамометром при полном буксовании (скольжении) колеса.

Необходимо отметить, что в этих, как и во всех других экспериментах, связанных с определением сил, крутящих моментов, поступательных и угловых скоростей, регистрируемые величины не являются установившимися. Приборы регистрируют фактические величины, практически непрерывно изменяющиеся во времени. Поэтому зарегистрированные показания необходимо обрабатывать в строгом соответствии с требованиями порядка обработки экспериментальных данных. В настоящее время существуют методики и программы для обработки результатов экспериментов с помощью ЭВМ.

Коэффициенты сопротивления каче-

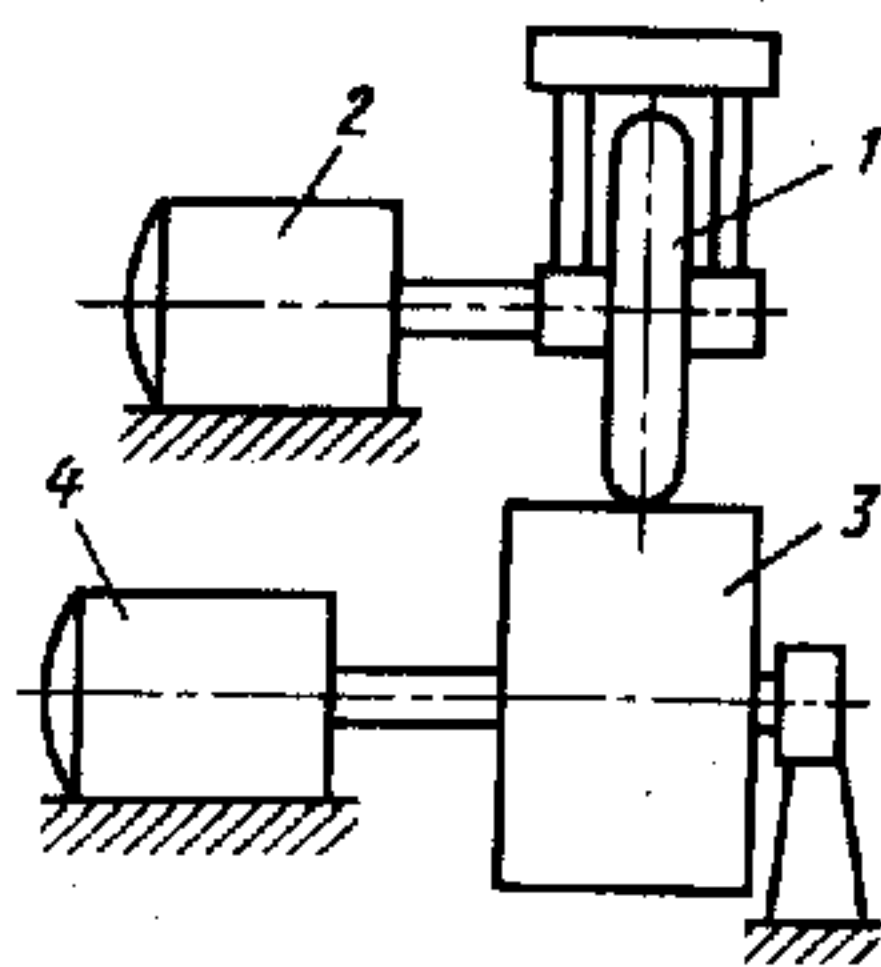


Рис. 14. Стенд с беговым барабаном

нию и сцепления определяют также на стендах с беговым барабаном (рис. 14) или с вращающимся диском. В этих случаях барабан или горизонтальный диск, по которому катится колесо, имитирует дорогу. В первом случае электродвигатель 2 вращает колесо 1, опирающееся на барабан 3, а тормозной генератор 4 создает изменяемое по желанию экспериментатора сопротивление качению колеса.

Недостатками стенда с беговым барабаном являются наличие кривизны у поверхности, имитирующей дорогу, и несоответствие покрытия барабана фактическому дорожному покрытию.

Вопросы для самопроверки

1. Назовите и охарактеризуйте режимы качения колеса.
2. Назовите и охарактеризуйте радиусы колеса.
3. Под действием каких факторов изменяется радиус качения колеса?
4. Какие конструктивные и эксплуатационные факторы влияют (и как) на коэффициент тангенциальной эластичности?
5. Из каких составляющих состоит мощностной баланс ведущего колеса?
6. В чем отличие силы тяги от полной окружной силы колеса?
7. Чем вызываются потери при качении колеса?
8. Какие Вы знаете физические модели колеса?
9. Какие конструктивные и эксплуатационные факторы влияют (и как) на сопротивление качению?
10. Каковы (приблизительно) величины сопротивления качению колеса по некоторым видам поверхностей?
11. Что называется силой и коэффициентом сцепления колеса?
12. Каков характер изменения силы сцепления от скольжения колеса?
13. Какие конструктивные и эксплуатационные факторы влияют (и как) на сцепление колеса с твердой опорной поверхностью?
14. Как можно экспериментально определить сопротивление качению колеса в ведомом и в ведущем режимах?
15. Как можно экспериментально определить коэффициент сцепления колеса с опорной поверхностью?

ПРЯМОЛИНЕЙНОЕ ДВИЖЕНИЕ КОЛЕСНОЙ МАШИНЫ ПО ТВЕРДОЙ ПЛОСКОЙ ОПОРНОЙ ПОВЕРХНОСТИ

§ 5. ВНЕШНИЕ СИЛЫ, ДЕЙСТВУЮЩИЕ НА МАШИНУ

При движении на колесную машину действуют различные внешние и внутренние силы и моменты.

Внешними по отношению к колесной машине являются силы, действующие со стороны окружающей машину среды, т. е. дороги и воздуха. Эти силы можно подразделить на активные и пассивные. Первые могут быть либо движущими силами, либо силами сопротивления движению в зависимости от того, совершают ли они полезную работу или работу сопротивления. Пассивные силы — сила тяжести и нормальные реакции — непосредственно работы не совершают, но, как будет показано ниже, оказывают большое влияние на показатели движения колесной машины.

Движущими являются силы тяги и крутящие моменты, если направление последних совпадает с направлением угловой скорости колес.

К силам сопротивления движению относятся сила сопротивления воздуха, сила сопротивления подъему (скатывающая сила), сила тяги на крюке, если машина — тягач. Пользуясь принципом Даламбера, к числу внешних сил можно отнести силу инерции поступательно движущейся массы машины. Для удобства анализа сопротивления целесообразно тангенциальные реакции колес заменить их составляющими: реакциями, равными полным окружным силам колес P_{ko} , и силами сопротивления качению P_f . Первые из них будем считать движущими силами, а вторые — силами сопротивления.

По аналогии с понятием полной окружной силы колеса можно установить понятие о полной окружной силе колесного движителя или машины, которая, как и для одиночного колеса, является величиной условной:

$$P_{mo} = \sum_{l=1}^{2p} P_{ko l},$$

где p — число ведущих осей машины.

Сила сопротивления воздуха. Сопротивление воздуха обуславливается трением в прилегающих к поверхности машины слоях воздуха, сжатием воздуха движущейся машиной, разрежением

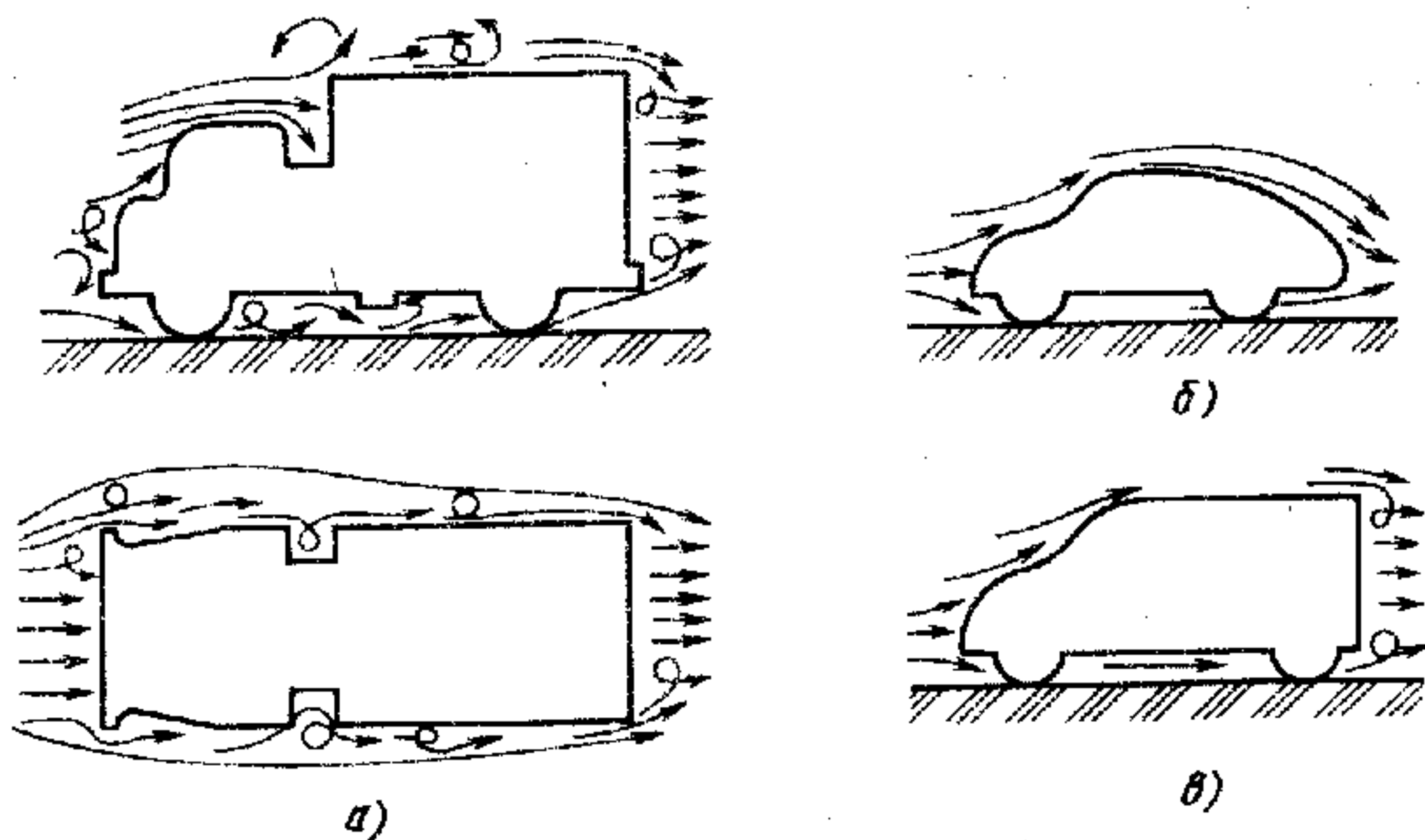


Рис. 15. Влияние формы машины на воздушные потоки

за машиной, вихреобразованием в слоях воздуха, окружающих машину.

При движении машины воздух, расположенный впереди, сжимается и выталкивается туда, где давление меньше, т. е. вверх, вниз и в стороны (рис. 15). Поскольку машина перемещается, за ней образуется относительное разрежение. Эта область с пониженным давлением затем заполняется воздухом, огибающим машину. Перемещение массы воздуха при движении машины связано с изменением направления потоков воздуха, поэтому образуются вихри.

Чем больше площадь поперечного сечения, т. е. площадь проекции машины на плоскость, перпендикулярную к ее продольной оси, тем большее количество воздуха вынуждено огибать машину. Наибольшую площадь поперечного сечения машины называют лобовой площадью. Составляющая силы сопротивления воздуха, зависящая от этой площади и называемая лобовым сопротивлением, является основной частью всей силы сопротивления воздуха.

Вихреобразование воздуха зависит от формы машины. В наибольшей степени на него влияет форма передней части машины. Потоки воздуха, выталкиваемого машиной, имеющей в продольной плоскости форму, соответствующую рис. 15, а, не могут плавно обогнуть кузов. Растекаясь в различные стороны и встречаясь с другими слоями воздуха, потоки раскручиваются, и различным массам воздуха сообщаются разные скорости. Этот процесс сопровождается потерей кинетической энергии. Кроме того, вследствие неодинаковых скоростей слоев воздуха и его отдельных частиц возникает трение не только между машиной и воздухом, но и между отдельными слоями воздуха. Когда машина имеет форму, показанную на рис. 15, б, потоки воздуха относительно плавно обтекают машину, воздушных вихрей существенно меньше,

т. е. меньше потери кинетической энергии и трение воздушных потоков. При форме кузова, как на рис. 15, в, воздушные потоки плавно перемещаются относительно передней части машины, но закручиваются за машиной. Аналогично можно рассмотреть влияние формы машины не в вертикальной, а в горизонтальной плоскости, т. е. в плане.

Свойство формы колесной машины, характеризующее возможность различного обтекания ее поверхности потоком воздуха, называется *обтекаемостью*.

Величину сопротивления воздуха принято оценивать сосредоточенной силой P_w (рис. 16), являющейся равнодействующей всех составляющих сопротивления воздуха, приложенной в точке, называемой *центром парусности* и расположенной на высоте h_w от опорной поверхности. Эту силу называют *силой сопротивления воздуха*.

На сопротивление движению любого тела в какой-либо среде оказывают также влияние плотность этой среды и скорость движения тела. Плотность воздуха на определенной высоте над уровнем моря можно считать постоянной. Она уменьшается лишь с подъемом на более высокий уровень.

Влияние скорости движения машины на силу сопротивления воздуха особенно значительно. Если при скоростях порядка единиц километров в час сила прямо пропорциональна скорости, то при значительных скоростях движения сила сопротивления воздуха пропорциональна уже квадрату скорости.

Суммируя изложенное, можно записать формулу для определения силы сопротивления воздуха в следующем виде:

$$P_w = k_w F v_m^2,$$

где k_w — коэффициент сопротивления воздуха, $\text{Н} \cdot \text{с}^2/\text{м}^4$; F — лобовая площадь машины, м^2 ; v_m — скорость машины, м/с .

В последнее время более употребительной стала зависимость

$$P_w = c_x F q_v,$$

где c_x — коэффициент обтекаемости; $q_v = \rho_v v_m^2 / 2$ — скоростной напор; ρ_v — плотность воздуха (для нормальных

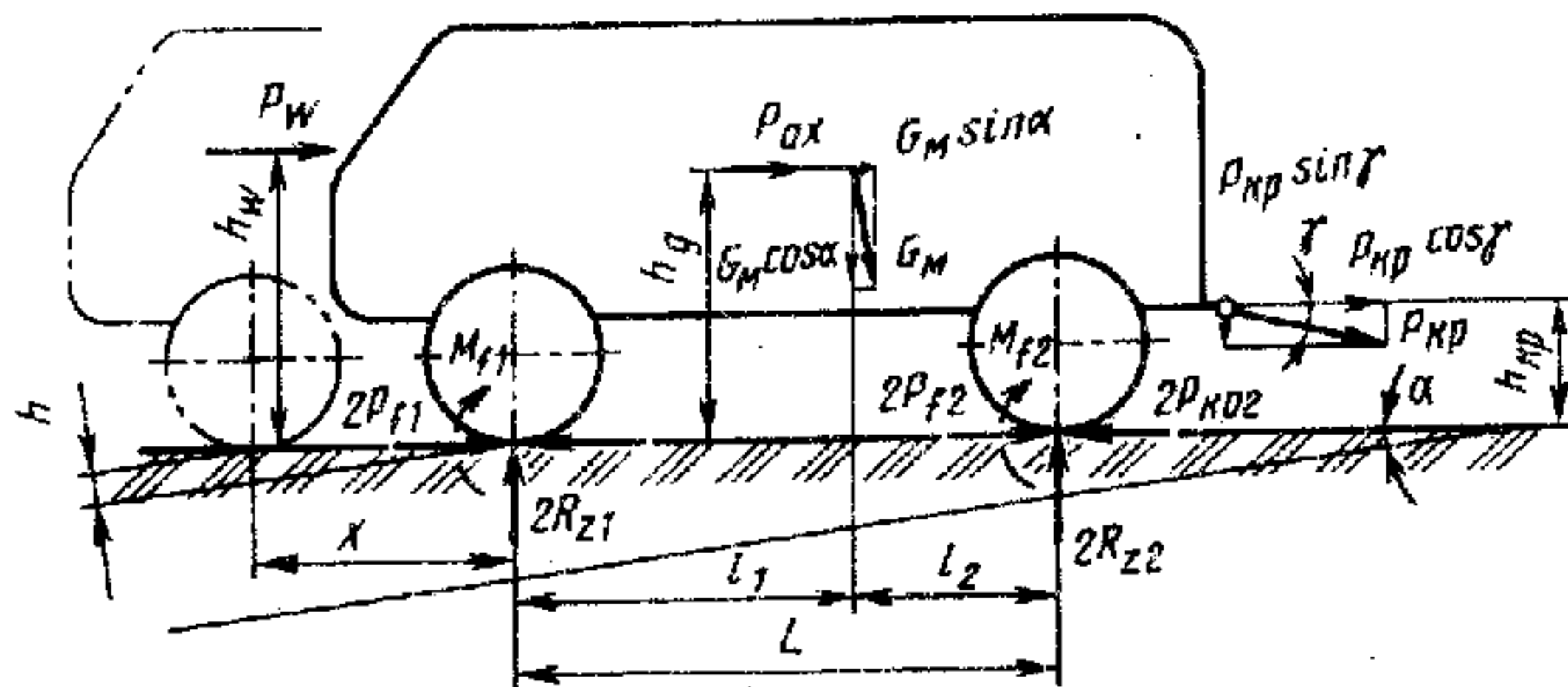


Рис. 16. Силы и моменты, действующие на машину

атмосферных условий $\rho_v = 1,25 \text{ кг/м}^3$). Удобство последней формулы состоит в том, что величина c_x безразмерная.

Лобовую площадь F машины можно определить либо из чертежа, либо проецированием ее на экран, расположенный перпендикулярно к продольной оси машины, с последующим обмером силуэта и пересчетом, учитывающим расстояния от источника света до наибольшего (проецируемого) сечения машины и до экрана.

Приближенно лобовая площадь

$$F = k_{\text{лоб}} B H,$$

где $k_{\text{лоб}}$ — коэффициент формы лобовой площади машины; B и H — соответственно колея и высота колесной машины.

Коэффициент $k_{\text{лоб}}$ зависит от того, на сколько «не заполнена» лобовая площадь внутри колеи машины и на сколько она выходит за ее пределы. Величина $k_{\text{лоб}}$ колеблется в диапазоне 0,80 ... 0,95 и лишь для некоторых специальных машин (например, пожарные с лестницей, автокраны) снижается до 0,7.

Отметим, что при точном определении лобовой площади следует учитывать любые детали, определяющие ее, например ручки дверей, зеркала заднего вида и др. Однако заметное влияние на сопротивление воздуха подобные детали оказывают лишь при движении с очень большими скоростями.

Коэффициент c_x зависит от формы машины, хотя незначительно влияет на него и гладкость поверхности машины. Под формой машины следует понимать не только ее «основные» контуры: форму капота, кабины, корпуса или крыши кузова. Необходимо учитывать форму машины и по днищу, иметь в виду, что часть воздуха проходит через облицовку радиатора и сам радиатор, потоки воздуха встречаются с номерным знаком, могут, обогнув лобовое стекло, войти и в открытое окно, получить завихрение и натолкнуться внутри на заднюю стенку кабины или кузова и т. д.

Коэффициенты c_x для современных колесных машин можно принимать следующими:

Легковые автомобили	0,25 ... 0,45
Грузовые автомобили	0,70 ... 1,30
Автобусы	0,60 ... 0,70

Легковые автомобили «двухобъемной» компоновки (когда багажник объединен с салоном) имеют меньшую величину c_x , чем «трехобъемные».

Уменьшение сопротивления воздуха может быть достигнуто также установкой передних спойлеров (щитков), ограничивающих поток воздуха, проходящий под машиной. При установке задних спойлеров уменьшается зона отрицательных давлений позади машины.

У грузовых автомобилей с кузовом фургонного типа уменьшение сопротивления воздуха может быть достигнуто путем уста-

новки на крыше кабины обтекателя с соответствующими наклоном и формой.

Сопротивление воздуха движению автопоезда во многом зависит от расположения прицепа, так как проявляется «лидирующее» влияние тягача. Чем больше расстояние между тягачом и прицепом или кабиной и кузовом машины, тем больше величина c_x .

Сила тяжести машины. Силу тяжести машины G_m можно разложить на две составляющие: $G_m \cos \alpha$ и $G_m \sin \alpha$ (см. рис. 16). При движении по негоризонтальной дороге вторая составляющая является активной силой: силой сопротивления движению, если машина движется вверх, и движущей силой, если движется вниз.

Составляющая $G_m \cos \alpha$ силы тяжести, перпендикулярная к опорной плоскости, хотя и является пассивной, но, поскольку она, как будет показано ниже, равна сумме нормальных реакций колес, влияет на силы сопротивления качению и сцепления.

Составляющую $G_m \sin \alpha$ силы иногда называют *силой сопротивления подъему* P_h . При движении по усовершенствованным автомобильным дорогам, продольные уклоны которых обычно не превышают 4 ... 5%, она относительно мала. Вместе с тем на горных дорогах она во многих случаях является основной составляющей сопротивления движению.

Машины высокой проходимости при движении по местности должны преодолевать подъемы 30° . В этом случае сила сопротивления подъему составляет $0,5 G_m$ и в большинстве случаев превосходит силу сопротивления качению в несколько раз.

Сопротивление подъему можно учесть еще другим способом: по потенциальной энергии машины, положение которой изменяется по высоте. Так, если машина переместится на высоту $h = x \sin \alpha$, где x — перемещение машины по опорной поверхности, то потенциальная энергия ее увеличится на величину $G_m h$, или $G_m x \sin \alpha$.

Сила сопротивления качению. Выше было введено понятие силы сопротивления качению колеса. Аналогично можно установить понятие силы сопротивления качению P_{fm} , действующей на всю машину. Эта сила равна сумме сил сопротивления качению

всех колес, т. е. $P_{fm} = \sum_{i=1}^{2n} P_{fi}$ (где n — число осей).

Для случая, когда все колеса машины находятся в ведомом режиме, а это имеет место, если все колеса отсоединены от трансмиссии и потери в подшипниках колес настолько малы, что ими можно пренебречь, силу сопротивления качению машины можно легко определить экспериментально, как силу тяги $P_{кр}$ на крюке тягача, буксирующего испытуемую колесную машину по горизонтальной плоской дороге с малой установившейся скоростью.

В ведущем и других режимах движения силу сопротивления качению машины определяют другими способами.

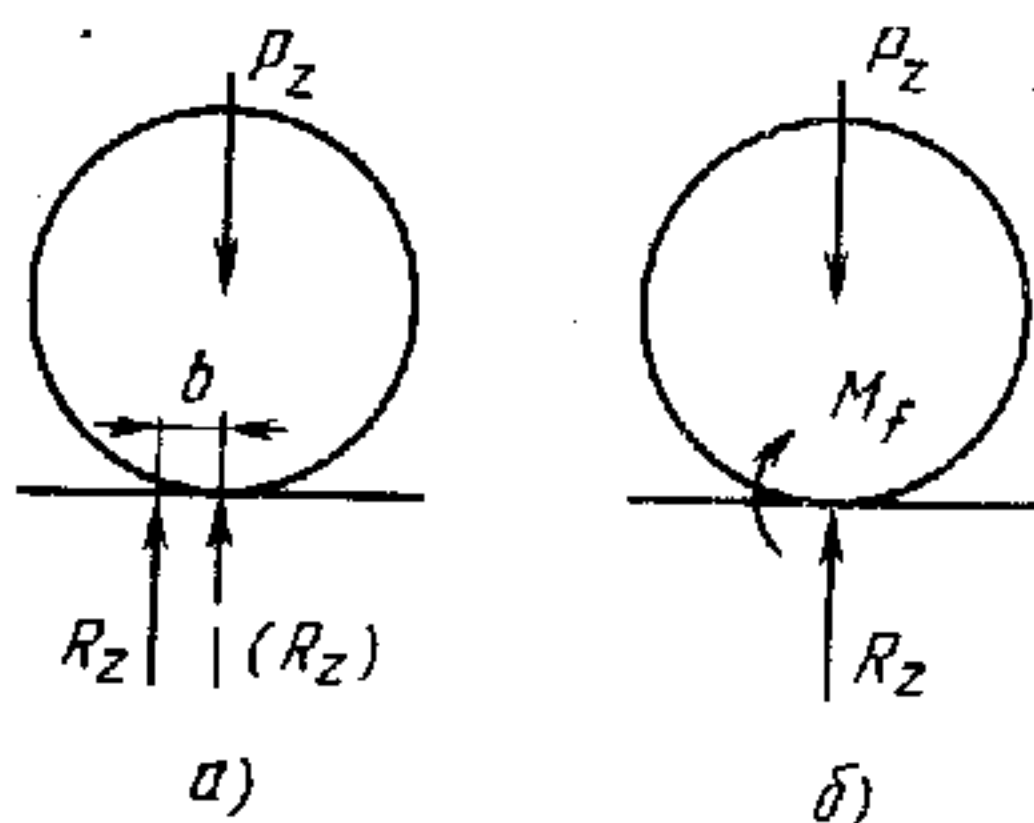


Рис. 17. Силы и момент сопротивления качению, действующие на колесо

Напомним, что понятие о силе сопротивления качению в любых режимах движения, кроме ведомого, условно. На схемах векторы сил P_{fi} будем изображать в плоскости дороги и колес машины направленными в сторону, противоположную движению,

а векторы полных окружных сил P_{kol} — по направлению движения. Если машина с одной ведущей осью движется по твердой опорной поверхности без тяги на крюке и с не очень большой скоростью, вследствие чего различие в коэффициентах сопротивления качению ведомых и ведущих колес практически отсутствует, можно принимать $P_{fm} \cong f P_m \cos \alpha$.

Эту же формулу можно использовать и при движении полноприводной машины, но у которой крутящие моменты всех колес равны.

Моменты сопротивления качению. Как известно, нормальная реакция колеса приложена не под осью, а имеет по отношению к ней некоторое смещение b . Рассматривая действие на машину всех внешних сил и моментов, удобнее считать, что нормальные реакции колес приложены непосредственно под осями колес. Это положение можно принять, если перенос реакций уравнивать моментами $M_f = b R_z$, равными моментам сопротивления качению колес. Для этого к пересечению проекции оси на дорогу с продольной плоскостью колеса следует приложить по две равные по абсолютной величине, но противоположно направленные силы R_z . Тогда вместо схемы (рис. 17, а) получится эквивалентная ей схема (рис. 17, б).

Сила тяги на крюке. Силу $P_{кр}$ (см. рис. 16), действующую на крюке тягача, можно также разложить на две составляющие: $P_{кр} \cos \varphi$, параллельную дороге и создающую сопротивление движению тягача, и перпендикулярную $P_{кр} \sin \varphi$. Заметим, что вторая из этих сил обычно мала, так как угол наклона дышла прицепа не превышает, как правило, $5 \dots 10^\circ$.

Если рассмотреть отдельно равновесие прицепа, то, проектируя на опорную плоскость все действующие на него внешние силы, можно определить, что сила $P_{кр} \cos \varphi$ равна сумме сил сопротивления движению самого прицепа.

§ 6. ВНУТРЕННИЕ СИЛЫ И МОМЕНТЫ

Внутренние силы и моменты колесной машины — это силы (моменты) взаимодействия между деталями самой машины. Движущим является крутящий момент двигателя.

Крутящий момент — величина переменная для данного двигателя. Он изменяется в соответствии с количеством подаваемого топлива, частотой вращения вала двигателя и др.

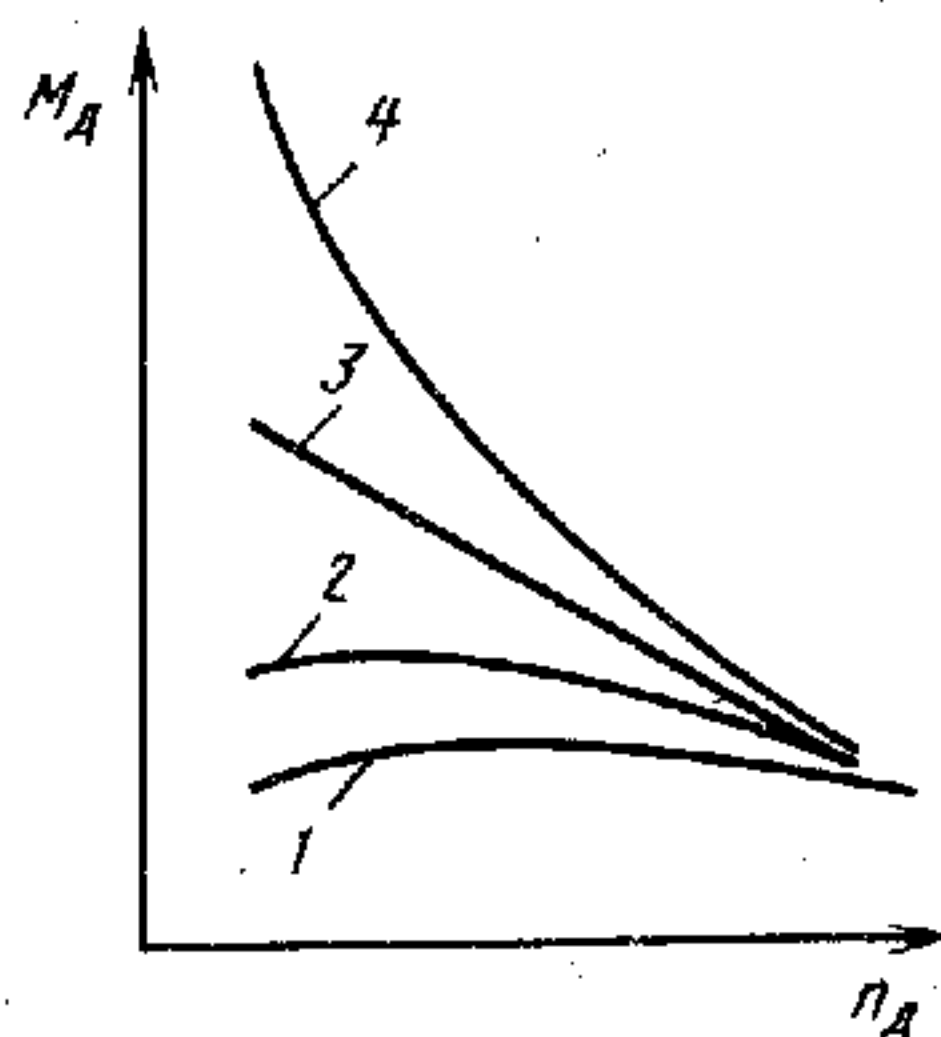
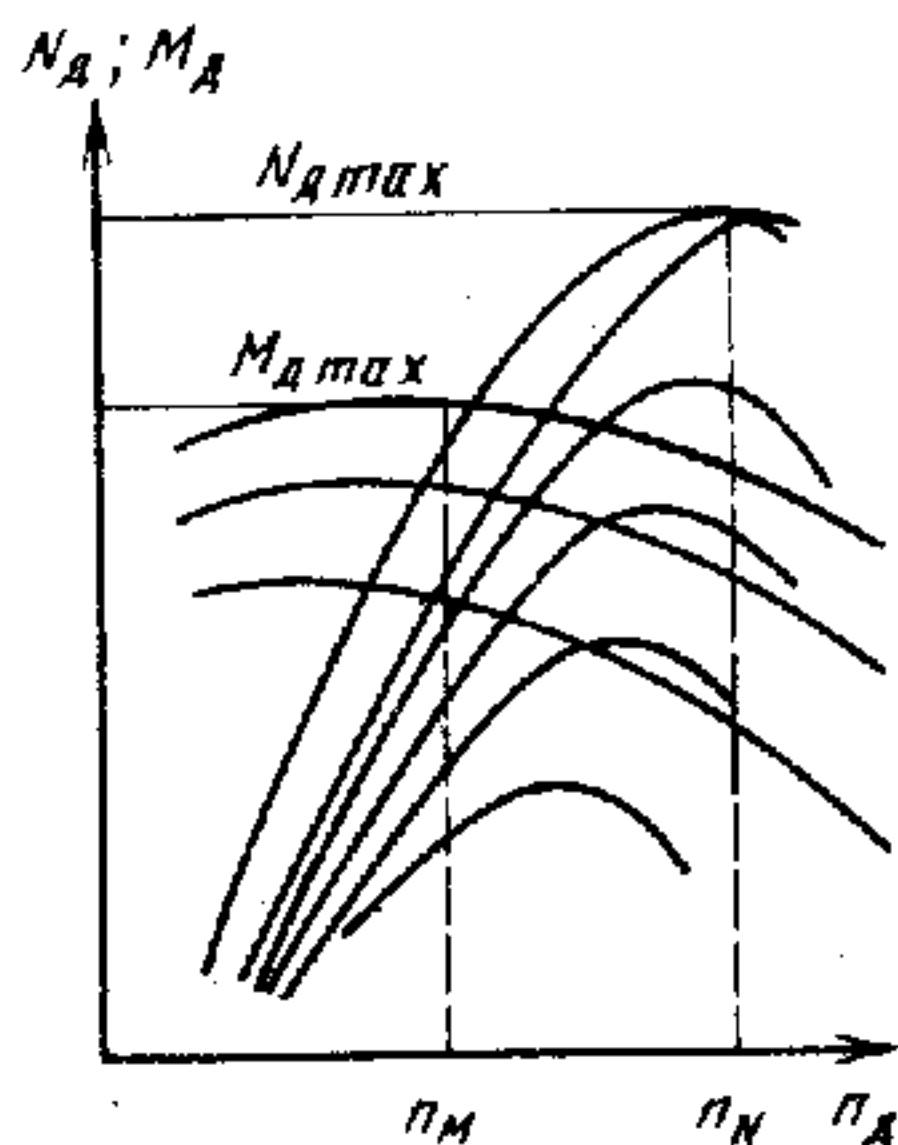


Рис. 18. Скоростная характеристика двигателя

Рис. 19. Характеристики различных двигателей

В настоящее время преимущественное распространение получили поршневые карбюраторные и дизельные двигатели внутреннего сгорания. Зависимости крутящего момента M_d и мощности N_d от степени подачи топлива и частоты n_d вращения коленчатого вала таких двигателей выражаются скоростной характеристикой (рис. 18). Верхние кривые мощности и крутящего момента соответствуют наибольшей возможной подаче топлива и определяют ее внешнюю скоростную характеристику. С уменьшением подачи топлива крутящий момент и мощность уменьшаются. Соответствующие характеристики называются **частичными**.

Наиболее показательными в характеристике являются максимальное значение крутящего момента $M_{d \max}$ и соответствующая ему частота вращения вала n_m , максимальное значение мощности $N_{d \max}$ и соответствующая частота n_n .

На некоторых двигателях, а на дизелях практически всегда, устанавливают ограничители максимальной частоты вращения коленчатого вала, и тогда кривая мощности получает вид, показанный штриховой линией на рис. 18.

Для любой транспортной машины, а особенно колесной, которая движется при весьма разнообразных внешних сопротивлениях, более предпочтительна скоростная характеристика 3, соответствующая газотурбинному двигателю (рис. 19). «Идеальной» характеристикой является изменение крутящего момента по гиперболе (кривая 4), когда при любой частоте вращения вала двигателя мощность постоянна, к чему весьма приближается электродвигатель.

Характеристики карбюраторного двигателя и дизеля несколько различаются (кривые 2 и 1 соответственно).

Скоростную характеристику двигателя обычно получают в результате испытания его на стенде при частично снятом оборудо-

вании (воздухоочиститель, глушитель, иногда вентилятор, компрессор и др.). Потери на дополнительное оборудование составляют примерно 5 ... 10%, а на некоторых машинах до 20 ... 25% от развиваемого двигателем эффективного крутящего момента $M_{де}$. Поэтому в качестве расчетной величины, которая может быть использована на передвижение машины (без учета потерь в трансмиссии и ходовой части), следует принимать

$$M_d = (0,75 \dots 0,95) M_{де}.$$

Известен ряд эмпирических формул, отображающих зависимость крутящего момента или мощности двигателя при полной подаче топлива от частоты вращения коленчатого вала. В частности, можно использовать формулу

$$N_d = N_{d \max} \left[a_1 \frac{n_d}{n_N} + a_2 \left(\frac{n_d}{n_N} \right)^2 + a_3 \left(\frac{n_d}{n_N} \right)^3 \right], \quad (18)$$

где a_1 , a_2 , a_3 — опытные коэффициенты. Для карбюраторных двигателей $a_1 \approx a_2 = 1,0$; $a_3 = -1,0$; для двухтактных дизелей $a_1 = 0,87$; $a_2 = 1,13$; $a_3 = -1,00$; для четырехтактных $a_1 = 0,53$; $a_2 = 1,56$; $a_3 = -1,09$.

В деталях и соединениях трансмиссии и ходовой части происходят деформации и перемещения, а следовательно, возникают сопротивления. Сопротивления, связанные с деформацией упругих элементов (сжатием пружин, закручиванием валов и т. д.), называют у п р у г и м и. На преодоление их затрачивается энергия, которая увеличивает потенциальную энергию этих элементов, а после снятия нагрузки полностью возвращается в систему. Момент сопротивления $M_{сy} = c_{трф} (\varphi_{тр i} - \varphi_{тр j})$, где $c_{трф}$ — угловая жесткость валов на участке от i -го до j -го сечений; $\varphi_{тр i}$, $\varphi_{тр j}$ — углы поворота вала в i -м и j -м сечениях соответственно. Но есть сопротивления, которые связаны с необратимым превращением механической энергии в теплоту, а значит, с потерями ее в механической системе, т. е. в колесной машине. Эти сопротивления вызываются, во-первых, моментами сопротивления в агрегатах трансмиссии и ходовой части при непосредственной передаче энергии двигателя к ведущим колесам и, во-вторых, силами сопротивления в подвеске при относительном перемещении подпрессоренных и неподпрессоренных масс.

Момент сопротивления в агрегате трансмиссии состоит из двух слагаемых. Первое связано с передачей постоянной составляющей крутящего момента при постоянной угловой скорости вращающихся деталей. Второе слагаемое связано с передачей переменной составляющей, т. е. зависит от частоты изменения момента, оно сопутствует колебаниям крутящего момента и угловой скорости деталей трансмиссии.

Постоянная составляющая крутящего момента сопротивления в агрегате $M_{сп}$ обусловлена, в свою очередь, двумя видами потерь: силовыми (нагрузочными) и скоростными (потерями холо-

стого хода). Первые зависят от передаваемой нагрузки (крутящего момента $M_{\text{подв}}$), подводимой к агрегату, и вызываются главным образом трением между деталями (в зацеплениях шестерен, шарнирах и т. д.). Вторые зависят только от угловой скорости валов и шестерен. Основной их составляющей являются потери на размешивание и разбрызгивание масла в редукторах. Таким образом,

$$M_{\text{сд } j} = A M_{\text{подв } j} + B \dot{\varphi}_{\text{тр } j}^k,$$

где A , B , k — коэффициенты, определяемые по экспериментальным данным и зависящие от конструкции, технологии изготовления, смазки и режима работы агрегата трансмиссии; $\dot{\varphi}_{\text{тр } j}$ — угловая скорость j -го вала трансмиссии.

При основных режимах работы агрегатов трансмиссии преимущественным является первое слагаемое постоянных потерь, пропорциональное подведенному к агрегату крутящему моменту. В многоприводных машинах, в которых иногда отключают силовой привод к отдельным ведущим мостам или колесам, некоторые агрегаты работают вхолостую. Такой работе тоже сопутствуют скоростные потери, хотя и небольшие по абсолютной величине.

Переменная (динамическая) составляющая крутящего момента сопротивления $M_{\text{сд}}$, связанная с колебаниями деталей трансмиссии, зависит также от ряда конструктивных, технологических и эксплуатационных факторов. Ее обычно принимают пропорциональной относительной угловой скорости $\dot{\varphi}'_{\text{тр}}$ и $\dot{\varphi}''_{\text{тр}}$ деталей соответственно на входе и выходе участка, в котором определяются потери:

$$M_{\text{сд}} = k_{\text{тр } j} (\dot{\varphi}'_{\text{тр } j} - \dot{\varphi}''_{\text{тр } j}),$$

где $k_{\text{тр } j}$ — коэффициент пропорциональности (неупругого сопротивления j -го участка), называемый коэффициентом демпфирования.

При стационарных режимах работы или при отсутствии данных по коэффициентам демпфирования потери в агрегатах трансмиссии можно приближенно оценить также коэффициентом полезного действия (КПД):

$$\eta = N_{\text{отв}}/N_{\text{подв}} = (N_{\text{подв}} - N_{\text{пот}})/N_{\text{подв}} = 1 - N_{\text{пот}}/N_{\text{подв}},$$

где $N_{\text{подв}}$, $N_{\text{отв}}$, $N_{\text{пот}}$ — соответственно подводимая к агрегату мощность, отводимая от него и мощность потерь в агрегате.

При одинаковых угловых скоростях валов, подводящих и отводящих мощность, или при учете передаточного отношения i между валами величины мощности можно заменить величинами соответствующих крутящих моментов; тогда $\eta = (M_{\text{отв}}/M_{\text{подв}}) i$.

В бесступенчатых гидравлических и электрических передачах отношение моментов принято называть коэффициентом трансформации $K_{\text{т}}$. Поэтому КПД такой передачи $\eta = K_{\text{т}} i_{\text{т}}$.

Ниже приведены КПД агрегатов механических трансмиссий в средних эксплуатационных условиях.

Коробка передач	0,95 ... 0,98
Раздаточная коробка	0,95 ... 0,98
Главная передача	0,93 ... 0,97
Колесный редуктор	0,96 ... 0,98

КПД карданной передачи при малых углах между сопрягаемыми валами почти равен единице, но при углах более $8 \dots 10^\circ$ резко снижается.

КПД гидродинамической, гидрообъемной и электрической трансмиссий изменяется в зависимости от передаточного отношения в широком диапазоне — от нуля до максимальной величины, которая несколько ниже, чем у механической трансмиссии.

Таким образом, внутренние сопротивления, приводящие к потере энергии, даже в механической трансмиссии значительны. Полный КПД, равный произведению КПД агрегатов, через которые последовательно проходит мощность, колеблется при относительно постоянных нагрузках в пределах $0,80 \dots 0,95$. В машинах с разветвленным потоком мощности полный КПД определяется несколько по-другому, что будет показано ниже.

§ 7. УРАВНЕНИЯ ПРЯМОЛИНЕЙНОГО ДВИЖЕНИЯ МАШИНЫ

В наиболее общем случае колесная машина совершает весьма сложные движения. Прежде всего нельзя строго говорить о движении машины в целом, так как отдельные ее части перемещаются одна относительно другой. Например, валы и зубчатые колеса вращаются относительно осей, расположенных в картерах, колеса и мосты перемещаются в вертикальной плоскости относительно корпуса, колеса, кроме того, поворачиваются относительно шкворней и т. д. Самая большая часть машины — корпус, или кузов — совершает поступательные перемещения вдоль трех координатных осей и угловые перемещения вокруг них.

Колесная машина представляет собой сложную многомассовую систему. Рассматривать все движения этой системы одновременно в большинстве случаев нецелесообразно из-за громоздкости получаемой системы уравнений. Для решения различных задач можно делать те или иные упрощения, учитывая лишь главные движения системы для соответствующих случаев, если при этом пренебрежение остальными не вносит существенной ошибки в результат.

Так, прямолинейным будем называть такое движение колесной машины, при котором в вертикальной продольной плоскости симметрии xOz машины, проходящей через середину колеи (рис. 20), основное перемещение происходит в направлении оси x , а дополнительное (при колебаниях на неровностях дороги) — в направ-

Рис. 20. Координатные оси

лении оси z . Движения в поперечной плоскости, за исключением вращения валов двигателя и трансмиссии, отсутствуют.

Поскольку в этой главе рассматривается движение по твердой плоской дороге, примем, что все части машины перемещаются в направлении оси x с одинаковой скоростью, вертикальные перемещения отсутствуют, соответствующие детали двигателя, трансмиссии и колеса совершают вращательные движения. Вертикальные линейные и угловые перемещения, которые возникают на неровной дороге, рассмотрены в гл. 6.

Для описания движения машины воспользуемся уравнением изменения кинетической энергии системы:

$$dW_k = \sum_{i=1}^k dA_{вн\ i} + \sum_{j=1}^m dA_{вн\ j}, \quad (19)$$

где dW_k — дифференциал кинетической энергии системы; $dA_{вн\ i}$ и $dA_{вн\ j}$ — элементарные работы внешней и внутренней сил на i -м и j -м перемещениях, в диапазоне от 1 до k и m соответственно.

Кинетическая энергия машины состоит из суммы кинетической энергии $W_{кx}$ массы всей машины, поступательно движущейся по оси x , и кинетической энергии $W_{квр}$ вращающихся частей:

$$W_{кx} = m_M v^2 / 2;$$

$$W_{квр} = I_d \omega_d^2 / 2 + \sum I_{тр\ i} \omega_{тр\ i}^2 / 2 + \sum I_k \omega_k^2 / 2,$$

где m_M — масса машины; I_d , $I_{тр\ i}$, I_k — моменты инерции вращающихся и приведенных к ним частей двигателя, деталей трансмиссии, колес соответственно; ω_d , $\omega_{тр\ i}$, ω_k — угловые скорости выходного вала двигателя, деталей трансмиссии, колес: $\omega_d = d\varphi_d/dt$; $\omega_{тр\ i} = d\varphi_{тр\ i}/dt$; $\omega_k = d\varphi_k/dt$.

Тогда, пренебрегая относительно малой величиной моментов инерции деталей трансмиссии, получаем:

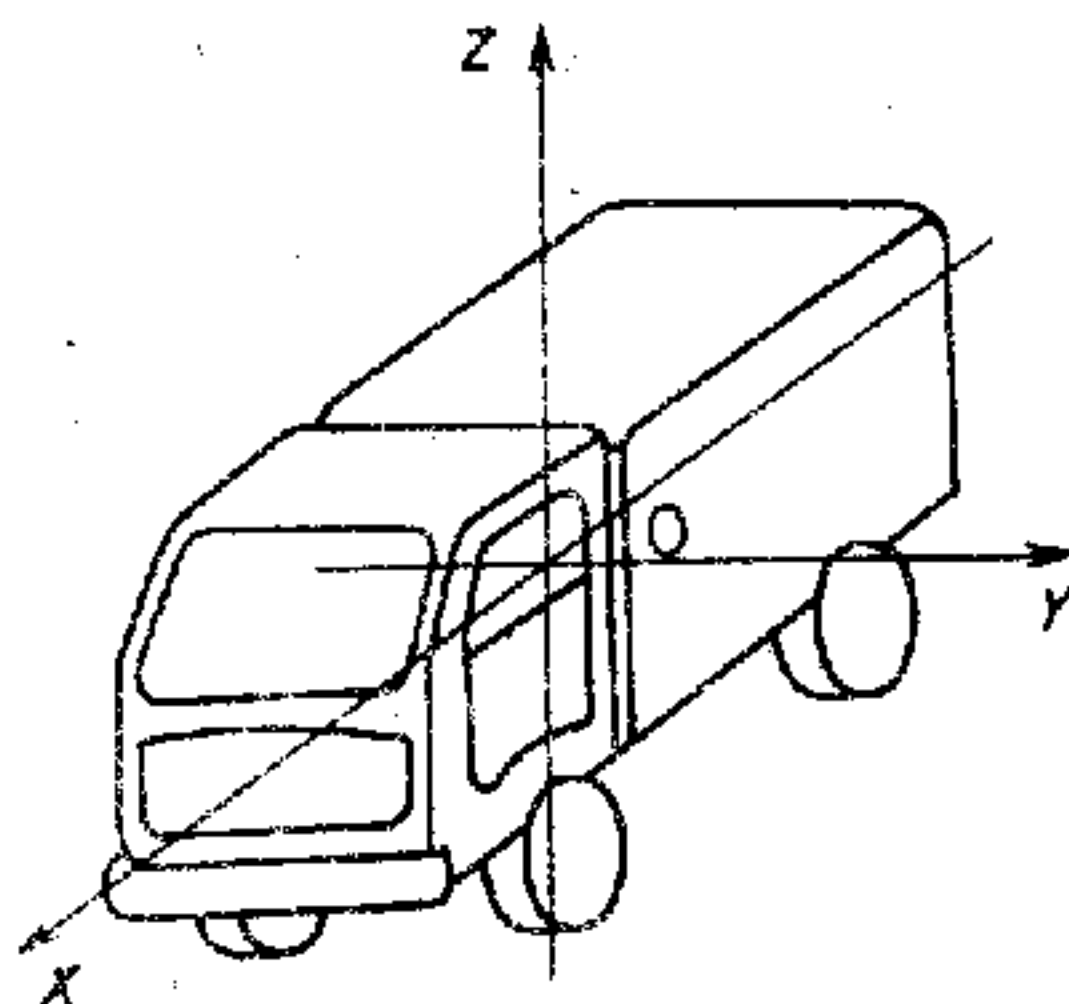
$$dW_{кx} = m_M v_M dv_M;$$

$$dW_{квр} = I_d \omega_d d\omega_d + I_k \omega_k d\omega_k.$$

Сумма элементарных работ внешних сил

$$\sum dA_{вн} = -P_c ds = -(P_{fм} + P_{\omega} + P_h + P_{кр}) ds,$$

где ds — элементарное перемещение машины. Величину $P_{fм}$ условно относим к внешним силам. Поскольку все указанные силы принимаем действующими против направления движения, перед скобкой стоит знак минус.



Работа внутренних сил состоит из полезной работы двигателя A_d и работы внутренних сил сопротивлений в трансмиссии $A_{тр}$.

Элементарная полезная работа двигателя $dA_d = M_d d\varphi_d$, где $d\varphi_d$ — элементарный угол поворота вала двигателя.

В общем случае к трансмиссии подводится момент $M'_d = M_d - M_{да}$, где $M_{да} = I_d d^2\varphi_d/dt^2$.

Тогда элементарная работа сопротивлений в трансмиссии

$$dA_{тр} = (M_d - I_d d^2\varphi_d/dt^2) (1 - \eta_{тр}) d\varphi_d.$$

С целью упрощения выводов примем, что $r_k = r'_k$, т. е. пренебрежем неупругим скольжением колес, что практически не ведет к ошибке при продольных силах колес, меньших $(0,4 \dots 0,6) \varphi G_m$. При больших значениях сил поступательную скорость машины следует определять как $v_m = \omega_k r_k = \omega_k r'_k (1 - s_0)$, а полную окружную силу — во всем диапазоне как $P_{ко} = M_k/r'_k$.

Подставив полученные выражения дифференциала кинетической энергии, элементарных работ внешних и внутренних сил в уравнение (19), с учетом, что $\omega_d = u_{тр} \omega_k$; $u_{тр}$ — передаточное число трансмиссии; $\omega_k = v_m/r_k$; $P_c = P_f + P_w + P_h + P_{кр} + P_{п}$, где $P_{п}$ — приведенная к колесу эквивалентная сила сопротивления в подвеске при колебаниях (см. § 41), и разделив обе части равенства на v_m/dt , получим:

$$m_m \frac{dv_m}{dt} + \frac{I_d u_{тр}^2 \eta_{тр}}{r_k^2} \frac{dv_m}{dt} + \sum \frac{I_k}{r_k^2} \frac{dv_m}{dt} = \frac{M_d u_{тр} \eta_{тр}}{r_k} - P_c.$$

Сомножители величин dv_m/dt всех трех слагаемых левой части этого уравнения имеют размерность массы. Приведем их к поступательно движущейся массе машины m_m с помощью коэффициента приведенной массы, для чего поделим левую часть уравнения на $m_m dv_m/dt$:

$$\delta_m = 1 + I_d u_{тр}^2 \eta_{тр} / (m_m r_k^2) + \sum I_k / (m_m r_k^2). \quad (20)$$

Тогда уравнение (20) преобразуется в следующее:

$$m_m \delta_m dv_m/dt = M_d u_{тр} \eta_{тр} / r_k - P_c. \quad (21)$$

Выражение (21) является уравнением движения машины.

Величины M_d и P_c являются, как было показано, функциями скорости машины, а $M_d u_{тр} \eta_{тр} = \sum M_{ki}$, где i — число ведущих колес машины. Тогда при стационарном движении уравнение (21) можно представить в виде

$$P_{мо} = P_{fm} + P_w + P_h + P_{кр} + P_{п} + P_a. \quad (22)$$

При движении по абсолютно ровной дороге $P_{п} = 0$; $P_a = m_m \delta_m dv/dt = m_m \delta_m a_m$ — приведенная сила инерции машины; $a_m = dv_m/dt$ — ускорение машины.

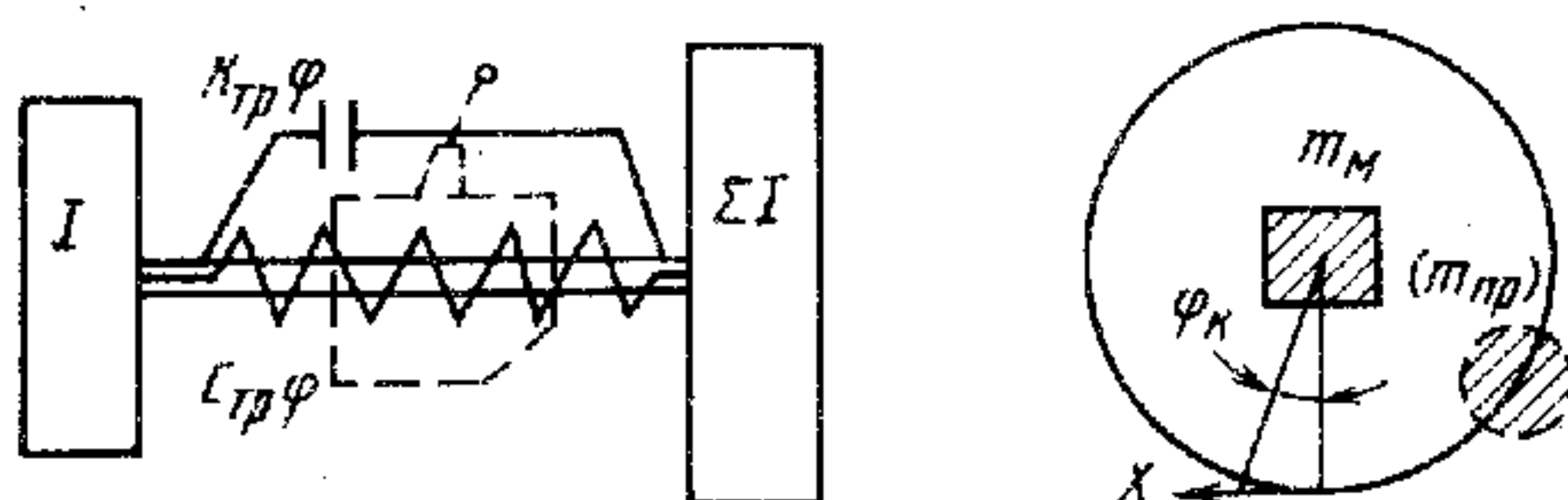


Рис. 21. Упрощенная динамическая модель машины

Выражение (22) называется уравнением тягового баланса.

До значений продольной силы каждого колеса, равной $(0,4 \dots 0,6) \varphi P_z$, можно принимать $r_k = r'_k$. При больших силах следует учитывать проскальзывание колеса $r_k = r'_k (1 - s_0)$. Оно может быть определено из экспериментов или учтено коррекцией коэффициента тангенциальной эластичности λ_p . Для этого следует принимать в формуле (9) при $P_x > 0,5 \varphi P_z$ значение λ_p , увеличивающееся с возрастанием $P_x / (\varphi P_z)$.

При выводе уравнения движения машины было предположено, что связь двигателя с ведущими колесами абсолютно жесткая. Однако при нестационарном режиме движения (например, при разгоне машины) следует учитывать угловую податливость валов трансмиссии и шин, а также демпфирование. Расчеты показывают, что для исследования общих вопросов движения машины достаточную точность обеспечивает модель, в которой вращающимися массами трансмиссии можно пренебречь, а податливость и демпфирование ее учесть соответствующими интегральными коэффициентами $c_{tr \varphi}$ и k_{tr} .

Тогда уравнения движения машины в соответствии с рис. 21 запишем таким образом:

$$I_d \ddot{\varphi}_d + \sum c_{tr \varphi i} (\varphi_d - u_{tr} \varphi_{ki}) + \sum k_{tr} (\dot{\varphi}_d - u_{tr} \dot{\varphi}_{ki}) + M_{сп} - M_d = 0;$$

$$\sum I_{ki} \ddot{\varphi}_{ki} - \sum c_{tr \varphi i} (\varphi_d - u_{tr} \varphi_{ki}) - \sum k_{tr} (\dot{\varphi}_d - u_{tr} \dot{\varphi}_{ki}) + \\ + \sum c_{ш \varphi i} (\varphi_{ki} - x/r'_{ki}) = 0;$$

$$m_m \ddot{x} - R_x - \sum M_{ki}/r'_{ki} = 0,$$

где $\sum M_{ki} = \sum c_{ш \varphi i} (\varphi_{ki} - x/r'_{ki})$; $c_{ш \varphi i}$ — угловая жесткость шины; φ_d , φ_{ki} — углы поворота вала двигателя и i -го колеса соответственно; $M_{сп}$ — постоянная составляющая момента сопротивления трансмиссии.

При значительных передаваемых трансмиссией крутящих моментах учет податливости этой системы оказывает определенное влияние на соотношение во времени моментов двигателя и продольной реакции колеса.

§ 8. НОРМАЛЬНЫЕ РЕАКЦИИ ОПОРНОЙ ПОВЕРХНОСТИ, ДЕЙСТВУЮЩИЕ НА КОЛЕСА МАШИНЫ

Величины нормальных реакций колес являются определяющими для сил сопротивления качению и сил сцепления колес, а следовательно, и полных сил сопротивления качению и сцепления всей машины. Кроме того, что особенно важно для многоприводных машин, нормальные реакции оказывают влияние на формирование радиусов качения колес и на величины коэффициентов изменения радиусов качения шин.

В общем случае нормальные реакции можно определить, лишь рассматривая колесную машину как динамическую колебательную систему в соответствии с моделью, рассмотренной в § 41, или ей подобной. Однако для решения многих задач можно принять жесткую связь вала двигателя с ведущими колесами, а также рассмотреть установившееся движение машины.

Движение машины, при котором на нее действуют постоянные силы и моменты, назовем *у с т а н о в и в ш и м с я*. К установившемуся условно отнесем также движение с постоянным ускорением при сохранении постоянной траектории машины.

Примем плоскую расчетную модель машины. Продольные реакции колес заменим силами P_f сопротивления качению колес и полными окружными силами $P_{\text{ко}}$. В определении последних сил для ведущих колес следует учесть инерционные моменты колес и всех связанных с ними вращающихся частей машины.

Двухосная машина. На двухосную машину с пассивным прицепом действуют силы и моменты, изображенные на рис. 16. При наличии полуприцепа схема сил изменится лишь с учетом того, что часть силы тяжести полуприцепа будет действовать на тягач. Для рассмотрения равновесия машины в движении в соответствии с принципом Даламбера учтем силу инерции $P_{ax} = m_M a_x = m_M \ddot{x}$, где a_x — ускорение продольного перемещения машины. Считаем, что при прямолинейном движении по плоской поверхности все части машины перемещаются на одинаковую величину.

Из условия равновесия машины получаем:

$$\left. \begin{aligned} 2R_{z1} + 2R_{z2} &= G_M \cos \alpha; \\ 2R_{z2} &= \left[(G_M \sin \alpha + m_M a_x) h_d + G_M \cos \alpha l_1 + \right. \\ &\quad \left. + \sum_{l=1}^n M_{fl} + P_{\omega} h_{\omega} + P_{\text{кр}} \cos \gamma h_{\text{кр}} \right] / L. \end{aligned} \right\} \quad (23)$$

Таким образом, нормальные реакции колес задней оси двухосной машины увеличиваются с увеличением любых сил сопротивления движению. Соответственно уменьшаются нормальные реакции колес передней оси.

Заметим, что для решения уравнений (23) нужно знать величины M_{ji} . Но эти величины, как и их сумма, сами зависят от реакций R_{zi} , а также от значений f и r_k , которые, в свою очередь, зависят и от R_{zi} , и от моментов колес, также точно не известных. В связи с этим с достаточной для практики точностью на этой стадии расчетов можно принять коэффициенты сопротивления качению, равными коэффициентам в ведомом режиме. Радиусы качения колес в ведомом режиме, жесткость шины и коэффициенты изменения радиуса качения можно принять в соответствии с нормальными реакциями при статической нагрузке, а радиусы качения колес в ведущем режиме — при условии равномерного распределения суммарного крутящего момента по всем ведущим колесам, т. е.

$$M_{\Sigma} = r'_k (fG_{\Sigma} \cos \alpha + G_{\Sigma} \sin \alpha + P_{ax} + P_{\omega} + P_{кр}).$$

Эти допущения, которые существенно упрощают расчеты, не приводят к ошибке, превышающей 1 ... 2%. Однако после определения нормальных реакций по формуле (23) любые последующие расчеты должны исходить из полученных значений реакций.

При назначении особой точности (что мало вероятно) можно рекомендовать метод последовательных приближений. Он состоит в том, что после определения реакций с учетом указанных упрощений следует принять величины параметров (f , r_k , λ_P), соответствующие найденным реакциям, и снова определить последние. Если расхождение первого и второго вариантов определения реакций приводит к ошибке, более заданной, расчет следует повторить, используя новые значения реакций. Так делают до тех пор, пока расхождение последнего и предпоследнего вычислений не будет менее допустимой ошибки.

Трехосная машина с балансирной тележкой и реактивными штангами (рис. 22, а). Уравнениями равновесия являются:

$$\left. \begin{aligned} 2R_{z1} + 2R_{z2} + 2R_{z3} &= G_{\Sigma} \cos \alpha; \\ 2R_{z2}(L - 0,5a) + 2R_{z3}(L + 0,5a) &= (G_{\Sigma} \sin \alpha + P_{ax})h_{\Sigma} + \\ &+ G_{\Sigma} \cos \alpha l_1 + P_{\omega}h_{\omega} + P_{кр}h_{кр}. \end{aligned} \right\} \quad (24)$$

С целью получения недостающего третьего уравнения, необходимого для определения реакций, рассмотрим отдельно равновесие балансирной тележки. Примем, что она симметрична относительно оси балансира O (рис. 22, б), реактивные штанги расположены горизонтально. Если штанги имеют наклон, то появятся соответствующие составляющие нормальных реакций, которые можно определить разложением сил. Однако, как правило, этот наклон, если и имеет место, то невелик и мало изменяет реакции.

Равновесие тележки описывается следующим уравнением (рис. 22, б):

$$\begin{aligned} (R_{z3} - R_{z2})0,5a &= (P_{к02} + P_{к03} - P_{f2} - P_{f3})k + M_{f2} + M_{f3} - \\ &- (T'_2 + T'_3)(k - r_k + l') - (T'_2 + T'_3)(r_k + l' - k), \end{aligned} \quad (25)$$

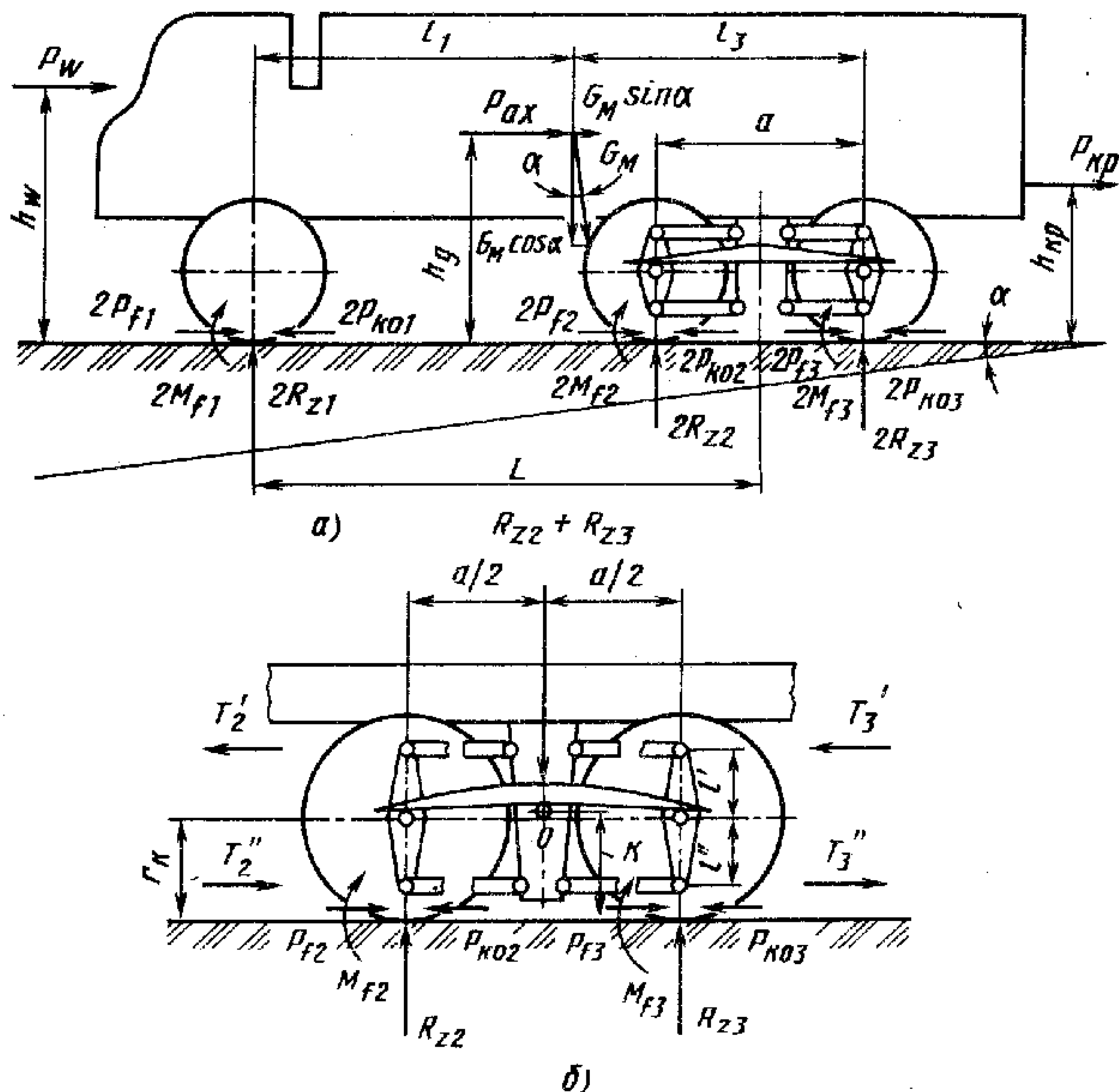


Рис. 22. Силы и моменты, действующие:
а — на трехосную машину; б — на балансирующую тележку

где T с индексами — реакции соответствующих штанг. В данном расчете допустимо принять $r_d \approx r_k$.

Вместе с дополнительным уравнением появились и новые неизвестные. Для их определения следует рассмотреть равновесие каждого колеса тележки в отдельности.

Уравнения равновесия колес (без индексов 2 и 3) можно записать следующим образом:

$$\left. \begin{aligned} T' l' + T'' l'' - P_{ko} r_k &= 0; \\ T' - T'' + P_{ko} - P_f &= 0. \end{aligned} \right\} \quad (26)$$

Совместно решив эти уравнения, получим:

$$\left. \begin{aligned} T' &= [P_{ko} r_k - (P_{ko} - P_f) l''] / (l' + l''); \\ T'' &= [P_{ko} r_k - (P_{ko} - P_f) l' + (P_{ko} - P_f) (l' + l'')] / (l' + l''). \end{aligned} \right\} \quad (27)$$

Подставив полученные значения реакций штанг в уравнение (32), находим, что $R_{z2} - R_{z3} = 0$. Таким образом, нормаль-

ные реакции колес, связанных балансирной подвеской с реактивными штангами, оказываются равными одна другой.

Многоосная машина с индивидуальной подвеской колес или осей. Схема сил и моментов, действующих на машину, показана на рис. 23. Уравнениями равновесия являются:

$$2R_{z1} + 2R_{z2} + \dots + 2R_{zn} = G_M \cos \alpha; \quad (28)$$

$$2R_{z2}l_{12} + 2R_{z3}l_{13} + \dots + 2R_{zn}l_{1n} = G_M l_1 \cos \alpha + G_M h_g \sin \alpha + \\ + P_{ax}h_d + P_w h_w + \sum M_{f1} + P_{кр}h_{кр}, \quad (29)$$

где l_{1i} — расстояние от i -й оси до первой; n — число осей.

Поскольку уравнений равновесия недостаточно для того, чтобы определить реакции, составим уравнения перемещений точек корпуса (рамы) машины, расположенных над соответствующими колесами:

$$R_{zi} = c_{пр i} z_i, \quad (30)$$

где $c_{пр i} = c_{pi} c_{шNi} / (c_{pi} + c_{шNi})$ — приведенная жесткость системы шина—подвеска; c_{pi} — жесткость подвески, приведенная к колесу; z_i — перемещение точки корпуса машины, расположенной над колесом i -й оси, под действием нормальной реакции.

Выражая перемещение i -й оси через перемещение f_1 первой оси и угол наклона θ корпуса машины под действием внешних сил, получаем:

$$z_i = z_1 + l_{1i} \operatorname{tg} \theta. \quad (31)$$

Из выражений (28), (30) и (31) находим:

$$z_1 = (G_M \cos \alpha - \operatorname{tg} \theta \sum c_{пр i} l_{1i}) / \sum c_{пр i}. \quad (32)$$

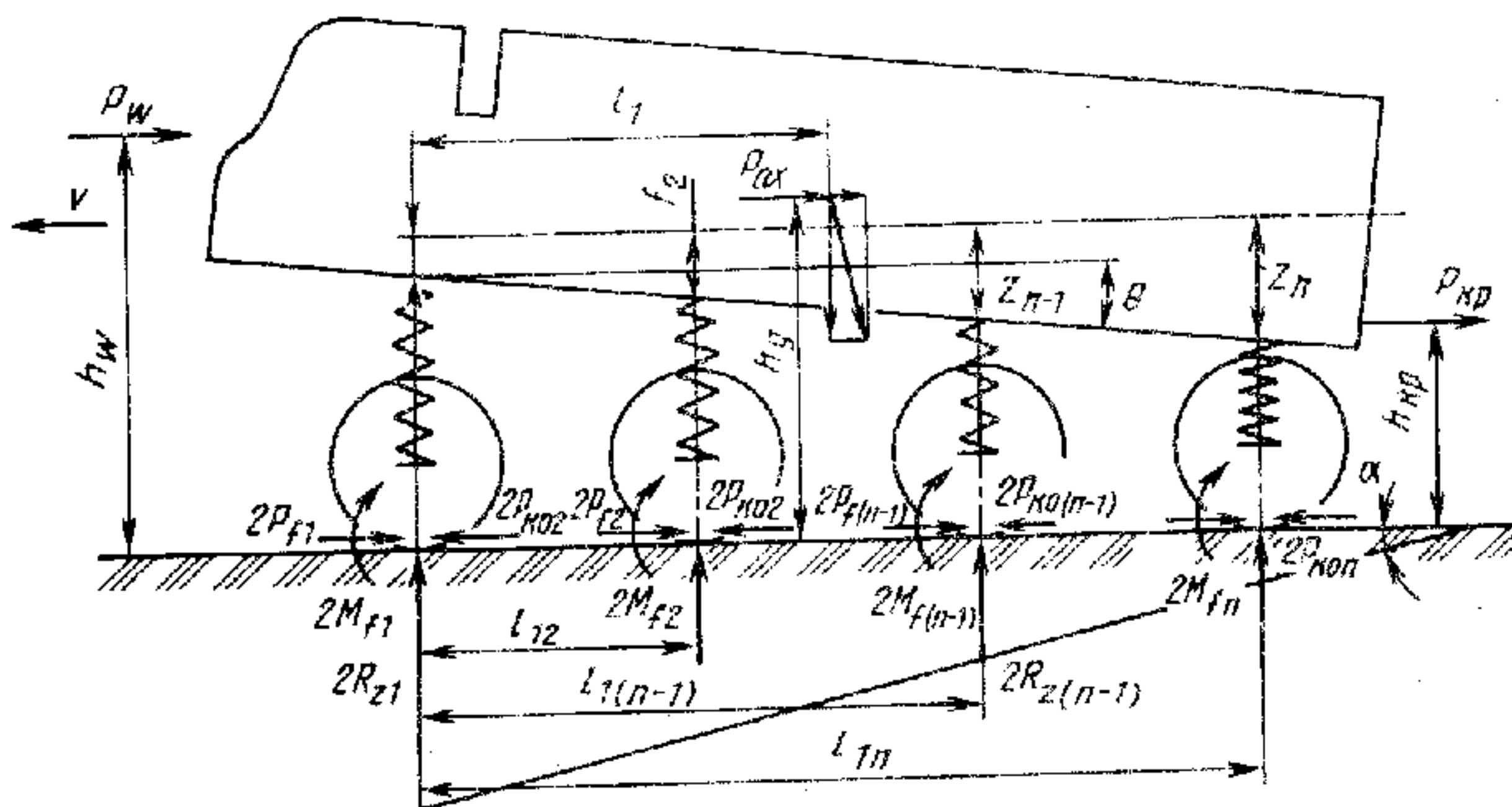


Рис. 23. Силы и моменты, действующие на многоосную машину

Решив совместно уравнения (29)—(32) и обозначив для удобства правую часть уравнения (29) через A , определим:

$$\operatorname{tg} \theta = (G_m \cos \alpha \sum c_{\text{пр } i} l_{1i} - A \sum c_{\text{пр } i}) / [(\sum c_{\text{пр } i} l_{1i})^2 - \sum c_{\text{пр } i} l_{1i}^2 \sum c_{\text{пр } i}]. \quad (33)$$

Подставив (33) в выражения (30)—(32), находим:

$$R_{\text{пр } i} = c_{\text{пр } i} (E + l_{1i} B), \quad (34)$$

где

$$E = \frac{G_m \cos \alpha [(\sum c_{\text{пр } i} l_{1i})^2 - \sum c_{\text{пр } i} \sum c_{\text{пр } i} l_{1i}^2] - G_m \cos \alpha (\sum c_{\text{пр } i} l_{1i})^2 - A \sum c_{\text{пр } i} \sum c_{\text{пр } i} l_{1i}}{\sum c_{\text{пр } i} (\sum c_{\text{пр } i} l_{1i})^2 - (\sum c_{\text{пр } i})^2 \sum c_{\text{пр } i} l_{1i}^2}; \quad (35)$$

$$B = \operatorname{tg} \theta = [G_m \cos \alpha \sum c_{\text{пр } i} l_{1i} - A \sum c_{\text{пр } i}] / [(\sum c_{\text{пр } i} l_{1i})^2 - \sum c_{\text{пр } i} l_{1i}^2 \sum c_{\text{пр } i}]. \quad (36)$$

При одинаковой жесткости подвески и шин всех колес, симметричном по базе расположении осей выражения (34)—(36) существенно упрощаются. Если на некоторых или всех осях применена балансирная подвеска, то нормальные реакции определяют с учетом расположения реактивных штанг по формулам, которые могут быть выведены на основе полученных выше (24)—(27) и (34)—(36).

§ 9. РАСПРЕДЕЛЕНИЕ КРУТЯЩИХ МОМЕНТОВ И ОКРУЖНЫХ СИЛ ПО КОЛЕСАМ

В сложной динамической системе колесной машины крутящие моменты на всех валах и колесах непрерывно изменяются. Это объясняется не только многообразием процессов и связей, имеющих в самой машине, но и влиянием переменных внешних условий, на которые автоматически или по воле водителя реагирует машина.

Однако при относительно постоянных условиях, например при движении машины с постоянной скоростью по плоской дороге, изменение крутящих моментов колес относительно невелико. Так, многие экспериментальные данные свидетельствуют, что на относительно ровной дороге среднее квадратическое отклонение моментов колес не превышает 15 ... 20% их средней величины, являющейся для стационарного эргодичного процесса постоянной.

Принимая, что к ведущим колесам подводится постоянный суммарный крутящий момент, рассмотрим, как он распределяется по осям и колесам машины. Распределение крутящих моментов и окружных сил по колесам во многом зависит от наличия дифференциалов, их места установки и характеристик.

Если в машине в месте, где разветвляются потоки мощности (в раздаточной коробке, в ведущем мосту) установлен дифферен-

циал с коэффициентом блокировки $k_d = M''/M'$, то крутящие моменты валов, связанных этим дифференциалом, определяются в соответствии с выражениями

$$M' = M_0/(k_d + 1); \quad M'' = k_d M_0/(k_d + 1), \quad (37)$$

где M_0 — момент, подводимый к корпусу дифференциала.

В колесных машинах с одной ведущей осью, как правило, установлен симметричный дифференциал с коэффициентом блокировки $k_d = 1$. Таким образом, крутящие моменты левого и правого колес оказываются практически равными. Разность этих моментов равна, как известно, моменту трения в дифференциале, которым в обычных шестеренчатых дифференциалах можно в большинстве случаев пренебречь.

Радиусы качения левого и правого колес одной оси в ведомом режиме обычно различаются не более чем на 2 ... 3% (во всяком случае к этому необходимо стремиться). Это означает, что и окружные силы этих колес различаются на такую же величину, так как $P_{ко} = M_k/r'_k$. В связи с этим можно считать, что при движении колесной машины с одной ведущей осью и симметричным дифференциалом вопрос о распределении крутящих моментов и окружных сил по колесам практического значения не имеет.

В многоприводных колесных машинах возможно много вариантов схем трансмиссий, которые приводят к различному распределению сил и моментов. Имея в виду, что условия взаимодействия левого и правого колес каждой оси с опорной поверхностью и их характеристики при прямолинейном движении одинаковы, рассмотрим влияние лишь межосевого привода на распределение сил и моментов. Примем, что в этих условиях даже при межколесных или межбортном дифференциалах повышенного трения (с коэффициентами блокировки $k_d \neq 1$) крутящие моменты колес одной оси одинаковы.

А. Полностью дифференциальная трансмиссия. Крутящие моменты распределяются в соответствии с характеристиками дифференциалов. Так, если разветвление потока мощности происходит в несимметричном в силовом отношении дифференциале, то отношение крутящих моментов на выходах равно коэффициенту силовой асимметрии дифференциала. Такие дифференциалы нередко применяют, например, на трехосных машинах с тем, чтобы к переднему ведущему мосту подводить 1/3 полного крутящего момента, а к тележке двух задних мостов — 2/3 момента. Если разветвление потока мощности происходит в блокирующемся дифференциале, то отношение крутящих моментов изменяется от единицы до величины k_d в соответствии с выражениями (37). В частном случае, когда во всех разветвлениях потоков мощности установлены симметричные дифференциалы, внутренним трением которых можно пренебречь, крутящие моменты всех ведущих колес одинаковы.

Принимаем заданной величину $\sum_{i=1}^{2n} M_{ki} = M_{\Sigma}$. Сложив почленно и решив относительно радиуса r_k , получим:

$$r_k = \left(\sum \frac{r_{ko i}}{\lambda_{Mi}} - M_{\Sigma} \right) / \sum 1/\lambda_{Mi}.$$

Подставив найденную величину общего для всех колес радиуса качения r_k в выражения (38), получим формулу для определения крутящего момента j -го колеса при полностью сблокированном приводе:

$$M_{kj} = \frac{M_{\Sigma} + \sum_{i=1}^{2n} [(r_{ko j} - r_{ko i})/\lambda_{Mi}]}{\lambda_{Mj} \sum_{i=1}^{2n} 1/\lambda_{Mi}}. \quad (39)$$

Зная крутящие моменты колес и радиусы их качения, нетрудно найти и окружные силы.

Поскольку второе слагаемое формулы (39) может иметь любой знак (это зависит от соотношения радиусов качения колес в ведомом режиме), а по абсолютной величине может превосходить первое слагаемое, значения крутящих моментов могут быть как положительными, т. е. направленными в сторону вращения колес, так и отрицательными, а в частном случае равными нулю.

Если при положительной величине M_{Σ} на одном или нескольких колесах крутящие моменты оказываются отрицательными, то это означает, что крутящие моменты (мощность) поступают к этим колесам не от трансмиссии, а, наоборот, от колес в трансмиссию. Такой крутящий момент через раздаточную коробку передается в другие ветви трансмиссии, к другим колесам. Происходит «циркуляция» крутящего момента (мощности) в замкнутом контуре: колесо—ветвь трансмиссии—раздаточная коробка—другие ветви трансмиссии—другие колеса—дорога—колесо. Величина циркулирующего момента без учета потерь численно равна крутящим моментам колес, на которых моменты отрицательны.

Рассмотрим в качестве примера распределение крутящих моментов по колесам одной стороны четырехосной машины при движении по плоской дороге. Предположим, машина имеет бортовую схему трансмиссии и симметрична относительно продольной оси. Примем, что радиусы качения колес $r_{ko i}$ в ведомом режиме вследствие каких-то причин разные и равны 660; 656; 652 и 648 мм соответственно. Для всех колес коэффициенты $\lambda_M = 0,008$ мм/(Н·м); суммарный момент колес $M_{\Sigma} = 1000$ Н·м. Такой момент необходим для движения машины массой 16 000 кг по асфальтированному шоссе.

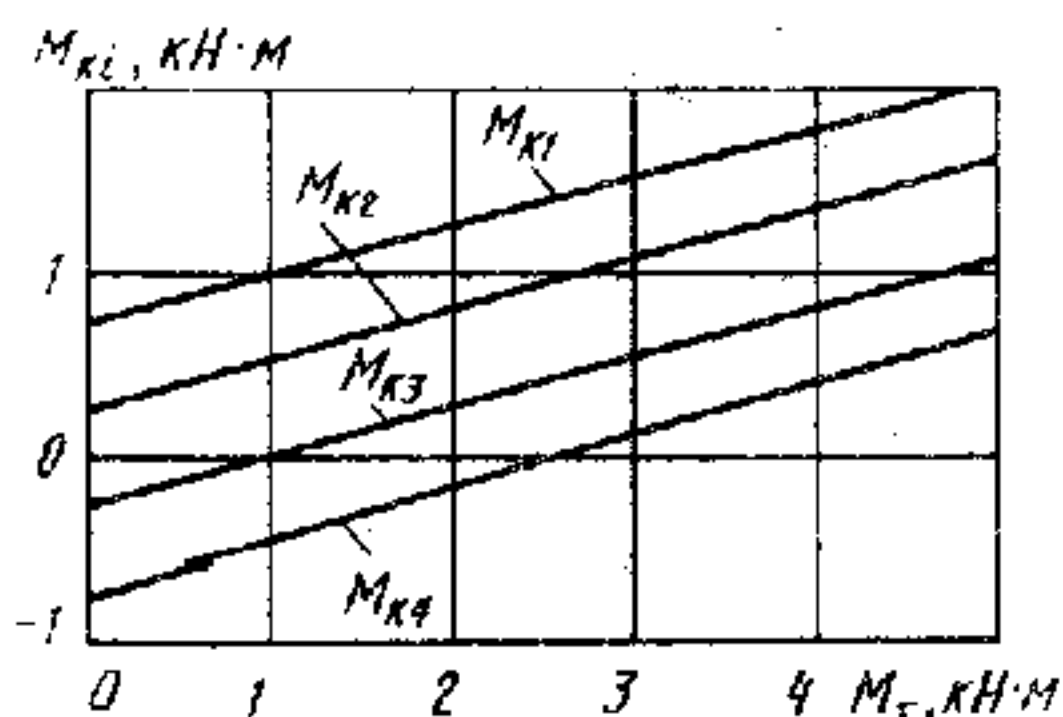


Рис. 24. Распределение крутящих моментов по колесам при блокированной связи колес борта

Подставив эти данные в формулу (39), получим следующие крутящие моменты колес борта: $M_{K1} = 1000 \text{ Н} \cdot \text{м}$; $M_{K2} = 500 \text{ Н} \cdot \text{м}$; $M_{K3} = 0$; $M_{K4} = -500 \text{ Н} \cdot \text{м}$.

Таким образом, колеса первой и второй осей движутся в ведущем режиме, третьей — в ведомом, а четвертой — в тормозном. Треть мощности, подводимой от раздаточной коробки к колесам первой и второй осей, возвращается через колеса четвертой оси (без учета потерь!) в трансмиссию и поступает снова к колесам. С изменением M_{Σ} распределение крутящих моментов изменяется (рис. 24).

Мощность, передаваемую от раздаточной коробки к колесам, можно условно разделить на два потока: мощность, необходимую для движения машины, и бесполезную мощность, циркулирующую в замкнутом контуре. Циркуляция мощности — вредное явление: она приводит к дополнительным потерям в трансмиссии и шинах и, как следствие, к большему износу деталей, расходу топлива и т. д.

В многоприводных многоосных колесных машинах может быть при некоторых условиях и несколько кругов циркуляции мощности, а в других циркуляция мощности может отсутствовать.

Отрицательное значение крутящего момента, характеризующее начало циркуляции, имеет место при

$$\sum_{i=1}^{2n} (r_{K0i} - r_{K1i}) / \lambda_{Mi} > M_{\Sigma}.$$

Таким образом, вероятность возникновения циркуляции момента (мощности) уменьшается с уменьшением разности радиусов качения колес в ведомом режиме, с увеличением тангенциальной эластичности шин, с увеличением сопротивления движению.

В. Дифференциально-блокированная трансмиссия. В многоприводных колесных машинах трансмиссия такого типа может иметь множество вариантов (например, А—К на рис. 25). Так, только схем межосевого привода, различающихся числом и местом установки дифференциалов, у трехосных машин может быть две, у четырехосных — пять и т. д.

Общую формулу для определения крутящих моментов при всех схемах дифференциально-блокированной трансмиссии составлять не рационально: она получается очень громоздкой. Значительно удобнее выводить формулы и решать частные задачи для конкретных схем. При этом должен быть использован тот же принцип, который применялся выше: решение уравнений кине-

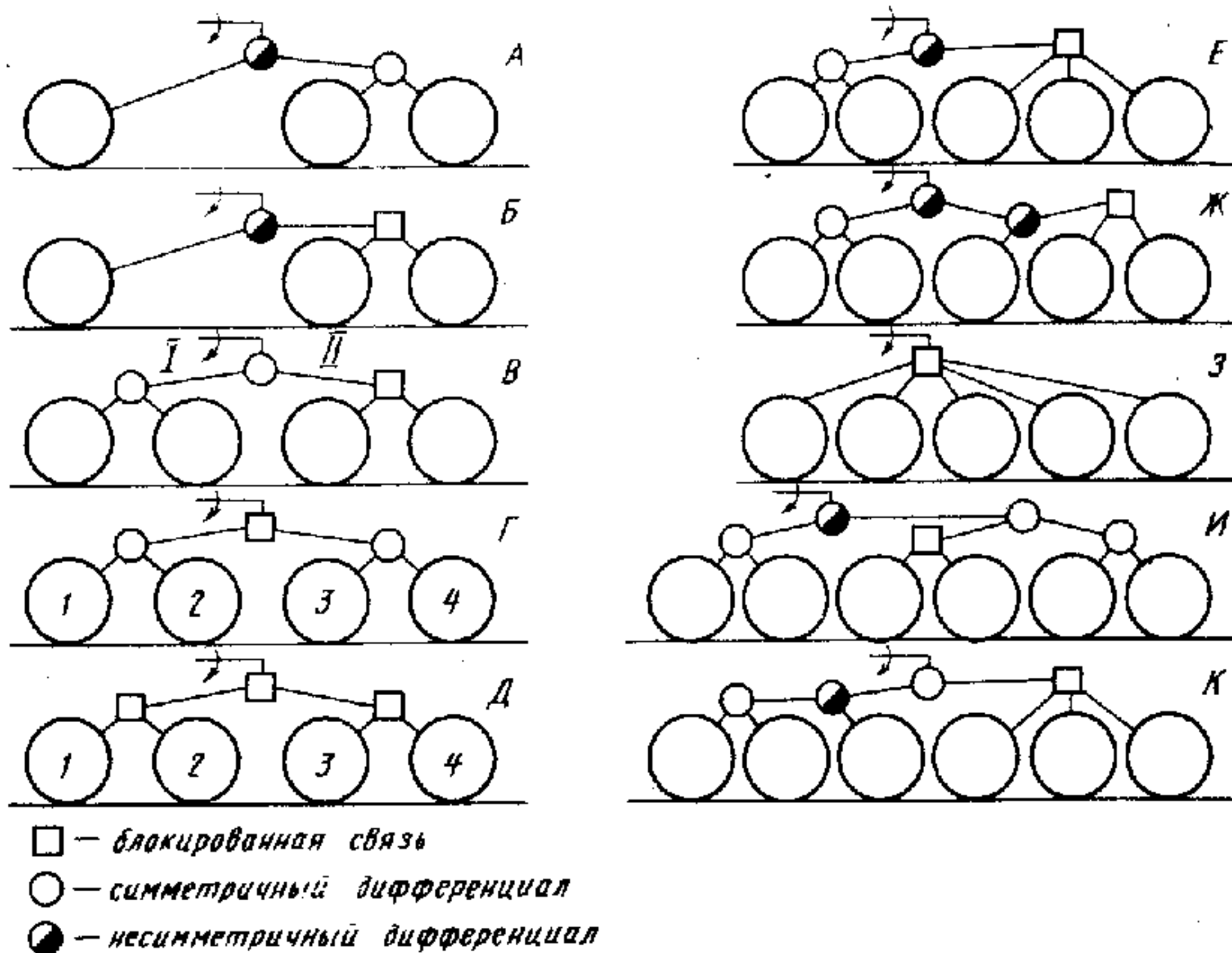


Рис. 25. Схемы дифференциально-блокированных трансмиссий многоосных машин

матических и силовых связей, характеризующих соответствующую схему трансмиссии или ее части.

Например, для машины со схемой Г трансмиссии (рис. 25) такими уравнениями являются:

$$\begin{aligned} M_1 &= k_{дI} M_2; & M_3 &= k_{дII} M_4; \\ \omega_1 + \omega_2 &= 2\omega_I; & \omega_3 + \omega_4 &= 2\omega_{II}. \end{aligned}$$

Поскольку $\omega_I = \omega_{II}$, то $\omega_3 + \omega_4 = \omega_1 + \omega_2$ и $\sum_{i=1}^{2n} M_i = M_2$.

Г. Машина с двумя двигателями. При установке на машине двух двигателей с совершенно одинаковыми характеристиками (в том числе и при частичных нагрузках) и одинаковыми приводами к системам регулирования рабочие точки каждого из двух двигателей находятся на одной кривой в квадранте I (рис. 26), например в точках a_1 и a_2 . При наличии двух однотипных двигателей с разными характеристиками или одинаковых двигателей с различным приводом системы регулирования рабочие точки каждого из двигателей в одно и то же время находятся на различных кривых I и II.

Полагаем, что двигатель I связан с группой I сблокированных между собой колес, а двигатель II — соответственно с другой группой. В каждой из групп колес устанавливается некоторый общий для них (при прямолинейном движении) радиус каче-

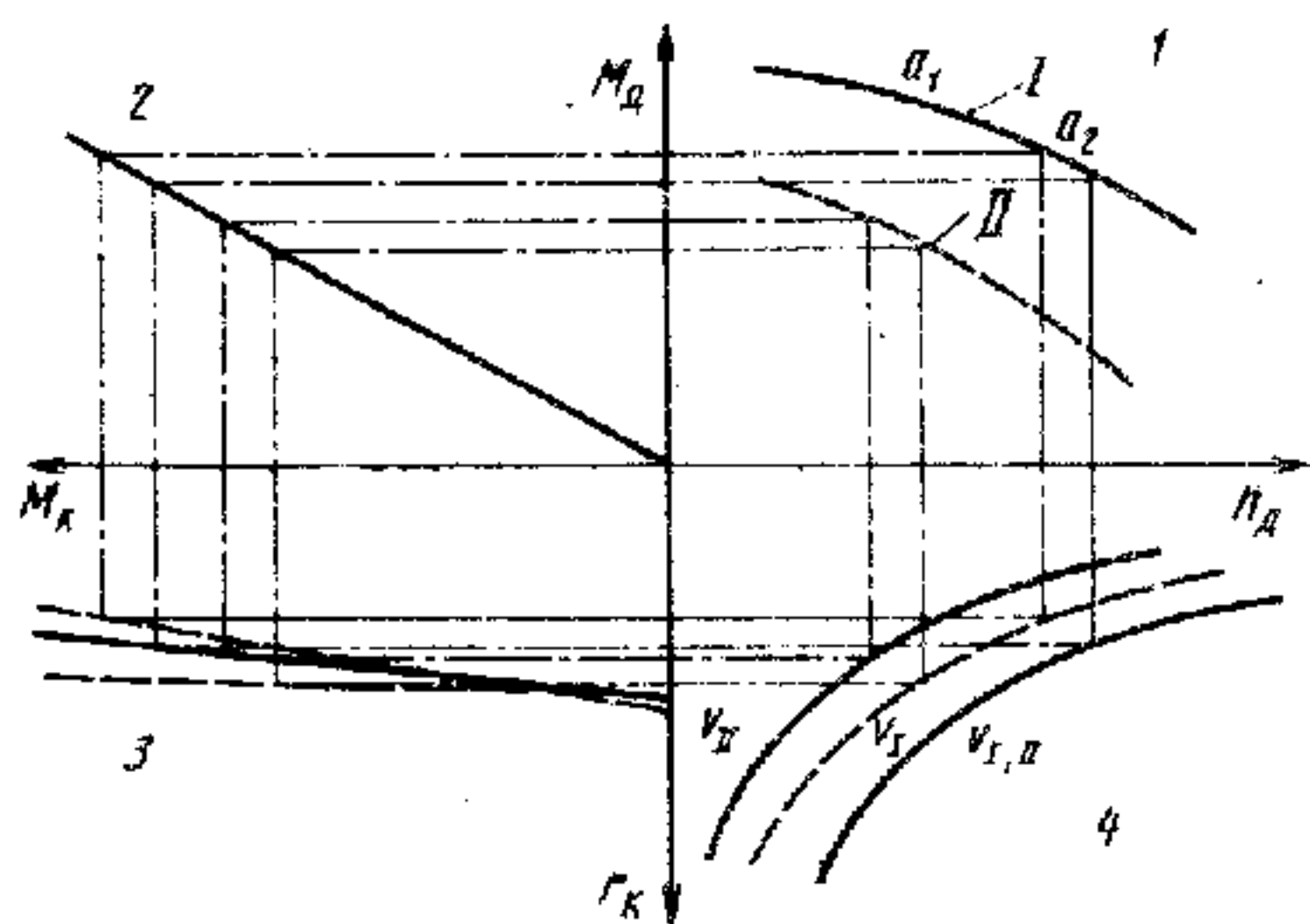


Рис. 26. Характеристика совместной работы двух двигателей

ния r_{KI} и r_{KII} . При Н-образной (бортовой) схеме трансмиссии, например, один двигатель может быть связан с колесами левой стороны, а другой — правой стороны. При мостовой схеме один двигатель связан с колесами одних ведущих мостов, другой — с колесами других мостов.

Работу машины с двумя двигателями I и II при установившемся режиме можно описать следующей системой уравнений:

$$\left. \begin{aligned} M_{dI} &= a_{1I} + a_{2I}n_d + a_{3I}n_d^2; & M_{dII} &= a_{1II} + a_{2II}n_d + a_{3II}n_d^2; \\ M_{\Sigma I} + M_{\Sigma II} &= M_c; & M_{KI} &= (r_{KOI} - r_{KI})/\lambda_{MI}; \\ M_{KII} &= (r_{KOII} - r_{KII})/\lambda_{MII}; & M_{\Sigma I} &= M_d u_{тр} \eta_{тр}; \\ M_{\Sigma II} &= M_d u_{тр} \eta_{тр}; & n_{dI} &= 60 u_{тр} v_I / 2\pi r_{KI}; & n_{dII} &= 60 u_{тр} v_{II} / 2\pi r_{KII}. \end{aligned} \right\} \quad (40)$$

Здесь первые два уравнения системы описывают скоростную характеристику двигателей подобно выражению (18).

Приведенная система уравнений описывает работу машины с двумя двигателями при установившемся режиме. Заметим, что при прямолинейном движении в последних двух уравнениях скорость $v_I = v_{II}$. Однако в случае движения машины на повороте этого равенства может не быть. Решение системы (40) позволяет определить крутящие моменты колес, связанных с различными двигателями.

В ряде конкретных задач можно применить графоаналитический метод решения. Для этого необходимо построить приведенные выше зависимости в виде графиков (см. рис. 26) и подбором найти совместные точки, характеризующие работу машины с двумя двигателями и двумя группами колес. В квадранте 2 показана зависимость момента M_K от M_d при величинах $u_{тр}$ и $\eta_{тр}$, одинаковых для колес, связанных с любым из двигателей; в квадранте 3 — зависимости радиусов качения от M_K (сплошной линией при $r_{KOI} = r_{KOII}$ и $\lambda_{MI} = \lambda_{MII}$ и штриховыми, когда они не равны); в квадранте 4 — зависимости частоты вращения дви-

гателя n_d от r_n при повороте машины, когда $v_I \neq v_{II}$ (сплошные кривые), и при прямолинейном движении, когда $v_I = v_{II}$ (штриховая кривая).

На рис. 26 видно, что, если на машине установлены двигатели с различными характеристиками, будут различаться и крутящие моменты групп колес. Большой крутящий момент снимается с двигателя, имеющего больший момент по характеристике.

В случае, если скорости колес групп I и II различны (при повороте), возможны разные варианты распределения крутящих моментов, включая даже такой, когда один из двигателей работает в тормозном режиме.

§ 10. ТЯГОВО-СКОРОСТНЫЕ СВОЙСТВА И ТОПЛИВНАЯ ХАРАКТЕРИСТИКА КОЛЕСНОЙ МАШИНЫ

Тягово-скоростные свойства машины определяют ее способность к совершению полезной транспортной работы.

Для машины определенной полной массы или определенной грузоподъемности указанные свойства характеризуются главным показателем — максимально возможной средней скоростью движения на заданном маршруте. Средняя скорость зависит от способности машины разгоняться, двигаться с большой скоростью, преодолевать подъемы и повышенные дорожные сопротивления, двигаться по инерции и т. д., т. е. зависит от большого количества показателей. Однако имеет большое значение производительность машины, т. е. то, какой ценой достигается высокая скорость доставки максимального груза. Одним из важных показателей общей экономической оценки является топливная характеристика машины, определяющая количество израсходованного на транспортную работу топлива.

Предварительно оценить тягово-скоростные свойства машины можно с помощью уравнения тягового баланса. Более общую оценку тяговых и скоростных свойств колесных машин целесообразно проводить по безразмерным параметрам.

Для этого, сгруппировав в левой части выражения (22) слагаемые, не зависящие от силы тяжести машины, а в правой — зависящие от нее, и разделив обе части на силу тяжести, получим (без учета тяги на крюке):

$$\frac{P_{mo} - P_{\varpi}}{G_m} = f \cos \alpha + \sin \alpha + \frac{a_m}{g} \delta_m = D.$$

Величину D называют динамическим фактором машины. Он представляет собой часть удельного тягового усилия, используемого на преодоление сопротивления качению, подъему и на разгон машины.

Зависимость динамического фактора от скорости движения машины на каждой из передач в коробке передач и раздаточной

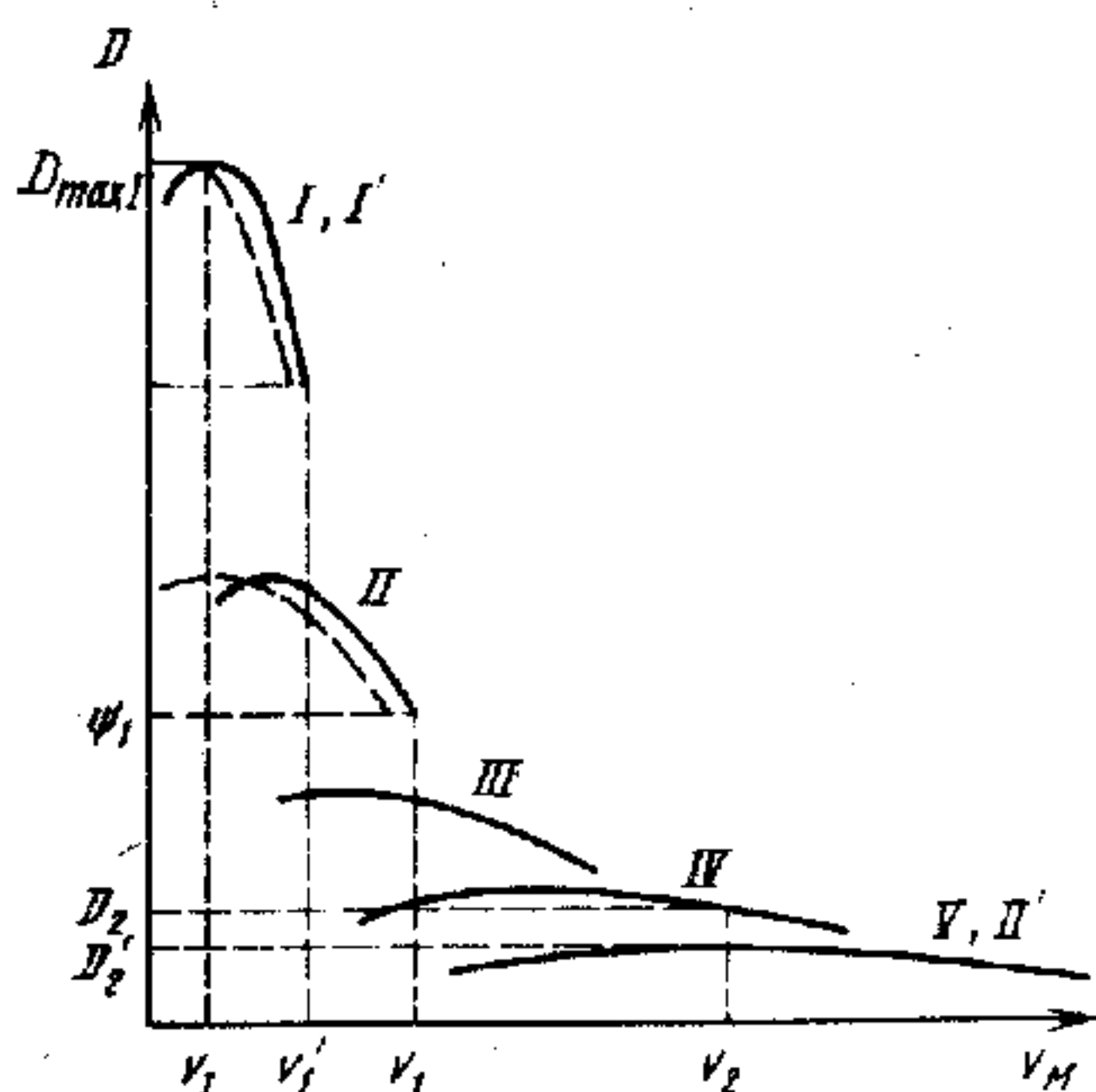


Рис. 27. Динамическая характеристика машины

коробке называют динамической характеристикой машины (рис. 27).

Так, по динамической характеристике можно определить, на какой установившейся скорости машина может двигаться по дороге при заданном коэффициенте сопротивления качению. Максимальная величина динамического фактора на низшей передаче позволяет выявить наибольшие тяговые возможности машины.

Если движение происходит с установившейся скоростью и по горизонтальной поверхности, то $D = f$. Например, машина, динамическая характеристика которой показана на рис. 27, может двигаться по горизонтальной дороге, если сопротивление качению колес не превышает $D_{\max I}$. Движение ее возможно на первой передаче со скоростью v_1 . На всех других скоростях и тем более при других передачах наибольшее сопротивление качению, которое может преодолеть машина, меньше.

По динамической характеристике можно определить максимальную скорость движения по дороге с заданным сопротивлением. Могут решаться и другие задачи, среди которых определение величины наибольшего ускорения машины при разгоне и ее зависимости от включенной передачи и скорости движения машины. При заданных сопротивлениях качению и угле преодолеваемого подъема (заметим, что обычно ускорения при разгоне определяют на горизонтальной дороге, т. е. при $\alpha = 0$) ординаты, расположенные между кривыми динамического фактора и прямой, соответствующей заданным сопротивлениям $\psi = f$, пропорциональны максимально возможным ускорениям.

На основе динамической характеристики может быть построена еще одна — зависимость максимально возможных ускорений от скорости движения на каждой из передач I—V (рис. 28).

Следует обратить внимание на то, что кривые, характеризующие зависимость ускорения от скорости, хотя и подобны кривым динамического фактора, их расположение в некоторых случаях может быть другим. Кривые динамического фактора всегда располагаются в строго определенном порядке: чем ниже передача (больше передаточное число), тем выше расположена кривая. В расположении кривых ускорений эта закономерность может быть нарушена. Если на низшей передаче коэффициент приведенной массы δ_m очень велик, то в ряде случаев может оказаться

так, что ускорения на более высокой передаче будут большими, чем на низшей (например II').

Оценку и анализ тягово-скоростных свойств колесных машин можно проводить также по мощностному балансу этих машин.

Если все члены уравнения (22) умножить на скорость движения машины, то оно превратится в уравнение мощностного баланса:

$$N_k = N_d \eta_{тр} = N_f + N_w + N_d + N_p + N_a + N_{вр}.$$

Зависимость этих мощностей от скорости движения машины представляет собой мощностную диаграмму (рис. 29). Зависимость мощности $N_p = f(v_m)$, расходуемой в подвеске, показана условно (см. § 41). С помощью этого уравнения также можно решать и анализировать некоторые задачи по определению тягово-скоростных свойств колесных машин.

Одним из важных показателей тягово-скоростных свойств является время разгона машины в заданном интервале скоростей. Рассмотрим процесс трогания и разгона машины до заданной скорости. Известно, что обычно применяемые на колесных машинах двигатели совместно с механическими трансмиссиями не могут работать с угловой скоростью выходного вала (например, коленчатого) менее определенной величины, называемой минимально устойчивой угловой скоростью. Следовательно, жесткая связь вала двигателя и вала трансмиссии (например, первичного вала коробки передач при механической трансмиссии) не может осуществляться с нулевой скорости, сразу «с места». Этой жесткой связи должны предшествовать два периода. В течение первого из них двигатель работает на холостом ходу с минимально устойчивой угловой скоростью холостого хода ω_d (рис. 30). При желании начать движение водитель нажимает на педаль подачи топлива и включает (в течение какого-то

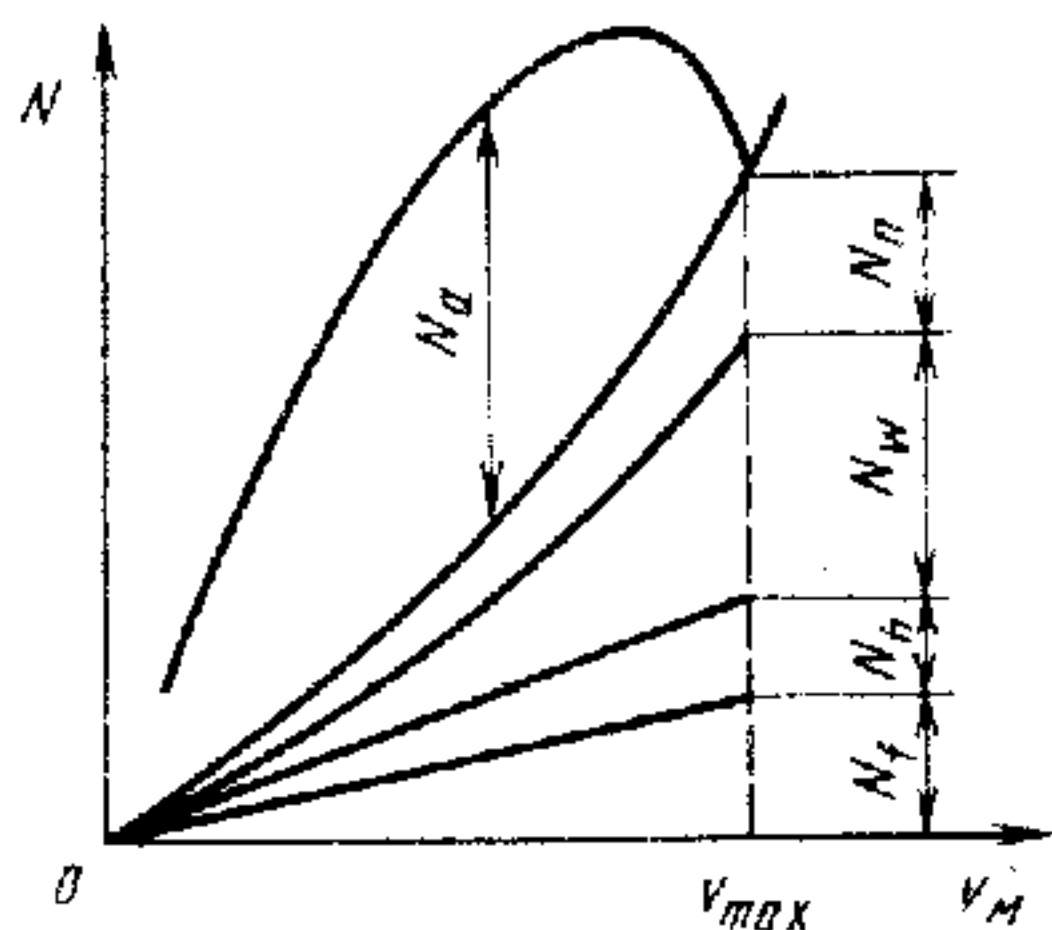


Рис. 28. Зависимость ускорения от скорости движения

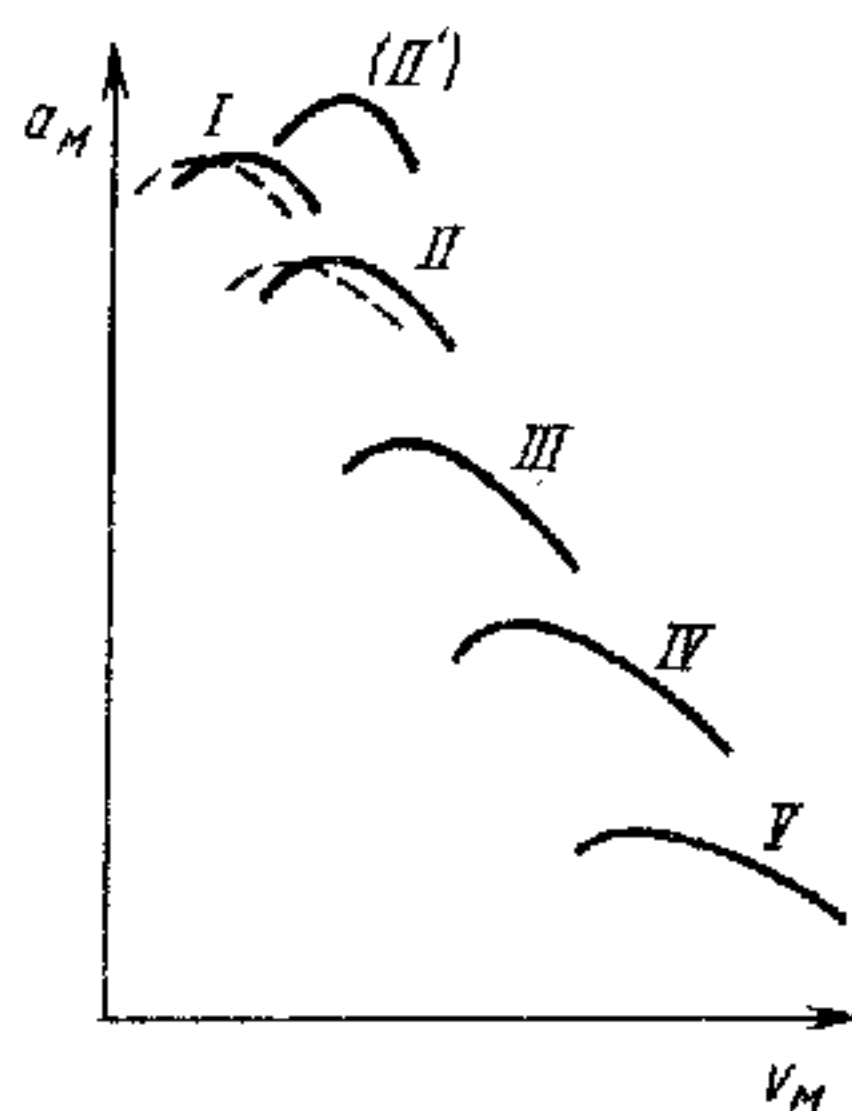


Рис. 29. Мощностная диаграмма

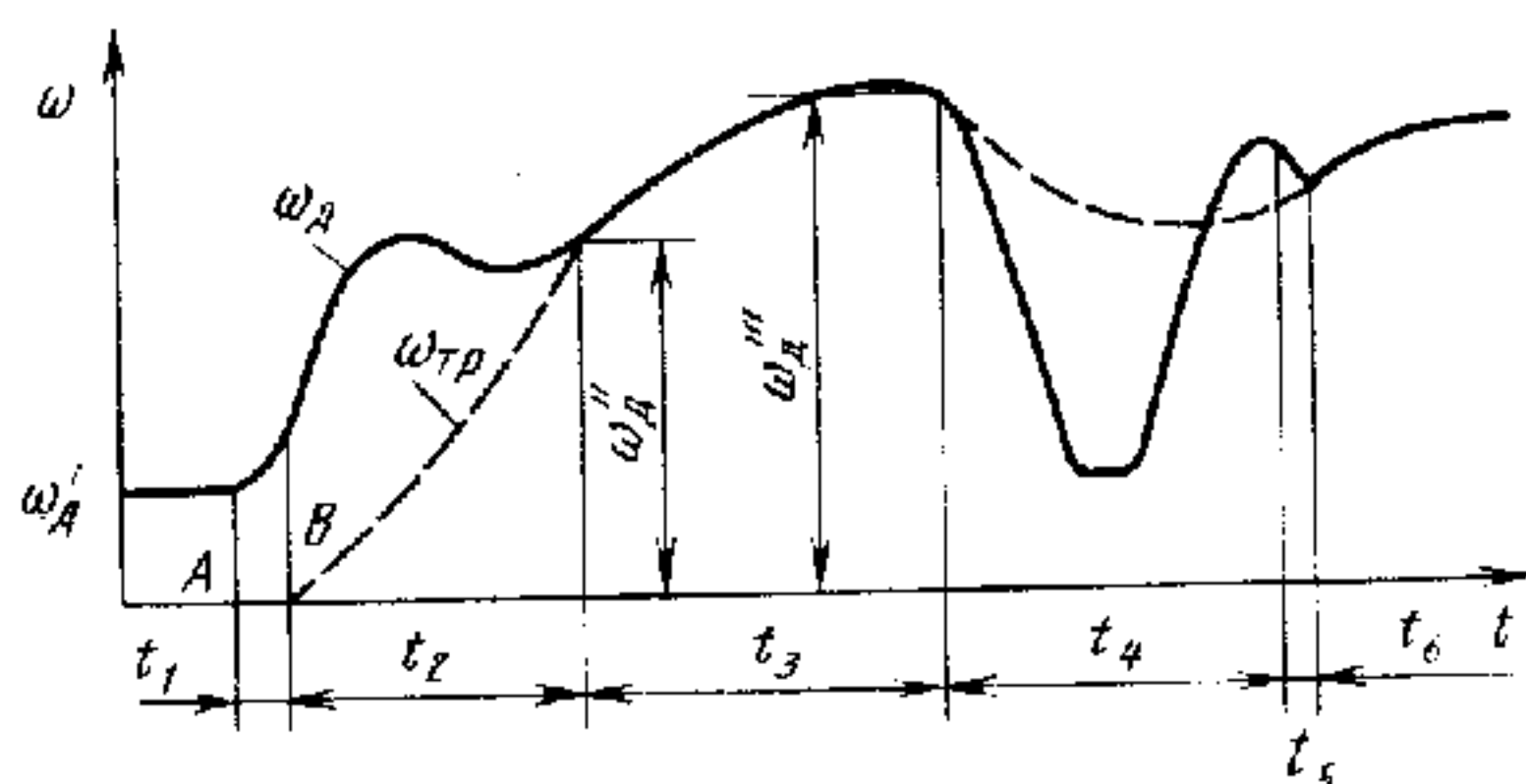


Рис. 30. Изменение угловой скорости ω_d при трогании и разгоне машины

времени) сцепление. Начинается процесс буксования сцепления. В точке A угловая скорость вала двигателя и момент трения сцепления начинают увеличиваться. В точке B момент трения равен моменту сопротивления движению, приведенному к ведомому валу трансмиссии. С этого времени начинается следующий этап — разгон машины. Угловая скорость $\omega_{тр}$ вала трансмиссии уже не равна нулю, а постепенно увеличивается. Однако все еще отсутствует жесткая связь вала двигателя и ведомого вала трансмиссии, продолжается буксование сцепления и уравнивание угловых скоростей $\omega_{тр}$ и ω_d . В конце второго этапа буксование сцепления заканчивается, угловая скорость $\omega_d'' = \omega_{тр}$, и начинается третий этап — разгон.

Определить крутящие моменты, которые действуют на этапах, предшествовавших разгону, не представляется возможным, поскольку буксование сцепления в основном происходит при неполной и при этом неопределенной подаче топлива в двигатель. Степень подачи топлива, а также интенсивность (темп) включения сцепления субъективно регулирует водитель. Время буксования сцепления $t_1 + t_2 = 0,5 \dots 4$ с. У тяжелых машин, особенно у автопоездов, это время обычно ближе к нижнему пределу, у легковых автомобилей — ближе к верхнему.

Можно принять, что буксование сцепления происходит за минимально допустимое по условиям нагрева дисков сцепления время, которым в расчетах пренебрегаем. Оно заканчивается при минимально устойчивой угловой скорости (по внешней характеристике).

При достижении либо максимальной угловой скорости вала двигателя ω_d''' , либо другой угловой скорости, наиболее рациональной для разгона, водитель выключает сцепление и переключает передачу в коробке передач. В течение времени t_4 машина движется по инерции, а в течение времени t_5 — с пробуксовкой сцепления, но уже при следующей включенной передаче. Далее все повторяется на каждой последующей передаче вплоть до достижения максимальной скорости движения машины, т. е. за время t_6 происходит тот же процесс, что во время t_3 , и т. д.

Определим время разгона машины на основном для каждой передачи этапе, когда вал двигателя жестко связан с валом трансмиссии. Для этого воспользуемся уравнением (21), в котором

M_d выразим в функции скорости движения машины по одной из эмпирических зависимостей, например (18). Однако разгон машины осуществляется при неустановившемся режиме работы двигателя. В этом случае, вследствие влияния инерционности тепловых процессов, различия в наполнении цилиндров (у поршневого двигателя) и некоторых других причин крутящий момент при определенной угловой скорости вала двигателя не равен моменту, соответствующему той же угловой скорости при установившемся режиме. В результате разгон (во всяком случае значительная часть разгона) происходит при работе двигателя по так называемой разгонной характеристике. Как показывают исследования, разгонный крутящий момент, соответствующий этой характеристике,

$$M_{др} = M_d - \lambda_d d\omega_d/dt,$$

где λ_d — коэффициент, характерный для определенного двигателя и изменяющийся с угловой скоростью вала двигателя.

Учитывая также зависимости ряда других слагаемых от скорости, получим:

$$m_m \delta_m dv_m/dt + av_m^2 + bv_m + c = 0, \quad (41)$$

где a, b, c — коэффициенты, которые в соответствии с формулами (18) и (21) зависят от $N_{max}, n_N, u_{тр}, c_x, F, r_k, P_{fм}$.

Решив уравнение (41) относительно производной dv_m/dt , найдем зависимости ускорения машины от скорости.

Из уравнения (41) может быть выражена и величина

$$dt = m_m \delta_m dv_m / (av_m^2 + bv_m + c).$$

Интегрируя это уравнение, определим время

$$t = m_m \delta_m \int_{v_1}^{v_2} dv_m / (av_m^2 + bv_m + c)$$

или

$$t = \frac{-\delta_m m_m}{\sqrt{b^2 - 4ac}} \ln \left| \frac{2av_m + b - \sqrt{b^2 - 4ac}}{2av_m + b + \sqrt{b^2 - 4ac}} \right|_{v_1}^{v_2}.$$

В связи с тем, что величина δ_m , а также коэффициенты a, b, c зависят от передаточных чисел трансмиссии, время разгона машины вычисляют для каждой передачи отдельно.

Для определения скоростей движения, при которых следует переключить передачи, с тем чтобы время разгона было минимальным, а средняя скорость движения машины, наоборот, большей, построим зависимость $1/a_m = f(v_m)$ (рис. 31). Как видно, минимальное время разгона машины от скорости v'_m до v''_m обеспечивается, если переключение передач осуществляют при скоростях, соответствующих точке А (первый вариант) и точке В (второй вариант). В этих случаях площадь под кривыми $1/a_m = f(v_m)$, ограниченная соответствующими ординатами и осью

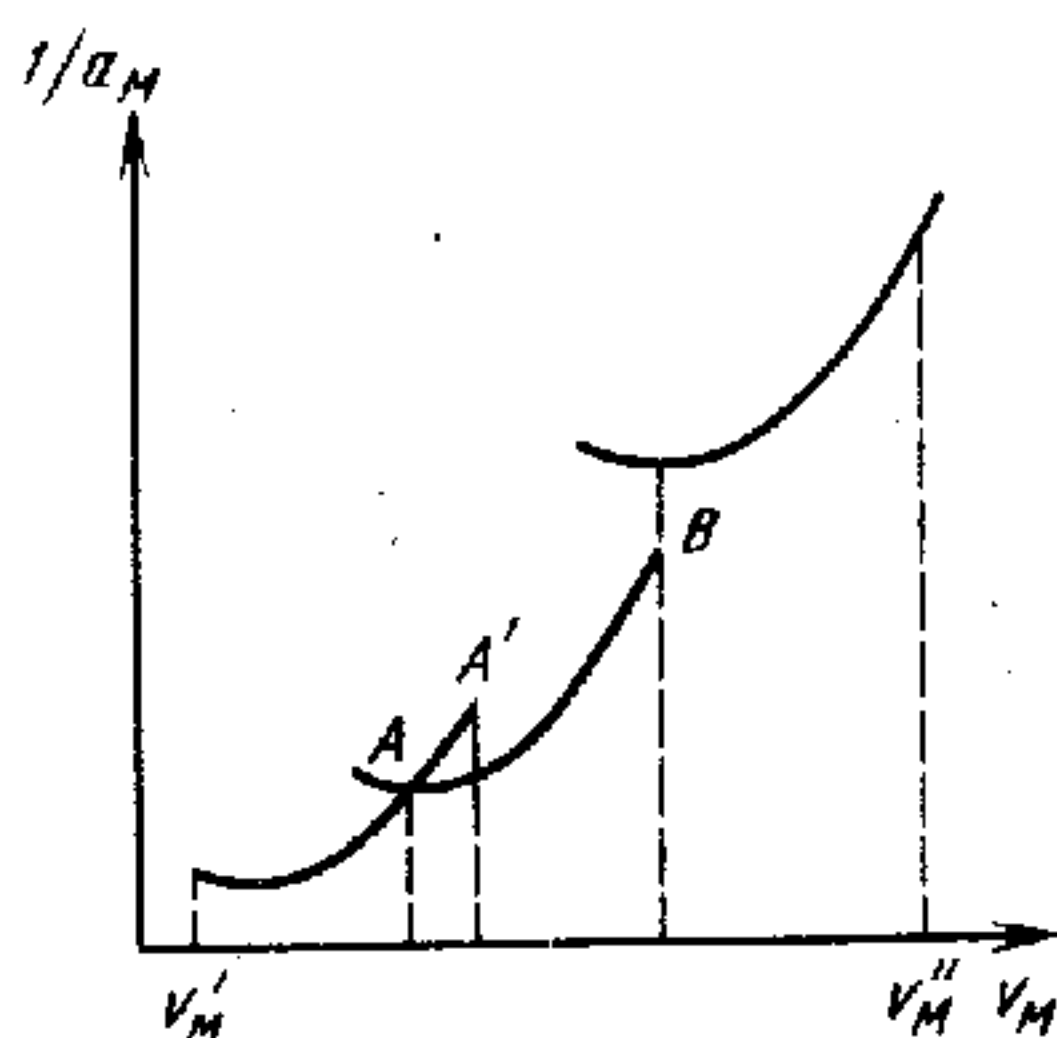


Рис. 31. Выбор моментов переключения передач

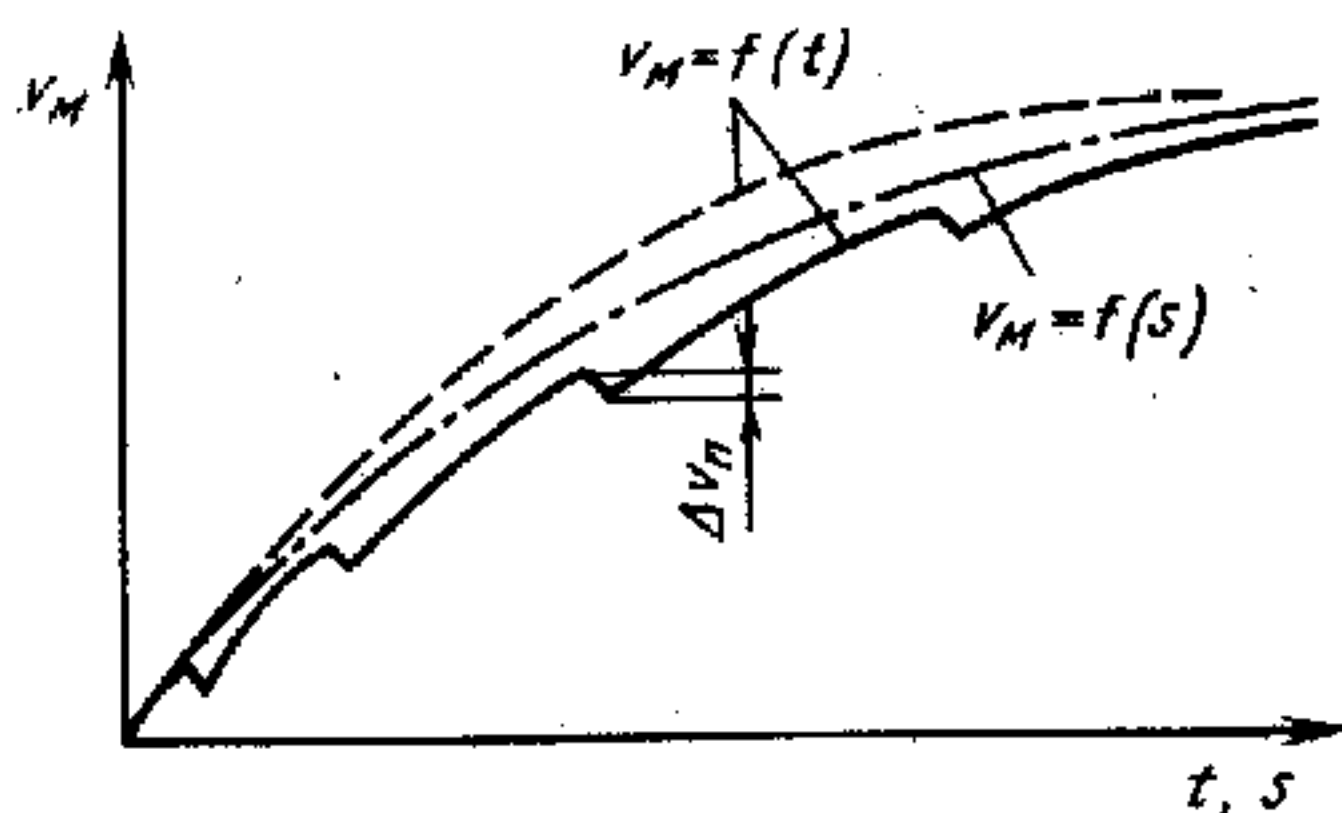


Рис. 32. Скоростная характеристика разгона машины

абсциссе, оказывается минимальной. При первом варианте отсутствует ограничитель максимальной угловой скорости вала, а при втором варианте он имеется.

Скорости, на которых при первом варианте рационально переключать передачи, могут быть определены на основе того, что ускорение $a_{\kappa k}$ в конце разгона на k -й передаче равно ускорению $a_{\text{н}(k+1)}$ в начале разгона на $(k+1)$ -й передаче. Из этого равенства получаем (без учета сопротивления воздуха):

$$D_{k+1}\delta_{mk} - D_k\delta_{m(k+1)} = \psi(\delta_m - \delta_{m(k+1)}).$$

Раскрывая далее величины динамических факторов D_k и D_{k+1} , найдем по уравнению (41):

$$\frac{\delta_{mk}}{\delta_{m(k+1)}} (a_k v_{\kappa k}^2 + b_k v_{\kappa k} + c_k) u_{\text{тр}k} \eta_{\text{тр}} - \frac{\delta_{m(k+1)}}{\delta_{mk}} (a_{k+1} v_{\text{н}(k+1)}^2 + b_{k+1} v_{\text{н}(k+1)} + c_{k+1} u_{\text{тр}(k+1)} \eta_{\text{тр}}) = \psi(\delta_{mk} - \delta_{m(k+1)}).$$

Приводя подобные члены и имея в виду, что скорость $v_{\kappa k}$ в конце разгона на k -й передаче равна скорости $v_{\text{н}(k+1)}$ в начале разгона на $(k+1)$ -й передаче, получаем:

$$a' v_{\kappa k}^2 + b' v_{\kappa k} + c' = 0,$$

где a' , b' , c' — коэффициенты, аналогичные a , b , c , но учитывающие также величины δ_m .

При найденном по последнему уравнению значении скорости (конечно, положительном) необходимо переключать передачу.

С учетом потери времени на переключение передач и снижения за это время скорости движения, а также для того, чтобы потери времени на разгон были минимальными, начинать переключение передач при отсутствии ограничителя следует на скорости, несколько большей скорости, при которой $a_{\kappa k} = a_{\text{н}(k+1)}$, т. е. не в точке A (рис. 31), а в точке A' . Смещение должно быть примерно в 2 раза меньше изменения Δv_n скорости движения за время переключения передач, что будет рассмотрено ниже.

Если на двигателе есть ограничитель максимальной частоты вращения n_{\max} вала двигателя, то скорость, при которой, следует переключать k -ю передачу на $(k + 1)$ -ю,

$$v_{kk} = 2\pi n_{\max} r_k / 60 u_{\text{тр } k},$$

где $u_{\text{тр } k}$ — передаточное число всей трансмиссии на k -й передаче.

Следует напомнить, что при передаче, на которой происходит трогание с места, скорость движения v_m должна соответствовать угловой скорости вала двигателя в начале этапа t_3 (рис. 30), и ее можно принимать за минимально устойчивую скорость под нагрузкой. Верхним пределом интегрирования в уравнении, определяющем время разгона при высшей передаче, должен быть $(0,8 \dots 0,9) v_{\max}$.

Для анализа тягово-скоростных свойств показательной является не зависимость $t = f(v_m)$, а обратная ей, т. е. $v_m = f(t)$, называемая скоростной характеристикой разгона (рис. 32).

С учетом неупругого скольжения (в соответствии с рис. 7, кривые 2 и 3), что при значительных продольных силах неизбежно, динамическая характеристика, зависимости $a_m = f(t)$ и $v_m = f(t)$ выглядят так, как показано на рис. 28 и 27 штриховыми линиями.

Во многих случаях изменение скорости движения машины целесообразно оценивать в функции пути s , а не времени движения t .

Умножив уравнение (41) на ds/ds и заменив ds/dt на v_m , получим следующее уравнение с новой переменной ds :

$$m_m \delta_m dv_m/ds + av_m^2 + bv_m + c = 0.$$

Решая это уравнение относительно ds , получаем:

$$ds = m_m \delta_m dv_m / (av_m + b + cv_m^{-1}).$$

Интегрируя это уравнение, можно определить путь, который проедет машина при изменении скорости движения от v_1 до v_2 :

$$S = m_m \delta_m \int_{v_1}^{v_2} dv / (av_m + b + cv_m^{-1}).$$

Зависимости (см. рис. 32) построены лишь для этапов t_3 . Определим теперь время и путь движения машины по инерции на этапе t_4 во время переключения передач. В течение этого времени машина совершает работу по преодолению всех внутренних и внешних сопротивлений за счет кинетической энергии, накопленной к началу этого этапа. Если скорости, при которых началось и закончилось переключение передач, были $v_{\text{пн}}$ и $v_{\text{пк}}$, то можно записать:

$$m_m \delta_m (v_{\text{пн}}^2 - v_{\text{пк}}^2) / 2 = P_c S_{\text{п}}, \quad (42)$$

где $P_c = P_f + P_h + P_w + P_{\text{п}} + P_{\text{кр}} + P_{\text{хх}}$ — сумма сил сопротивления движению; $P_{\text{хх}}$ — условная сила, соответствующая

потерям холостого хода; $P_{\text{хх}} = (\sum M_{\text{тр } j} \mu_{\text{тр } j})/r_{\text{к}}$; $M_{\text{тр } j}$ — момент сопротивления на холостом ходу (скоростных потерь) в j -м агрегате трансмиссии; $S_{\text{ц}}$ — путь движения машины за время переключения передач.

В коэффициенте приведенной массы δ_m , определяемом по формуле (20), в данном случае не следует учитывать слагаемое, связанное с инерцией вращающихся частей двигателя, так как они в течение этого времени отсоединены от трансмиссии и колес и их кинетическая энергия не расходуется на преодоление сопротивлений движению.

Переключение передач в коробках передач любого типа осуществляется в течение очень небольшого промежутка времени $t_{\text{ц}}$ (в с), что видно из приведенных ниже данных:

Коробки передач с неподвижными осями валов, имеющие:

подвижные каретки	2 ... 3
зубчатые (кулачковые) муфты	2 ... 2,5
то же, с синхронизаторами	1,5 ... 2
фрикционные муфты	0,2 ... 0,4
автоматизированный механизм	1 ... 1,5
Планетарные коробки передач, имеющие:	
тормоза или фрикционные муфты	0,3 ... 0,4
автоматизированный механизм	0,2 ... 0,3

Примем, что за этот небольшой промежуток времени замедление машины постоянно. Тогда

$$S_{\text{ц}} = (v_{\text{пн}} + v_{\text{пк}}) t_{\text{ц}}/2. \tag{43}$$

Решив совместно уравнения (42) и (43), найдем величину снижения скорости за время переключения передач:

$$\Delta v_{\text{ц}} = v_{\text{пн}} - v_{\text{пк}} = P_{\text{с}} t_{\text{ц}}/m_{\text{м}} \delta_m.$$

При вычислении величины $\Delta v_{\text{ц}}$ в процессе разгона на ровной горизонтальной дороге до скоростей движения порядка 50 км/ч

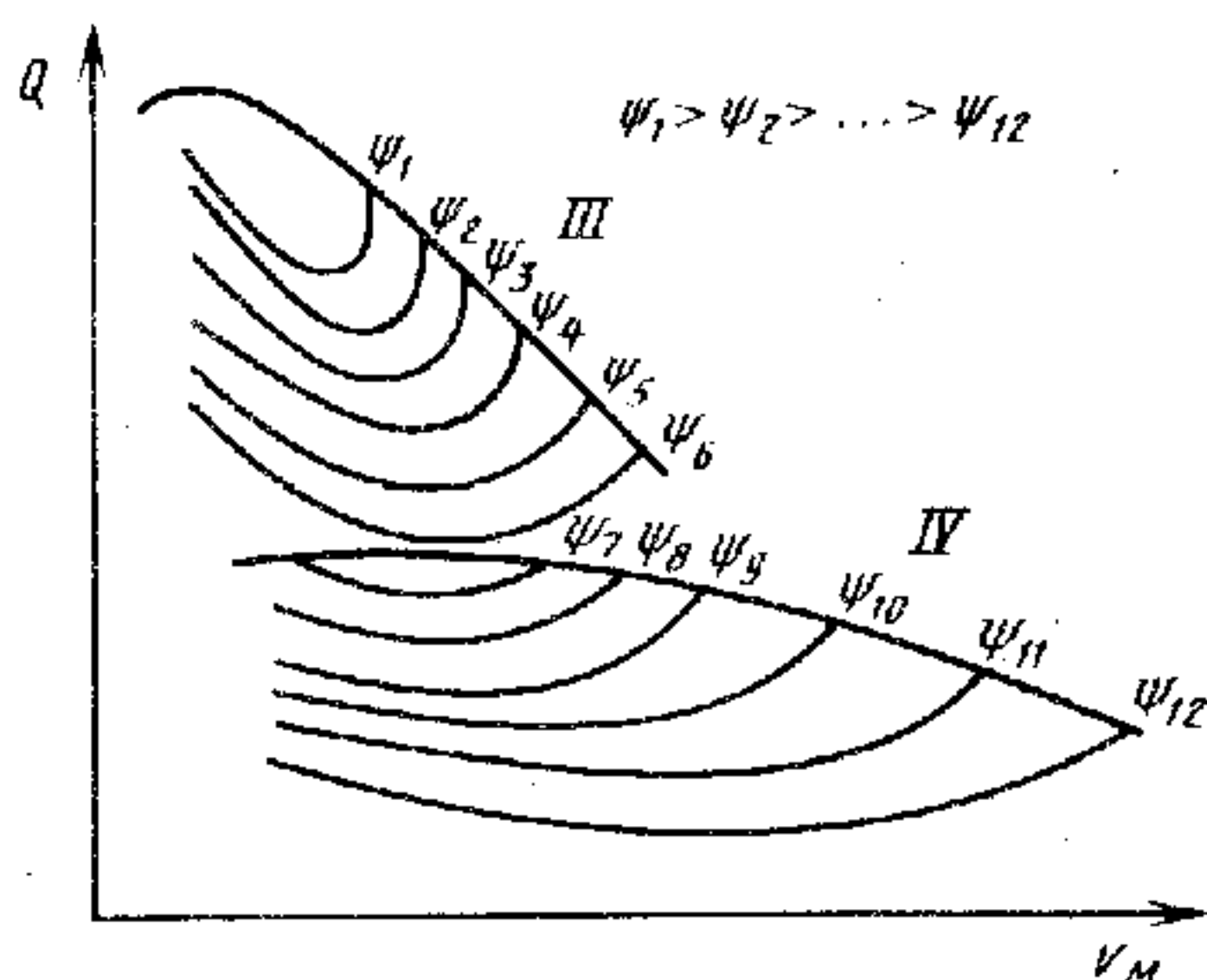
из всех сил сопротивления движению с достаточной для практических расчетов точностью можно учитывать лишь силу P_f , а для многоприводных колесных машин, особенно с заблокированным приводом, еще и силу $P_{\text{хх}}$.

Напомним, что при малых внешних сопротивлениях относительные потери в трансмиссии машины с заблокированным приводом возрастают. В табл. 2 для одной из трехосных машин с заблокированным по каждой стороне приводом колес даны

Т а б л и ц а 2

Характер нагрузки	Средние значения сил сопротивления, Н, при ветвях привода	
	полностью заблокированных	разъединенных
Без груза	2600	2010
С грузом: размещенным	2760	2640
равномерно смещенным назад	2820	2520

Рис. 33. Топливная характеристика машины



средние величины сил сопротивления при движении по инерции на асфальтированной горизонтальной дороге со скоростью 60 км/ч до остановки. Из табл. 2 следует, что сумма сил P_c больше, чем при разъединенных ветвях привода, на 5 ... 23%.

Соответственно такое же различие должно быть и в величинах $\Delta v_{\text{п}}$.

Однако при разгоне машины по асфальтированной дороге даже с полностью заблокированным приводом абсолютные значения этой величины невелики, они не превышают обычно 1 ... 4 км/ч. Вместе с тем при переключении передач в процессе движения с большим сопротивлением (например, по рыхлому снегу, песку и т. п.) падение скорости за то же время может составить величину, в несколько раз большую, что в некоторых случаях может даже ограничить возможность включения следующей передачи.

Для обеспечения мощности, необходимой, чтобы машина могла двигаться при соблюдении заданных условий, двигатель потребляет определенное количество топлива. Потребление топлива оценивают по путевому расходу, выражаемому в литрах (килограммах) на 100 км проходимого машиной пути.

Топливная экономичность двигателя обычно характеризуется зависимостью удельного g_e г/(кВт·ч) или часового расхода топлива G_e г/ч. Тогда путевой расход топлива машиной

$$Q = G_e/v_M = g_e N_{\text{д}}/v_M,$$

где $N_{\text{д}} = (N_f + N_w + N_h + N_{\text{кр}} + N_{\text{п}} + N_{\alpha})/\eta_{\text{тр}}$.

Как видно, расход топлива машиной зависит от удельного расхода топлива двигателем, внешних сопротивлений движению, потерь в трансмиссии и системе подпрессоривания, режимов движения — скорости и ускорения. Поэтому оценку топливной экономичности машины производят: а) при установившемся движении по прямой горизонтальной усовершенствованной дороге; б) при движении по дороге с переменным профилем; в) при циклическом движении (разгон—установившееся движение—остановка).

Зависимость расхода топлива от скорости машины при установившемся движении, представленная графически (рис. 33), называется топливной характеристикой.

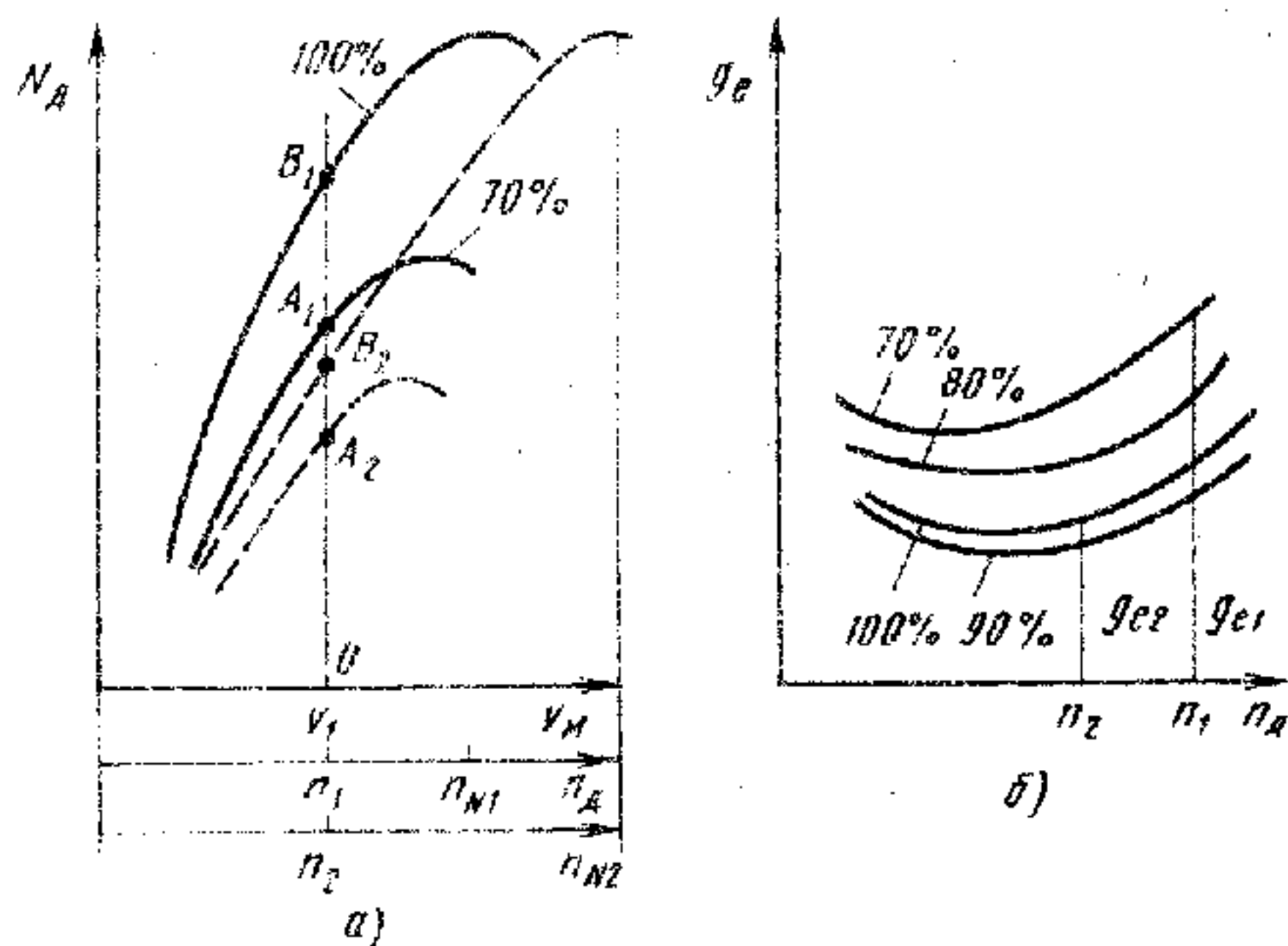


Рис. 34. Нагрузочные характеристики двигателя и удельный расход топлива

Расход топлива при движении с одной и той же скоростью и по той же дороге, но при разных передаточных числах трансмиссии, оказывается разным. Так, если машина движется по определенной дороге со скоростью v_1 (рис. 34, а) и необходимая для ее движения мощность равна N_1 , то при передаточном числе трансмиссии $u_{тр1}$ (которому соответствует эта кривая) двигатель развивает мощность N_1 , равную $(OA_1) N_d / OB_1$ при соответствующей частоте n_1 вращения вала двигателя. Если автомобиль движется по той же дороге и с той же скоростью, но при $u_{тр2} < u_{тр1}$, то двигатель развивает мощность N_1 , равную $(OA_2) N_d / OB_2$, соответствующую частоте n_2 вращения вала двигателя. Удельный расход топлива двигателем в первом случае равен g_{e1} (рис. 34, б), а во втором g_{e2} . Не во всем диапазоне изменения нагрузок, но в основном, чем больше относительная (по отношению к максимальной подаче топлива) отдача мощностью двигателем, тем меньше удельный расход топлива. При той же отдаваемой мощности абсолютный расход тоже меньше.

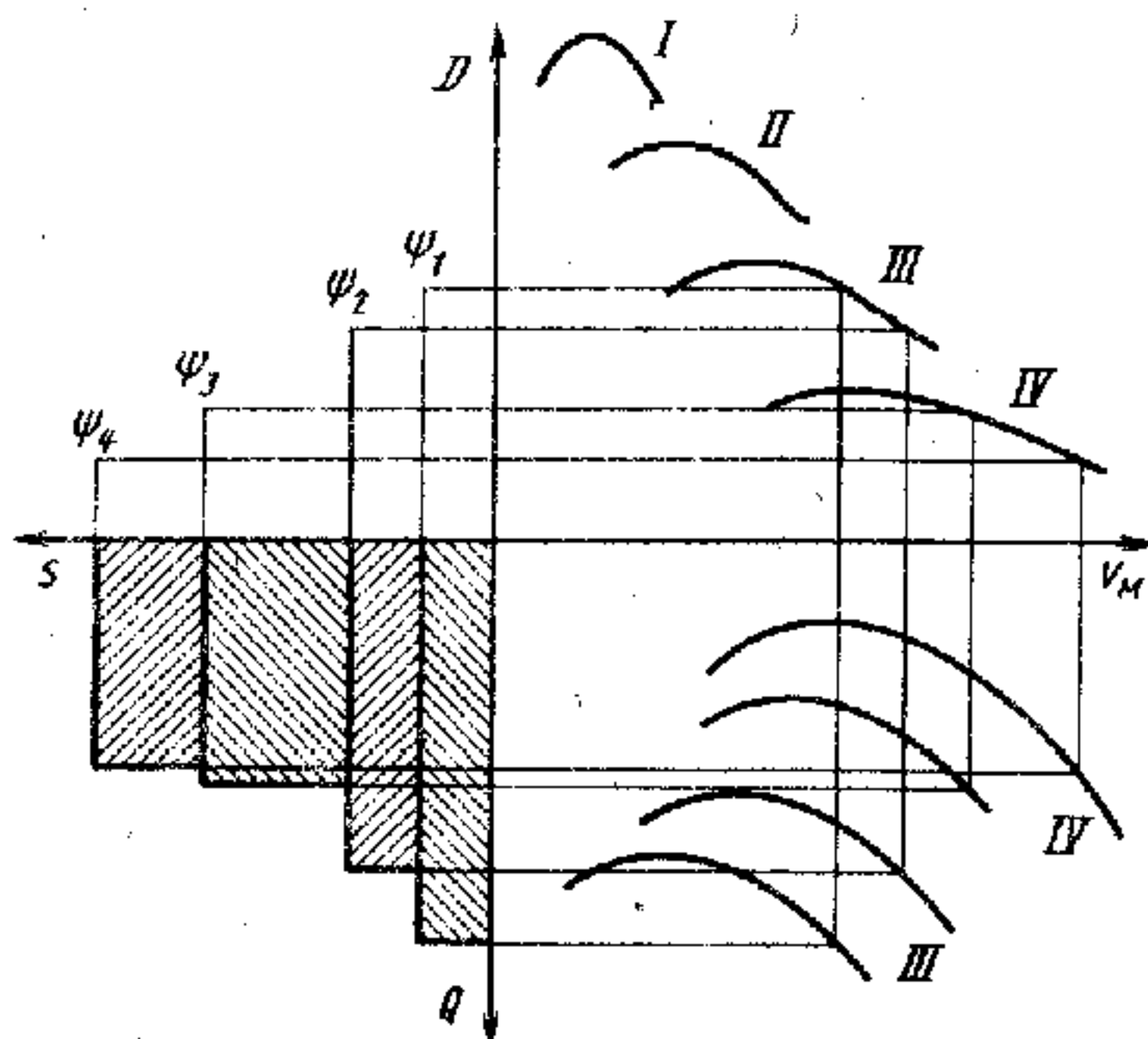
Если известно, как распределяются дорожные сопротивления по длине заданного маршрута и известны нагрузочные характеристики двигателя (см. рис. 34), можно рассчитать расход топлива на отдельных участках и маршруте в целом. Можно сделать подобный расчет и с помощью сопоставления динамической и топливной характеристик (рис. 35). Не учтенными оказываются участки, на которых движение неустановившееся.

Характеристики и показатели тягово-скоростных свойств и топливной экономичности для большинства категорий машин регламентируются определенными документами. Так, в ГОСТ 22576—77 указывается, что определение тягово-скоростных свойств должно

Рис. 35. Определение расхода топлива на заданном маршруте:
I—IV — передачи

производиться по скоростной характеристике «разгон — накат», скоростной характеристике разгона на высшей и предшествующей передачах, скоростной характеристике на дороге с переменным продольным профилем, по максимальной скорости, условной максимальной скорости (средней скорости прохождения последних 400 м при разгоне на пути 2000 м), времени разгона на определенных отрезках пути и времени разгона до заданной скорости.

Существуют также документы (например ГОСТ 20306—85 «Топливная экономичность автотранспортных средств»), определяющие нормы расхода топлива.



§ 11. ОСОБЕННОСТИ РАСЧЕТА ТЯГОВО-СКОРОСТНЫХ СВОЙСТВ КОЛЕСНОЙ МАШИНЫ С ГИДРОДИНАМИЧЕСКОЙ И ЭЛЕКТРИЧЕСКОЙ ТРАНСМИССИЯМИ

При наличии в колесной машине гидродинамической или электрической трансмиссии невозможно рассчитывать тяговую характеристику так, как при механической трансмиссии. Это объясняется тем, что эти трансмиссии, в отличие от механической, не обеспечивают жесткой, однозначной связи вала двигателя с ведущими колесами, при которой величина крутящего момента ведущих колес определяется произведением крутящего момента двигателя на передаточное число трансмиссии (без учета потерь), а угловая скорость колес — делением угловой скорости вала двигателя на то же передаточное число.

Машины с гидродинамической трансмиссией. Крутящий момент на валу турбины гидротрансформатора

$$M_T = K_{гт} M_H$$

где M_H — крутящий момент на валу насоса гидротрансформатора; $K_{гт}$ — коэффициент трансформации, который является переменной величиной, изменяющейся в зависимости от имеющегося в данный момент времени передаточного отношения $i_{гт} = \omega_T / \omega_H$; ω_T , ω_H — угловая скорость соответственно вала турбины и вала насоса.

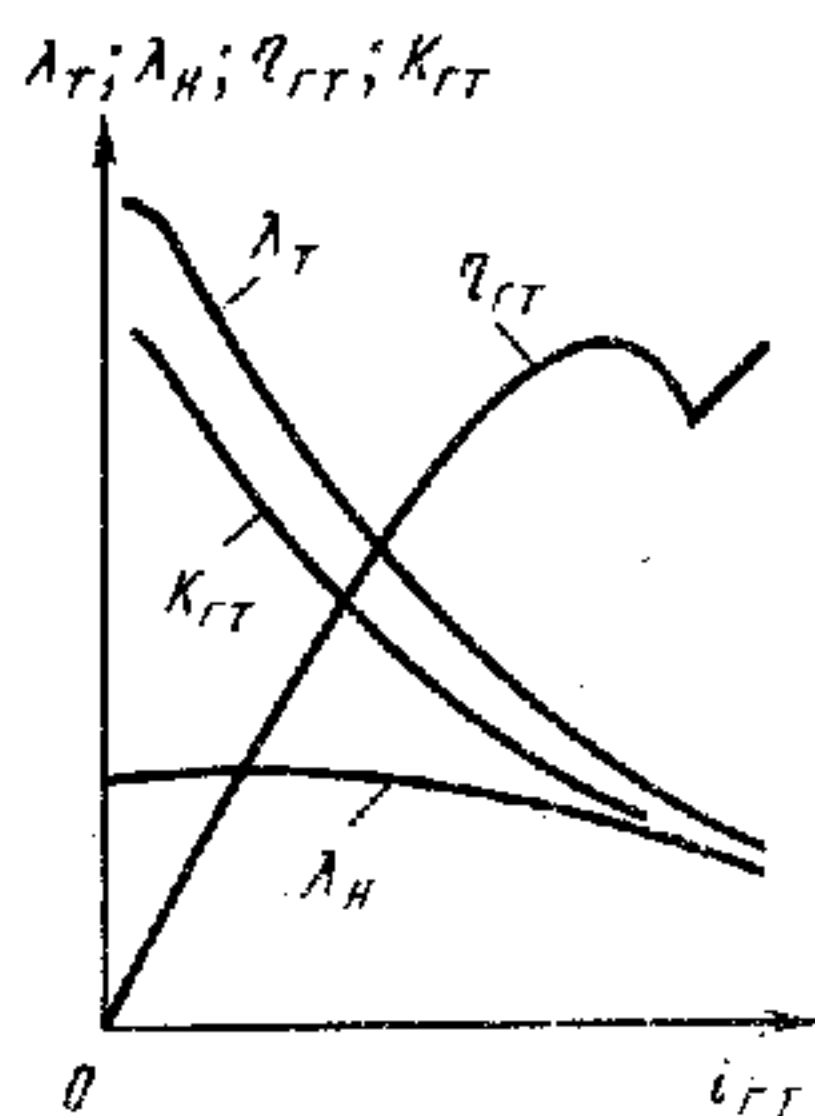


Рис. 36. Безразмерные характеристики гидротрансформатора

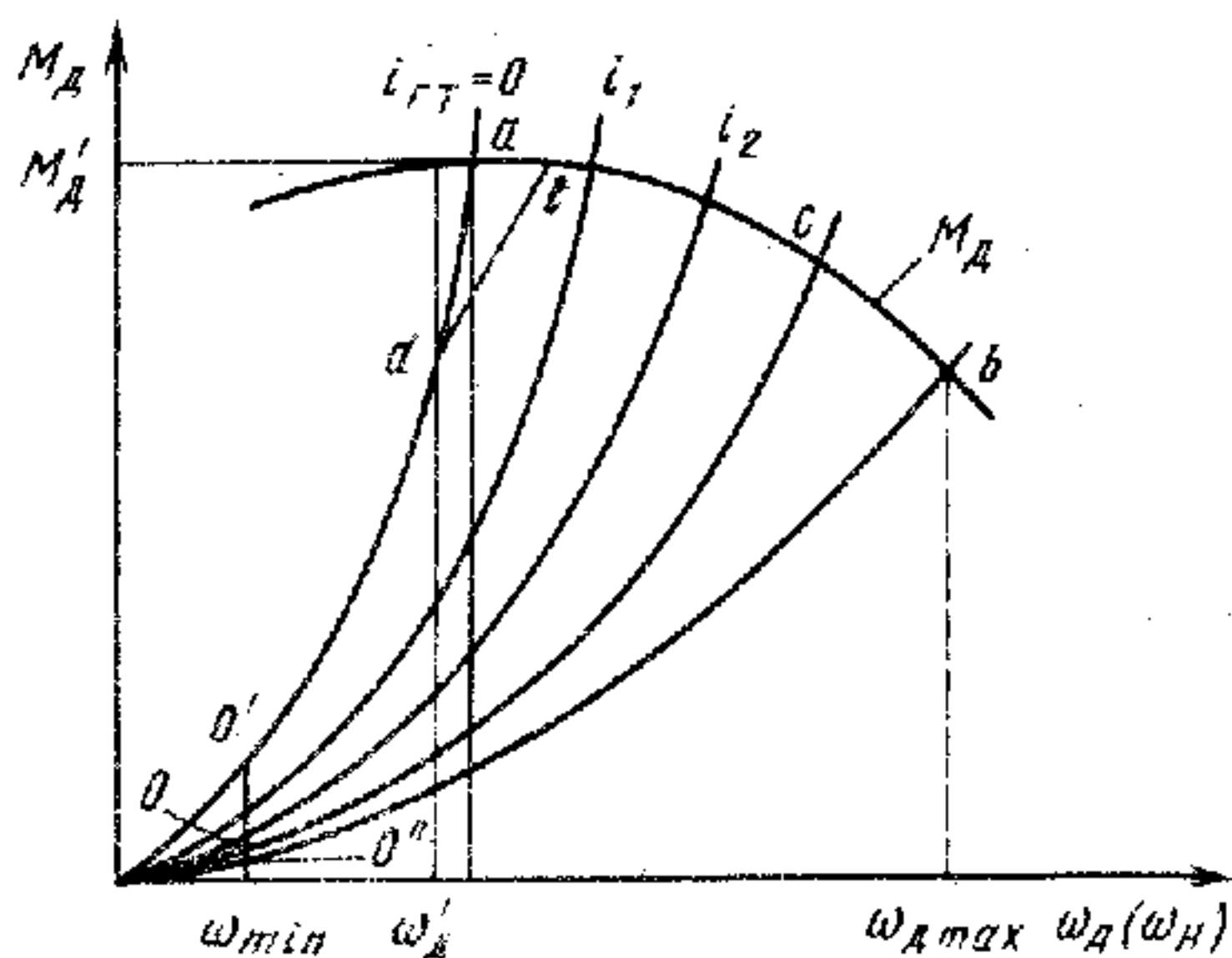


Рис. 37. Совместная работа двигателя и гидротрансформатора

В существующих гидротрансформаторах величина $K_{гт}$ изменяется в диапазоне от 1 до 3 ... 4. Характер зависимости $K_{гт} = f(i_{гт})$ показан на рис. 36.

Кроме того, работа гидротрансформатора характеризуется зависимостями:

$$M_{н} = \lambda'_{н} \rho_{ж} D_{гт}^5 \omega_{н}^2; \quad (44)$$

$$M_{т} = \lambda'_{т} \rho_{ж} D_{гт}^5 \omega_{н}^2, \quad (45)$$

где $\rho_{ж}$ — плотность жидкости, которой заполнен гидротрансформатор; $\lambda'_{н}$, $\lambda'_{т}$ — коэффициенты пропорциональности крутящего момента соответственно на валу насоса и валу турбины; $D_{гт}$ — активный диаметр насосного и турбинного колес (можно принять наружный или внутренний диаметр, что изменит лишь численную величину коэффициентов $\lambda'_{н}$ и $\lambda'_{т}$, но не характер их изменения). Эти коэффициенты зависят от ряда конструктивных и технологических факторов, а также от передаточного отношения. Характер их изменения в зависимости от $i_{гт}$ также показан на рис. 36.

В связи с тем что в процессе работы гидротрансформатора величины $\rho_{ж}$ и $D_{гт}$ не изменяются, выражения (44) и (45) можно несколько упростить:

$$M_{н} = \lambda_{н} \omega_{н}^2; \quad (46)$$

$$M_{т} = \lambda_{т} \omega_{н}^2, \quad (47)$$

где $\lambda_{н} = \lambda'_{н} \rho_{ж} D_{гт}^5$ и $\lambda_{т} = \lambda'_{т} \rho_{ж} D_{гт}^5$.

Зависимость момента $M_{н}$ от угловой скорости $\omega_{н}$ при различных значениях $i_{гт}$ называют нагрузочной характеристикой гидротрансформатора.

В подавляющем большинстве случаев в колесных машинах применяют комплексные гидротрансформаторы, обеспечивающие также возможность работы и в режиме гидромукты.

Одним из свойств гидротрансформатора является **прозрачность**, характеризующая его способность передавать первичному двигателю изменение нагрузки на валу турбины. Это свойство оценивается коэффициентом прозрачности $\Pi = \lambda_{\text{но}}/\lambda_{\text{нм}}$, где $\lambda_{\text{но}}$, $\lambda_{\text{нм}}$ — коэффициенты крутящего момента при $i_{\text{гт}} = 0$ и при величине $i_{\text{гт}}$, соответствующей переходу гидротрансформатора в режим работы гидромукты.

Для расчета тяговой скоростной характеристики машины с гидротрансформатором необходимо прежде всего определить параметры совместной работы гидротрансформатора и двигателя. На рис. 37 показана скоростная характеристика двигателя и нагрузочная характеристика гидротрансформатора. Точки пересечения кривых изменения крутящего момента двигателя с кривыми нагрузочной характеристики определяют параметры совместной работы гидротрансформатора и двигателя.

При работе двигателя по внешней характеристике эти точки при различных значениях $i_{\text{гт}}$, изменяющихся от 0 приблизительно до 1, располагаются на кривой ab . Если двигатель работает и на частичных нагрузках, точки, характеризующие параметры совместной работы, располагаются в области $O'abO''$.

«Непрозрачный» гидротрансформатор ($\Pi = 1$) может работать только в соответствии с кривой Oc .

В начальный период, предшествующий троганию машины с места, угловая скорость вала двигателя и насоса увеличивается (вследствие увеличения подачи топлива и мощности двигателя) от минимально устойчивой величины ω_{min} с одновременным увеличением крутящего момента двигателя и насоса по кривой $O'd$. Суммарный крутящий момент колес будет также возрастать в соответствии с зависимостью

$$M_{\text{нз}} = M_{\text{т}} u_0 \eta_{\text{тоз}}$$

где u_0 , $\eta_{\text{то}}$ — передаточное число и КПД трансмиссии на участке от вала турбины до ведущих колес.

Момент $M_{\text{т}}$ может быть определен по зависимостям (44)—(47) при значении $i_{\text{т}} = 0$.

Когда крутящий момент окажется достаточным, машина тронется с места, частота вращения $n_{\text{т}}$ вала турбины, а следовательно, и величина $i_{\text{т}}$ перестанут быть равными нулю, и совместная работа трансформатора и двигателя будет определяться кривой de .

Если предположить, что подача топлива с самого начала максимальная, т. е. так же, как и при расчете тяговой характеристики машины с механической передачей, считать, что двигатель работает только по внешней характеристике, то трогание машины с места произойдет при угловой скорости вала двигателя $\omega_{\text{д}}$ и соответствующем ей крутящем моменте $M_{\text{д}}$. Крутящие моменты на валах турбины и колес будут определяться по тем же зависимостям, но численно будут больше, чем при частичных характеристиках.

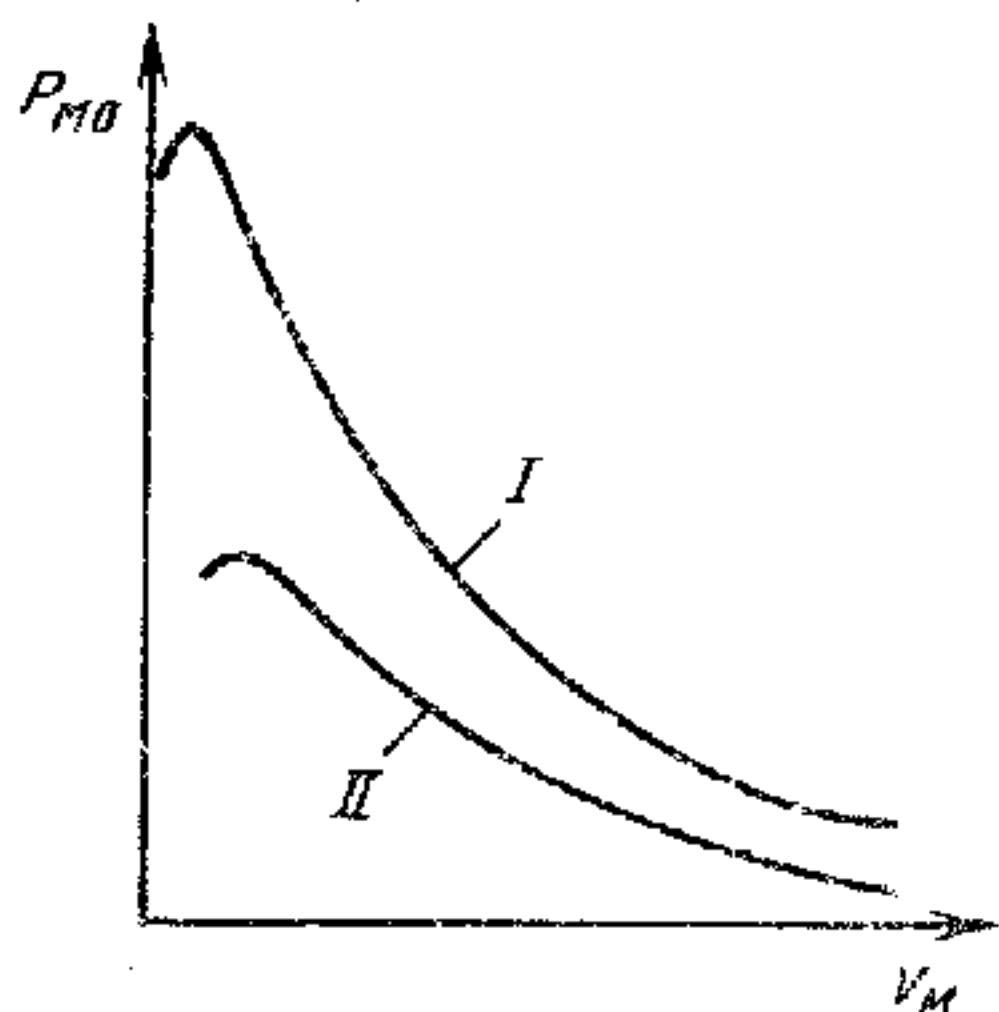


Рис. 38. Тяговая характеристика машины с гидротрансформатором:

I и II — передачи механической коробки передач

При увеличении скорости движения машины и соответственно угловой скорости ω_T величина $i_{гт}$ может изменяться в пределах от 0 до приблизительно 1. Для определения крутящих моментов $M_{кз}$ и M_T необходимо в этих случаях задавать различные значения $i_{гт}$, определять соответствующие им значения λ_H

или λ'_H . Далее можно вести расчет либо графоаналитическим, либо чисто аналитическим методом.

При первом методе должны быть совместно построены нагрузочные характеристики гидротрансформатора при выбранных значениях $i_{гт}$ и внешняя скоростная характеристика двигателя. Точка пересечения этих характеристик при данной величине определяет значения M_H и ω_H . Для этой же величины $i_{гт}$ находят по характеристике значения λ_T или $K_{гт}$, а по формулам (44)—(47) — крутящий момент $M_{кз}$ и затем — окружную силу машины $P_{мо}$. Скорость движения машины, соответствующую найденной величине $M_{кз}$, определяют по формуле

$$v_m = r_H \omega_H i_{гт} / u_0 = 2\pi r_H n_H i_{гт} / u_0.$$

Таким образом определяют крутящий момент, тяговую силу и скорость движения машины для каждого выбранного значения $i_{гт}$.

При аналитическом методе параметры совместной работы гидротрансформатора и двигателя вычисляют при решении уравнений типа (18) и (46), описывающих работу двигателя и насоса гидротрансформатора соответственно. По вычисленным значениям M_H и ω_H дальнейший расчет и построение графической зависимости полной окружной силы машины $P_{мо}$ (рис. 38) производится так же, как и при предыдущем методе.

На основе тяговой характеристики методом, аналогичным применяемому при механической трансмиссии, строят динамическую характеристику машины с гидродинамической трансмиссией.

Однако для машины с гидротрансформатором иначе определяют значение коэффициента приведенной массы. Так, у машины, снабженной «непрозрачным» гидротрансформатором, при расчете коэффициента δ_m следует учитывать только массы, жестко связанные с турбиной и всеми остальными вращающимися с переменной скоростью деталями трансмиссии и колесами. Это положительно отражается на разгоне машины. При наличии «прозрачного» гидротрансформатора угловая скорость вала двигателя и

насоса в процессе разгона увеличивается в показанных на рис. 37 пределах от $\omega'_д$ до $\omega_{д\max}$.

Для такого гидротрансформатора крутящий момент, снимаемый с вала насоса,

$$M_H = M_{дв} - I_H d\omega_H/dt,$$

где I_H — момент инерции насоса и жестко соединенных с ним деталей двигателя.

Крутящий момент, подведенный к колесу турбины,

$$M'_T = M_H K_{гт}.$$

Крутящий момент, снимаемый с вала турбины,

$$M_T = M_H K_{гт} - I_T d\omega_T/dt,$$

где I_T — момент инерции турбины и жестко соединенных с ней деталей.

Крутящий момент колес

$$M_{к\sum} = M_{д} K_{гт} u_0 \eta_{тр} - I_H K_{гт} u_0 \eta_{тр} d\omega_H/dt - I_T u_0 \eta_{гт} d\omega_T/dt - \sum_{i=1}^{2p} I_{к} d\omega_{к}/dt, \quad (48)$$

где p — число ведущих осей.

Угловое ускорение вала турбины

$$d\omega_T/dt = u_0 dv_M/dtr_K. \quad (49)$$

Угловое ускорение вала насоса

$$d\omega_H/dt = \frac{d\omega_H}{dv_M} \frac{dv_M}{dt} = \frac{d\omega_H}{d\omega_T} \frac{dv_M}{dt} \frac{u_0}{r_K}. \quad (50)$$

Подставив уравнения (49) и (50) в уравнение (48), получаем:

$$M_{к\sum} = M_{д} K_{гт} u_0 \eta_{тр} - \frac{dv_M}{dt} \left(I_H \frac{K_{гт} u_0^2 \eta_{тр}}{r_K} \frac{d\omega_H}{d\omega_T} + I_T \frac{u_0^2 \eta_{гт}}{r_K} + \sum_{i=1}^{2p} I_{к} \right).$$

Если учесть еще момент, затрачиваемый на разгон неведущих колес, и силу, затрачиваемую на разгон поступательно движущихся масс машины, то тем же способом, как указано в § 7, получаем выражение для коэффициента приведенной массы машины при наличии «прозрачного» гидротрансформатора:

$$\delta_m = 1 + I_H \frac{K_{гт} u_0^2 \eta_0}{m_M r_K^2} \frac{d\omega_H}{dt} + I_T \frac{u_0^2 \eta_0}{m_M r_K^2} + \sum_{i=1}^{2n} I_{к} \frac{1}{m_M r_K^2}.$$

Для машины с «непрозрачным» гидротрансформатором коэффициент δ_m определяется без второго слагаемого, так как у такого гидротрансформатора $d\omega_H/dt = 0$.

Коэффициент δ_m «прозрачного» гидротрансформатора — величина переменная не только в зависимости от передаточного числа механической передачи гидромеханической коробки передач, но и от скорости движения машины в пределах одной передачи, так как отношение $d\omega_H/dt$ изменяется с изменением величины ω_T , а значит, и скорости движения машины.

У машины с гидротрансформатором* угловая скорость вала двигателя возрастает медленнее, чем при механической трансмиссии, следовательно, коэффициент δ_m у такой машины меньше, чем у такой же машины без гидротрансформатора.

При расчете тягово-скоростных свойств машины с гидротрансформатором необходимо учитывать особенность изменения КПД гидротрансформатора. Как известно, последний определяется по формуле

$$\eta_{гт} = N_T/N_H = M_T\omega_T/M_H\omega_H = K_{гт}i_{гт},$$

где N_T и N_H — мощность на валу турбины и насоса, соответственно.

При малых значениях $K_{гт}$ или $i_{гт}$ КПД гидротрансформатора мал, значительная часть мощности, подводимой к насосу, превращается в теплоту. В связи с этим длительная работа гидротрансформатора должна быть ограничена достаточно высокими величинами $\eta_{гт} = 0,6 \dots 0,7$.

Машины с электрической трансмиссией. Электрические трансмиссии наиболее целесообразны для большегрузных и многоосных колесных машин. Возможно применение в машине одного или нескольких электродвигателей. Для многоосных машин наиболее рациональным является применение мотор-колес. Трансмиссия может питаться постоянным, переменным-постоянным и переменным током. Не приводя подробного анализа преимуществ и недостатков каждого из вариантов электрических трансмиссий, рассмотрим лишь, как строится тяговая характеристика при электрической трансмиссии.

Примем, что генератор полностью соответствует первичному (тепловому) двигателю, его мощность равномерно потребляется электродвигателями, установленными в каждом из колес машины, а их расчетная (допустимая) мощность больше (с учетом КПД) или равна максимальной мощности генератора. Предполагается, что в машине с электрической трансмиссией первичный двигатель работает при постоянной мощности, в частном, но наиболее оптимальном случае — при максимальной мощности $N_{д\max}$.

Предельная мощность, подводимая к ведущим колесам, может быть определена из выражения

$$N_{впр} = N_{д\max} \eta_{рг} \eta_{гс} \eta_{эд} \eta_{рд} \beta_{всп},$$

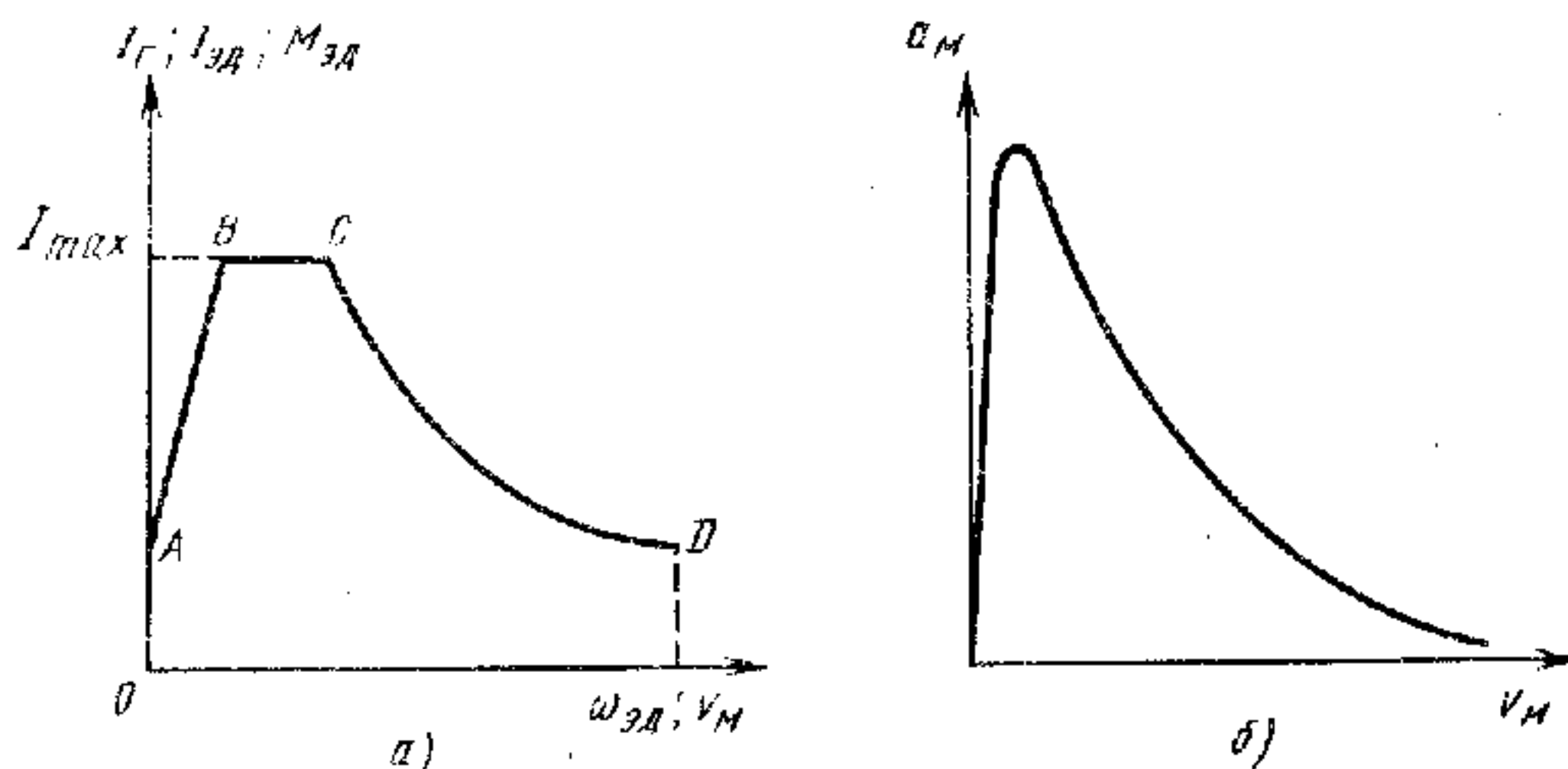


Рис. 39. Характеристики машины с электротрансмиссией

где $\eta_{рг}$ — КПД редуктора генератора; η_r — КПД генератора; η_c — КПД статического преобразователя (тиристорного регулятора, выпрямителя, преобразователя частоты); $\eta_{эд}$ — КПД электродвигателя; $\eta_{рд}$ — КПД редуктора мотор-колеса; $\beta_{всп}$ — коэффициент (меньше единицы), учитывающий затраты мощности на привод вспомогательного оборудования (отбор мощности).

При изменении режимов работы машины КПД η_r и $\eta_{эд}$ изменяются. Так, с увеличением крутящего момента величина $\eta_{эд}$ снижается от 0,88 ... 0,9 до 0,7 ... 0,8. Аналогично изменяется КПД η_r , оставаясь несколько более высоким.

Если технические характеристики всех агрегатов неизвестны, можно для проективного расчета принять все коэффициенты постоянными. При этом для систем постоянного и переменного тока средние величины КПД генератора и двигателя принимаются равными их значениям, соответствующим длительной работе, а в системах переменного тока — на 0,02 ... 0,03 меньше, чтобы учесть большее снижение их КПД при перегрузках.

Если снимаемая с первичного двигателя мощность и КПД постоянны, то тяговая характеристика машины имеет вид гиперболы (рис. 39, а).

Максимальная сила тяги ограничивается при электротрансмиссии максимально допустимой силой тока I_{max} , а максимальная скорость — максимальным напряжением.

Характеристика разгона (зависимость скорости от времени разгона) определяется для машины с электротрансмиссией следующим образом.

В начальной стадии, предшествующей троганию, первичный двигатель работает на холостом ходу. При увеличении частоты вращения вала теплового (первичного) двигателя мощности последнего и соединенного с ним генератора увеличиваются. Увеличивается и ток I_r генератора, а также ток $I_{эд}$, поступающий в электродвигатели (участок OA рис. 39, а). В соответствии с этим возрастает крутящий момент $M_{эд}$ электродвигателей. Когда сум-

марный момент электродвигателей достигнет величины, достаточной для преодоления сопротивления движению, машина трогается (точка A).

При дальнейшем увеличении мощности первичного двигателя возрастает ток в системе и одновременно напряжение, а значит, крутящий момент и частота вращения валов электродвигателей и скорость движения машины v_m (участок AB). По достижении силы тока $I_{\text{мах}}$, ограничиваемой регулятором, возрастает только напряжение, частота вращения валов электродвигателей и скорость движения машины до достижения максимальной мощности генератора увеличивается, что соответствует точке C . Далее первичный двигатель и генератор работают при постоянной мощности, а крутящий момент электродвигателей изменяется приблизительно по гиперболе (участок CD).

Зная изменение крутящего момента электродвигателей в функции частоты вращения их валов, можно по известным формулам построить зависимость ускорения a_m от скорости машины и скорости от времени разгона. Например, зависимость ускорения от скорости машины с электротрансмиссией выглядит так, как изображено на рис. 39, б.

§ 12. ВЫБОР КОНСТРУКТИВНЫХ ПАРАМЕТРОВ, ОБЕСПЕЧИВАЮЩИХ ЗАДАННЫЕ ТЯГОВО-СКОРОСТНЫЕ СВОЙСТВА

Из приведенных выше зависимостей видно, что на тягово-скоростные свойства и расход топлива существенное влияние оказывают многие конструктивные параметры машины. Рассмотрим основные из них.

Удельная мощность $N_{\text{уд}}$. С увеличением удельной мощности, т. е. отношения мощности двигателя к полной массе машины (кВт/т) большинство показателей тягово-скоростных свойств улучшается, а лучшие показатели топливной экономичности соответствуют определенному значению $N_{\text{уд}}$ (рис. 40).

Характеристика двигателя. Чем больше максимальная мощность двигателя, тем выше могут быть тягово-скоростные свойства машины. Однако при их определении надо учитывать протекание зависимости мощности двигателя от частоты вращения его выходного вала. Так, с двигателями, имеющими одинаковую максимальную мощность, но различные по форме характеристики 1 и 2 (рис. 41), одна и та же машина будет обладать разными свойствами. Если максимальные скорости $v_{\text{мах1}}$ и $v_{\text{мах2}}$ машины почти одинаковы, то мощности, которые могут быть использованы для разгона, а следовательно, и ускорения при разгоне, пропорциональные ординатам между кривыми 1, 2 и кривой мощности сопротивлений $\sum N_{\text{сопр}}/\eta_{\text{тр}}$, на той же дороге различны. Учитывая это, можно заключить, что двигатель, имеющий характеристику 2

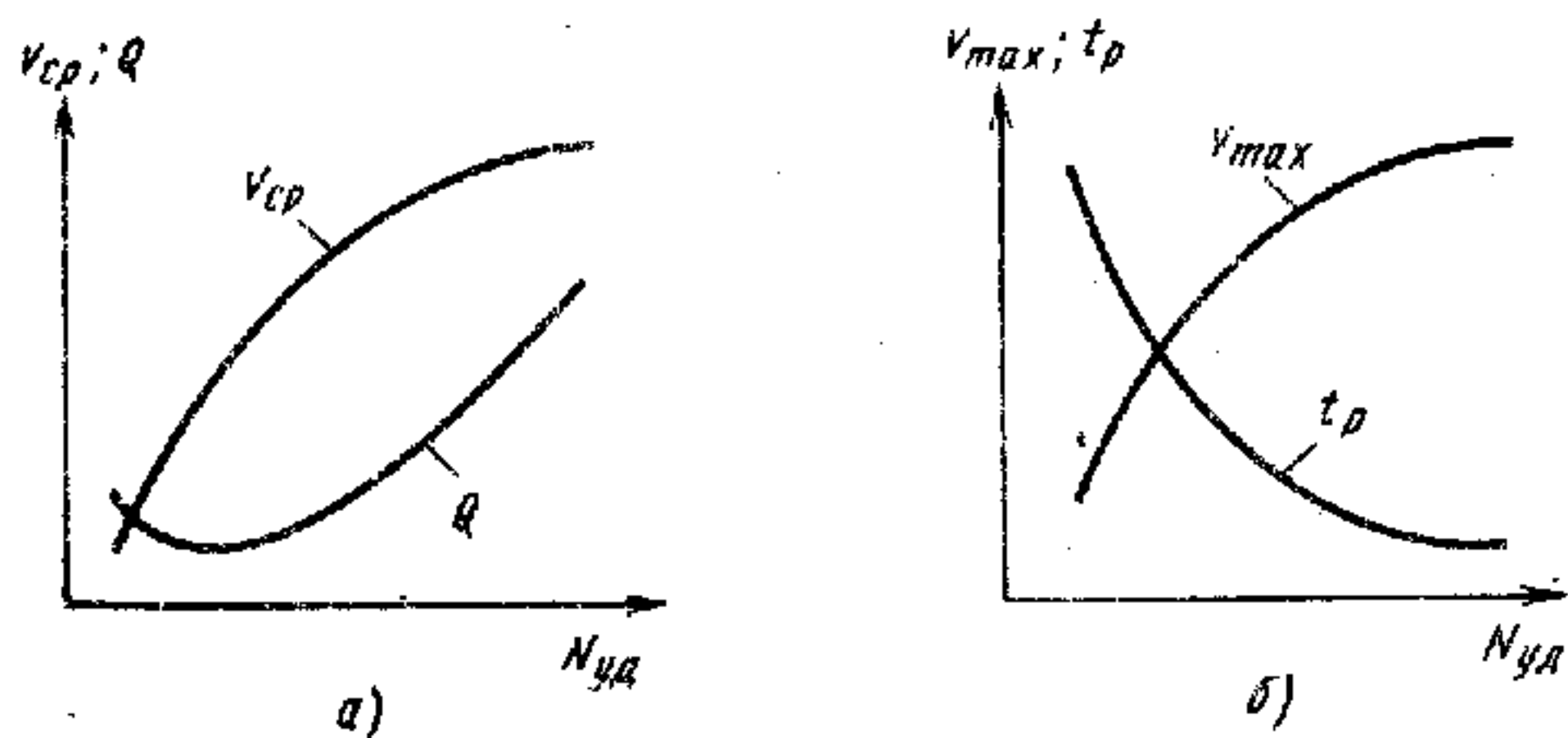


Рис. 40. Влияние удельной мощности на среднюю v_{cp} и максимальную v_{max} скорость, расход топлива Q и время разгона t_p

(обычно газотурбинный двигатель и поршневой с наддувом), обеспечивает машине лучшие тягово-скоростные свойства.

Для компенсации недостатка характеристики I , которая практически отражает внешнюю скоростную характеристику поршневого двигателя внутреннего сгорания, служит, как известно, коробка передач. При различных передаточных числах в ней (или в других редукторах трансмиссии) кривые I приобретают вид кривых I , II и т. д. Это позволяет fuller использовать мощность двигателя при движении на малых и средних скоростях, но за счет введения дополнительного агрегата и усложнения управления машиной.

Прямая 3 представляет собой «идеальную» характеристику. К ней может приблизиться характеристика любого первичного двигателя в сочетании с трансмиссией, имеющей бесконечно большое число передач.

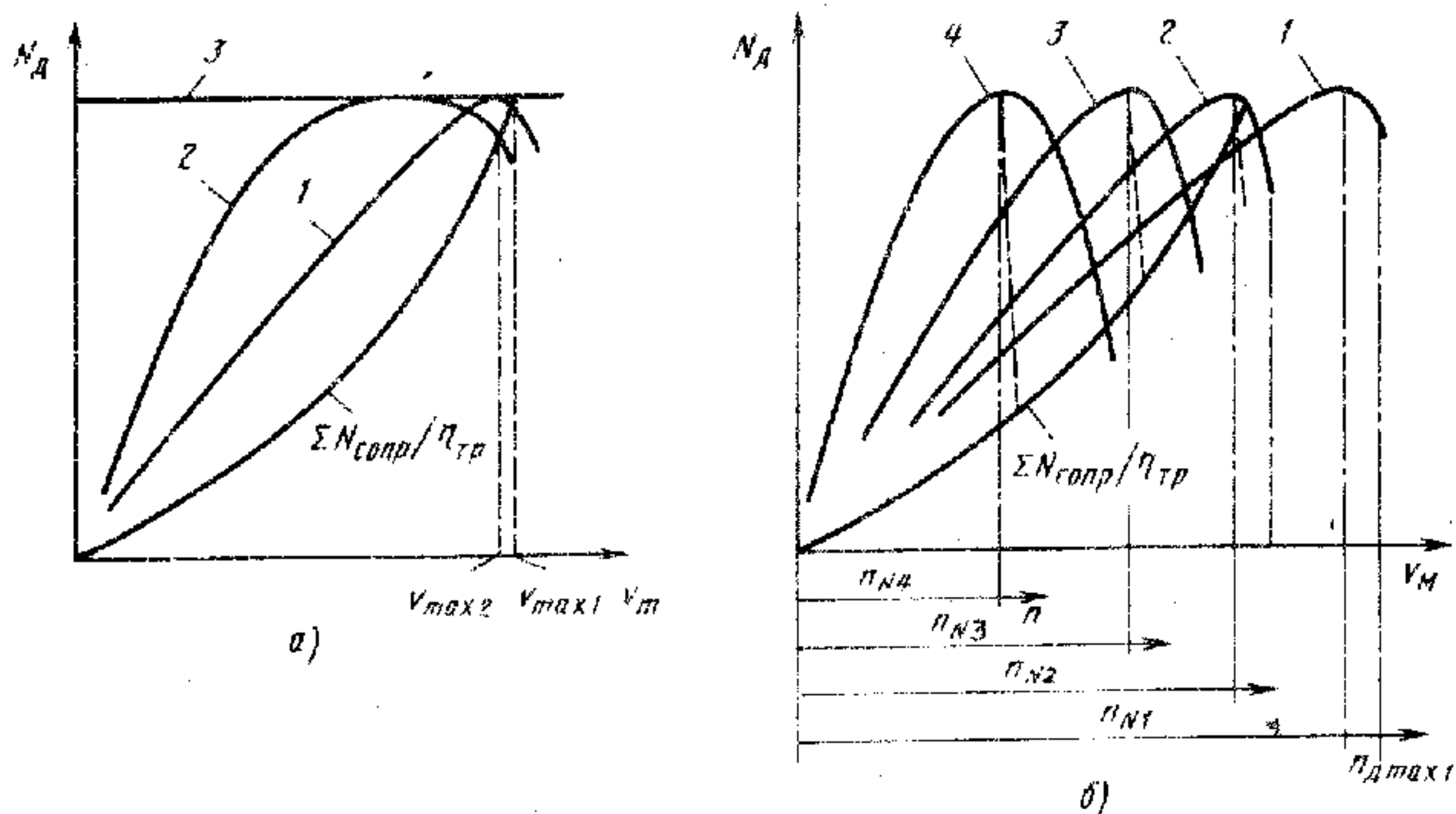


Рис. 41. Графики мощностного баланса:

а — при различных характеристиках двигателя; б — при различных передаточных числах

Число передач в коробке передач. Условно примем, что изменение всех передаточных отношений осуществляется лишь в коробке передач, хотя возможно применение делителей, главных передач и колесных редукторов с изменяемым передаточным отношением.

Рис. 27 иллюстрирует повышение тягово-скоростных свойств машины с увеличением числа передач. Предположим, что при одинаковом диапазоне в одной коробке передач имеются пять передач I—V, а в другой (для такой же машины) — две передачи I' и II". Примем также, что передаточные числа u_1 и u'_1 первой передачи равны и в двухступенчатой коробке передаточное число u'_{II} второй передачи совпадает с передаточным числом u_1 пятиступенчатой коробки. Машина с пятиступенчатой коробкой передач может преодолевать сопротивления, характеризуемые, например, коэффициентом сопротивления движению ψ_1 , со скоростью v_1 при включенной второй передаче u_{II} , а с двухступенчатой коробкой передач — лишь при включенной первой передаче u'_1 (правда, при частичной подаче топлива) со скоростью $v'_1 < v_1$.

Поставим обратную задачу: каким динамическим фактором обладает при скорости v_2 машина с разным числом передач? Ответ, как видно из рис. 27, снова в пользу коробки с большим числом передач ($D'_2 < D_2$). Наилучшие тягово-скоростные свойства обеспечивает бесступенчатая коробка передач с бесконечно большим числом передач. Однако не следует забывать о потере времени на переключение при наличии механических коробок передач и относительно низком КПД при наличии гидравлических и электрических трансмиссий.

Тип трансмиссий. Из рассмотренного выше влияния числа передач выявляется и роль типа трансмиссии в обеспечении тягово-скоростных свойств машины. Так, по своим характеристикам гидравлическая и электрическая трансмиссия могли бы обеспечить машине лучшие тягово-скоростные свойства. Но вследствие более низких КПД в сравнении с механическими трансмиссиями эти преимущества пока использовать трудно.

Наибольшее передаточное число трансмиссии. От передаточного числа $u_{\text{тр max}}$, равного произведению наибольших передаточных чисел всех редукторов трансмиссии (включая и коэффициент трансформации, если применяется гидравлическая или электрическая трансмиссия), зависит наибольший крутящий момент, а следовательно, и сила тяги ведущих колес.

Наименьшее передаточное число трансмиссии $u_{\text{тр min}}$. Максимальная скорость

$$v_{\text{max}} = 0,377 n_{\text{д max}} r_{\text{к}} / u_{\text{тр min}} \text{ км/ч,}$$

где $n_{\text{д max}}$ — максимальная, допустимая по техническим условиям частота вращения вала двигателя (для двигателей с регуляторами

частоты, ограничиваемая регулятором); $n_{д\max}$ определяется в мин^{-1} , r_k — в м.

Таким образом, чем меньше величина $u_{тр\min}$, тем выше максимальная скорость машины, но при условии, что двигатель работает при этом с частотой не менее n_N , т. е. не на возрастающей, а на ниспадающей ветви (рис. 41, б) характеристики без регулятора или на регуляторной (штриховая линия) характеристике (например, дизель с регулятором). На рис. 41, б скоростные характеристики построены для одной и той же машины, но с разными минимальными значениями $u_{тр}$, причем кривая 1 относится к наименьшему значению, а кривая 4 — к наибольшему.

Как видно, максимальная скорость оказывается у машины с характеристикой 2, а машина с характеристикой 1, хотя и могла бы иметь наибольшую скорость, так как при той же частоте вращения $n_{д\max}$ колеса ее могут вращаться быстрее, но мощности двигателя при этой скорости не хватает.

Передаточные числа промежуточных передач. Эти передаточные числа в коробке передач — так называемый ряд передаточных чисел — оказывают основное влияние на время разгона машины в различных интервалах скорости, на скорость преодоления различных (кроме максимальных) сопротивлений, т. е. в итоге на среднюю скорость движения.

Анализ влияния конструктивных параметров на тягово-скоростные свойства и топливную экономичность колесной машины позволяет не только оценить эти свойства у существующей машины, т. е. произвести поверочный тяговый расчет, но и выполнить проектный тяговый расчет, задачей которого является определение основных параметров двигателя, трансмиссии и колесного движителя с целью обеспечения тягово-скоростных свойств, предусматриваемых техническим заданием на проектирование машины.

Для выполнения тягового расчета должны быть заданы:

1. Назначение и тип машины (например, легковая или грузовая, специальная или многоцелевая, дорожная или внедорожная и т. д.).

2. Масса $m_{гр}$ полезного груза (для тягача — еще полная масса прицепа с грузом).

3. Максимальная скорость u_{\max} движения машины (автопоезда).

4. Предельные сопротивления или другие соответствующие показатели: максимальный преодолеваемый подъем α_{\max} , наибольшее тяговое усилие на крюке $P_{кр\max}$, наименьшее время разгона до заданной скорости $t_{р\min}$, наибольшее ускорение и т. д.

В некоторых случаях могут быть заданы и другие требования. Например, для машин высокой проходимости, как правило, оговаривают минимально устойчивую скорость движения u_{\min} .

Прежде всего необходимо определить полную массу проектируемой машины m_m . На начальной стадии проектирования ее опре-

деляют ориентировочно на основе анализа статистических данных по машинам-аналогам с учетом перспектив совершенствования и развития конструкций. Ориентиром при этом может служить коэффициент грузоподъемности $\kappa_{гр} = m_{гр}/m_0$, где m_0 — масса снаряженной машины (без груза). Его величина изменяется приблизительно от 0,18 ... 0,2 для легковых автомобилей высшего класса до 0,85 ... 1,1 для неполноприводных грузовых автомобилей с бортовой платформой. У полноприводных машин этот коэффициент меньше, чем у неполноприводных, особенно у машин, имеющих броневую защиту и вооружение. Если собственную массу прицепа или полуприцепа считать за полезную грузоподъемность тягача, то у автопоездов величина $\kappa_{гр}$ доходит до 2,5 ... 3,0.

Исходя из полной массы, определяют количество осей и колес, имея в виду действующие законодательства по ограничению максимальной нагрузки на дорогу. Для внедорожных машин эти нагрузки не лимитированы. При этом следует учесть целесообразность использования грузоподъемности шин.

Далее по нагрузке, в соответствии со стандартами на шины, выбирают шины (или выдают заказ на их проектирование). По размеру шины, который указан в стандарте, вычисляют радиус качения r_k , который является расчетным.

При выборе шин для машин высокой проходимости необходимо проверить соответствие характеристик шин требованиям по обеспечению проходимости машины (см. гл. 7 и прил. 22).

После создания предварительного эскиза машины можно ориентировочно определить будущую ее форму и размеры, необходимые для расчета лобовой площади и выбора по аналогии с прототипами коэффициента обтекаемости c_x .

Затем по уравнению мощностного баланса с учетом движения по усовершенствованной дороге ($f \approx 0,015$, $\alpha \approx 1,0 \dots 1,5^\circ$), а для внедорожных машин в задаваемых для них условиях вычисляют мощность двигателя $N_{до}$, необходимую для движения с максимальной заданной скоростью. Мощность $N_{д\ max}$ проектируемого двигателя считают равной $(1,1 \dots 1,3) N_{до}$, что обеспечивает «запас» мощности при высокой скорости движения. КПД трансмиссии при этом следует принять в соответствии с ее предположительной схемой. Нужно также учесть, что мощность двигателя, установленного на машине, на 10 ... 15% меньше мощности двигателя, определяемой на стенде (за счет потерь в глушителе и на привод оборудования).

После выбора необходимого двигателя или определения для проектирования его основных параметров — N_d при соответствующей величине $n_{дN}$, а значит, и M_d , можно определить передаточное число трансмиссии $u_{тр\ min}$. Его вычисляют из условий движения машины с максимальной скоростью:

$$u_{тр\ min} = 0,377 n_{д\ max} r_k / v_{max}.$$

Выбранную величину $u_{тр\ min}$ надо проверить в соответствии с рис. 41.

Найденное значение $u_{тр\ min}$ следует распределить между передаточными числами коробки передач и раздаточной коробки на высших передачах, главной передачи, бортовой передачи и колесного редуктора. Часть этих агрегатов может отсутствовать. В отношении оценки тягово-скоростных свойств и топливной экономичности практически безразлично, как распределять $u_{тр}$ между тремя последними агрегатами, поэтому их суммарное передаточное число u_0 условно отнесем к главной передаче. В раздаточной коробке (если такая имеется и в ней есть две передачи) целесообразно иметь передаточное число высшей передачи $u_{рив} = 1,0$ (прямую передачу), а если это невозможно, то близкое к единице. В коробке передач высшую передачу целесообразно также делать прямой, хотя в многоступенчатых коробках передач с целью снижения частоты вращения вала двигателя и повышения топливной экономичности обычно высшую передачу делают ускоряющей ($u_{кв} = 0,7 \dots 0,85$).

Исходя из этого

$$u_0 = u_{тр\ min} / u_{кв}.$$

Далее определяют наибольшее передаточное число трансмиссии $u_{тр\ max}$. Как правило, оно определяется из условий преодоления наибольшего сопротивления движению, приведенного в задании. Для того, чтобы машина могла, например, преодолеть подъем α_{max} по поверхности, характеризуемой коэффициентом сопротивления качению f , необходимо, чтобы

$$M_{д\ max} u_{м\ max} u_0 \eta_{тр} / r_k \geq (f \cos \alpha_{max} + \sin \alpha_{max}) G_{мз}$$

где $u_{м\ max} = u_{к\ max} u_{рк\ max}$.

Вместе с тем, реализация наибольшего тягового усилия ограничена силой сцепления ведущих колес с опорной поверхностью, т. е. реально будет выполняться условие

$$M_{д\ max} u_{м\ max} u_0 \eta_{тр} / r_k \leq \varphi G_{сц},$$

где $G_{сц}$ — составляющая силы тяжести машины, приходящаяся на ведущие колеса (у полноприводной машины $G_{сц} = G_{м} \cos \alpha$).

Таким образом,

$$\frac{(f \cos \alpha_{max} + \sin \alpha_{max}) G_{мз} r_k}{M_{д\ max} u_0 \eta_{тр}} \leq u_{м\ max} \leq \frac{\varphi G_{сц} r_k}{M_{д\ max} u_0 \eta_{тр}}.$$

Если в машине раздаточная коробка распределяет мощность приблизительно поровну между соответствующими мостами, то $u_{рк\ max}$ целесообразно иметь приблизительно равным 2,0. Если к одним мостам (или мосту) поступает меньшая мощность (как, например, к задней тележке трехосной машины), чем к другим, то $u_{рк\ max}$ может быть соответственно меньше. Это позволит при разных передаточных числах $u_{рк}$, имея в виду, что при низшей передаче в раздаточной коробке включаются в привод все ведущие

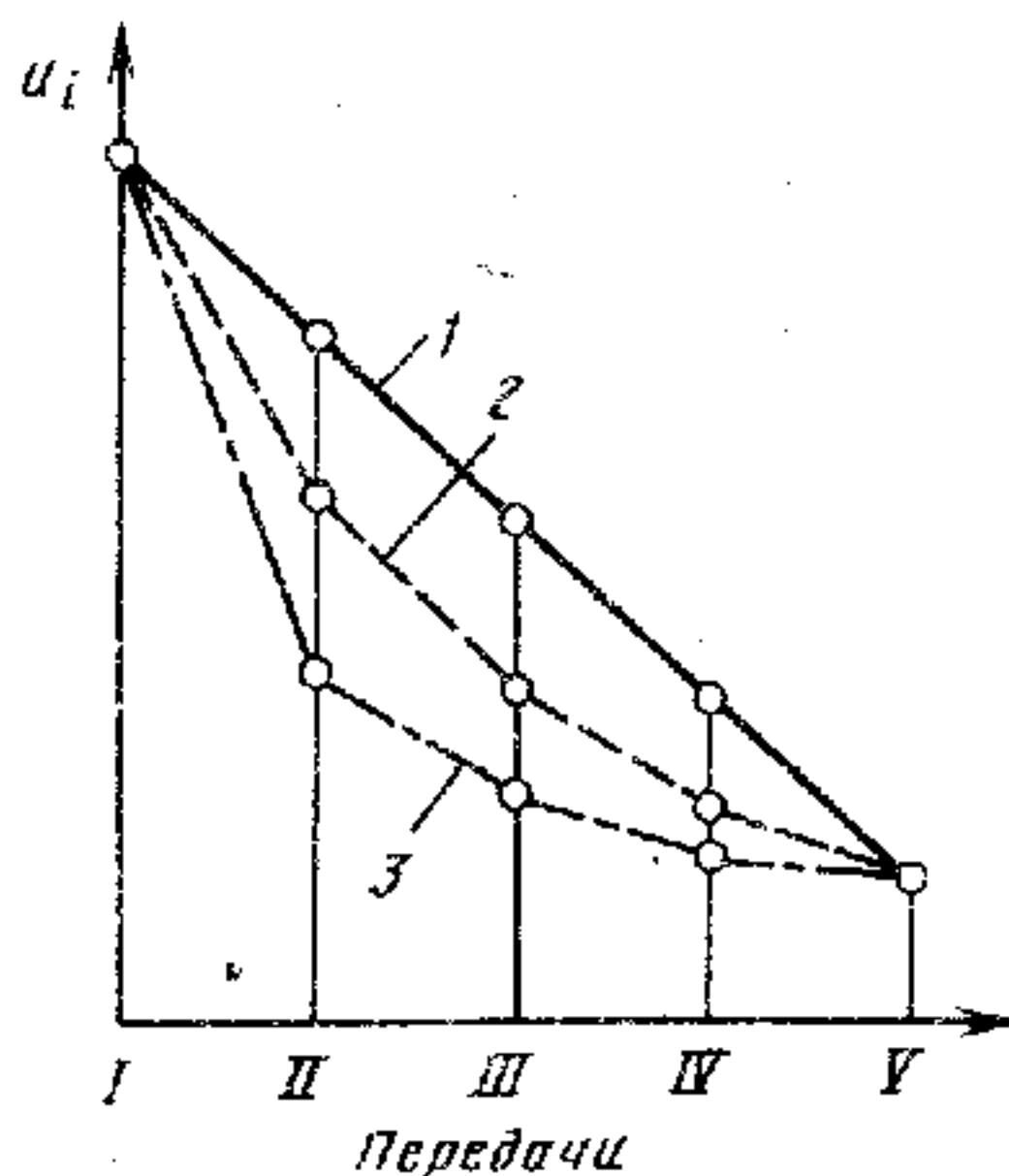
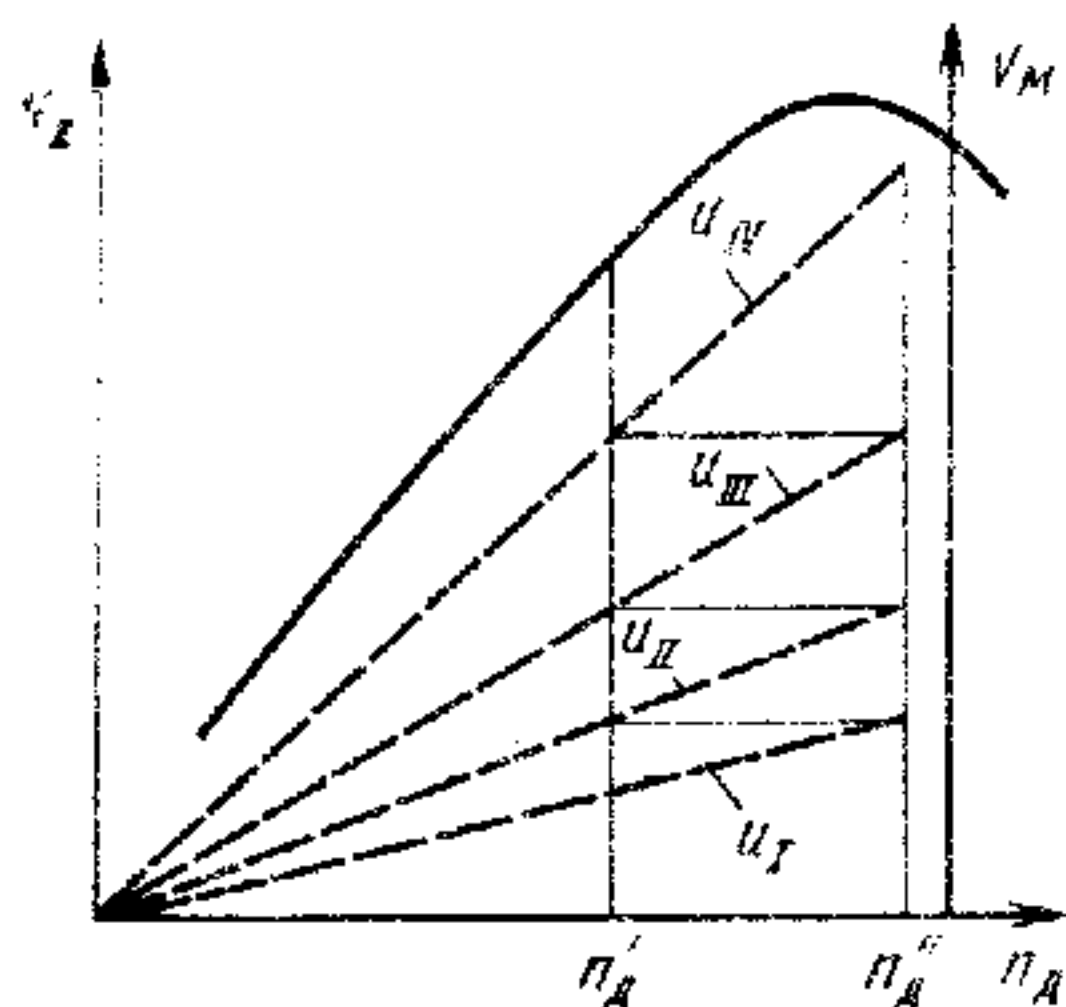


Рис. 42. К определению передаточных чисел промежуточных передач

Рис. 43. Характеристика распределения передаточных чисел по различным зависимостям

колеса, а при высшей — только часть, разумнее использовать сцепной вес (силу тяжести) машины. Тогда передаточное число низшей (первой) передачи в коробке передач $u_{кн} = u_{к \max} = u_{м \max} / u_{рк \max}$.

Последним этапом в проектировочном тяговом расчете являются выбор числа передач в коробке передач и разбивка их по ряду. Влияние числа передач на тягово-скоростные свойства было показано: чем больше передач, тем выше (без учета потери времени на их переключение) тягово-скоростные свойства машины.

Выбор передаточных чисел промежуточных передач в коробке передач. Одним из методов, обеспечивающих лучшие тягово-скоростные свойства, может быть такой, при котором на всех или, во всяком случае, на большинстве передач используется наибольшая величина мощности, при этом двигатель работает в одном диапазоне изменения n_d (от n_d' до n_d''). Тогда зависимость скорости движения машины от частоты вращения вала двигателя на различных передачах в коробке передач будет характеризоваться штриховыми линиями (рис. 42).

Принимая с некоторой погрешностью, что за время переключения передач скорость движения машины не изменяется, получаем:

$$v_{кк} = 2\pi r_k n_d' / 60 u_k u_0 = v_{в (k+1)} = 2\pi r_k n_d'' / 60 u_{k+1} u_0,$$

откуда

$$u_{k+1} / u_k = n_d' / n_d'' = q,$$

где u_k , u_{k+1} — передаточные числа k -й и $(k + 1)$ -й передач соответственно; q — постоянная величина.

Таким образом, между передаточными числами соседних передач устанавливается постоянное отношение, т. е. передаточные

числа распределяются по закону геометрической прогрессии (кривая 2 на рис. 43). Так, в пятиступенчатой коробке передач

$$u_I/u_{II} = u_{II}/u_{III} = u_{III}/u_{IV} = u_{IV}/u_V.$$

В общем виде передаточное число k -й передачи m -ступенчатой коробки передач

$$u_k = \sqrt[m-1]{u_1^{m-k}}.$$

В машинах, которые движутся по дорогам с малым сопротивлением и при значительной удельной мощности двигателя, а также с учетом, что при переключении передач может произойти снижение скорости движения машины, целесообразно сближать передаточные числа высших передач, т. е.

$$u_I/u_{II} \geq u_{II}/u_{III} \geq \dots \geq u_{m-1}/u_m.$$

Это позволяет лучшим образом использовать мощность двигателя.

Могут быть и другие закономерности распределения передаточных чисел. Так, при гармоническом законе (кривая 3 на рис. 43), при котором относительно сближены передаточные числа высших передач, имеем:

$$1/u_{II} - 1/u_I = 1/u_{III} - 1/u_{II} = \dots = 1/u_m - 1/u_{m-1} = q';$$

$$q' = (u_I - u_m)/[(m-1)u_I u_m],$$

где u_m — передаточное число высшей передачи.

Может быть ряд передаточных чисел, построенный по закону арифметической прогрессии (кривая 1):

$$u_I - u_{II} = u_{II} - u_{III} = \dots = u_{m-1} - u_m = q'',$$

где q'' — разность арифметической прогрессии, т. е.

$$q'' = (u_I - u_m)/(m-1).$$

Можно поставить задачу получения наилучшей характеристики разгона машины на какой-то одной передаче, т. е. оптимизировать передаточное число, имея в качестве критерия оптимальности максимальное ускорение машины $a_{\text{м макс}}$.

Передаточное число такой «разгонной» передачи u_p следует выбирать на основе динамической модели (рис. 21) либо по несколько упрощенной модели, не учитывающей податливости валов трансмиссии (рис. 44).

Если принять постоянным передаточное число u_0 трансмиссии за короб-

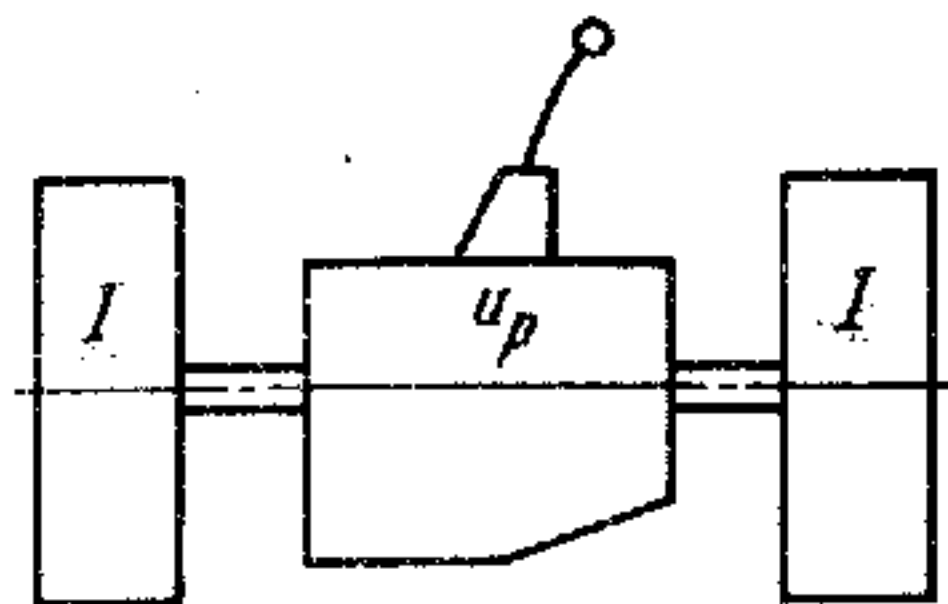


Рис. 44. Упрощенная модель для расчета передаточного числа «разгонной» передачи

кой передач и пренебречь потерями в трансмиссии, то для упрощенной системы, эквивалентной машине при разгоне, можно записать:

$$\begin{cases} M_1 = M_d - I_d d\omega_d/dt; \\ M_2 = M_1 u_p; \\ M_c = M_2 - I_2 d\omega_2/dt, \end{cases}$$

где M_1 и M_2 — моменты, подводимые к коробке передач и отводимые от нее соответственно; I_2 — приведенный к ведомому валу коробки передач момент инерции вращающихся и поступательно движущихся масс машины:

$$I_2 = (\sum I_{\pi} + m_{\pi} r_{\kappa}^2) / u_0^2;$$

$$M_c = (f_{\pi} + k_{\omega} F v_{\pi}^2) r_{\kappa} / u_0.$$

Отождествим угловое ускорение выходного вала коробки передач с угловым ускорением колес. Тогда ускорение машины

$$a_{\pi} = r_{\kappa} u_0 d\omega_2/dt.$$

Решая это уравнение относительно $d\omega_2/dt$, имеем

$$d\omega_2/dt = (M_d u_p - M_c) / (I_2 - I_d u_p^2). \quad (51)$$

Отсюда $a_{\pi} = f(u_p)$. Это выражение является целевой функцией, максимум которой — наибольшее ускорение — имеет место при передаточном числе u_p , определяемом из условия

$$\frac{\partial}{\partial u_p} [f(u_p)] = \frac{\partial}{\partial u_p} (d\omega_2/dt) = 0.$$

Решением последнего выражения является

$$u_{p \text{ опт}} = \sqrt{I_2/I_d + M_c^2/M_d^2} + M_c/M_d.$$

Если учесть, что наиболее интенсивный разгон осуществляется на дорогах с малым сопротивлением и при невысоких скоростях, то $M_c/M_d \ll I_2/I_d$. Тогда $u_p \approx \sqrt{I_2/I_d}$. Это передаточное число может отличаться от любого из тех, которые соответствуют геометрическому, арифметическому или гармоническому ряду.

Передаточные числа коробки передач, как и многие другие конструктивные параметры влияют не на одно, а на целый комплекс тягово-скоростных свойств и топливную экономичность. Поэтому при проектировании машины перед конструктором в большинстве случаев стоит задача оптимизации не по одному частному критерию, а необходима многокритериальная оптимизация. Это означает, что должно быть выбрано значение параметра (или параметров), которое будет удовлетворять не самым лучшим образом какому-то одному критерию в ущерб остальным, но зато в заданных пределах удовлетворяет всем требуемым критериям.

На примере выбора ряда передаточных чисел коробки передач в прил. 3 показана суть метода многокритериальной оптимизации.

Заметим, что задача оптимизации стоит практически при выборе почти всех конструктивных параметров машин, начиная от общих схем, кончая формами, размерами и материалами всех деталей, включая все цифровые показатели.

Схема привода к ведущим колесам. Как известно, движение машины ограничивается в двух случаях: либо вследствие недостаточности тягового усилия, создаваемого двигателем, трансмиссией и колесным движителем, либо вследствие ограничения тягового усилия сцеплением ведущих колес с опорной поверхностью. В первом случае распределение крутящих моментов, зависящее от схемы привода, сказывается на потерях в трансмиссии и шинах, выраженных КПД трансмиссии и сопротивлением качению шин, а значит, и на максимальной сумме тяговых усилий колес.

Если же одно или несколько ведущих колес реализуют тяговое усилие, ограниченное их сцеплением с опорной поверхностью, то сумма тяговых усилий определяется величиной тягового усилия на колесе, где это усилие наименьшее, и распределением крутящих моментов, зависящим от схемы привода. Так, например, если в двухосной машине — все колеса ведущие, в раздаточной коробке установлен симметричный межосевой дифференциал, а в ведущих мостах — симметричные межколесные, то сумма крутящих моментов колес будет равна крутящему моменту колеса, на котором он — наименьший по сцеплению, умноженному на четыре. Поскольку ограничение тяговых усилий имеется в большинстве случаев на деформируемых грунтах, этот случай более подробно будет рассмотрен в гл. 7.

Здесь же рассмотрим влияние схемы привода на тягово-скоростные свойства за счет потерь (КПД трансмиссии). Для n -осной машины при p ведущих осях суммарная сила сопротивления качению

$$P_{\text{тм}} = \sum_{i=1}^{2n} f_{oi} R_{zi} + \sum_{i=1}^{2p} \lambda_{Mi} M_{ki}^2 / (R_{zi} r_{ki}^2). \quad (52)$$

При одной ведущей оси

$$P_{\text{тм}} = \sum_{i=1}^{2n} f_{oi} R_{zi} + 2\lambda_{M1} M_{k1}^2 / (R_{z1} r_{k1}^2), \quad (53)$$

где индекс «1» относится к колесам одной оси, которая является ведущей.

Сравнивая выражения (52) и (53) и имея в виду, что r_{ki} и r_{k1} относительно мало различаются (а при полностью заблокированном приводе равны), получаем условие, из которого следует, что для сведения к минимуму потерь на сопротивление качению целесооб-

разнее осуществлять привод к колесам p осей, а не одной ведущей оси:

$$2\lambda_{M1}M_{k1}^2/R_{z1} > \sum_{i=1}^{2p} \lambda_{Mi}M_{ki}^2/R_{zi}.$$

В машине с полностью дифференциальным приводом потери на качение всегда меньше при передаче момента ко многим колесам, а при заблокированном приводе это правило не обязательно выдерживается.

Потери в трансмиссии возникают при передаче энергии от одного элемента к другому: в редукторах, шарнирах, шлицевых соединениях. В этом смысле любые многоприводные машины невыгодно отличаются от машин с одной ведущей осью. КПД последовательно соединенных агрегатов, как известно, определяется произведением их КПД.

Определим КПД $\eta_{тр\ p}$ разветвленной части трансмиссии, имея в виду, что основными являются потери, пропорциональные мощности, а также и то, что схема трансмиссии, характер и величина мощностных потоков после разветвления (после раздаточной коробки) не отражаются на потерях до разветвления потоков мощности.

Пусть сумма подводимых к колесам мощностей $N_{к\sum} = \sum_{j=1}^n N_{kj}$, где n — число колес, а распределение мощностей по колесам определяется коэффициентами пропорциональности $\rho_j = N_{kj} / \sum_{j=1}^n N_{kj}$, характеризующими неравномерность распределения мощностей по отдельным колесам. За положительные значения N_k принимаем те, которые соответствуют передаче мощности от раздаточной коробки к колесам, за отрицательные — при передаче в обратном направлении.

Следовательно, $\sum_{i=1}^{q+m} \rho_i = 1$, где q, m — числа колес соответственно с положительным и отрицательным направлениями мощностного потока ($n = q + m$).

Мощность всех потоков, выходящих из раздаточной коробки и входящих в нее с колес, обозначим $N_{рк\ \Sigma}$. Общий КПД разветвленной части трансмиссии

$$\eta_{тр\ p} = N_{к\sum} / N_{рк\ \Sigma}. \quad (54)$$

Тогда получим:

$$N_{рк\ i} = N_{к\sum} \rho_i / \eta_i; \quad (55)$$

$$N_{рк\ j} = N_{к\sum} \rho_j / \eta_j, \quad (56)$$

где η_i, η_j — КПД соответственно i -й и j -й ветвей трансмиссии для положительных q и отрицательных m потоков.

Рис. 45. Влияние схемы трансмиссии на КПД

Подставив выражения (55) и (56) в (54), найдем КПД

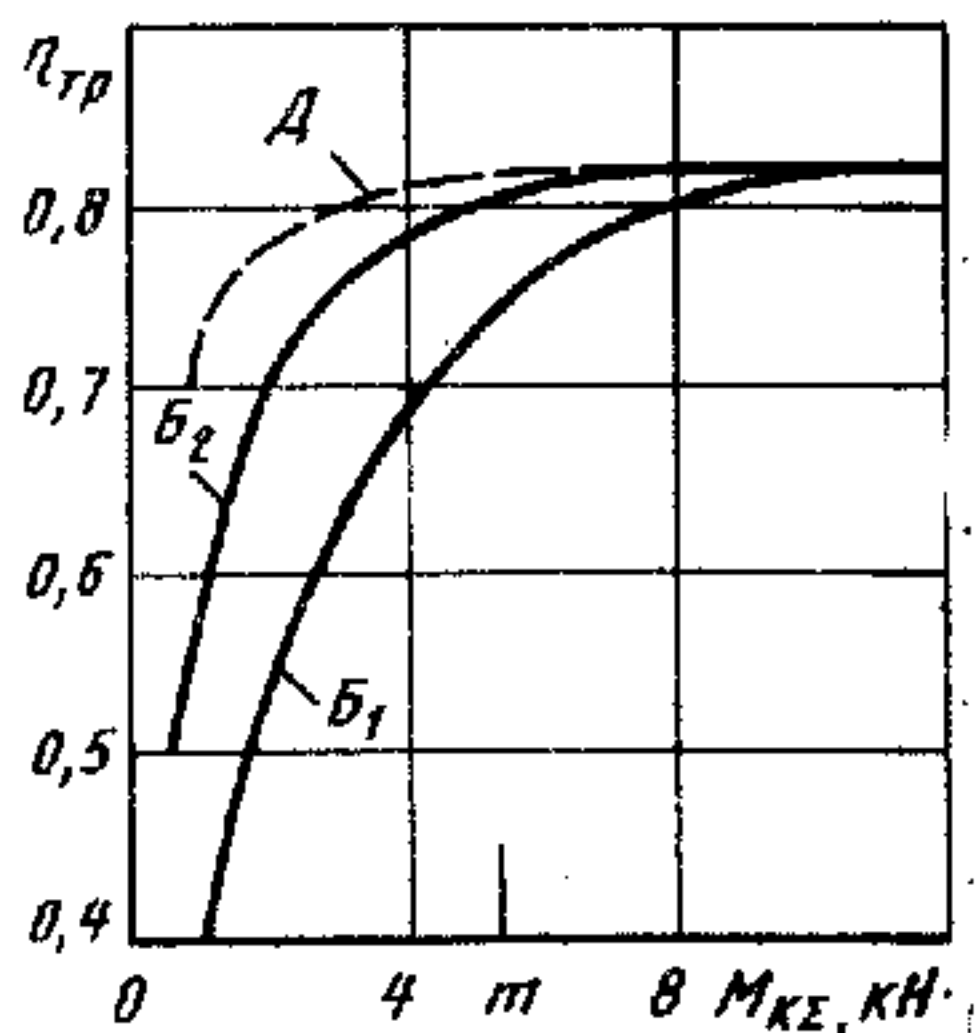
$$\eta_{\text{тр.р}} = 1 / \left(\sum_{i=1}^q p_i / \eta_i + \sum_{j=1}^m p_j \eta_j \right).$$

Полученная зависимость показывает, что с увеличением доли от отрицательных потоков мощности общий КПД разветвленной части трансмиссии уменьшается. Поскольку при полностью дифференциальной связи в трансмиссии отрицательные потоки мощности отсутствуют, а при блокированной или дифференциально-блокированной они во многих случаях имеются, то потери в трансмиссии при дифференциальной связи, как правило, меньше. Если учесть кроме установившихся режимов прямолинейного движения повороты и движения по неровностям, когда в машинах с блокированным приводом увеличивается вероятность циркуляции мощности, то становится очевидным, что потери при блокированном приводе еще больше увеличиваются в сравнении с потерями при дифференциальном приводе.

На рис. 45 в качестве примера показаны зависимости КПД трансмиссии четырехосной полноприводной колесной машины полной массой 20 т с двумя схемами трансмиссии от величины суммарного крутящего момента колес $M_{\text{кз}}$. Сплошные кривые B_1 и B_2 соответствуют машине с блокированной по каждому борту трансмиссией ($\lambda_M = 0,004$ и $0,008$ мм/(Н·м) соответственно), а штриховая кривая D — такой же машине, но с полностью дифференциальной трансмиссией.

Зная законы распределения коэффициентов сопротивления движению в различных дорожно-грунтовых условиях, а также полученные на основе статистической обработки наблюдений соотношения пробегов машин различных типов в этих условиях, можно получить суммарный закон распределения коэффициентов сопротивления движению машины каждого типа и найти распределение КПД с учетом типичных условий эксплуатации. На рис. 45 буквой m обозначено математическое ожидание величины для указанной выше четырехосной полноприводной машины при движении в типичных условиях эксплуатации.

Проектировочный тяговый расчет машины с гидродинамической трансмиссией выполняют по такой же схеме, как и с механической трансмиссией (естественно, с учетом характеристик гидротрансформатора, которые приведены выше). Отличительной особенностью является то, что гидротрансформатор не должен (из-за низкого КПД, см. рис. 37, работать длительное время при малых и больших передаточных отношениях $i_{\text{гт}}$). Необходимо, чтобы его работа происходила в основном при достаточно высоких КПД. Поэтому при определении наибольшего передаточного числа трансмиссии (например, для преодоления наибольшего подъема) нельзя учитывать максимальный коэффициент трансформации, а следует принимать его значение, соответствующее приемлемому КПД (хотя бы 0,6). Кроме того, при движении с большой ско-



ростью и соответственно большим (близком к 1,0) значении $i_{гт}$ желательно блокировать его по той же причине.

Мощность теплового двигателя для машины с электротрансмиссией рассчитывают принципиально так же, как при механической и гидродинамической трансмиссиях с учетом, конечно, других КПД (генератора и электродвигателей). Соответственно определяется и мощность электрических машин.

Далее по паспорту электродвигателя устанавливают величину максимального крутящего момента $M_{эд\max}$ при длительном режиме. Если, как это обычно бывает, применены мотор-колеса, то передаточное число колесного редуктора определяют из неравенства

$$\psi_{\max} P_{мгк} / M_{эд\max} \leq u_{кр} \leq \varphi P_{сцк} / M_{эд\max}.$$

Частоту вращения вала электродвигателя определяют при максимальной скорости машины:

$$n_{эд} = v_{\max} u_{кр} / 0,377 r_k.$$

Если эта частота выше допустимой для данного электродвигателя, то нужно подобрать другой.

По характеристике электродвигателя определяют силу тока $I_{эд\max}$, соответствующую моменту $M_{эд\max}$.

При последовательном соединении электродвигателей такой же ток будет в генераторе. Необходимо проверить, допустима ли такая сила тока $I_{г\max}$ в генераторе. При параллельном соединении электродвигателей $I_{г\max} = \sum_{i=1}^n I_{эд\max}$, где n — число электродвигателей, поэтому проверка тем более необходима.

§ 13. ЭКСПЕРИМЕНТАЛЬНОЕ ОПРЕДЕЛЕНИЕ ТЯГОВО-СКОРОСТНЫХ СВОЙСТВ И ТОПЛИВНОЙ ЭКОНОМИЧНОСТИ

Тягово-скоростные свойства и топливную характеристику экспериментально можно определять как в дорожных, так и в лабораторных условиях. В соответствии с ГОСТ 22576—77 и ОСТ 37.001.244—82 испытания машин по определению этих свойств проводят после необходимой для машины каждого типа обкатки, в полностью технически исправном состоянии и с полной нагрузкой.

Основным прибором для определения скорости является прибор «путь — скорость — время» с «пятым» колесом. Это колесо с помощью кронштейна крепят шарнирно к машине после предварительной тарировки. Гибким тросом ось колеса связывают с механизмом прибора, который на бумаге регистрирует путь, время и скорость движения колеса. По полученным данным затем определяют следующие характеристики и показатели тягово-скоростных свойств.

1. Скоростную характеристику «разгон — накат», состоящую из двух пар кривых: а) кривой разгона $v_m = f(t)$ и $v_m = f(s)$ (см. рис. 32) и кривых затухания скорости при свободном качении (накате) машины. Последние зависимости позволяют проводить анализ сил сопротивления движению машины (включая потери в трансмиссии) во всем диапазоне скоростей.

2. Скоростную характеристику разгона на высшей и предшествующей передачах, являющейся показательной, поскольку на этих передачах машины работают основную часть времени. Ее определяют, начиная с минимально-устойчивой скорости на высшей или соответственно предшествующей передаче. Как и в предыдущем виде испытаний, машину разгоняют после резкого и полного нажатия на педаль подачи топлива.

3. Скоростную характеристику на дороге с переменным продольным профилем, учитывающую основные переменные нагрузочные и скоростные режимы движения машины. В этом виде испытаний находят среднюю скорость движения машины в зависимости от заданной максимальной скорости.

4. Максимальную скорость, характеризующую предельные возможности машины на магистральных дорогах. Испытания проводят на мерном отрезке дороги с уклонами не более 0,5%, длиной до 25 м на участке протяженностью не менее 1 км с соответствующими подъездами к нему. Скорость вычисляют как среднюю величину замеров в двух противоположных направлениях.

5. Время разгона на определенных отрезках пути (500 и 1000 м), что важно, поскольку в реальных условиях эксплуатации машинам очень часто приходится разгоняться на ограниченных по протяженности участках.

6. Топливную характеристику при движении машины по ровной горизонтальной дороге с различными установившимися скоростями. Измеряют время проезда мерного участка (1 км) и объем израсходованного топлива. По данным, полученным в двух противоположных направлениях, строят усредненную зависимость $Q = f(v_m)$ (см. рис. 33) при полной нагрузке машины и без груза.

7. Топливную характеристику при движении по дороге с переменным продольным профилем. В программу испытаний должны быть включены режимы и маршруты, характерные для машин соответствующих типов. Так, для легковых автомобилей, автобусов, грузовых автомобилей полной массой до 3,5 т разработан так называемый городской цикл испытаний, а для всех машин (с нагрузкой на ось не более 0,1 МН) еще и магистральный ездовой цикл.

Некоторые характеристики тягово-скоростных и топливных свойств могут быть получены на стендах с «беговыми» барабанами. На этих стендах имитируется движение машины по дороге, для чего ведущими колесами машину устанавливают на барабаны и через тензометрическое устройство ее крепят к неподвижной

опоре. «Сопротивление» дороги можно изменять с помощью тормоза, соединенного с валом барабанов.

Вопросы для самопроверки

1. Нарисуйте схему сил, действующих на машину при прямолинейном движении.
2. Что влияет (и как) на силу сопротивления воздуха?
3. Что влияет (и как) на потери в трансмиссии?
4. Напишите уравнение движения машины.
5. Какие параметры влияют (и как) на нормальные реакции колес двухосной машины при ее движении по плоской поверхности?
6. В чем состоят особенности распределения нормальных реакций колес многоосных машин?
7. Какие конструктивные и эксплуатационные факторы влияют (и как) на распределение крутящих моментов и окружных сил по колесам в машине с заблокированным приводом?
8. Как распределяются крутящие моменты в машине с дифференциально-блокированным приводом?
9. Объясните причину возникновения циркуляции мощности в колесной машине.
10. Каковы способы уменьшения или ликвидации циркуляции мощности?
11. Что такое динамическая характеристика машины и какие задачи можно решать с ее помощью?
12. От чего зависит и как изменяется скорость машины со ступенчатой коробкой передач при разгоне?
13. Как изменяется скорость машины с гидротрансформатором при разгоне?
14. Какие факторы влияют (и как) на путевой расход топлива машиной?
15. По заданной скоростной характеристике двигателя и характеристике гидротрансформатора постройте динамическую характеристику машины.
16. Как влияет число передач в коробке передач на тягово-скоростные свойства машины?
17. Как влияет характеристика двигателя на тягово-скоростные свойства машины?
18. Исходя из каких положений определяются передаточные числа коробки передач?
19. Исходя из каких положений определяется передаточное число главной передачи?
20. Как влияет схема трансмиссии на тягово-скоростные свойства машины?
21. Какие характеристики для оценки тягово-скоростных свойств машины определяют экспериментально и какими способами?

КРИВОЛИНЕЙНОЕ ДВИЖЕНИЕ (ПОВОРОТ) КОЛЕСНОЙ МАШИНЫ

Одной из основных характеристик механического движения, в том числе движения колесной машины, является траектория. Можно рассматривать траекторию движения одной какой-либо точки (например, центра масс машины) и движение или положение остальных точек машины по отношению к центру масс.

В данной главе рассмотрено плоское (в горизонтальной плоскости) движение машины, хотя в некоторых случаях и с отступлениями, о которых будет сказано. Кроме движения проекции центра масс будем рассматривать движение продольной оси, проходящей посередине колеи машины и представляющей собой проекцию вертикальной продольной плоскости, в которой находится и центр масс. Силы, которые формируют траекторию движения, целесообразно принимать приложенными там, где они действительно приложены, или оговаривать и соответствующим образом учитывать отступления.

Колесные машины практически все время движутся по криволинейным траекториям. Это объясняется не только тем, что абсолютно прямолинейных участков дорог очень мало, но, главное, тем, что машине приходится поворачивать с одной дороги или улицы на другую, объезжать что-либо, сторониться чего-либо, наконец, на машину почти всегда действуют боковые силы, которые изменяют или стремятся изменить траекторию движения, а водителю приходится ее корректировать.

Принято выделять условно прямолинейное движение по траектории с кривизной менее $0,001 \dots 0,002 \text{ м}^{-1}$ (радиусом кривизны более $1000 \dots 500 \text{ м}$), а все остальные движения относить к криволинейным.

По статистическим данным, на грунтовых дорогах от 65 до 75% времени машины движутся по траекториям с радиусами кривизны менее $300 \dots 400 \text{ м}$ и средними скоростями порядка $15 \dots 20 \text{ км/ч}$. Скорости движения и радиусы кривых на дорогах различных категорий приведены в прил. 4. На городских перекрестках, отдельных участках грунтовых дорог и местности скорость машин снижается до $8 \dots 10 \text{ км/ч}$ и радиусы поворота — до $20 \dots 25 \text{ м}$, а в закрытых помещениях и при разворотах на ограниченных площадках скорость снижается до $2 \dots 5 \text{ км/ч}$ и радиусы пово-

рота — до минимально возможных по конструктивным и компоновочным возможностям, т. е. до единиц метров у двухосных машин с короткой базой и 10 ... 15 м — с тремя и большим числом осей.

Траектория движения машины изменяется либо по желанию водителя, либо в результате каких-то внешних воздействий, либо, наконец, вследствие изменения некоторых параметров самой машины в процессе движения.

Криволинейное движение часто называют поворотом, хотя обычно применяют этот термин в тех случаях, когда траектория движения изменяется по желанию водителя.

Свойство машины совершать повороты с максимальной кривизной (минимальным радиусом) на дороге и местности называется поворотливостью.

Чем больше кривизна возможной траектории, т. е. чем меньше радиус поворота машины, тем лучше ее поворотливость. Таким образом, основным показателем оценки поворотливости является радиус поворота машины. У машины имеется множество радиусов поворота. За расчетный радиус поворота R_p будем принимать расстояние от мгновенного центра вращения (поворота) до продольной оси машины. Проекция мгновенного центра на продольную ось машины является полюсом поворота. Можно определить любой другой радиус, в частности радиус поворота по переднему наружному колесу, который обычно приводится в технических характеристиках. Поскольку траекторию движения машины принято характеризовать траекторией центра масс, радиусом кривизны траектории считается расстояние от мгновенного центра поворота до центра масс.

Признаком криволинейного движения (поворота) является непараллельность перемещения в плане любых двух точек машины. Это возможно, когда две точки машины имеют различные по величине или направлению скорости движения.

Минимальный радиус поворота служит показателем оценки статической поворотливости машины. Этот показатель наиболее важен, но не дает исчерпывающей характеристики поворотливости. В ряде случаев важен не только сам факт поворота машины с определенным радиусом, но и то, за какое время и на какой угол сможет повернуться машина или на сколько снизится ее скорость в процессе поворота в сравнении с прямолинейным движением. Такие данные характеризуют уже динамическую поворотливость.

Процесс поворота машины состоит из трех этапов: переход от прямолинейного движения к криволинейному, когда кривизна траектории увеличивается — вход в поворот, — движение с постоянной кривизной — равномерный поворот — и, наконец, возвращение к прямолинейному движению — выход из поворота. В частном случае второй этап может отсутствовать.

На усовершенствованных дорогах предусматриваются участки для постепенного перехода от прямолинейного движения к криволинейному с постоянной кривизной. По действующим в СССР нормам (СНиП — строительные нормы и правила) длина переходной кривой тем больше, чем больше кривизна дороги (см. прил. 4).

Исследование криволинейного движения машины ведут в двух направлениях: 1) определение и исследование кинематических параметров: траектории, скорости и ускорения движения машины; 2) определение силовых параметров: крутящих моментов, продольных, боковых и нормальных реакций колес, а также сил и моментов, возникающих при повороте. Кинематические параметры дают большую, но не полную информацию о повороте. Полная информация о возможности движения с заданными кинематическими параметрами не может быть получена без определения силовых параметров.

§ 14. СПОСОБЫ ПОВОРОТА И УСЛОВИЯ ПОВОРОТЛИВОСТИ

Колесные машины могут совершать поворот тремя основными способами:

- 1) изменением углов между плоскостями вращения колес и продольной осью машины за счет поворота управляемых колес;
- 2) изменением этих же углов за счет изменения положения одной части машины относительно другой (сочлененные машины);
- 3) изменением величины скоростей колес разных сторон (левой и правой). Так совершают поворот гусеничные машины. Этот способ называется бортовым поворотом.

Рассмотрим, как осуществляется поворот по первому, наиболее распространенному у колесных машин способу. Для начала будем считать, что колеса жесткие в боковом направлении, машина движется с постоянной скоростью, сила инерции отсутствует.

Предположим, ведущими и неуправляемыми колесами являются задние колеса, управляемыми — передние ведомые (рис. 46, а). От ведущих колес на корпус передаются толкающие усилия $P'_{к2}$ и $P''_{к2}$, которые приводим к равнодействующей $P_{к2}$, приложенной к корпусу по направлению продольной оси симметрии машины. Пока считаем, что $P'_{к2} = P''_{к2}$. Соответственно к середине переднего моста приложена от корпуса та же толкающая сила $P_{к2}$. Эту силу можно разложить на две составляющие: продольную, параллельную плоскости вращения колес $P_x = P_{к2} \cos \theta$, и боковую, перпендикулярную к плоскости вращения колес $P_{y1} = P_{к2} \sin \theta$.

Силы тяги задних колес заставляют перемещаться эти колеса в том направлении, в котором они действуют, т. е. в плоскости своего вращения по вектору скорости \vec{v}_2 точки B середины заднего моста. Составляющая P_{x1} толкающей силы относительно точки B создает момент, стремящийся повернуть машину против часовой

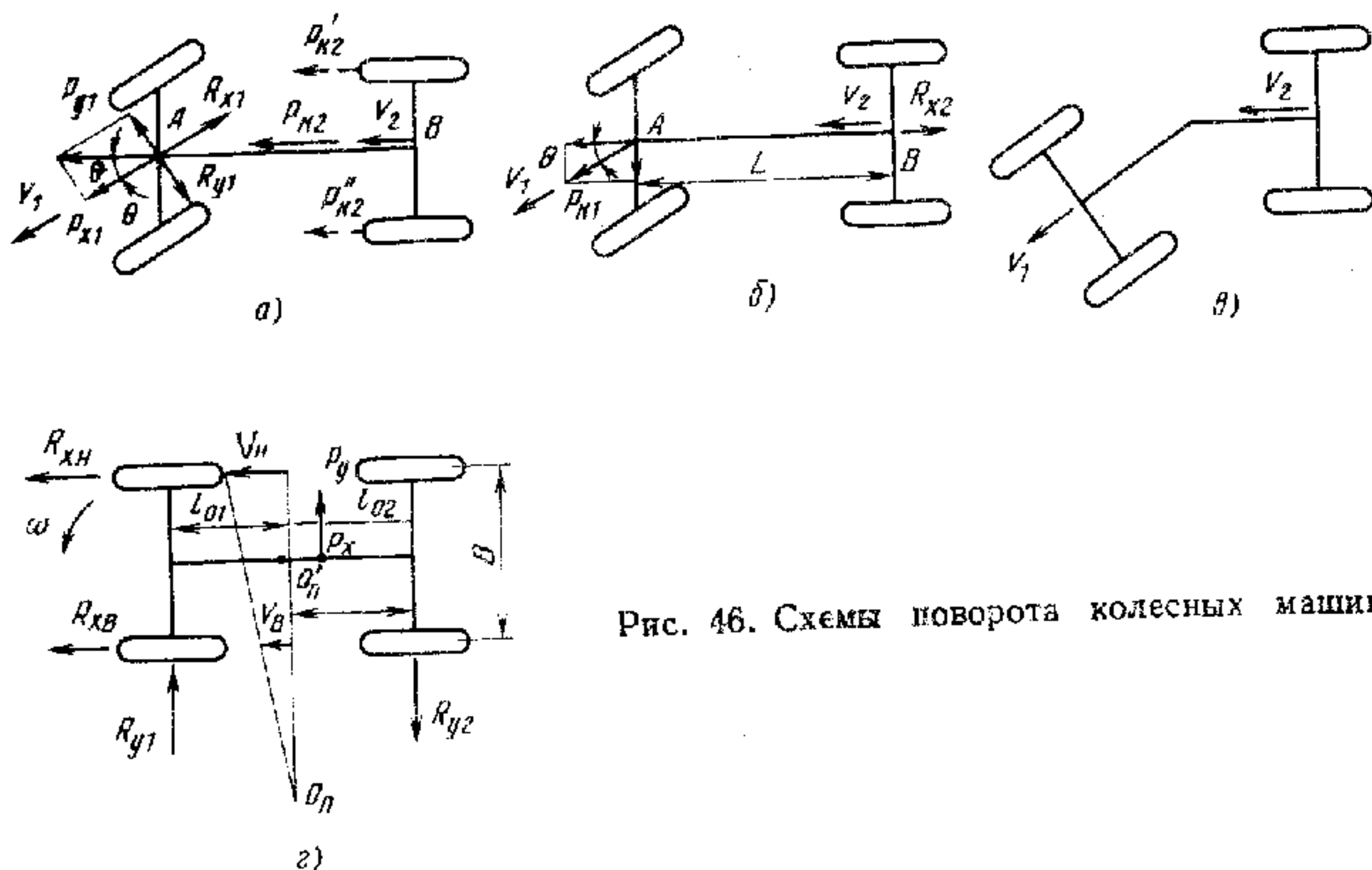


Рис. 46. Схемы поворота колесных машин

стрелки, т. е. в том же направлении, в котором повернуты колеса. Этот момент назовем **поворачивающим моментом**. Вторая составляющая P_{y1} толкающей силы создает относительно той же точки B момент, направленный в сторону, противоположную повороту управляемых колес. Его можно назвать **моментом сопротивления повороту**. При установившемся движении из условий равновесия эти моменты равны друг другу.

Для того чтобы передняя ось перемещалась в направлении, параллельном плоскости вращения колес, ей следует преодолеть реакцию, равную силе сопротивления качению fR_{z1} передних колес, где R_{z1} — нормальная реакция, приходящаяся на переднюю ось. Но для того, чтобы эта ось могла перемещаться в направлении составляющей P_{y1} , ей необходимо преодолеть не силу сопротивления качению, а силу сцепления колес переднего моста, так как в этом направлении колеса могут только скользить, а не катиться. В подавляющем большинстве случаев коэффициент сцепления существенно больше коэффициента сопротивления качению, а значит, при той же нормальной реакции сила сцепления $P_{\phi 1} = \phi R_{z1}$ больше силы сопротивления качению fR_{z1} . Значит, сопротивляется перемещению в направлении силы P_{x1} сила реакции, существенно меньшая, чем в направлении действия силы P_{y1} . Кроме того, при углах θ поворота управляемых колес, меньших 45° (как правило, управляемые колеса поворачиваются на углы до $15 \dots 20^\circ$, редко до 30°), составляющая P_{x1} больше P_{y1} . Таким образом, вектор скорости \vec{v}_1 середины передней оси направлен под углом θ к продольной оси и вектору \vec{v}_2 середины задней оси, что и определяет криволинейное движение (поворот) машины.

Учитывая соотношения между возможными силами P_{x1} и P_{x2} , получаем, что условием качения ведомых колес в плоскости их вращения при повороте является $\cos \theta > f/\varphi$.

Практически при любых дорожных условиях качение в плоскости своего вращения может быть обеспечено при углах поворота θ , достигающих $78 \dots 88^\circ$.

В случае, когда передние управляемые колеса ведущие (рис. 46, б), поворачивающий момент создается силой тяги передних колес, направленной в плоскости вращения этих колес под углом θ к продольной оси. Составляющая $P_{x1} \cos \theta$ силы тяги будет толкать вперед заднюю ось, а составляющая $P_{x1} \sin \theta$ на плече L создаст момент, поворачивающий машину в сторону поворота управляемых колес. Соответственно определяются направления векторов скоростей середин мостов. Управляемые колеса в этом случае могут быть повернуты практически на любой угол.

Если у машины все колеса управляемые, причем поворачиваются в противоположные стороны, а ведущими являются колеса только одной оси, то эта схема подобна схеме, показанной на рис. 46, а. В некоторых специальных машинах (например, в многоосных машинах для перевозки крупногабаритных грузов), а в последнее время даже в отдельных легковых автомобилях, применяется система поворота, при которой все колеса поворачиваются в одну сторону. Это обеспечивает возможность как криволинейного движения, так и прямолинейного под любым углом к продольной оси машины от 0 до 90° , что обеспечивает высокую маневренность таких машин.

По другому способу осуществляется поворот сочлененных машин (рис. 46, в). В данном случае поворот происходит как у машин с управляемыми колесами, но с той разницей, что одни колеса по отношению к другим изменяют плоскость своего вращения одновременно с поворотом одной части машины по отношению к другой.

При бортовом повороте (рис. 46, г) механизмы поворота обеспечивают разные скорости наружных v_n и внутренних v_v колес относительно продольной оси симметрии машины. Различие в этих скоростях приводит к криволинейному движению, т. е. повороту. Интересно отметить некоторые частные случаи, которых не бывает при первых двух способах поворота. Так, если скорость колес одной стороны машины равна нулю, а скорость колес другой стороны отлична от нуля, мгновенный центр поворота лежит в плоскости невращающихся колес борта. Радиус поворота при этом равен половине колеи машины. Если скорости колес левой и правой сторон одинаковы по абсолютной величине, но противоположно направлены, то мгновенный центр поворота расположен в середине колеи и базы, радиус поворота равен нулю, т. е. машина поворачивается «на месте».

Таким образом, бортовым поворотом достигаются существенно меньшие радиусы поворота, что является его преимуществом в сравнении с первыми двумя способами.

Выше была рассмотрена лишь качественная сторона поворота: каким образом может совершать поворот колесная машина. Для того чтобы определить возможность поворота с заданным радиусом в определенных условиях, необходимо учесть воздействие на машину многих факторов.

При повороте на машину действуют боковые силы и дополнительные моменты, которые увеличивают продольные реакции, а также необходимые для движения крутящие моменты колес. Поэтому, чтобы машина поворачивала с заданным радиусом, требуется обеспечить два условия:

1) возможность создания достаточной силы тяги ведущих колес, способной преодолеть возросшую в сравнении с прямолинейным движением силу сопротивления движению;

2) отсутствие скольжения (буксования) колес не менее двух осей машины, из которых хотя бы одна должна быть осью с управляемыми колесами.

Последнее условие объясняется тем, что положение машины на плоскости дороги определяется двумя точками. Вместе с тем если колесо или ось с двумя колесами скользит, то направление его перемещения, а значит, и положение в заданный момент времени не может быть определено однозначно.

Эти два условия удобнее выразить в безразмерной форме.

Тогда первым условием поворотливости является

$$f_{\text{доп}} \leq D - f, \quad (57)$$

где $f_{\text{доп}} = (\sum P_{\text{пов}} - \sum P_{\text{ко } i})/G_m$; $\sum P_{\text{пов}}$ — сумма всех сил сопротивления движению, действующих на всю машину при ее повороте. Таким образом, увеличение коэффициента сопротивления качению $f_{\text{доп}}$ за счет криволинейного движения не должно превышать запас динамического фактора над коэффициентом сопротивления прямолинейному качению колес.

Введем понятие о коэффициенте использования сцепной силы оси

$$k_{\text{фo}} = \sqrt{R_{x0}^2 + R_{y0}^2} / (\varphi R_{z0}). \quad (58)$$

В соответствии со вторым условием поворотливости необходимо, чтобы не менее чем для двух осей, из которых хотя бы одна управляемая, соблюдалось условие

$$k_{\text{фo}} < 1, \quad (59)$$

т. е. результирующие реакции в плоскости дороги у этих двух осей были меньше сил сцепления колес этих осей.

Бортовой поворот обеспечивается моментом разности продольных сил наружных и внутренних колес (см. рис. 46, з). Для осуществления равномерного скоростного поворота этот момент должен

быть равен моменту сопротивления повороту $M_{\text{пм}}$. Последний образуется боковыми реакциями, действующими на колеса осей в направлениях, противоположных их перемещению. Таким образом, условиями поворотливости при этом способе будут также два: условие (57) и

$$(R_{\text{хв}} - R_{\text{хн}}) B/2 \geq M_{\text{пм}} = \sum_{i=1}^n R_{yi} l_{oi}, \quad (60)$$

где $M_{\text{пм}}$ — момент сопротивления повороту машины; R_{yi} — боковая реакция i -й оси; n — число осей машины; l_{oi} — расстояние от i -й оси до полюса $O'_\text{п}$ поворота машины; B — колея машины.

Основной недостаток бортового поворота — существенно большее скольжение колес по опорной поверхности, поэтому требуются большие продольные реакции колес различных бортов. Вероятность того, что эти реакции ($R_{\text{хв}}$ и $R_{\text{хн}}$) не будут достигнуты либо по условиям сцепления, либо по достаточности сил тяги, мала.

§ 15. БОКОВОЙ УВОД КОЛЕСА

При движении на колесную машину почти всегда действует какая-либо боковая сила. Этой силой может быть составляющая веса при боковом уклоне дороги, сила ветра, отдельные, кратковременно действующие случайные силы, появляющиеся, например, при наезде на какую-нибудь неровность, камень и т. п.

При криволинейном движении на машину всегда действует боковая сила, вызываемая боковой составляющей ускорения. Боковые силы могут быть вызваны и другими причинами, в частности моментом сил, возникающим вследствие разности продольных реакций колес левой и правой сторон машины.

Если к оси вертикально установленного и нагруженного вертикальной силой P_z колеса приложить, кроме этого, боковую силу P_y (рис. 47), то вследствие боковой эластичности шины изменится форма ее поперечного профиля. Шина становится несимметричной относительно вертикальной плоскости, перпендикулярной к оси колеса и совпадающей с плоскостью симметрии шины. Элементы шины, находящиеся в опорной площадке, вследствие имеющегося сцепления остаются на месте, а верхняя часть шины вместе с колесом перемещается в направлении приложенной силы. В результате на шину будут действовать боковая реакция R_y и момент M_y (рис. 47, а). Форма отпечатка шины (на рисунке увеличен в сравнении с шиной) из эллиптической превращается в «бобовидную» (рис. 47, б).

Если при этом колесо катится, то в контакт с дорогой входят уже несколько деформированные элементы шины. Непрерывная боковая деформация все новых участков шины приводит к перемещению плоскости колеса в направлении действия силы P_y .

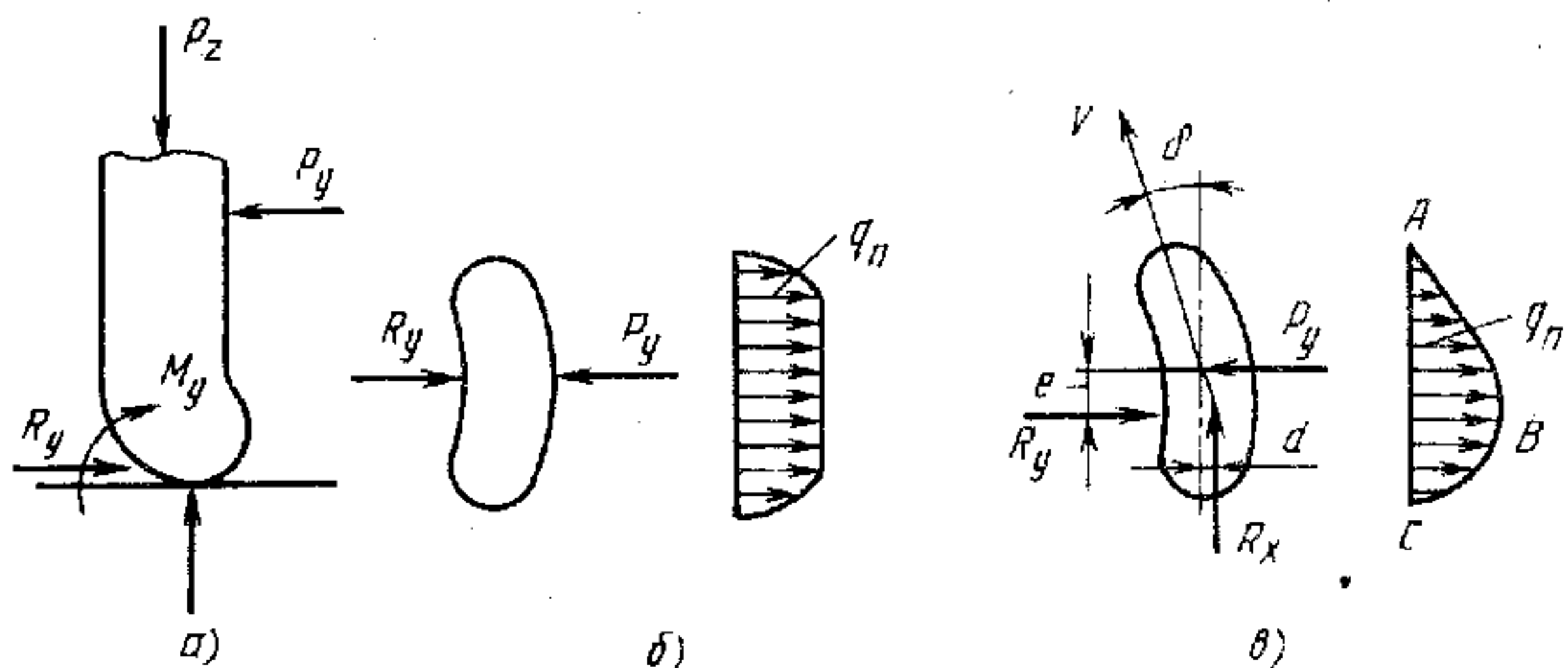


Рис. 47. Действие боковой силы на эластичное колесо

Колесо катится уже не в плоскости своего вращения, а в направлении \bar{v} под некоторым углом δ к этой плоскости (рис. 47, в).

Качение колеса, когда скорость направлена под углом к плоскости его вращения, называется **б о к о в ы м у в о д о м**, а сам угол δ — **у г л о м б о к о в о г о у в о д а**. Увод, возникающий вследствие действия боковой силы на колесо, называется **с и л о в ы м у в о д о м**. В реальных эксплуатационных условиях углы бокового увода могут достигать $7 \dots 8^\circ$, а в некоторых случаях даже $10 \dots 12^\circ$. При повороте колесных машин эти углы соизмеримы с углами поворота управляемых колес, поэтому они оказывают существенное влияние на кинематику поворота, а также на некоторые эксплуатационные свойства колесных машин.

По мере удаления от входа в контакт напряженность элементов шины возрастает. Близко к задней части опорной площадки поперечные элементарные силы q_n становятся максимальными, начинается проскальзывание элементов шины. В соответствии с этим эпюра их по средней линии опорной площадки и в параллельных направлениях имеет форму, близкую к треугольнику, а форма отпечатка искривляется (рис. 47, в).

Эпюру элементарных боковых касательных сил можно заменить равнодействующей реакцией R_y , которая вследствие неравносторонности треугольника ABC (несимметричности ее) смещена относительно оси колеса на величину плеча e . Вследствие этого боковая сила P_y и равная ей реакция R_y создают момент относительно вертикальной оси. Этот момент направлен таким образом, что стремится повернуть колесо в нейтральное положение, соответствующее прямолинейному движению машины, т. е. оказывает сопротивление повороту колеса. По этой причине его называют **с т а б и л и з и р у ю щ и м м о м е н т о м** ($M_{ст}$).

Как видно из того же рисунка, продольная реакция R_x вследствие «искривления» отпечатка также смещается от его центра в направлении реакции R_y . Создается момент на плече d , но этот момент существенно меньше момента, создаваемого боковой силой на плече e .

При отсутствии скольжения, а точнее — до того момента, когда на твердой опорной поверхности скольжением можно пренебречь (суммарная реакция в плоскости дороги не превышает $0,5\varphi R_z$),

$$M_{ст} = R_y e = R_y l_n / 6, \quad (61)$$

где l_n — длина контактной площадки (отпечатка) шины.

При наличии скольжения ($\sqrt{R_x^2 + R_y^2} > 0,5\varphi R_z$) стабилизирующий момент уменьшается, причем зависит уже и от сцепления колеса, сопротивления боковому уводу, ширины отпечатка (см. прил. 5).

На рис. 48 показан полученный в результате экспериментальных исследований характер изменения стабилизирующего момента в функции угла увода. С ростом нагрузки P_z на колесо момент $M_{ст}$ также увеличивается.

Характер зависимости угла δ бокового увода от боковой реакции R_y изображен на рис. 49. При малой величине боковой реакции угол δ растет пропорционально ей. Однако вследствие того, что в этом процессе происходят не столько упругие деформации, сколько скольжение элементов шины, линейная зависимость переходит в нелинейную уже при углах увода $2 \dots 4^\circ$. При достижении боковой реакцией величины, равной силе сцепления φR_z , происходит полное скольжение колеса вбок.

Характеристикой бокового увода является коэффициент сопротивления боковому уводу шины:

$$k_y = R_y / \delta. \quad (62)$$

Величина k_y зависит от ряда конструктивных и эксплуатационных факторов. К ним относятся высота и ширина профиля шины, угол наклона нитей и число слоев корда, давление воздуха в шине, нагрузка колеса и многое другое.

С увеличением размеров профиля шины, особенно ширины, повышается жесткость шины, что приводит к росту коэффици-

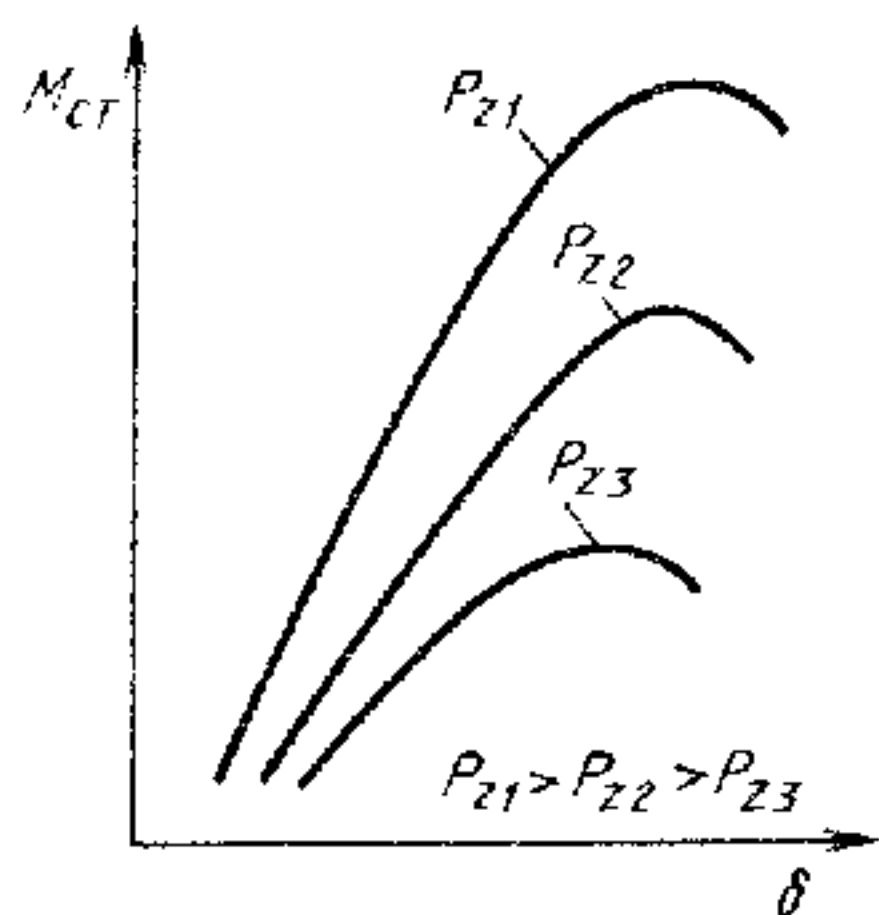


Рис. 48. Зависимость стабилизирующего момента от угла увода

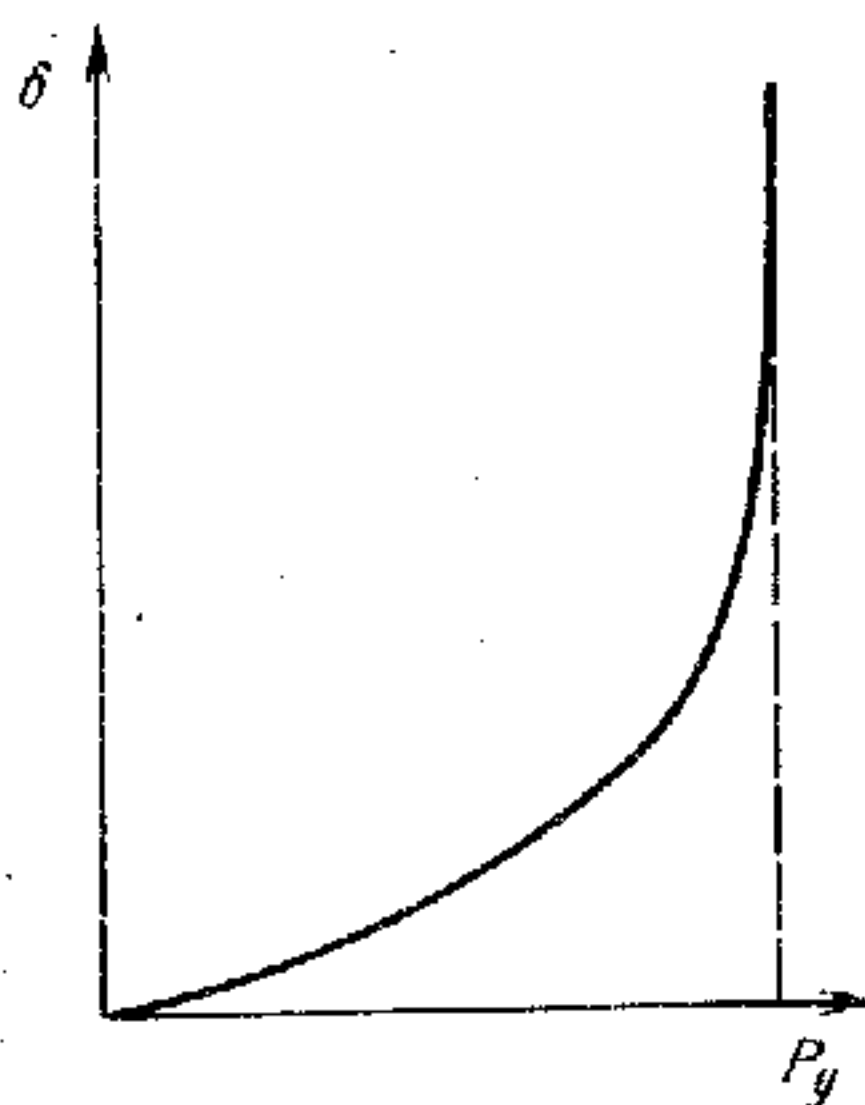


Рис. 49. Зависимость угла увода от боковой силы

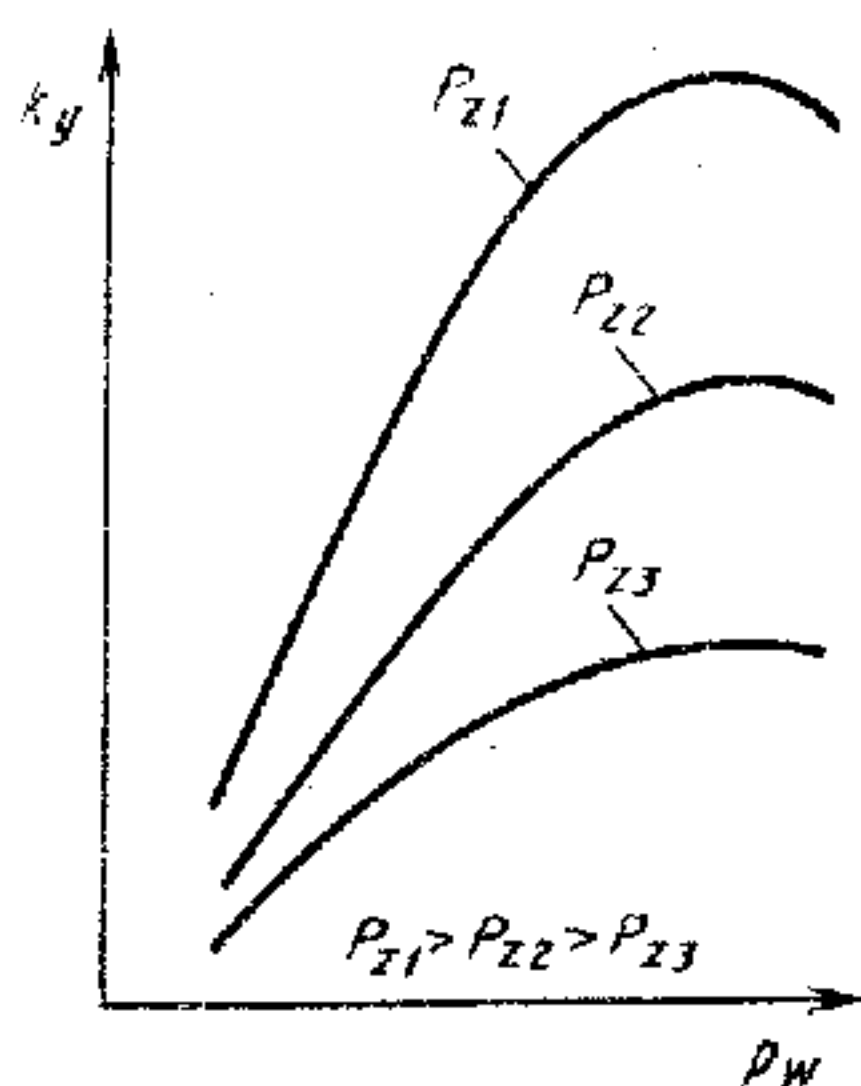


Рис. 50. Зависимость коэффициента k_y от давления p_w и нормальной нагрузки P_z

ента k_y . У широкопрофильных шин этот коэффициент больше, чем у тороидных. Заметим, что ширина профиля обычных тороидных шин при сохранении постоянной высоты изменяется в небольших пределах. В основном эти два размера увеличиваются или уменьшаются одновременно. Между коэффициентом k_y и шириной профиля шины существует практически линейная зависимость с коэффициентом пропорциональности порядка 1,5 ... 2,5.

Имеется эмпирическая формула, которая для многих тороидных шин (преимущественно легковых автомобилей) отражает с достаточной степенью точности влияние размеров шины на коэффициент сопротивления боковому уводу (Н/рад):

$$k_y = 780 (d_{\text{ш}} + 2B_{\text{ш}}) B_{\text{ш}} (p_w + 98),$$

где $d_{\text{ш}}$, $B_{\text{ш}}$ — соответственно посадочный диаметр и ширина профиля шины, м; p_w — давление воздуха в шине, кПа.

С увеличением числа слоев корда коэффициент k_y растет. Однако, хотя шины с регулируемым давлением воздуха имеют, как правило, меньшее число слоев корда, коэффициент k_y у них больше, что объясняется повышением жесткости брекерного слоя.

С уменьшением угла наклона нитей корда величина k_y возрастает. На коэффициент k_y шин с радиальным расположением нитей корда (типа Р) в большей степени, чем у шин с диагональным кордом, влияет конструкция брекера, в частности число слоев и плотность нитей в нем, а также материал корда. Радиальные шины с металлическим кордом имеют на 30 ... 50% более высокие коэффициенты k_y , чем такие же шины с текстильным кордом, что объясняется большей их жесткостью в боковом направлении.

Коэффициенты сопротивления боковому уводу камерных и бескамерных шин почти одинаковы.

На величину k_y влияет высота протектора. С уменьшением глубины рисунка у значительно изношенной шины этот коэффициент может возрасти на 30 ... 40%.

Для шин уже заданной конструкции и размера наиболее существенно влияют на коэффициент k_y силы, действующие на колесо.

С увеличением внутреннего давления воздуха p_w жесткость шины повышается и значительно изменяется коэффициент k_y (рис. 50). Наибольшего значения этот коэффициент для шин, нагруженных номинальными нагрузками, достигает при давлении p_w , значительно большем рекомендуемого для данной шины.

Однако при дальнейшем увеличении давления коэффициент k_y несколько снижается. Объясняется это уменьшением длины контакта шины.

Установлено также, что на величину коэффициента k_y большое влияние оказывает нормальная нагрузка P_z (или нормальная реакция R_z) колеса. С увеличением этой нагрузки сопротивление боковому уводу увеличивается, затем несколько падает. Максимум коэффициента k_y при малых боковых силах, т. е. в самой начальной части зависимости (рис. 51, б), достигает при нормальных нагрузках, близких к номинальной нагрузке для данной шины.

Существенное влияние на сопротивление боковому уводу оказывают продольные (тяговые и тормозные) реакции (рис. 51, а). С увеличением этих сил сопротивление уводу уменьшается. Действительно, если тяговая или тормозная реакции дойдут до своего предельного значения, равного предельной силе сцепления колеса с опорной поверхностью (φR_z), то колесо будет уже не способно сопротивляться вообще какой-либо боковой силе, т. е. величина $k_y = 0$.

Д. А. Антоновым разработана теория нелинейного увода, идея которой состоит в том, что учитывается влияние различных факторов (нормальной и тангенциальной реакции, давления воздуха и других) на величину коэффициента сопротивления боковому уводу, причем каждый из этих факторов не постоянный, а зависит от различных параметров. Он предложил определять значение коэффициента сопротивления боковому уводу в зависимости от некоторой постоянной величины этого коэффициента (k_{y0}) и ряда переменных коэффициентов, являющихся функциями нормальной нагрузки, тангенциальной реакции, коэффициента сцепления и других, называемых, в свою очередь, коэффициентами коррекции, каждый из которых меньше единицы:

$$k_y = k_{y0} q_N q_T q_\varphi q_\mu q_\beta q_{\text{гр}}.$$

При нагрузках колеса, близких к номинальным, и движении в средних эксплуатационных условиях, соответствующих колесным машинам определенных типов, значения коэффициентов

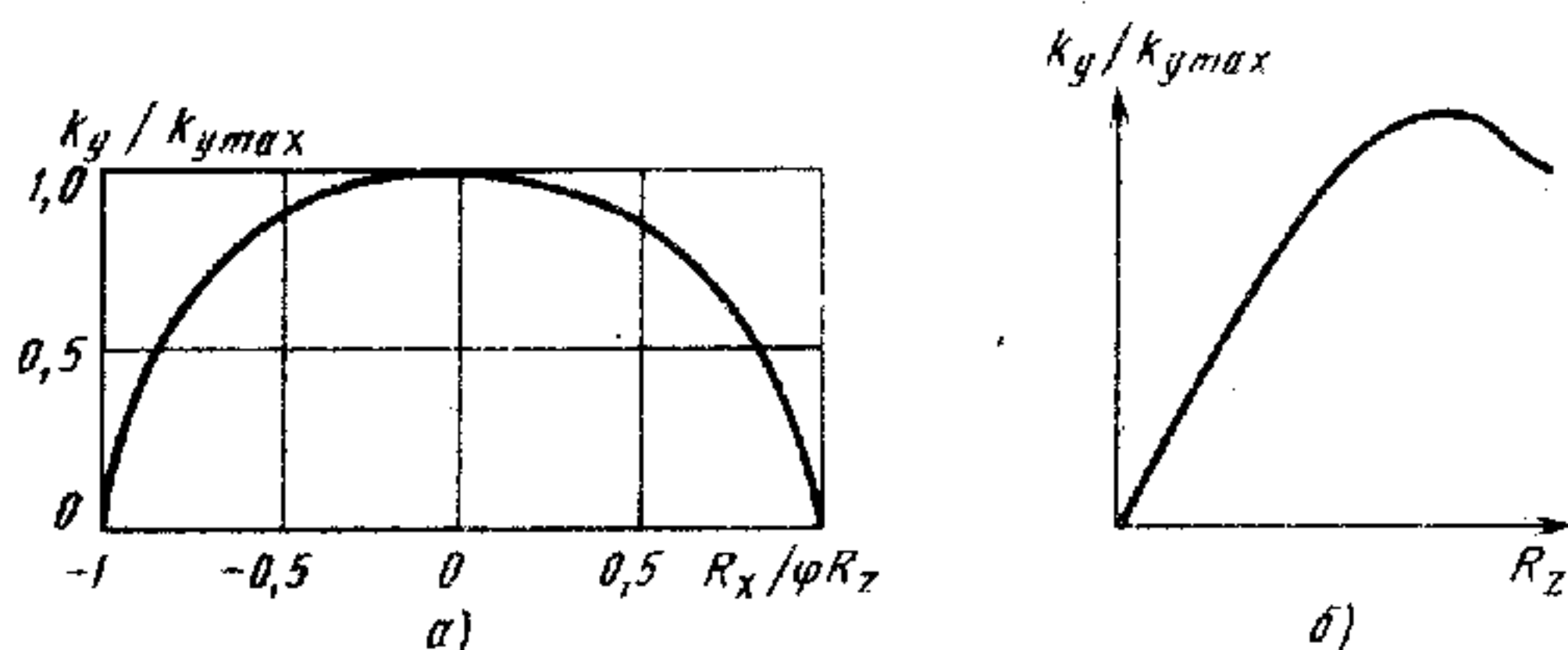
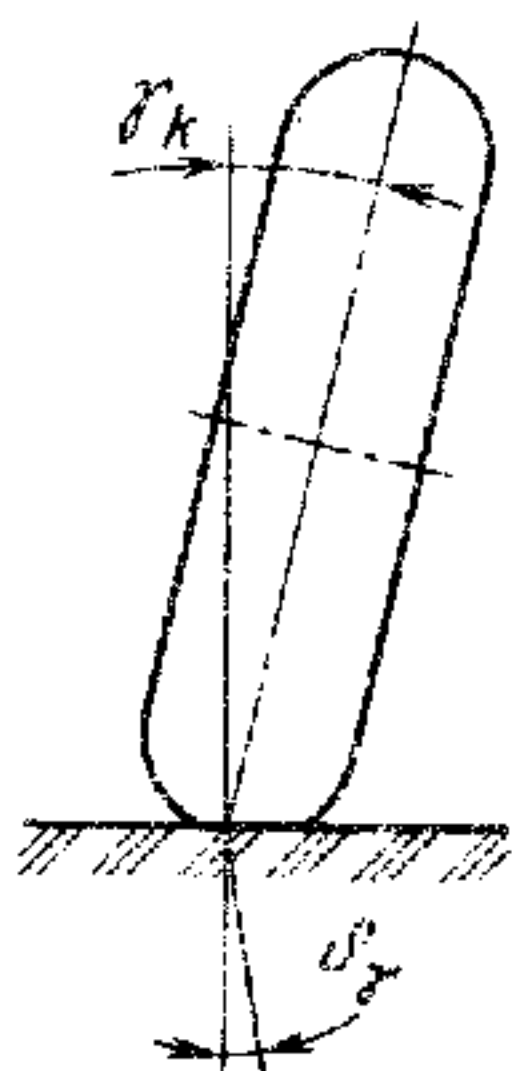


Рис. 51. Влияние реакций на коэффициент k_y :
а — продольной реакции; б — нормальной реакции

Рис. 52. Увод наклоненного колеса



сопротивления боковому уводу шин легковых автомобилей находятся в диапазоне 20...40 кН/рад, грузовых автомобилей и автобусов 60...120 кН/рад, для шин особо большого размера этот коэффициент может быть в несколько раз больше (например, для шины 40.00-57 автомобиля-самосвала 7521 величина k_y составляет 400 ... 500 кН/рад).

Более подробные сведения о существующих зависимостях содержатся в прил. 6.

Кроме описанного выше силового увода, может быть так называемый к и н е м а т и ч е с к и й у в о д. Управляемые колеса почти всегда имеют наклон в поперечной вертикальной плоскости (развал колес), а иногда наклон колес, в том числе и неуправляемых, вызывается соответствующей кинематической схемой подвески. Наклоненное колесо всегда стремится катиться с уводом в сторону наклона (рис. 52) под углом δ_γ . При этом, как показывает расчет, выполненный на основе рассмотрения геометрических зависимостей, угол увода δ_γ при наклоне колеса на угол γ_k определится при малых углах по зависимости $\delta_\gamma = \gamma_k/k_\gamma$, где $k_\gamma = 4 \dots 6$.

Соответственно колесо, нагруженное боковой силой P_y и катящееся с наклоном γ_k , имеет угол увода

$$\delta = R_y/k_y + \gamma_k/k_\gamma.$$

Выше был рассмотрен процесс качения колеса при действии на него различной, но постоянной во времени силы, т. е. установившийся процесс качения. Известно, что доля установившихся режимов в общем балансе времени (или пути) движения колесных машин относительно мала, хотя движений с резким переходом с одного режима (силы, скорости) на другой тоже очень мало.

Как связывать угол увода, а значит, и направление вектора скорости с боковой реакцией при неустановившемся режиме, пока точно не определено. Однако есть некоторые соображения, основанные на экспериментах и логических положениях.

Установлено, что если резко (практически мгновенно) изменить любой параметр, например, угол поворота колеса, боковая реакция изменится по экспоненциальному закону. Таким образом, происходит запаздывание, смещение по фазе возникающей реакции по отношению к углу увода. Некоторые эксперименты показывают, что это запаздывание условно можно оценить коэффициентом коррекции (если применить ту же теорию нелинейного увода) $q_k \approx 0,7 \dots 0,8$.

§ 16. КИНЕМАТИКА ПОВОРОТА МАШИНЫ

Итак, при криволинейном движении всегда есть боковая сила, боковая деформация или проскальзывание элементов шины по опорной поверхности, которые зависят от большого количества факторов. Однако, несколько абстрагируясь, рассмотрим сначала, в каких соотношениях должны быть углы поворота различных колес в предположении, что колеса жесткие в боковом направлении, т. е. отсутствует увод и колеса катятся в плоскости своего вращения.

На рис. 53, а показана схема поворота многоосной машины, поворачивающей по первому, наиболее распространенному способу.

Для того чтобы жесткие в боковом направлении колеса катились без бокового скольжения, каждое из них нужно повернуть на такой угол, при котором перпендикуляры к плоскостям вращения колес пересекутся в одной точке. Эта точка (O_K) называется кинематическим центром, а проекция ее (O'_K) на продольную ось — полюсом рулевого управления.

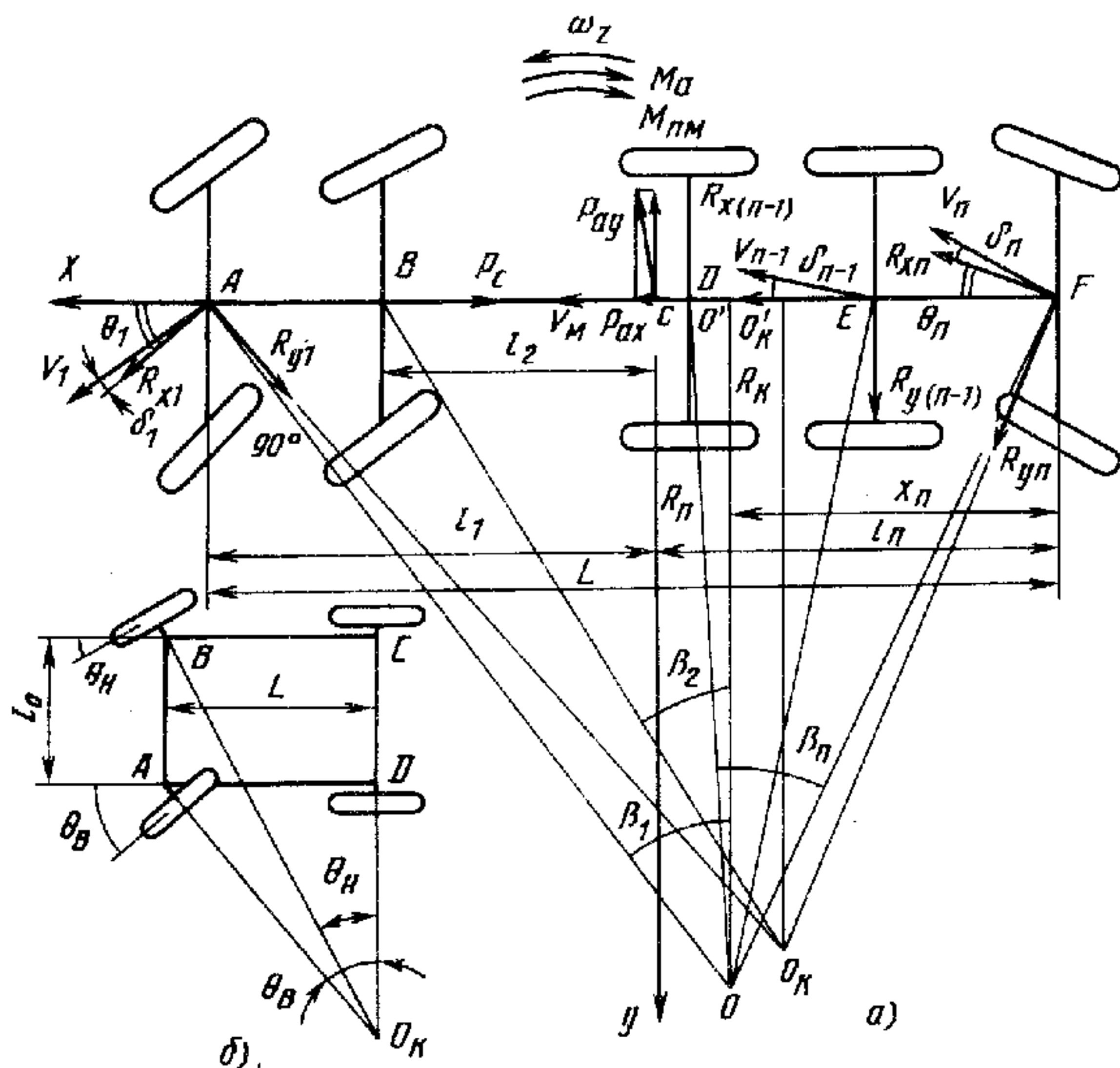


Рис. 53. Схема поворота колесной машины

В простейшем случае, когда у двухосной машины управляемыми являются колеса только одной оси (обычно передней), получаем (рис. 53, б):

$$CO_K/BC = \operatorname{ctg} \theta_n; \quad DO_K/AD = \operatorname{ctg} \theta_v.$$

Вычитая из первого равенства второе и имея в виду $AD = BC$, получаем:

$$\operatorname{ctg} \theta_n - \operatorname{ctg} \theta_v = l_o/L,$$

где l_o — расстояние между осями шкворней поворотных цапф.

Максимальные углы поворота управляемых колес обычно не превышают $20 \dots 30^\circ$, а средние их значения в эксплуатации, как правило, не превосходят $\pm 5 \dots 10^\circ$. При имеющихся реальных соотношениях l_o/L разность углов поворота внутренних и наружных управляемых колес в среднем составляет доли градуса, поэтому в большинстве случаев с достаточной для практики точностью можно вести расчеты, принимая средний угол поворота колес $\theta = (\theta_n + \theta_v)/2$, и рассматривать так называемую велосипедную схему поворота, в которой два колеса одной оси как бы объединяются в одно. Преимущество этой схемы — сокращение приблизительно в 2 раза количества уравнений, описывающих движение машины. Однако для более точных расчетов следует применять полную схему с учетом реакций и углов каждого из колес в отдельности. ЭВМ позволяет сравнительно легко решать такую задачу, что будет показано ниже.

Радиус поворота, называемый кинематическим радиусом, определяется как $R_K = L/\operatorname{tg} \theta$.

Если управляемыми являются колеса и передней, и задней осей, то для того, чтобы они двигались по одной колее (с целью уменьшения сопротивления на деформируемом грунте) и радиус поворота был бы наименьшим, целесообразно, чтобы углы поворота передних и задних колес были одинаковыми.

Тогда

$$R_K = L/(2\operatorname{tg} \theta) \text{ и} \\ \operatorname{ctg} \theta_n - \operatorname{ctg} \theta_v = 2l_o/L. \quad (63)$$

В машинах с двумя и большим количеством осей с неуправляемыми и жесткими в боковом направлении колесами полюс рулевого управления должен находиться посередине между крайними из неуправляемых осей. Так, у трехосной машины с управляемыми колесами только передней оси полюс рулевого управления должен быть посередине между второй и третьей осями, у четырехосной с управляемыми колесами первой и четвертой оси — между второй и третьей осями и т. д.

Тогда для машин с жесткими в боковом направлении колесами соотношение средних углов поворота колес управляемых осей должно быть

$$\operatorname{tg} \theta_i / \operatorname{tg} \theta_j = l_{oi} / l_{oj}, \quad (64)$$

т. е. тангенсы средних углов поворота колес пропорциональны расстояниям от полюса рулевого управления до соответствующих осей.

В некоторых случаях (например, в двухосных машинах с управляемыми колесами лишь одной оси) полюс рулевого управления находится на оси неуправляемых колес. Если имеются колеса, поворот которых не соответствует этим закономерностям (64), то такие колеса движутся с боковым скольжением, создавая дополнительное сопротивление движению, т. е. препятствуя повороту.

Траекторию криволинейного движения колесной машины определяют величина и направление скорости, а поскольку направление скорости колес зависит от действующих на колеса сил, кинематика поворота колесной машины без учета сил не может быть определена.

Однако на первой стадии рассмотрения не будем учитывать причины, определяющие соответствующие направления скорости колес, и оценим два из основных параметров криволинейного движения — радиус поворота R_{Π} (OO') и вторую координату мгновенного центра вращения — положение полюса поворота на продольной оси машины, определяемую расстоянием полюса поворота от последней оси машины. Расстояние его от какой-либо точки, неподвижной относительно машины, например задней оси, и находящейся на продольной оси, назовем смещением полюса поворота (X_{Π}).

Для анализа параметров, характеризующих криволинейное движение машины, можно выбрать любые координаты: неподвижные и подвижные. Выбор неподвижной системы координат позволяет более широко исследовать криволинейное движение, характеризовать его со всех сторон. Однако его использование более сложно в математическом описании и при решении большинства практических задач не дает реальных преимуществ.

При определенном начальном положении продольной оси машины и задаваемой поступательной скорости v_x вдоль этой оси всегда можно определить положение машины на плоскости.

На рис. 53, а реакции, действующие на колеса, приведены к серединам соответствующих осей, причем продольные реакции $R_{xi} = R_{xi\text{н}} + R_{xi\text{в}}$ параллельны плоскостям вращения колес, а боковые реакции $R_{yi} = R_{yi\text{н}} + R_{yi\text{в}}$ перпендикулярны к ним. Средние углы поворота управляемых колес i -й оси $\theta_i = (\theta_{i\text{н}} + \theta_{i\text{в}})/2$.

В общем случае углы бокового увода всех колес различны. Но с целью упрощения расчетов во многих случаях без существенной ошибки можно принимать для колес одной оси один угол увода $\delta_i = (\delta_{i\text{н}} + \delta_{i\text{в}})/2$.

Следует обратить внимание на определение знака углов поворота и увода колес. Поскольку каждое колесо может повертываться в разные стороны, причем возможен поворот не только

передних колес в одну сторону, а задних — в другую, но и поворот всех колес в одну сторону, нужно четко установить «правило знаков» для расчетной схемы. Можно выбрать любое правило, но строго его придерживаться. Практика показывает, что наиболее удобными для использования являются следующие правила.

Для колес, расположенных впереди полюса рулевого управления, за положительное направление углов θ принимаем любое направление этих углов передней оси. Для колес, расположенных сзади, за положительное направление принимаем направление, противоположное направлению колес передней оси. Углы увода δ положительны, если направлены в сторону действия боковой составляющей силы инерции, т. е. от центра поворота.

Перемещения, скорости, ускорения и силы примем положительными, если они совпадают по направлению с положительными направлениями осей подвижной системы координат, у которой ось x совмещена с продольной осью машины, а ось y перпендикулярна к ней.

Векторы поступательных скоростей v_i средин осей всех колес направлены под углами δ_i к плоскостям вращения колес, а перпендикуляры к этим направлениям, опущенные в середине осей, пересекаются в мгновенном центре вращения O .

Углы при мгновенном центре O вращения $\beta_i = \theta_i - \delta_i$.

Так как углы поворота всех колес согласованы, их соотношения подчиняются определенной зависимости (64), то величину R_{Π} можно найти, рассматривая попарно любые прямоугольные треугольники, в которые входят углы β . Наиболее удобно рассматривать прямоугольные треугольники $OO'A$ и $OO'F$ с входящими в них углами β_1 у первой и β_n у последней осей.

Для углов при этих осях

$$\operatorname{tg} \beta_1 = AO'/R_{\Pi}; \quad \operatorname{tg} \beta_n = O'F/R_{\Pi}.$$

Складывая почленно эти выражения с учетом знака, получаем:

$$R_{\Pi} = L/(\operatorname{tg} \beta_1 + \operatorname{tg} \beta_n) = L/[\operatorname{tg} (\theta_1 - \delta_1) + \operatorname{tg} (\theta_n + \delta_n)]. \quad (65)$$

При малых углах θ и δ с достаточной для практических целей точностью можно принять $R_{\Pi} = L/[\operatorname{tg} (\theta_1 + \theta_n) + \operatorname{tg} (\delta_n - \delta_1)]$ или еще более приближенно:

$$R_{\Pi} = L/(\theta_1 + \theta_n + \delta_n - \delta_1). \quad (66)$$

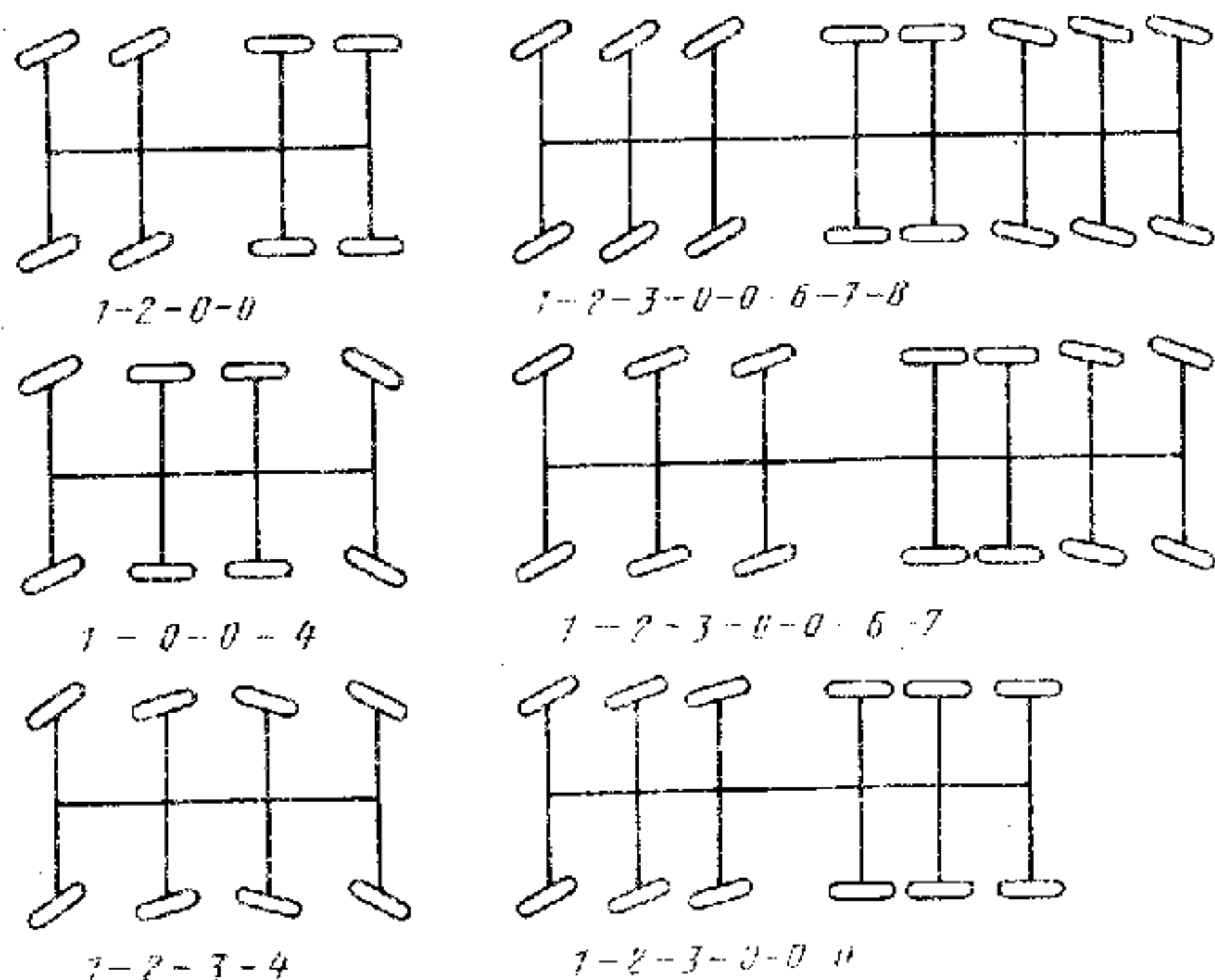
Смещение полюса поворота в соответствии с рис. 53, а

$$X_n = R_{\Pi} \operatorname{tg} \beta = R_{\Pi} \operatorname{tg} (\theta_n + \delta_n).$$

В случае необходимости можно, исходя из геометрических положений, вычислить величину $R_{\Pi c}$ — радиус кривизны траектории центра масс машины; $R_{\Pi c} = \sqrt{R_{\Pi}^2 + (l_n - X_n)^2}$.

При «средних эксплуатационных» углах поворота колес углы бокового увода соизмеримы, а в ряде случаев даже превышают

Рис. 54. Схемы ко-
лесных машин



их. Поэтому они оказывают существенное влияние на кинематику движения колесной машины.

При движении по траектории с большой кривизной и соответственно с большими углами поворота управляемых колес, но малой скоростью углы бокового увода, во всяком случае у управляемых колес, существенно меньше углов поворота этих колес. Отсюда следует, что машина с управляемыми колесами первой и последней осей может двигаться с приблизительно в 2 раза меньшим радиусом поворота, чем при наличии управляемых колес только на одной оси. Введение управляемых колес на промежуточных осях не уменьшает радиус поворота (не увеличивает кривизну траектории). Вместе с тем, как это будет показано ниже, увеличение числа управляемых колес приводит к уменьшению скольжения колес, общего сопротивления движению, а значит, повышает поворотливость машины.

В зависимости от того, сколько осей и какие оси машины имеют управляемые колеса, колесные машины можно различать по формулам управления. На рис. 54 приведено несколько схем колесных машин, различающихся по осевым формулам и формулам управления. Значащими цифрами обозначены номера осей с управляемыми колесами, а нулями — с неуправляемыми. Все, показанное здесь для «обычных» машин, справедливо и для машин с передними и задними колесами, поворачивающимися в одну сторону.

Реальные машины имеют эластичные в боковом направлении шины, поэтому соотношение (64) необходимо скорректировать. Однако коррекция представляет значительные трудности, так как углы увода совершенно не связаны с углами поворота управляемых колес, весовыми и геометрическими характеристиками машины, а зависят от многих параметров, которые сами изме-

няются в соответствии с условиями и режимами движения машины. Могут быть даны лишь некоторые рекомендации для машин различных типов и назначения. Так, Я. Е. Фаробий показал, что для обеспечения максимальной способности к повороту на местности с большим сопротивлением качению и малым коэффициентом сцепления колес с грунтом у четырехосных машин с управляемыми колесами двух передних осей углы поворота колес второй оси должны меньше отличаться от углов поворота колес первой оси, чем по соотношению (64), т. е. полюс рулевого управления должен быть смещен от середины расстояния между третьей и четвертой неуправляемыми осями. Однако для других условий, например, при движении по твердой сухой поверхности, полюс рулевого управления должен находиться посередине между неуправляемыми осями, так как при этом уменьшается скольжение неуправляемых колес.

Из формул (65) и (66) видно, что при тех же углах поворота управляемых колес радиус поворота в зависимости от соотношения углов увода колес передней и задней осей может быть различным. Соответственно различной оказывается и кривизна траектории движения центра масс машины. Углы бокового увода, как известно, зависят от действующих на колеса боковых сил и сопротивления шин действию этих сил. Оба эти фактора зависят от конструктивных и эксплуатационных параметров, как будет ниже показано подробнее.

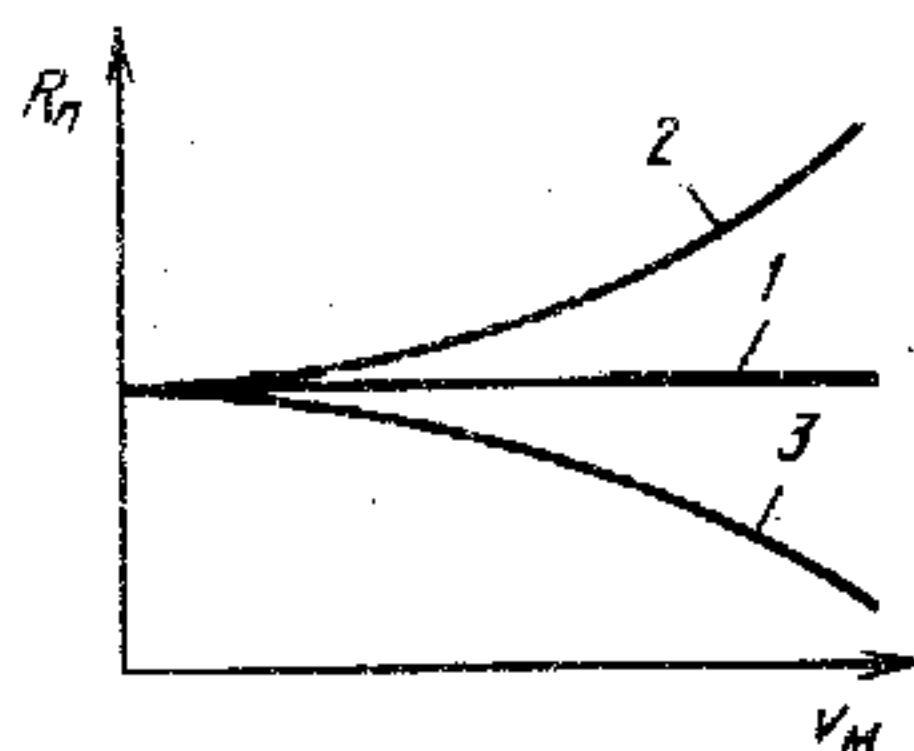
В связи с тем, что при постоянных углах поворота (в том числе и при «нулевых», т. е. при прямо стоящих колесах) может изменяться кривизна траектории, введено понятие **п о в о р а ч и в а е м о с т ь**. Поворачиваемость (статическая) является свойством машины изменять кривизну траектории движения под действием боковой составляющей силы инерции, аэродинамической силы или какого-либо другого возмущения, включая изменение характеристик шин и подвески, но при неизменном повороте управляемых колес или, как принято говорить, при **з а к р е п л е н н о м р у л е в о м у п р а в л е н и и**.

В зависимости от того, как изменяется кривизна траектории машины вследствие бокового увода колес, различают три категории поворачиваемости.

1. Если при наличии увода кривизна траектории машины остается такой же, как без бокового увода, то машина обладает **н е й т р а л ь н о й** поворачиваемостью. Это возможно тогда, когда углы бокового увода колес первой оси (δ_1) равны углам бокового увода колес последней оси (δ_n).

В качестве простейшего, но не совсем точного примера, можно считать, что тогда при изменении скорости и соответственно изменении силы инерции и ее составляющих, действующих на первую и последнюю оси, кривизна траектории не будет изменяться (прямая 1 на рис. 55). Так будет, если при этом не учитывать некоторые дополнительные факторы.

Рис. 55. Зависимость радиуса поворота от скорости



2. Если при наличии увода кривизна $\left(K = \frac{1}{R_n}\right)$ траектории движения уменьшается (радиус поворота увеличивается) и становится меньше, чем у той же машины в тех же условиях, но без бокового увода, то имеет место недостаточная поворачиваемость. При этом, как видно из формулы (66), угол увода передней оси должен быть больше угла увода задней оси ($\delta_1 > \delta_n$).

При увеличении скорости машины и соответственно увеличении силы инерции и ее составляющих кривизна траектории будет уменьшаться (кривая 2). Вместе с этим будет уменьшаться и сила инерции.

3. Если при наличии увода кривизна траектории движения машины становится больше, чем у той же машины, но с жесткими колесами (радиус поворота меньше), то машина обладает избыточной поворачиваемостью. Так будет, если $\delta_1 < \delta_n$. В этом случае с увеличением скорости кривизна траектории движения при тех же углах поворота управляемых колес увеличивается, а сила инерции еще больше возрастает (кривая 3).

§ 17. СИЛЫ И МОМЕНТЫ, ДЕЙСТВУЮЩИЕ НА МАШИНУ ПРИ КРИВОЛИНЕЙНОМ ДВИЖЕНИИ

Поскольку криволинейное движение (поворот) машины осуществляется в результате определенного силового взаимодействия ее колес с дорогой, необходимо рассмотреть силы и моменты, действующие на машину при повороте. Лишь вместе с определением этих сил и моментов можно уточнить кинематику, оценить поворотливость машины.

При повороте на машину кроме сил, действующих при прямолинейном движении, действуют боковые реакции и возникают дополнительные моменты.

Первоначально рассмотрим отдельно:

1) силы и моменты, действующие на машину в плоскости дороги, принимая машину плоским телом;

2) силы и моменты, действующие в поперечной плоскости, считая машину уже состоящей минимум из двух частей: подрессоренной и недрессоренной.

Рассмотрим плоское движение машины (см. рис. 53, а). Силы P_w , P_h , $P_{кр}$ при малой кривизне траектории движения действуют в направлении продольной оси машины, и их можно объединить в одну, условно приложенную к середине передней оси. Продольные реакции колес примем направленными по движению машины,

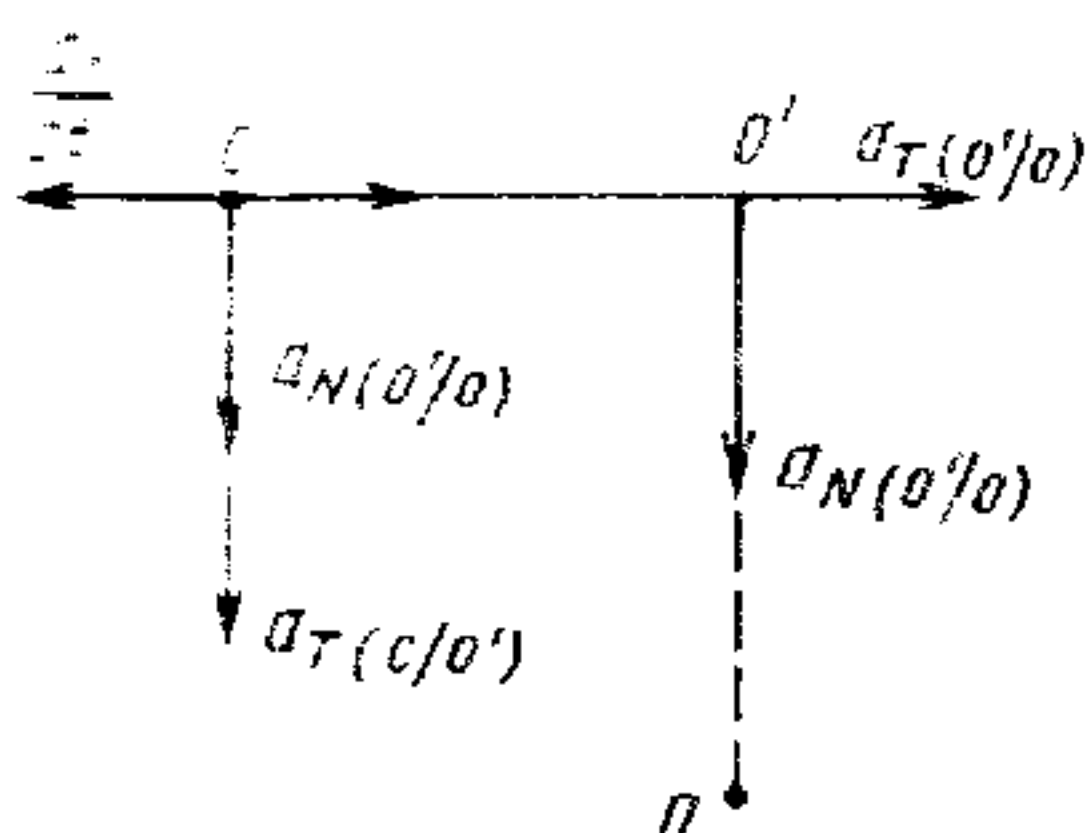


Рис. 56. К определению ускорения машины

хотя, как известно, некоторые из них могут действовать и против движения (например, сила сопротивления качению).

Главным в этом параграфе должно быть определение боковых сил и моментов сил, возникающих при криволинейном движении либо существенно отличающихся от соответствующих величин, действующих при прямолинейном движении.

Поступим так же, как при анализе прямолинейного движения, т. е. для того, чтобы машину можно было рассматривать как бы находящейся в равновесии, будем считать, что к ее центру масс приложены силы инерции — тангенциальная (продольная) P_{ax} и нормальная (боковая) P_{ay} . Кроме того, действует инерционный момент

$$M_a = I_z d\omega_z/dt = m_m \rho_z^2 \varepsilon_z,$$

где I_z — момент инерции массы m_m машины относительно вертикальной оси, проходящей через центр масс; ρ_z — радиус инерции массы m_m относительно той же оси; ω_z — угловая скорость и $\varepsilon_z = d\omega_z/dt$ — угловое ускорение машины.

Поскольку угловая скорость $\omega_z = v_m/R_n$, угловое ускорение машины можно выразить следующим образом, раскрыв значение R_n по формуле (66):

$$\varepsilon_z = \frac{d}{dt} \left(\frac{v_m}{R_n} \right) = \frac{1}{L} [\dot{v}_m (\theta_1 + \theta_n + \delta_n - \delta_1) + v_m (\dot{\theta}_1 + \dot{\theta}_n + \dot{\delta}_n - \dot{\delta}_1)]. \quad (67)$$

Для нахождения составляющих сил инерции определим ускорения центра масс — боковое (нормальное продольной оси) a_y и тангенциальное (продольное) a_x .

Центр C масс машины совершает сложное движение, состоящее из кругового движения полюса поворота O' относительно мгновенного центра поворота O и кругового движения центра C относительно полюса поворота O' (рис. 56).

Ускорение точки O' относительно точки O состоит из двух составляющих: нормальной $a_{N(O'/O)} = R_n \omega_z^2 = v_m^2/R_n$ и тангенциальной $a_{T(O'/O)} = R_n \varepsilon_z = dv/dt$. Аналогично ускорение точки C относительно O' состоит из нормальной составляющей относительно точки O' , т. е. $a_{N(C/O')} = CO' \omega_z^2$ и тангенциальной $a_{T(C/O')} = CO' \varepsilon_z$. Таким образом, полная нормальная, т. е. перпендикулярная к продольной оси, составляющая ускорения точки C

$$a_y = a_{N(O'/O)} + a_{T(C/O')} = v_m \omega_z + CO' \varepsilon_z. \quad (68)$$

Полная тангенциальная (продольная) составляющая ускорения

$$a_x = dv/dt - CO' \omega_z^2. \quad (69)$$

Из рис. 53, а следует, что

$$CO' = l_n - R_{\pi} \operatorname{tg}(\theta_n + \delta_n) \approx l_n - R_{\pi}(\theta_n + \delta_n).$$

Подставив это выражение в (68) и (69) и заменив величину R_{π} по формуле (66) после ряда преобразований, получим:

$$a_y = v_M \omega_z + [l_n - L(\theta_n + \delta_n)/(\theta_1 + \theta_n + \delta_n - \delta_1)] e_z; \quad (70)$$

$$a_x = a_M - \frac{v_M^2}{L^2} (\theta_1 + \theta_n + \delta_n - \delta_1) [l_n (\theta_1 + \theta_n + \delta_n - \delta_1) - L(\theta_n + \delta_n)]. \quad (71)$$

Величину e_z можно заменить по выражению (67).

Для простейшего случая, когда управляемыми являются колеса только одной (передней) оси, если пренебречь уводом, выражения (70) и (71) преобразуются в следующие:

$$a_y = v_M \omega_z + l_n e_z;$$

$$a_x = a_M - l_n \omega_z^2.$$

Составляющие силы инерции находят умножением ускорений на массу машины, а при определении продольной составляющей следует учесть еще коэффициент δ приведенной массы:

$$P_{ay} = m_M a_y; \quad (72)$$

$$P_{ax} = \delta m_M a_x. \quad (73)$$

В связи с тем что при повороте на машину всегда действуют боковые (поперечные) силы, а следовательно, происходит увод колес, вызывающий, как показано в § 15, дополнительную деформацию и скольжение элементов шины, возрастают потери на ее качение. Различные исследователи предложили эмпирические формулы, которые определяют величину дополнительных потерь в зависимости от увода шины. Одной из них является предложенная В. А. Иларионовым формула, по которой дополнительный коэффициент сопротивления качению

$$f_{\text{доп}} = k_y \delta^2 / P_z = R_y \delta / P_z.$$

Тогда дополнительная условная сила сопротивления качению всей машины

$$P_{f \text{ доп}} = \sum_{i=1}^{2n} f_{\text{доп}} P_{zi},$$

где n — число осей машины.

Эта дополнительная сила суммируется при повороте с силой сопротивления качению прямолинейного движения. Следует лишь иметь в виду, что при повороте силы сопротивления качению различных колес направлены под разными углами к продольной

оси машины. Поэтому, если требуется иметь одну равнодействующую, направленную по продольной оси машины, необходимо проводить суммирование с учетом углов поворота колес машины.

Возможен и другой способ учета дополнительных потерь на качение при повороте машин. Движение любого колеса (в том числе и без увода) при повороте машины можно рассматривать состоящим из движения в направлении продольной оси, совпадающей с центральной продольной плоскостью колеса, и поворота относительно вертикальной оси на некоторый угол, увеличивающийся с увеличением кривизны траектории движения колеса. При малых углах поворота колеса (приблизительно до $2 \dots 3^\circ$) имеются лишь упругие деформации шины. При этом возникает момент сопротивления повороту, пропорциональный как углу поворота колеса в плоскости дороги, так и угловой жесткости шины в поперечной плоскости.

Однако при углах поворота колеса, больших $2 \dots 3^\circ$, происходит скольжение отпечатка шины по опорной поверхности, которое вызывает дополнительный момент сопротивления повороту колеса, зависящий от сцепления колеса с опорной поверхностью. Этот момент можно представить моментом пары сил сопротивления скольжению, представляющих собой равнодействующие сумм удельных сил сцепления, распределенных по всей площади отпечатка, соответственно с различными для каждой пары плечами. Вывод формулы для определения этого момента приведен в прил. 7. По более простой, заимствованной из теории движения гусеничных машин формуле, этот момент

$$M_{\text{пк макс}} = 0,375 \varphi P_z \sqrt{F_{\text{к}}} \quad (74)$$

где $F_{\text{к}}$ — площадь отпечатка, имеющего эллиптическую форму, $F_{\text{к}} = \pi l_{\text{к}} b_{\text{к}} / 4$; $l_{\text{к}}$ и $b_{\text{к}}$ — оси эллипса (длина и ширина отпечатка).

Если колесо поворачивается не на месте, а катится по дуге с радиусом $R_{\text{п}}$, то момент сопротивления повороту уменьшается. Как показывают эксперименты, этот момент может быть определен по следующей зависимости:

$$M_{\text{пк}} = M_{\text{пк макс}} / (1 + 0,15\rho), \quad (75)$$

где $\rho = R_{\text{п}} / b_{\text{к}}$.

При движении колеса с уводом возникает также дополнительный момент сопротивления повороту колеса, равный стабилизирующему моменту (61).

При повороте машины, имеющей не менее двух осей с неуправляемыми колесами, появляется еще дополнительный момент сопротивления повороту. Для того чтобы у колес тележки с неуправляемыми колесами был общий мгновенный центр поворота, они должны иметь боковой увод, вызываемый действием боковых сил P_{y2} и P_{y3} . Из равновесия отдельно взятой тележки (например,

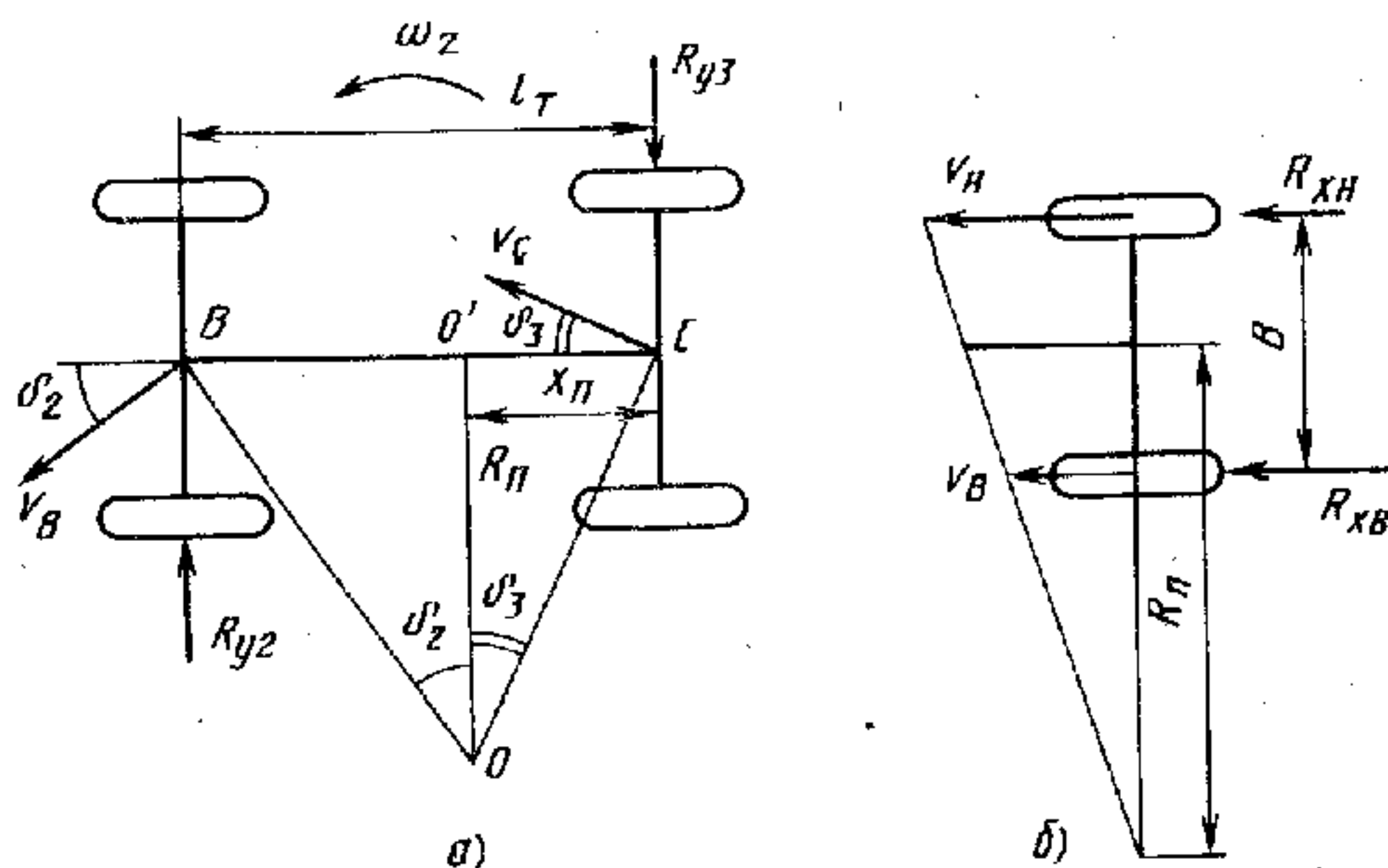


Рис. 57. Возникновение момента сопротивления повороту тележки и оси

трехосной машины, рис. 57, а), следует, что при наличии увода колес эти боковые силы (точнее, равные, но противоположно направленные им реакции R_{y2} и R_{y3}), создают момент сопротивления повороту тележки

$$M_{\text{пт}} = -R_{y2}l_T = R_{y3}l_T = -k_{y2}\delta_2l_T = k_{y3}\delta_3l_T,$$

где l_T — расстояние между осями (база) тележки.

Приравнивая в прямоугольных треугольниках $OO'B$ и $OO'C$ тангенсы углов δ_2 и δ_3 значениям самих углов, получаем:

$$M_{\text{пт}} = -[k_{y2}l_T(l_T - X_n)/R_{\text{п}}] = k_{y3}l_TX_n/R_{\text{п}}.$$

Величина момента сопротивления повороту определена для выяснения сути этой составляющей, приводящей, как всякий момент сопротивления повороту, к увеличению сопротивления движению. Однако при определении сил и моментов, действующих на машину, момент отдельно вычислять не следует, так как он зависит от боковых реакций дороги на колеса тележки, которые могут быть вызваны и другими причинами. Поэтому боковые реакции колес надо определять с учетом всех действующих сил и моментов. В этом случае равенство $R_{y2} = -R_{y3}$ не обязательно.

В общем случае окружные силы и продольные реакции внутренних и наружных колес различны. Причинами могут быть разные коэффициенты сопротивления качению и нормальные реакции колес, различие в крутящих моментах, определяемое механизмом, связывающим эти колеса, и, наконец, различие в радиусах качения колес в свободном режиме.

Вследствие разных продольных реакций создается момент сопротивления повороту, величину и зависимость которого от различных факторов определим для одной оси. Этот момент

$$M_{\text{по}} = (R_{xB} - R_{xH})B/2, \quad (76)$$

где B — колея машины.

Из причин, вызывающих наибольшую разность этих реакций, основной является механизм связи внутренних и наружных колес. Поэтому рассмотрим возникновение момента сопротивления повороту оси в зависимости от связи между колесами. Примем, что поворот происходит на твердой опорной поверхности, причем продольные реакции относительно невелики, скольжением колес в продольной плоскости можно пренебречь и изменение радиуса качения колес, вызванное окружной силой, описывается линейным законом (9). Особенности поворота машины на грунте будут рассмотрены в § 45.

1. Пусть поворот совершает ось с колесами, имеющими блокированную связь. Отношение поступательной скорости v_n наружного колеса к скорости v_b внутреннего колеса определим в соответствии с планом скоростей (рис. 57, б)

$$v_n/v_b = (R_n + B/2)/(R_n - B/2). \quad (77)$$

Выразив эти скорости через угловую скорость ω_k колес оси и радиусы качения r_{kn} и r_{kb} , а также заменив последние выражением (9), получим:

$$v_n/v_b = r_{kn}/r_{nb} = (r_{kcn} - \lambda_{Pn}P_{kon})/(r_{kcb} - \lambda_{Pb}P_{kob}). \quad (78)$$

Напомним, что связь радиуса качения колеса r_k можно определить и с полной окружной силой P_{ko} , и со свободной силой P_k , равной по абсолютной величине продольной реакции колеса R_x . При этом будут изменяться лишь численные значения коэффициента λ_P .

Решая совместно (77) и (78), находим:

$$\begin{aligned} P_{kon} \lambda_{Pn} (B - 2R_n) + P_{kob} \lambda_{Pb} (B + 2R_n) = \\ = B (r_{kcn} + r_{kcb}) + 2R_n (r_{kcb} - r_{kcn}). \end{aligned}$$

Вводя понятие о полной окружной силе оси $P_{koo} = P_{kon} + P_{kob}$ и решая совместно с (77), получаем:

$$\begin{aligned} P_{kon} &= \frac{P_{koo} \lambda_{Pb} (2R_n + B) - B (r_{kcn} + r_{kcb}) + 2R_n (r_{kcn} - r_{kcb})}{\lambda_{Pn} (2R_n - B) + \lambda_{Pb} (2R_n + B)}; \\ P_{kob} &= \frac{P_{koo} \lambda_{Pn} (2R_n - B) + B (r_{kcn} + r_{kcb}) + 2R_n (r_{kcb} - r_{kcn})}{\lambda_{Pn} (2R_n - B) + \lambda_{Pb} (2R_n + B)}. \end{aligned} \quad (79)$$

При равенстве $r_{kcn} = r_{kcb} = r_{kc}$ и $\lambda_{Pn} = \lambda_{Pb} = \lambda$, что в большинстве случаев можно принять, выражения (79) существенно упрощаются:

$$\begin{aligned} P_{kon} &= 0,5P_{koo} - B (r_{kc}/\lambda_P - 0,5P_{koo})/(2R_n); \\ P_{kob} &= 0,5P_{koo} + B (r_{kc}/\lambda_P - 0,5P_{koo})/(2R_n). \end{aligned} \quad (80)$$

Тогда, имея в виду, что $P_{ko} = P_k + P_f$; $P_k = -R_x$, принимая $P_{fn} = P_{fb}$ и используя (74), при блокированной связи внутреннего и наружного колес момент сопротивления повороту оси

$$M_{поб} = -(P_{kb} - P_{kn}) 0,5B = B^2 (r_{kc}/\lambda - 0,5P_{koo})/(2R_n). \quad (81)$$

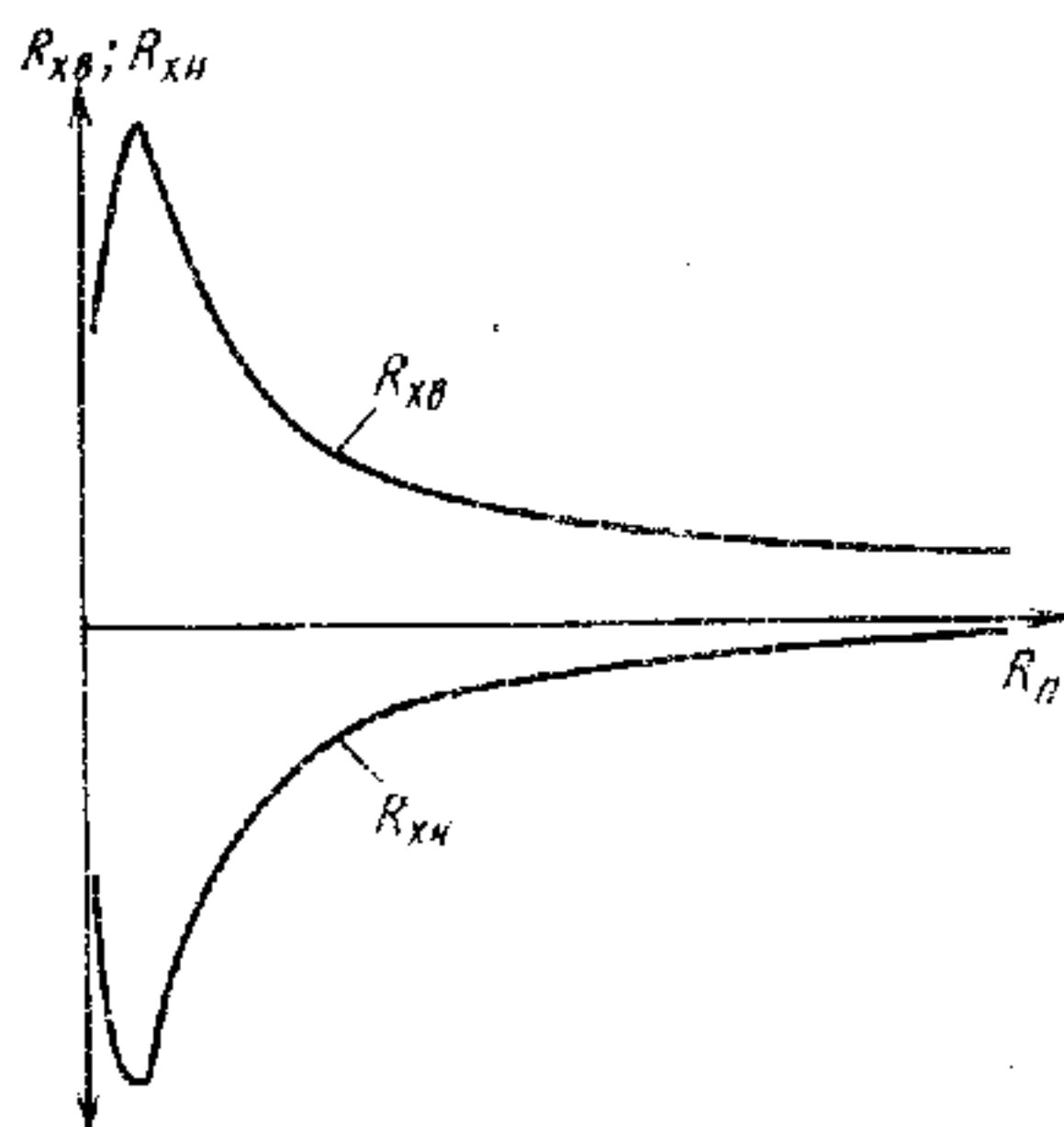


Рис. 58. Зависимость продольных реакций от радиуса поворота

Этот момент, как и момент, циркулирующий в замкнутом контуре при прямолинейном движении, растет с уменьшением сопротивления движению и с уменьшением радиуса поворота, он препятствует повороту оси со заблокированными колесами, т. е. колесами, имеющими равные угловые скорости.

С уменьшением радиуса поворота R_p возрастает реакция на внутреннем колесе и уменьшается на наружном. На рис. 58 показана зависимость продольных реакций внутреннего R_{xb} и наружного R_{xh} колес одной оси, между которыми имеется заблокированная связь, от радиуса R_p поворота этой оси.

Как видно из формул (79) и особенно наглядно из формул (80), а также из рис. 58, с уменьшением R_p возрастают абсолютные величины продольных реакций. При малых радиусах они доходят до своих предельных значений по сцеплению, что ограничивает возможность поворота.

2. Предположим, что поворот совершает ось, между колесами которой установлен дифференциал, имеющий коэффициент блокировки

$$k_d = M_{kb}/M_{kh}.$$

Тогда крутящие моменты внутреннего и наружного колес равны соответственно

$$M_{kb} = k_d M_o / (k_d + 1); \quad M_{kh} = M_o / (k_d + 1), \quad (82)$$

где M_o — суммарный крутящий момент колес оси, равный $P_{ксо} (r_{kb} + r_{kh})/2$.

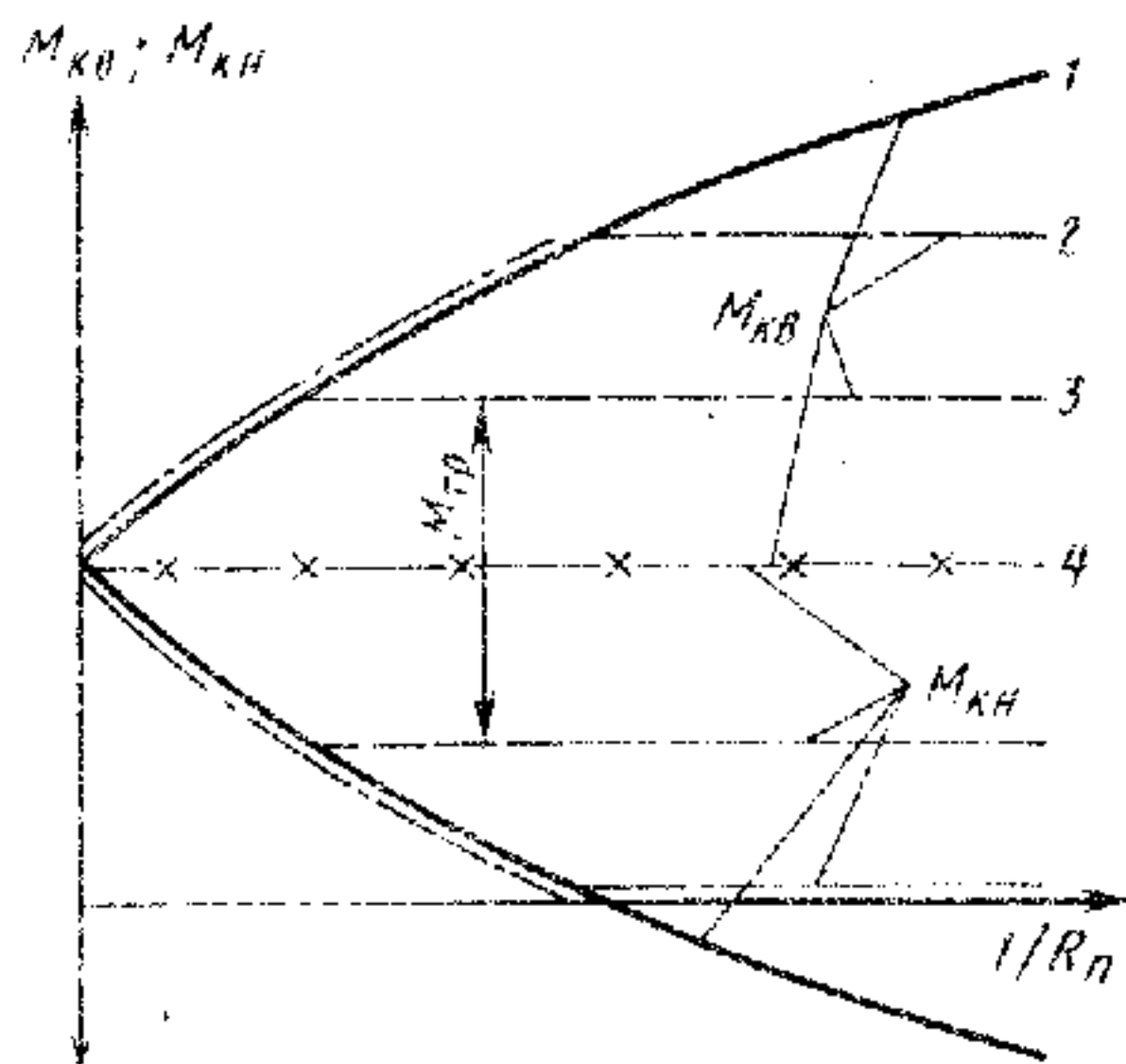


Рис. 59. Распределение крутящих моментов при различной связи между колесами:

1 — заблокированная связь двух колес; 2 — связь с муфтой свободного хода; 3 — дифференциальная связь, $k_d = 3,0$; 4 — то же, $k_d = 1,0$

Известно, что $P_{\text{ков}} = M_{\text{кв}}/r_{\text{кв}}$; $P_{\text{кон}} = M_{\text{кн}}/r_{\text{кн}}$. Подставив эти значения в формулу (76) с учетом выражений (82), найдем момент сопротивления повороту оси с дифференциалом:

$$M_{\text{под}} = \left[\left(k_d \frac{r_{\text{кн}}}{r_{\text{кв}}} - 1 \right) / (k_d + 1) \right] B M_o / (2r_{\text{кн}}). \quad (83)$$

Поскольку даже при значительной величине коэффициентов блокировки дифференциалов повышенного трения (доходящих до 3 ... 5) разность радиусов качения внутренних и наружных колес относительно невелика, можно с достаточной для практических расчетов точностью (порядка 95 ... 97%) принять $r_{\text{кн}} = r_{\text{кв}} = r_{\text{к}}$, где $r_{\text{к}} = r_{\text{но}} - \lambda_{\text{м}} M_o / 2$.

При этом условии предыдущее выражение упрощается:

$$M_{\text{под}} = [(k_d - 1)/(k_d + 1)] B M_o / (2r_{\text{к}}).$$

В наиболее распространенных межколесных шестеренчатых дифференциалах коэффициент блокировки немного превышает 1,0. Принимая его равным единице, нетрудно видеть, что в этом случае момент сопротивления повороту оси равен нулю. Это является причиной того, почему в ведущих мостах устанавливают дифференциалы.

Если в машине установлен дифференциал, то известно, что его свойства как дифференциала проявляются лишь тогда, когда отношение крутящих моментов связанных им колес достигнет величины k_d . При прямолинейном движении ($1/R_{\text{п}} = 0$) пары колес, имеющих одинаковые радиусы $r_{\text{кв}} = r_{\text{кн}}$ и одинаковые коэффициенты тангенциальной эластичности наружного (н) и внутреннего (в) колес $\lambda_{\text{мн}} = \lambda_{\text{мв}}$, крутящие моменты этих колес равны. При повороте внутреннее колесо начинает отставать от наружного, так как ему необходимо проходить меньший путь. Если в дифференциале абсолютно нет трения, то внутреннее колесо будет просто вращаться с меньшей скоростью, чем наружное. Но если трение есть, то на колесах установятся разные моменты, разность которых равна моменту трения дифференциала ($M_{\text{тр}}$, рис. 59). А значит, у колес будут и разные радиусы качения, соответствующие этим моментам. Ось с двумя колесами будет двигаться как ось со заблокированными колесами. Свойства дифференциала проявятся лишь тогда, когда отношение крутящих моментов достигнет предельного для данного дифференциала значения, зависящего от трения в дифференциале в состоянии покоя. Когда дифференциал сработает, т. е. повернутся его сателлиты, вместо трения в состоянии покоя возникает трение скольжения, которое несколько меньше трения покоя. Отношение моментов соответственно уменьшается. При дальнейшем увеличении кривизны траектории движения оси (и при неизменной сумме крутящих моментов) отношение моментов остается на уровне, соответствующем коэффициенту блокировки.

Заметим, что на рис. 59 изображен идеализированный процесс, без учета колебательных явлений, которыми могут сопровождаться включение и работа дифференциала.

Дифференциалы повышенного внутреннего трения имеют обычно коэффициенты блокировки порядка 2,5 ... 4,0, причем в некоторых машинах величина k_d при повороте влево может быть не такой, как при повороте вправо, что, например, происходит в дифференциале автомобиля ГАЗ-66. Даже в так называемых симметричных конических дифференциалах крутящие моменты колес при повороте или при разных радиусах качения колес в ведомом режиме или, наконец, при разных силах сцепления колес, связанных этим дифференциалом, не совсем равны, т. е. $k_d \neq 1,0$. Так, по данным А. Я. Лефарова и других исследователей, у большинства конических межколесных дифференциалов грузовых автомобилей величина k_d колеблется в диапазоне 1,16 ... 1,25.

Для сравнения на рис. 59 показано, как изменяются крутящие моменты внутреннего и наружного колес в зависимости от кривизны траектории середины моста при четырех вариантах связи между этими колесами. С целью упрощения принято, что сумма моментов при этом не изменяется.

С помощью понятия о моменте сопротивления повороту оси можно при рассмотрении силового взаимодействия машины с дорогой заменить продольные реакции, действующие на каждое из колес, реакциями, приложенными к серединам осей, и моментами сопротивления повороту осей.

Как было указано, криволинейное движение или поворот машины состоит из трех этапов: вход в поворот, поворот с постоянным радиусом и выход из поворота. Рассмотрим поворот в общем случае, имея основную цель определить силы и реакции на различных этапах криволинейного движения, установить, какие факторы, как и на каком этапе определяют эти реакции. Для удобства анализа определим первоначально эти реакции у двухосной машины с управляемыми колесами одной передней оси, а затем дополним положениями, присущими многоосным машинам. Для этого воспользуемся рис. 53, а, но при том условии, что последняя ось будет иметь индекс «2», ее колеса будут неуправляемыми, а промежуточные оси отсутствуют.

Составим уравнения равновесия относительно середин каждой из осей, заменив продольные реакции колес каждой оси одной суммарной реакцией, действующей на соответствующую ось, и суммарным (по всем осям и колесам) моментам сопротивления повороту $M_{\text{пм}}$:

$$R_{y1}L \cos \theta_1 - m_M \rho_z^2 \varepsilon_z - M_{\text{пм}} - m_M \left(\frac{v^2}{R_{\text{п}}} + l_2 \varepsilon_z \right) l_2 + R_{x1}L \sin \theta_1 = 0;$$

$$R_{y2}L + m_M \rho_z^2 \varepsilon_z + M_{\text{пм}} - m_M \left(\frac{v^2}{R_{\text{п}}} + l_2 \varepsilon_z \right) l_1 = 0.$$

Заменим ε_z по формуле (67), имея в виду, что $\theta_n = 0$, и решим эти уравнения относительно R_{y2} и R_{y1} , выразив попутно $m_1 =$

$= m_m l_2 / L$ и $m_2 = m_m l_1 / L$, где m_1 и m_2 — массы, приходящиеся на переднюю и заднюю оси соответственно:

$$\begin{aligned} R_{y1} &= m_1 \frac{v_m^2}{R_{\Pi}} + m_m \frac{l_2^2 + \rho_z^2}{L^2 \cos \theta_1} [\dot{v}_m (\theta_1 + \delta_2 - \delta_1) + \\ &+ v_m (\dot{\theta}_1 + \dot{\delta}_2 - \dot{\delta}_1)] + \frac{M_{\Pi\Pi}}{L \cos \theta_1} - R_{x1} \operatorname{tg} \theta_1; \\ R_{y2} &= m_2 \frac{v_m^2}{R_{\Pi}} + m_m (l_1 l_2 - \rho_z^2) [\dot{v}_m (\theta_1 + \delta_2 - \delta_1) + \\ &+ v_m (\dot{\theta}_1 + \dot{\delta}_2 - \dot{\delta}_1)] - \frac{M_{\Pi\Pi}}{L}. \end{aligned} \quad (84)$$

Рассмотрим, как изменяются боковые реакции R_{y1} и R_{y2} в общем случае — при входе машины в поворот, т. е. в процессе увеличения кривизны траектории, при движении с постоянной кривизной и скоростью и при выходе из поворота, т. е. в процессе уменьшения кривизны траектории.

Для того чтобы провести приближенный анализ, можно пренебречь углами бокового увода, а значит, и их производными. Влияние этих углов, а точнее — соотношения углов увода колес передней и задней осей, на некоторые характеристики движения машины будет рассмотрено ниже.

Поделим каждое из слагаемых первого из уравнений (84) на G_1 , а второго — на G_2 , где G_1 и G_2 — силы тяжести, приходящиеся соответственно на первую и вторую оси, и выразим их в общем виде, чтобы провести анализ только переменных величин, не зависящих от конструкции машины. Кроме того, с учетом, что при значительной скорости углы θ малы, примем $\cos \theta_1 = 1$. Таким образом найдем выражения для удельных боковых сил и их составляющих, каждая из которых зависит от какого-либо анализируемого параметра:

$$\begin{aligned} \eta_{y1} &= R_{y1}/G_1 = \eta_{y1}(v_m, R_{\Pi}) + \eta_{y1}(\dot{v}_m) + \\ &+ \eta_{y1}(\dot{\theta}_1) + \eta_{y1}(M_{\Pi\Pi}) + \eta_{y1}(R_{x1}); \\ \eta_{y2} &= R_{y2}/G_2 = \eta_{y2}(v_m, R_{\Pi}) + \\ &+ \eta_{y2}(\dot{v}_m) + \eta_{y2}(\dot{\theta}_1) + \eta_{y2}(M_{\Pi\Pi}). \end{aligned} \quad (85)$$

Как видно из выражений (84) и (85), на величины боковых реакций осей машины в общем случае ее движения влияют следующие основные факторы.

1. Скорость v_m движения машины и радиус R_{Π} ее поворота. Они определяют нормальную составляющую силы инерции при движении с постоянной скоростью по кривой постоянной кривизны. Эта сила, всегда имеющаяся при повороте, распределяется пропорционально массам, приходящимся на соответствующие оси.

2. Ускорение машины \dot{v}_m . При наличии положительного ускорения (разгон) боковая реакция первой оси увеличивается, а на-

правление реакции второй оси определяется отношением $\rho_z^2/(l_1 l_2)$. Это отношение у большинства машин составляет 0,8 ... 1,2, т. е. величина $(l_1 l_2 - \rho_z^2)$ может быть как положительной, так и отрицательной. Значит, второе слагаемое в уравнениях (84) и (85) для задней оси также может быть как положительным, так и отрицательным. Заметим, что численные значения этого слагаемого у большинства машин существенно меньше первого.

3. Скорость поворота управляемых колес $\dot{\theta}$. Эта скорость, так же как и сам угол поворота колес θ , связана с углом $\alpha_{\text{рк}}$ и скоростью поворота рулевого колеса через угловое передаточное число рулевого управления $u_{\text{ру}}$ соотношением $\dot{\theta} = \alpha_{\text{рк}}/u_{\text{ру}}$. При увеличении угла поворота колес, т. е. при входе в поворот, скорость $\dot{\theta}$ положительна, при уменьшении угла θ , т. е. при выходе из поворота, — отрицательна. Таким образом, при входе машины в поворот боковая реакция передней оси увеличивается, а при выходе — уменьшается. Составляющая боковой реакции задней оси может быть положительной или отрицательной в зависимости от соотношения $\rho_z^2/(l_1 l_2)$.

Следовательно, вторая и третья составляющие реакций колес задней оси в некоторых машинах при входе в поворот могут быть отрицательными. Это означает, что при входе в поворот, когда первая составляющая из-за большой величины $R_{\text{ц}}$ мала, суммарная реакция (и ее удельная величина) может оказаться отрицательной. С уменьшением радиуса поворота у нее изменится знак, причем, как показывают численные выражения, очень быстро, при достаточно еще больших радиусах кривизны. Подобное явление является недостатком, так как смена направления реакции приводит к изменению направления увода и снижению в связи с этим устойчивости движения машины.

4. Момент сопротивления повороту. Этот момент складывается из моментов сопротивления скольжению каждого колеса по опорной поверхности и моментов, вызванных разностью продольных реакций колес, главным образом характеристикой связи между колесами оси.

5. Продольная реакция колес передней оси. При положительном значении этой реакции, т. е. когда имеется тяговое усилие на передних колесах, боковая реакция колес передней оси уменьшается без изменения боковой реакции колес задней оси.

Последнее положение является хотя и не очень эффективным, но положительным свойством машин с передними ведущими колесами. Причем, как видно, чем больше угол поворота передних ведущих колес, тем больше уменьшается боковая реакция этих колес.

Приведем для иллюстрации пример расчета боковых реакций при движении двухосной машины по переходной кривой, характерной для труднопроходимого участка дороги IV категории (см. прил. 4). Масса машины $m_{\text{м}} = 5800$ кг; база $L = 3,3$ м; расстояние от центра массы до первой оси $l_1 = 1,7$, до задней оси $l_2 = 1,6$ м; радиус инерции машины $\rho_z = 1,65$ м; скорость движения машины на прямолинейном участке дороги $v_{\text{м}} = 80$ км/ч, на круговом участке — 60 км/ч,

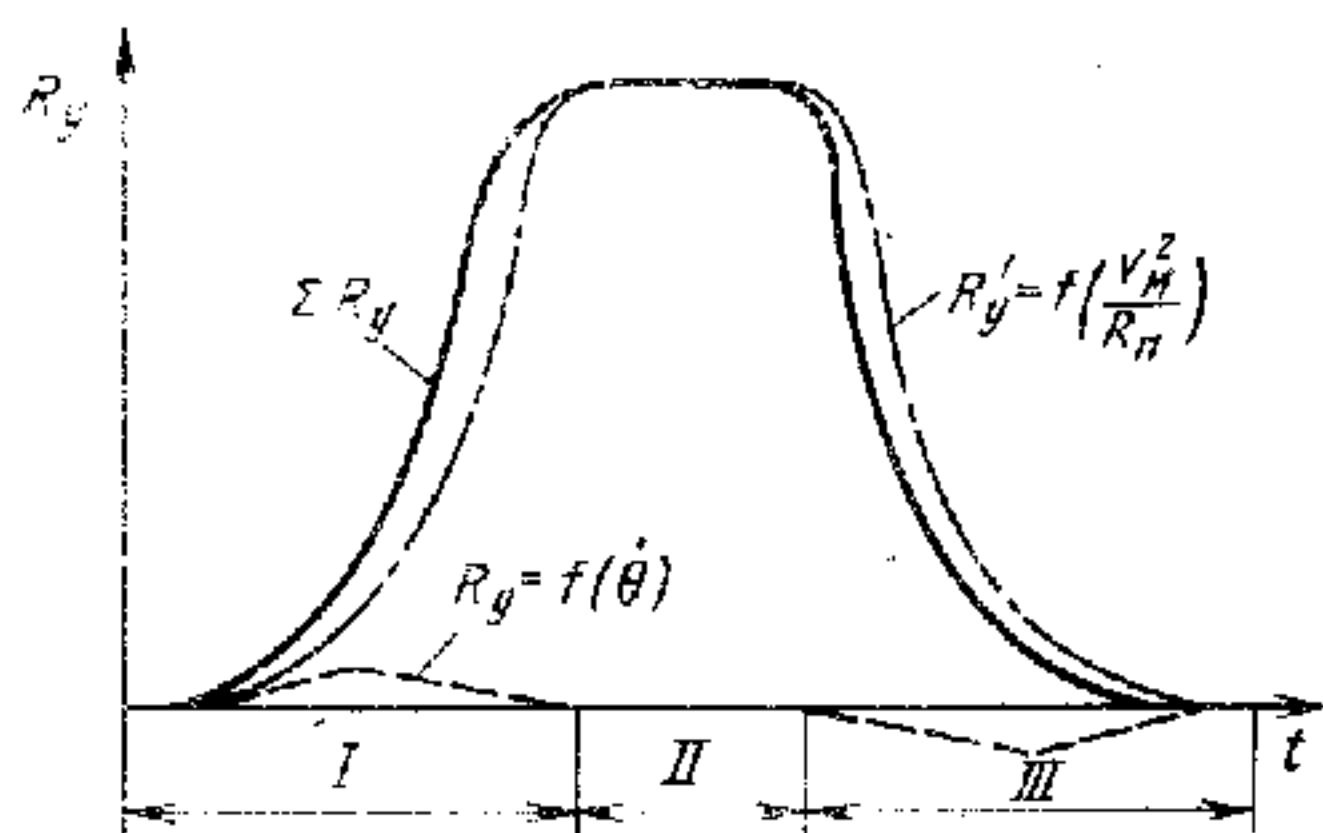


Рис. 60. Изменение боковых реакций в процессе поворота

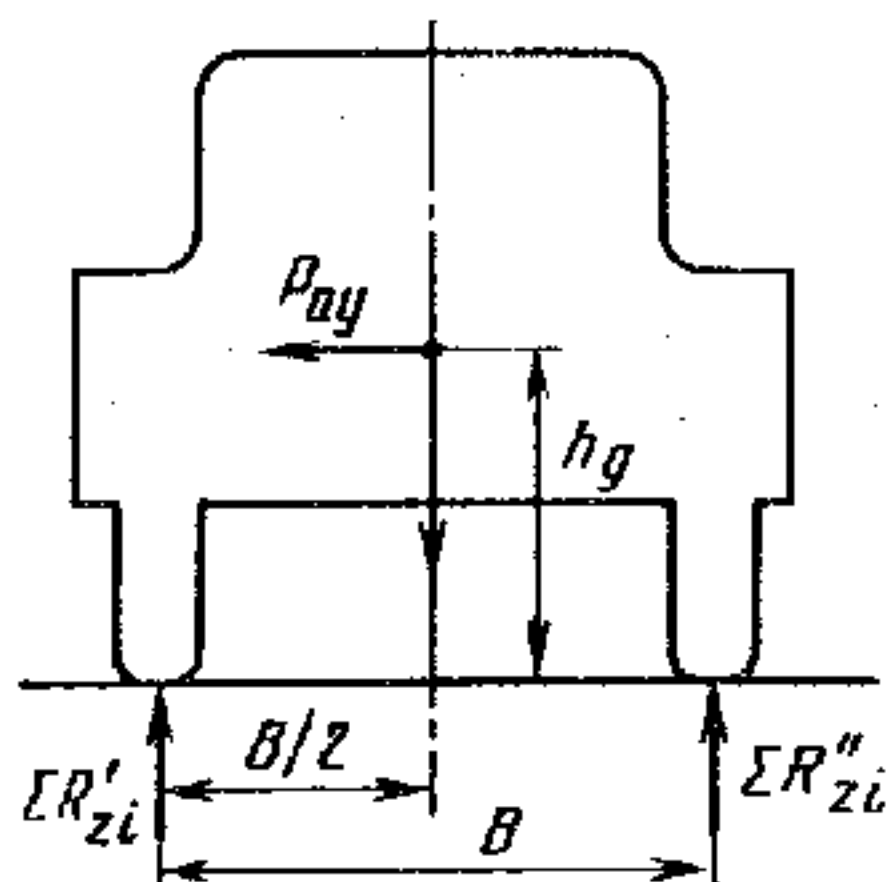


Рис. 61. К определению нормальных реакций при повороте

радиус кругового участка (он же радиус поворота машины) $R_{\Pi} = 125$ м; длина переходной кривой $S_{\Pi} = 70$ м; коэффициент сопротивления качению $f = 0,02$.

Время проезда переходного участка

$$t_{\Pi} = S_{\Pi}/v_M = 70 \cdot 3,6/60 = 4,2 \text{ с.}$$

Максимальный угол поворота управляемых колес

$$\operatorname{tg} \theta_{\max} \approx L/R_{\Pi} = 3,3/125; \quad \theta_{\max} = 0,026 \text{ рад.}$$

Тогда «средний» на этом переходном участке угол поворота управляемых колес

$$\theta_{\text{ср}} = \theta_{\max}/2 = 0,013 \text{ рад,}$$

которому, в свою очередь, соответствует $R_{\Pi} = 254$ м.

Принимая, что скорость поворота управляемых колес вначале увеличивается, а затем уменьшается, получим:

$$\dot{\theta}_{\text{ср}} = 2\theta_{\text{ср}}/t_{\Pi} = 2 \cdot 0,013/4,2 = 0,006 \text{ с}^{-1}; \quad \dot{\theta}_{\max} = 2\dot{\theta}_{\text{ср}} = 0,012 \text{ с}^{-1}.$$

Переход от движения по траектории большей кривизны на меньшую (в данном случае — от поворота к прямолинейному движению) примем совершающимся по тому же закону.

При достаточно больших радиусах поворота (в данном случае $R_{\Pi} > 125$ м) в соответствии с уравнением (75) можно пренебречь моментами сопротивления повороту колес от скольжения. Примем, что в машине установлены шестеренчатые дифференциалы с малым внутренним трением, которым можно пренебречь. Это позволит более четко выявить влияние основных факторов на боковые реакции колес.

Вначале предположим также, что машина совершает поворот при постоянной скорости, т. е. вторые слагаемые в выражениях (85) равны нулю. При повороте с таким большим радиусом и соответственно малым углом поворота управляемых колес составляющей удельных боковых сил можно пренебречь.

На рис. 60 приведены зависимости составляющих удельных боковых реакций колес первой оси при различных этапах I—III поворота. Как видно, основной «вклад» в величину боковой реакции вносит первая составляющая R'_y , обусловленная возникновением центробежной силы, зависящая от скорости движения и радиуса поворота машины. Она существует на всех стадиях поворота. Составляющая R''_y , связанная со скоростью поворота управляемых колес, соизмерима с первой только при очень больших радиусах поворота и, конечно, при повороте с постоянным радиусом отсутствует. При «резком» повороте рулевого колеса, а значит, и управляемых колес, эта составляющая возрастает. Однако быстрый поворот рулевого колеса обычно совершается на значительные углы, при которых существенно уменьшается радиус поворота и возрастает первая составляющая боковой реакции.

Если предположить, что скорость движения машины в процессе поворота будет уменьшаться (замедленное движение), то вторые слагаемые выражений (85) окажутся отрицательными, а боковые реакции уменьшатся. При уменьшении скорости машины на первом переходном участке с 80 до 60 км/ч среднее ускорение равно $(60 \dots 80)/4,2 \cdot 3,6 = -1,32 \text{ м/с}^2$. Но если предположить, что замедление будет изменяться по такому же закону, как скорость поворота управляемых колес, то наибольшего значения оно достигнет в середине переходного участка и составит $\dot{v}_{\text{м max}} = 2\dot{v}_{\text{м ср}} = -2,64 \text{ м/с}^2$. При этом боковая реакция колес передней оси уменьшится на 220 Н, а удельная величина всего на 0,008. При криволинейном движении машины под действием силы инерции происходит перераспределение нормальных реакций между внутренними и наружными колесами. В меньшей степени перераспределяются нормальные реакции в вертикально-продольной плоскости, т. е. между колесами различных осей, так как продольная составляющая силы инерции, как правило, существенно меньше боковой [см. выражения (70)—(73)]. В дальнейшем при определении нормальных реакций продольной составляющей силы инерции пренебрегаем.

Как известно, если корпус машины соединен с неподрессоренными частями, в том числе с колесами, с помощью упругих устройств, он может изменять свое угловое положение по отношению к колесам и к опорной поверхности. Однако при определении нормальных реакций с целью рассмотрения основных закономерностей криволинейного движения этим перемещением (креном) корпуса относительно опорной поверхности можно пренебречь. Крен корпуса и его последствия будут рассмотрены в § 23. Таким образом, здесь ограничимся рассмотрением одномассовой модели машины.

Тогда, составляя уравнения равновесия относительно осей, проходящих через точки опор колес (рис. 61), получаем:

$$\sum_{i=1}^n R''_{zi} = G_{\text{м}}/2 - P_{ay}h_g/B; \quad \sum_{i=1}^n R'_{zi} = G_{\text{м}}/2 + P_{ay}h_g/B.$$

При установившемся движении $P_{ay} = m_{\text{м}}v_{\text{м}}^2/R_{\text{п}}$.

Для определения нормальных реакций каждого колеса следует в выражения (32)—(36) вместо $\theta_{\text{м}}$ подставить R'_z или R''_z соответственно. Более точно, с учетом крена корпуса машины, причем в самом общем случае — при повороте на косогоре, нормальные реакции колес могут быть определены на основе уравнений, выводимых в § 8 и в прил. 8.

§ 18. РАСПРЕДЕЛЕНИЕ КРУТЯЩИХ МОМЕНТОВ, ПРОДОЛЬНЫХ И БОКОВЫХ РЕАКЦИЙ ПО КОЛЕСАМ

При исследовании общих и прикладных задач криволинейного движения обычно требуется по заданному углу поворота управляемых колес одной из осей (и закону его изменения, если рассматривается вход в поворот или выход из поворота), скорости машины (и ускорения, если скорость непостоянна), сумме крутящих моментов колес или крутящему моменту двигателя и частоте его вращения найти распределение крутящих моментов, продольных и боковых реакций по колесам, радиус поворота,

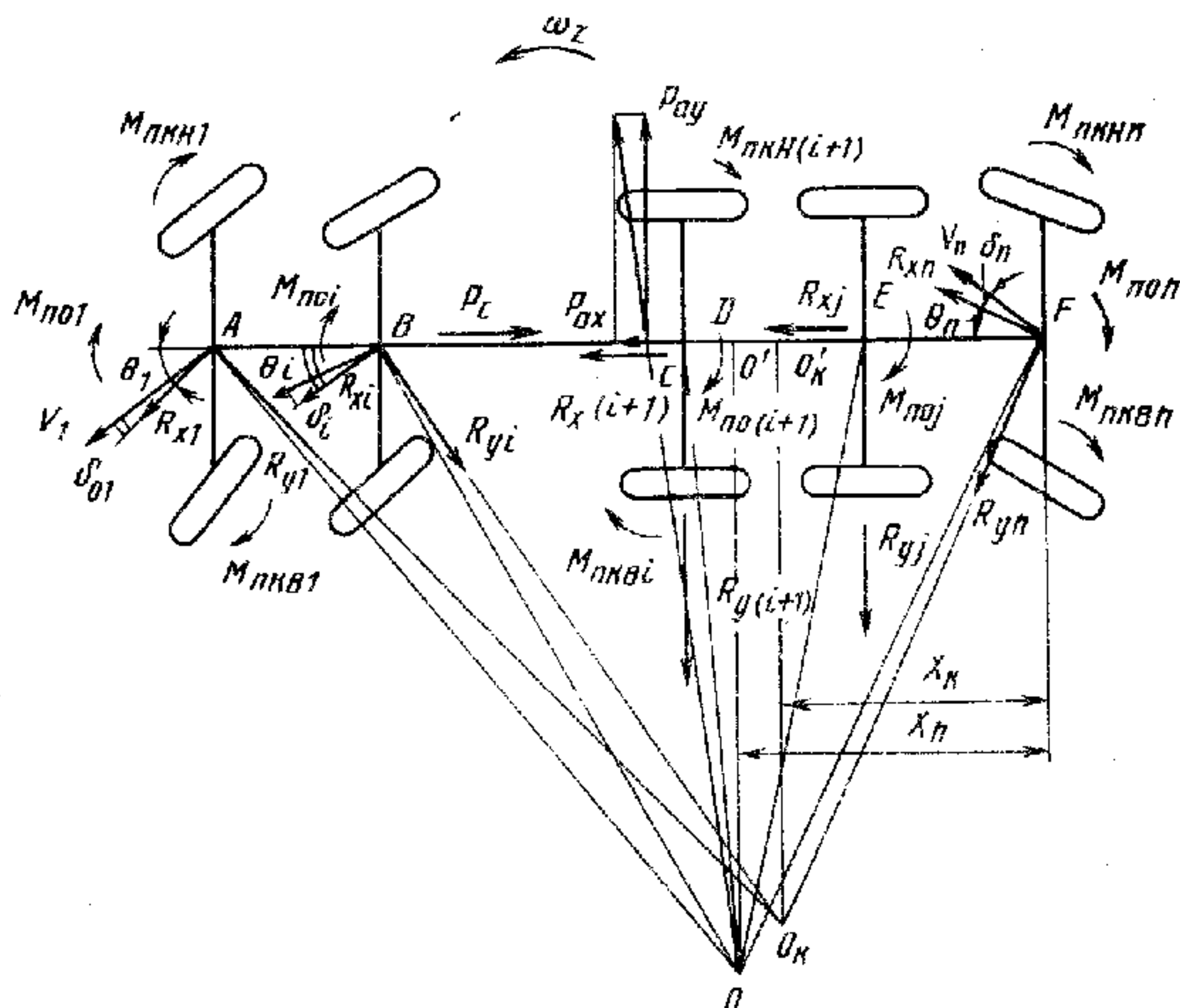


Рис. 62. Силы, действующие на машину при повороте

местоположение центра поворота или его проекции на продольную ось. Вместо суммы моментов колес может быть задан коэффициент сопротивления качению f или сумма сил сопротивления движению, P_c .

Рассмотрим решение этих задач в два этапа. Для простоты сначала в некоторой степени приближенно примем только плоское движение и не будем учитывать изменение некоторых параметров, фактически не остающихся постоянными при повороте. Затем учтем возможные изменения.

На машину при повороте действуют следующие силы и моменты (рис. 62):

1) силы внешних сопротивлений, которые приведены условно к одной силе P_c , направленной вдоль продольной оси симметрии машины в сторону, противоположную ее движению;

2) продольные R_{xi} и боковые R_{yi} реакции колес, которые неизвестны;

3) моменты сопротивления повороту колес $M_{пкi}$, определяемые по выражениям (74) и (75).

Исходя из этих условий можно решать поставленную задачу. Но в ряде случаев целесообразно несколько упростить расчетную схему, особенно если у машины много осей. Для этого продольные реакции пары колес одной оси заменим одной реакцией R_{xi} , равной их сумме и условно приложенной в середине оси под

углом $\theta_i = \theta_{ni} + \theta_{vi}/2$ к продольной оси, а также моментом M_{poi} , являющимся следствием разности реакций внутреннего и наружного колес оси [см. формулу (83)]. Это упрощение особенно удобно, если в машине установлены межколесные дифференциалы с малым внутренним трением, когда можно пренебречь величинами M_{poi} . Боковые реакции колес оси можно также заменить их суммой R_{yi} , условно приложенной к середине оси перпендикулярно к продольной реакции R_{xi} . Заменим все моменты сопротивления повороту одним суммарным моментом

$$M_{\text{пм}} = \sum_{i=1}^{2n} M_{\text{пн } i} + \sum_{i=1}^n M_{\text{по } i}.$$

Не будем учитывать перераспределение нормальных реакций между колесами внутреннего и наружного бортов. Алгоритм и блок-схема более точного расчета с учетом изменения в процессе поворота ряда параметров приведены в прил. 9.

Составим уравнения равновесия машины в плоскости дороги

$$\begin{aligned} m_m a_x &= \sum_{i=1}^n R_{xi} \cos \theta_i + \sum_{i=1}^n R_{yi} \sin \theta_i - P_c; \\ m_m a_y &= \sum_{i=1}^n R_{xi} \sin \theta_i + \sum_{i=1}^n R_{yi} \cos \theta_i, \end{aligned} \quad (86)$$

$$I_z d\omega_z/dt = \sum_{i=1}^n R_{xi} l_i \cos \theta_i + \sum_{i=1}^n R_{yi} l_i \sin \theta_i - M_{\text{пм}}.$$

Этих уравнений недостаточно для того, чтобы определить неизвестные.

Для каждого колеса можно написать выражение (62) или для оси

$$R_{yi} = (k_{yni} + k_{yvi}) \delta_{oi}/2, \quad (87)$$

где $\delta_{oi} = (\delta_{ni} + \delta_{vi})/2$; коэффициенты k_{yi} заданы, а углы δ_i неизвестны.

В упрощенном варианте можно принять величины k_{yi} постоянными. Однако для более точных расчетов следует учесть изменение сопротивления боковому уводу от нормальной нагрузки, тангенциальной реакции, коэффициента сцепления и некоторых других факторов, что рассмотрено в § 15.

Рассматривая прямоугольные треугольники $O_K O'_K A$, $O_K O'_K B$ — $O_K O'_K F$ и $OO'A$, $OO'B$ — $OO'F$, получаем:

$$\begin{aligned} \theta_{oi} &= -\arctg [(l_{in} - X_n)/R_n]; \\ \delta_{oi} &= \theta_{oi} - \arctg [(l_{in} - X_n)/R_n], \end{aligned} \quad (88)$$

где l_{in} — расстояние от задней до i -й оси; X_n — расстояние от полюса рулевого управления до задней оси; R_n — кинематический радиус поворота.

Наконец, следует учесть силовые и кинематические связи, которые обеспечиваются применяемой схемой трансмиссии.

При наличии дифференциальной связи такими уравнениями являются уравнения типа $M_{ki} = k_d M_{kj}$ или записанные по-другому:

$$P_{ko i} r_{ki} = k_d P_{ko j} r_{kj}, \quad (89)$$

где k_d — коэффициент блокировки дифференциала, установленного между i -й и j -й осями или колесами. Если дифференциал установлен между осями, то под r_{ki} , r_{kj} понимаются радиусы качения, средние для каждой оси.

Для того, чтобы определить величину P_{ko} , необходимо задать сопротивление качению коэффициентом сопротивления качению f . В этом расчете примем его постоянным и равным для всех колес. Тогда

$$P_{ko i} = f R_{zi} + R_{xi}, \quad (90)$$

где R_{zi} — нормальная реакция колеса, определяется отдельно по выражениям, приведенным в § 8. Здесь, как и на всех этапах расчета, следует четко различать, что относится к одному колесу, а что — к паре осей, если принято упрощение.

При наличии блокированной связи колес необходимо выразить средние (из наружных и внутренних) радиусы качения колес осей через средние углы и радиус качения колес одной произвольно выбранной оси в соответствии с выражением:

$$r_{ki} = \cos(\theta_j - \delta_j) r_{kj} / \cos(\theta_i - \delta_i). \quad (91)$$

Для каждого колеса следует также учесть основное уравнение: $r_{ki} = r_{ksi} - \lambda_i R_{xi}$.

Отдельно можно найти a_x , a_y , e_z по формулам (70), (71) и (67), приняв определенную скорость поворота управляемых колес или задав закон ее изменения в процессе поворота.

Совместное решение уравнений (86)—(90) при полностью дифференциальной связи колес, (86)—(89) и (9) при полностью блокированной связи и необходимые сочетания обязательно присутствующих уравнений (86)—(88) с уравнениями (89)—(91) и (9) при различных дифференциально-блокированных связях позволяют определить искомые продольные и боковые реакции, полные окружные силы, а значит, и моменты колес, радиус поворота, смещение полюса поворота машины.

Число уравнений соответствует числу неизвестных. Так, например, для двухосной полноприводной машины с блокированной связью осей и межколесными дифференциалами составляются 22 уравнения: три уравнения равновесия (86); по четыре уравнения (87), (88), (90), (9), два уравнения (89) и одно (91), которое применительно к данному случаю имеет следующий вид:

$$r_{ki i} + r_{kv i} = \frac{\cos(\theta_{H2} - \delta_{H2}) + \cos(\theta_{B2} - \delta_{B2})}{\cos(\theta_{H1} - \delta_{H1}) + \cos(\theta_{B1} - \delta_{B1})} (r_{H2} - r_{B2}).$$

Неизвестными являются 22 величины: по четыре P_{not} , R_{xt} , R_{yt} , δ_i , r_{ni} , радиус поворота $R_{\text{п}}$ и смещение полюса поворота $X_{\text{п}}$.

Естественно, что для машин с большим числом осей и колес число неизвестных и уравнений соответственно увеличивается. Кроме того, следует иметь в виду, что в общем виде уравнения движения (86) и некоторые другие уравнения являются дифференциальными, в которых входящие в них величины (скорость, ускорения, углы поворота управляемых колес, углы увода) могут быть не постоянными, а изменяться по каким-то законам в функции времени. Наконец, некоторые из приведенных уравнений системы трансцендентные, а ряд параметров, которые записаны как постоянные величины (k_{yi} , f), строго говоря (и это выше было показано), переменные.

Следовательно, решать задачи по определению продольных и боковых реакций колес при повороте машины в наиболее общем виде аналитически нельзя, и можно рекомендовать следующие положения.

1. Принимать определенные, но не снижающие существенно точность результатов, допущения. Например, в некоторых случаях (при относительно небольших углах поворота управляемых колес, т. е. больших радиусах поворота) приравнять значения синусов и тангенсов самим углам, а косинусов — единице, как это сделано выше при определении ускорений и радиуса поворота машины, или разложить тригонометрические функции в ряды.

2. Решать численным способом с помощью ЭЦВМ, производя на каждом шаге счета необходимые коррективы и проверки.

3. Проводить вычисления для некоторых частных случаев. Таким частным, но вместе с тем весьма важным и во многом показательным случаем является, например, поворот при постоянной скорости и постоянных углах поворота управляемых колес. В ходе решения может быть применен метод итерации с целью более простого нахождения результатов с определенной точностью.

В прил. 9 приведены методика, алгоритм и блок-схема программы расчета параметров криволинейного движения, определения продольных и боковых реакций с учетом изменения нормальных реакций, сопротивления качению, радиусов качения в свободном режиме, сопротивления боковому уводу в зависимости от тангенциальной и нормальной реакций и коэффициента сцепления.

Рассмотрим в качестве примеров несколько наиболее типичных зависимостей распределения крутящих моментов, продольных и боковых реакций по колесам многоприводных колесных машин с учетом указанных переменных параметров.

На рис. 63 приведены характерные зависимости крутящих моментов по колесам четырехосной полноприводной машины с управляемыми колесами двух передних осей при двух схемах трансмиссии: полностью блокированной и полностью дифферен-

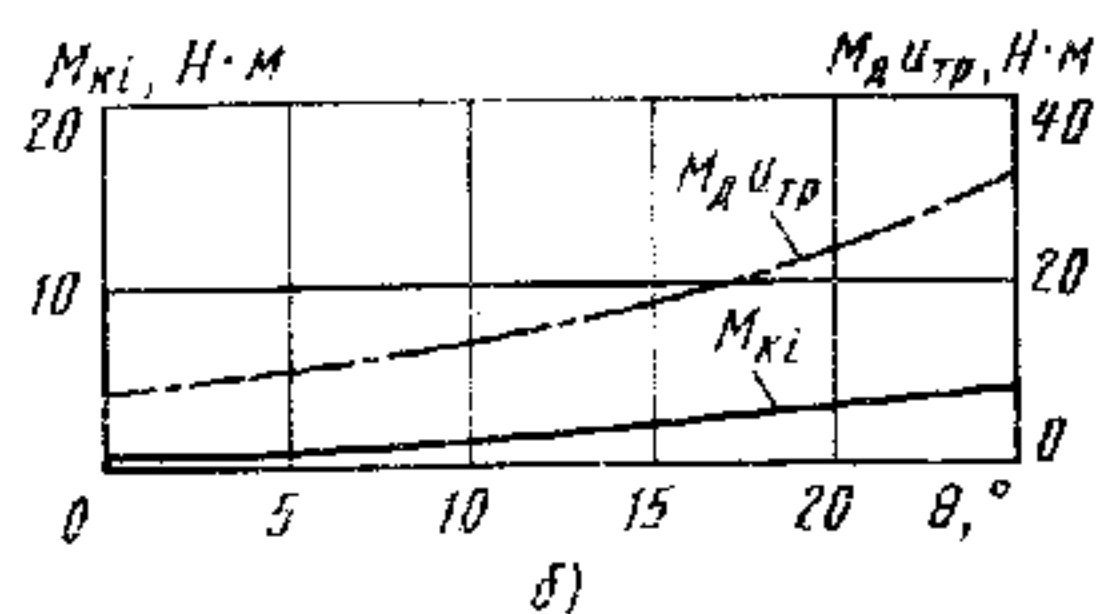
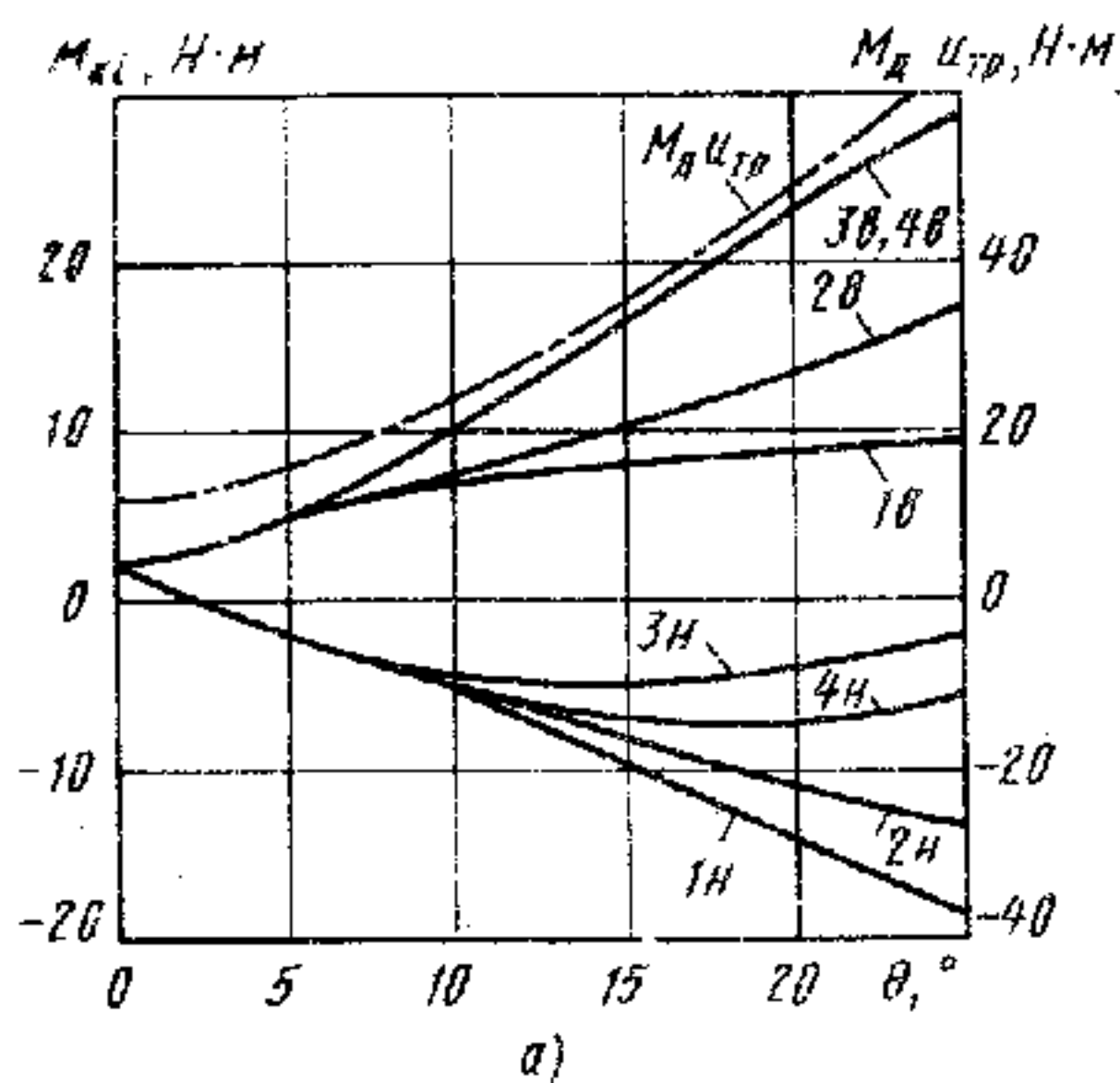


Рис. 63. Распределение крутящих моментов при повороте машины с колесной формулой 8X8

циальной (с симметричными дифференциалами малого внутреннего трения, которым можно пренебречь).

Как видно на рис. 63, а, при заблокированных во всех узловых точках трансмиссии связях отрицательные крутящие моменты, т. е. циркуляция момента (мощности), возникают уже при малых углах поворота управляемых колес. Различие в крутящих моментах разных колес 1—4 (н — наружные, в — внутренние) растет с увеличением кривизны траектории (угла поворота управляемых колес) и при большой кривизне оказывается весьма значительным. В отличие от этого рис. 63, б показывает, что при полностью дифференциальной схеме трансмиссии крутящие моменты всех колес одинаковы. При этом сумма крутящих моментов колес с увеличением кривизны траектории хотя и растет, но существенно меньше, чем при полностью заблокированной трансмиссии. Объясняется это тем, что при заблокированной связи колес существенно увеличиваются циркулирующая мощность и потери, снижается КПД трансмиссии.

Аналогичные зависимости для машины с теми же характеристиками, но в предположении установки в узловых точках различного количества дифференциалов повышенного трения (ДПТ) или муфт свободного хода (МСХ) приведены в прил. 7.

Соответственно по-разному, но в зависимости главным образом от схемы трансмиссии распределяются подобно крутящим моментам и продольные реакции колес (рис. 64). Однако в распределении боковых сил при существенно разных схемах трансмиссии (полностью заблокированная или полностью дифференциальная) большого различия нет. Это объясняется тем, что в формировании боковых сил основную роль играют не силовые и кинематические связи между различными колесами, а инерционные силы машины.

На распределение крутящих моментов, продольных и боковых реакций, кроме схемы трансмиссии, большое влияние оказывают характеристики шин. Влияние тангенциальной эластичности и нормальной жесткости шин было показано при рассмотрении прямолинейного движения.

На распределение моментов и реакций при криволинейном движении, кроме того, оказывает влияние сопротивление шин боковому уводу. Важным является также то, что при криволинейном движении в сравнении с прямолинейным по плоской опорной поверхности существенно больше перераспределяются нормальные реакции колес. Такое сравнение можно проводить, конечно, при одинаковых скоростях в двух видах движения. Большое перераспределение нормальных реакций при повороте объясняется тем, что, как правило, боковая составляющая силы инерции больше силы сопротивления воздуха, а кроме того, плечо реактивного момента от этой силы меньше, чем от силы сопротивления воздуха. В первом случае плечом пары сил является колея машины, во втором случае «плечо» зависит от базы и расположения осей по длине базы машины. Это вытекает непосредственно из рассмотрения формул, определяющих нормальные реакции при прямолинейном и криволинейном движении машины.

Напомним, что изменение нормальных реакций приводит не только к изменению радиусов колес, но и существенно влияет на характеристики шин, упомянутые выше.

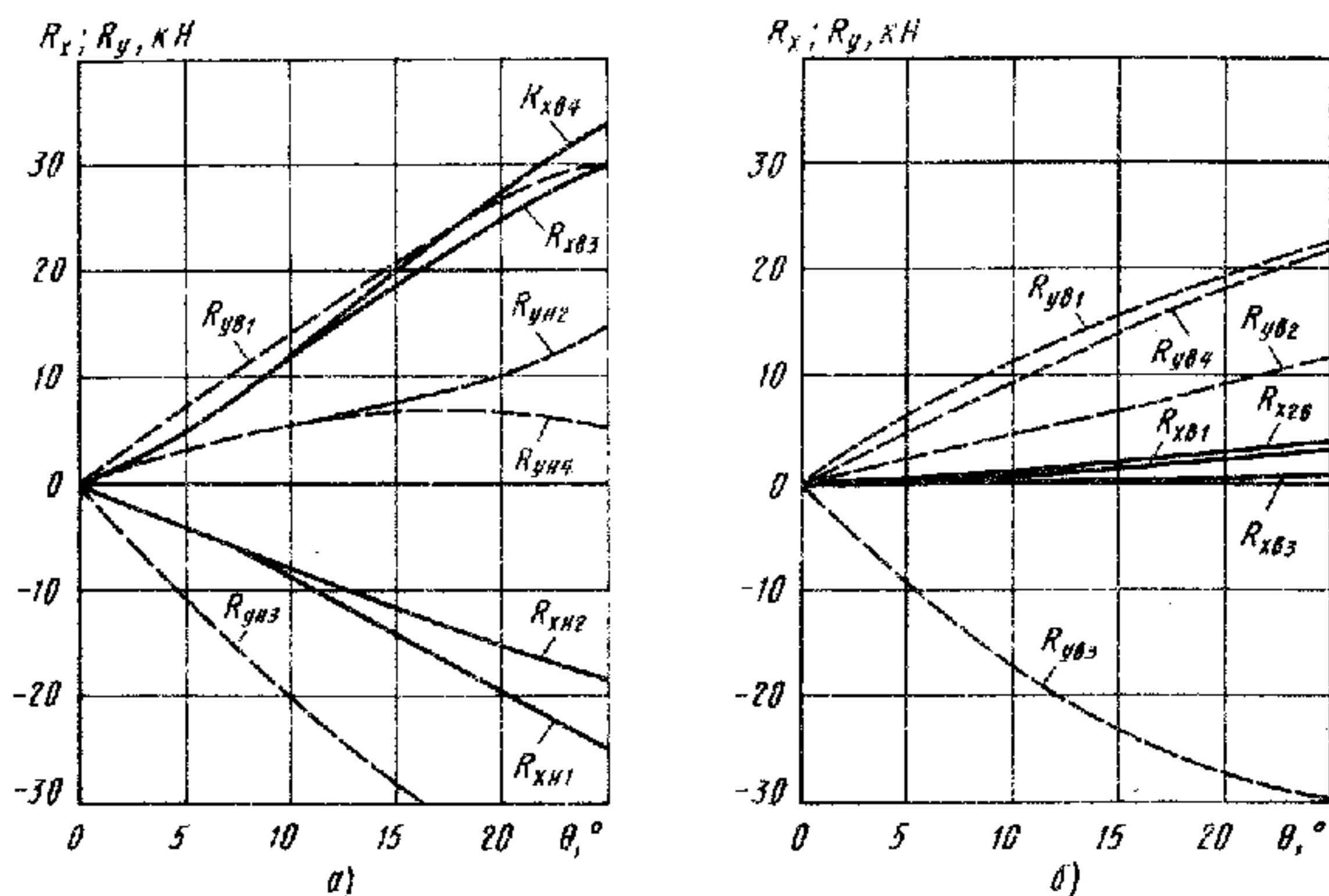


Рис. 64. Распределение продольных R_x и боковых R_y реакций колес по колесам полноприводной четырехосной машины:

а — при полностью блокированной трансмиссии; б — при полностью дифференциальной трансмиссии

§ 19. ПОВОРОТ СОЧЛЕНЕННЫХ МАШИН

Для осуществления поворота сочлененной машины (рис. 65) необходимо, чтобы на плече b_{π} пара сил P_{π} создала момент сопротивления повороту каждого из колес и секций. Эти моменты сопротивления повороту определяются теми же способами, что для машины с управляемыми колесами, т. е. они зависят от действующих на машину продольных и боковых сил, коэффициентов сцепления колес с опорной поверхностью, координат мгновенного центра поворота, радиуса поворота R_{π} и расстояния X_{π} и т. д.

С целью определения основных расчетных параметров рассмотрим установившийся поворот сочлененной машины, состоящей из двух одноосных секций. Все продольные силы приведем к серединам секций, боковые — к осям секций, а вводимые для уравновешивания условные силы инерции P_{ay} и P_{ax} примем приложенными в центрах масс секций. Разность продольных реакций колес каждой оси заменим соответствующими моментами сопротивления повороту $M_{\pi m1}$, $M_{\pi m2}$, сумма которых равна $M_{\pi m}$.

В соответствии с рис. 65 получаем:

$$\begin{aligned} (R_{x1} - P_{ax1}) \cos \theta + R_{x2} - P_{ax2} - (R_{y1} - P_{ay1}) \sin \theta &= 0; \\ (R_{x1} - P_{ax1}) \sin \theta + R_{y2} - P_{ay2} - (R_{y1} - P_{ay1}) \cos \theta &= 0; \\ R_{y1} l_1 - P_{ay1} l_{b1} + P_{ay2} l_{a2} - R_{y2} l_2 - M_{\pi m} &= 0. \end{aligned} \quad (92)$$

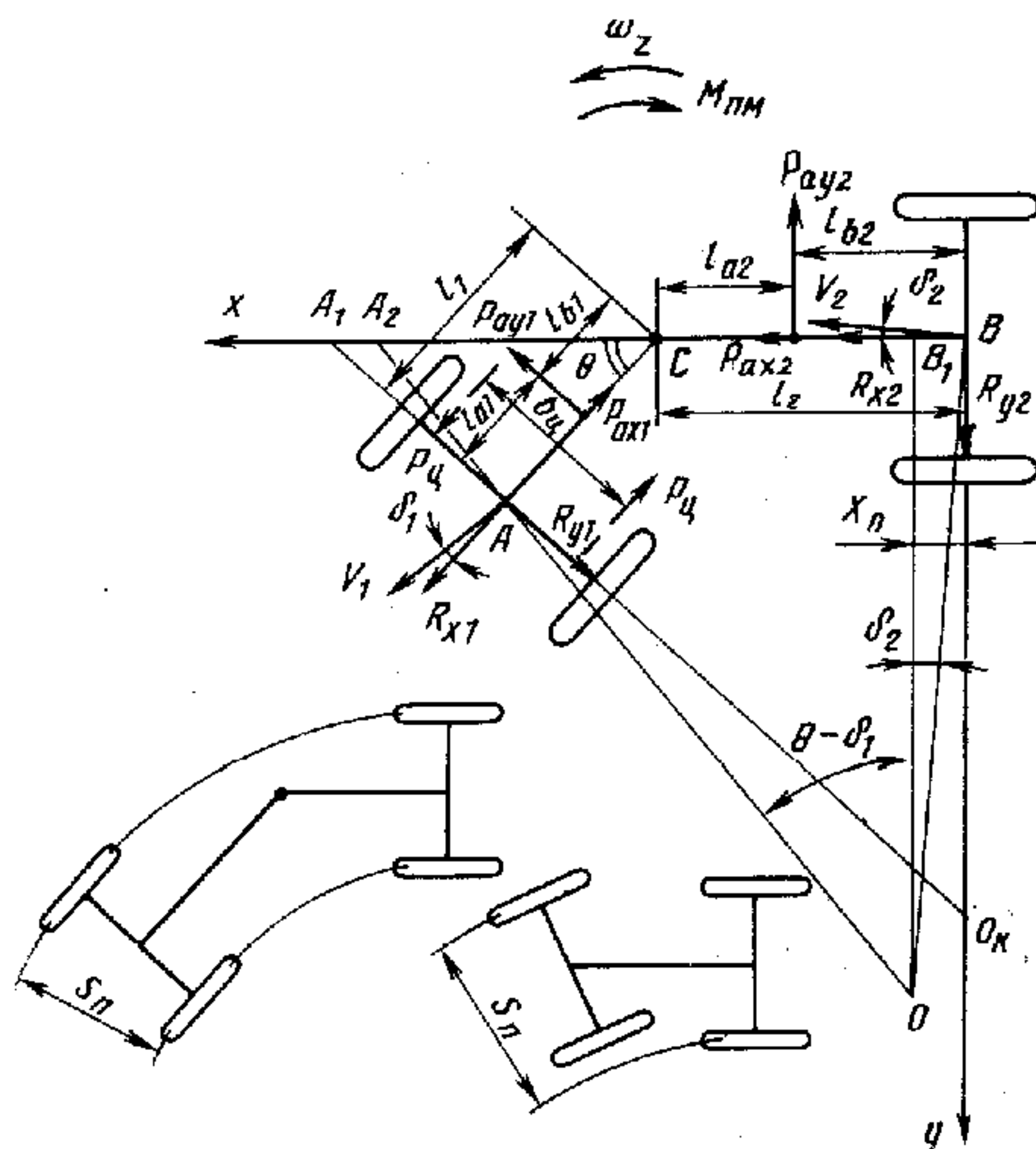


Рис. 65. Поворот сочлененной машины

Боковые реакции осей могут быть определены по зависимостям вида

$$R_{y1} = 2k_{y1}\delta_1; \quad R_{y2} = 2k_{y2}\delta_2.$$

Поскольку машина поворачивает при постоянном угле складывания θ , обе секции имеют общий мгновенный центр поворота, который находим на пересечении перпендикуляров к векторам скоростей \vec{v}_1 и \vec{v}_2 в точках A и B .

Опустив перпендикуляры из мгновенного центра O на продольные оси секций и рассматривая прямоугольные треугольники OB_1B и OB_1A_2 , а также пренебрегая относительно малой величиной A_1A_2 , получим:

$$A_2C = l_1/\cos \theta; \quad \operatorname{tg}(\theta - \delta_1) = (l_2X_{\Pi} + l_1/\cos \theta)/R_{\Pi 2}.$$

При малых углах $\operatorname{tg}(\theta - \delta_1) \approx \operatorname{tg} \theta - \operatorname{tg} \delta_1$; $\operatorname{tg} \delta_1 \approx \delta_1$.

Тогда

$$\delta_1 \approx \operatorname{tg} \theta - (l_1/\cos \theta + l_2 - X_{\Pi})/R_{\Pi 2}; \quad \delta_2 \approx \operatorname{tg} \delta_2 = X_{\Pi}/R_{\Pi 2}. \quad (93)$$

При повороте с относительно малой скоростью силы инерции можно не учитывать. Пренебрежем также силой сопротивления воздуха и подъему.

Следует добавить еще одно уравнение, связывающее реакции R_{x1} и R_{x2} . Соотношение между ними определяется аналогично тому, как было приведено для машины с управляемыми колесами в соответствии со схемой трансмиссии. Так, $R_{x1} = R_{x2}$ при наличии симметричного дифференциала между секциями и равенстве сил сопротивления качению колес секций. При заблокированной связи колес $r_{k1}/r_{k2} = R_{\Pi 1} \cos \delta_2/[R_{\Pi 2} \cos(\theta - \delta_1)]$, т. е.

$$(r_{kc1} - \lambda_{P1}R_{x1})/(r_{kc2} - \lambda_{P2}R_{x2}) = R_{\Pi 1} \cos \delta_2/R_{\Pi 2} \cos(\theta - \delta_1), \quad (94)$$

где $R_{\Pi 1}$ и $R_{\Pi 2}$ — радиусы поворота секций, соотношение между которыми определяется из рис. 65:

$$R_{\Pi 2}^2 = R_{\Pi 1}^2 + [l_1 + R_{\Pi 1} \sin(\theta - \delta_1)]^2. \quad (95)$$

Решая совместно выражения (94) и (95), можно определить соотношение между R_{x1} и R_{x2} . Если одна из секций, например задняя, является ведомой, то продольная реакция $R_{x2} = f_2G_2$ и направлена против движения, а реакция R_{x1} определяется как сумма всех сил сопротивления движению, действующих на машину.

Найдя соотношение между продольными реакциями $N = R_{x1}/R_{x2}$, введем для удобства вычислений величину $A = (N + \cos \theta)/(1 + \cos \theta)$.

Решая совместно выражения (92) и (93) с учетом связи R_{x1} с R_{x2} , находим значения координат мгновенного центра поворота сочлененной машины при установившемся движении:

$$R_{\Pi 2} = [k_{y1}k_{y2}(l_1/\cos \theta + l_2)(l_1 + Al_2)]/[k_{y1}k_{y2}(l_1 + Al_2)\operatorname{tg} \theta - (M_{\Pi 1} + M_{\Pi 2})(k_{y1}A_1 + k_{y2})];$$

$$X_{\Pi} = [k_{y1}A(l_1/\cos\theta + l_2)(M_{\Pi1} + M_{\Pi2})]/[k_{y1}k_{y2}(l_1 + Al_2)\operatorname{tg}\theta - \\ - (M_{\Pi1} + M_{\Pi2})(k_{y1}A + k_{y2})].$$

Подставим полученные выражения в соответствующие предыдущие и определим радиус $R_{\Pi1}$, а также продольные R_x и боковые R_y реакции и вычислим по геометрическим соотношениям расстояния от центра поворота до середин осей секций и т. д.

Вычисление величин R_{Π} и X_{Π} для сочлененной машины, поворачивающей со значительной скоростью, т. е. тогда, когда следует учитывать силы инерции, оказывается более сложным. Для этого необходимо составить программу решения на ЭВМ с учетом тех же основных положений, которые используются при составлении методики и программы определения параметров поворотливости колесной машины с управляемыми колесами (см. § 18 и прил. 9).

Аналогично тому, как это делается применительно к машинам с управляемыми колесами, можно найти коэффициенты приращения удельной тяги и коэффициенты использования сил сцепления, оценить поворотливость сочлененной машины.

Анализ показывает, что на параметры статической поворотливости сочлененной машины влияет место расположения шарнира. Если шарнир расположен посередине базы ($l_1 = l_2$), то при любой схеме трансмиссии колеса задней оси следуют по колею колес передней оси. В этом случае реакции в плоскости дороги оказываются минимальными, а поворотливость, т. е. возможность поворота с минимальными радиусами — наилучшей. При угле складывания секций, равном среднему углу поворота управляемых колес несочлененной машины, радиус поворота сочлененной машины оказывается несколько бóльшим. При расположении оси шарнира над передней осью поворотливость сочлененной машины становится практически такой же, как у машины с управляемыми колесами.

При неустановившемся повороте (входе в поворот или выходе из него) кинематические и силовые соотношения оказываются иными, так как у машины появляется дополнительная степень свободы — изменение угла складывания. При этом возникает второй мгновенный центр поворота и изменяются радиусы поворота секций. В этом случае необходимо рассмотреть движение сочлененной машины, состоящее из переносного и относительного, или, рассматривая движения всей машины в неподвижной системе координат, применить уравнения Лагранжа II рода.

Анализ результатов такого решения показывает, что увеличение массы задней секции и смещение шарнира к передней оси ведет к уменьшению минимального радиуса поворота при входе в поворот. Вместе с тем при установившемся повороте минимально осуществимый радиус получается при симметричной схеме машины ($l_1 = l_2$).

Важным для сочлененных машин этапом является процесс их входа в поворот (увеличение угла θ), когда одна секция должна «подкатываться» к другой. Если это происходит на месте, то реакции, действующие на колеса, оказываются наибольшими. Они влияют на величину момента складывания машины, который в это время наибольший. Момент складывания образуется в результате действия всех реакций, противодействующих увеличению угла складывания сочлененной машины. Особенно велик этот момент при симметричной схеме машины.

Существенной для характеристики поворота сочлененной машины является ширина коридора поворота S_n — разность радиусов поворота по колее наружного колеса передней секции и внутреннего колеса задней секции. При расположении шарнира над серединой передней секции ($l_1 = 0$, рис. 65, б) этот коридор максимален и почти равен коридору машины с управляемыми колесами. При симметричной же схеме ($l_1 = l_2$) он минимален и равен колее машины.

§ 20. ВЛИЯНИЕ КОНСТРУКТИВНЫХ И ЭКСПЛУАТАЦИОННЫХ ФАКТОРОВ НА ПОВОРОТЛИВОСТЬ

Поворотливость, характеризующаяся минимальным радиусом поворота машины, в первую очередь зависит от углов поворота управляемых колес, формулы управления, базы машины и от соотношения углов бокового увода.

С уменьшением базы и увеличением углов поворота колес крайних осей при прочих равных факторах в соответствии с формулой (66) может уменьшаться радиус поворота машины.

Машина, у которой управляемыми являются колеса передней и задней осей, при одинаковых углах поворота соответствующих колес этих осей может обеспечить в 2 раза меньший радиус поворота, чем машина с одной управляемой осью. Следует отметить, что поворот всех колес в машине с числом осей более двух непосредственно не уменьшает радиус поворота. Вместе с тем при всех управляемых колесах повышается возможность качения колес без бокового скольжения, уменьшаются силы и момент сопротивления повороту, что в соответствии с условиями (57)—(59) позволяет реализовать меньший радиус поворота, т. е. улучшается поворотливость.

Поворотливость улучшается также при увеличении (с учетом знака) углов увода колес последней оси и уменьшении углов увода колес первой оси. Поворотливость можно улучшить также применением кинематических схем подвесок, обеспечивающих при повороте машины увеличение наклона колес передней оси к центру, а колес задней оси — от центра поворота (см. § 22 и рис. 78).

Однако реализация задаваемого геометрическими параметрами радиуса поворота (базой и углами, которые связаны с кон-

структивными факторами) может быть осуществлена лишь при выполнении соотношений (57) и (59), определяющих силовое взаимодействие колес машины с дорогой. Вместе с тем эти соотношения зависят от радиуса поворота, поэтому совместно с геометрическими параметрами следует проанализировать факторы, влияющие при повороте на силы и моменты, и оценить степень их приближения к предельным величинам.

Большое влияние на поворотливость оказывает сопротивление движению. Чем хуже дорожные условия и больше коэффициенты сопротивления качению колес, тем больше необходимые для движения продольные реакции и крутящие моменты и тем меньше остается запас динамического фактора, который может быть реализован машиной. Следовательно, с повышением сопротивления движению увеличивается минимально осуществимый радиус поворота.

Однако относительная величина приращения сопротивления движению при повороте обычно невелика, поэтому в реальных условиях ограничение радиуса поворота наступает в подавляющем большинстве случаев вследствие невыполнения условия (59).

Одним из основных факторов, влияющих на статическую поворотливость, является схема трансмиссии. Наилучшие условия для поворотливости создаются у полноприводных машин при полностью дифференциальной трансмиссии. При равномерном распределении массы по всем колесам и одинаковых коэффициентах сопротивления качению всех колес продольные реакции дороги в таких машинах равны и минимальны. В случае равномерного поворота на горизонтальной дороге с малой так называемой ползучей скоростью, т. е. когда силами инерции и тем более сопротивлением повороту можно пренебречь, все колеса машины могут оказаться в режиме, близком к свободному. Боковые реакции дороги на колеса в данном случае также минимальны.

С увеличением момента $M_{\text{пм}}$ сопротивления повороту увеличиваются боковые и продольные, а значит, и суммарные реакции, что видно из схемы (рис. 66) и третьего уравнения (86).

Одной из основных составляющих момента сопротивления повороту являются моменты $M_{\text{под}}$, возникающие вследствие блокировки дифференциалов. Так, при повышении величины k_d , например, с 1,5 до 2,5, момент $M_{\text{под}}$ увеличивается более чем в 2 раза. Если машина совершает равномерный поворот с малой скоростью, то примерно во столько же раз увеличиваются боковые и продольные реакции. Это означает, что растет суммарная реакция в плоскости дороги, приближаясь к своему предельному значению. Напомним, что в машинах с симметричными межколесными или межбортовыми дифференциалами, внутренним трением которых можно пренебречь, моменты $M_{\text{под}}$ вообще отсутствуют.

Поскольку при данной базе с уменьшением радиуса поворота реакции дороги увеличиваются, то в конечном итоге они и определяют величину минимально возможного радиуса поворота.

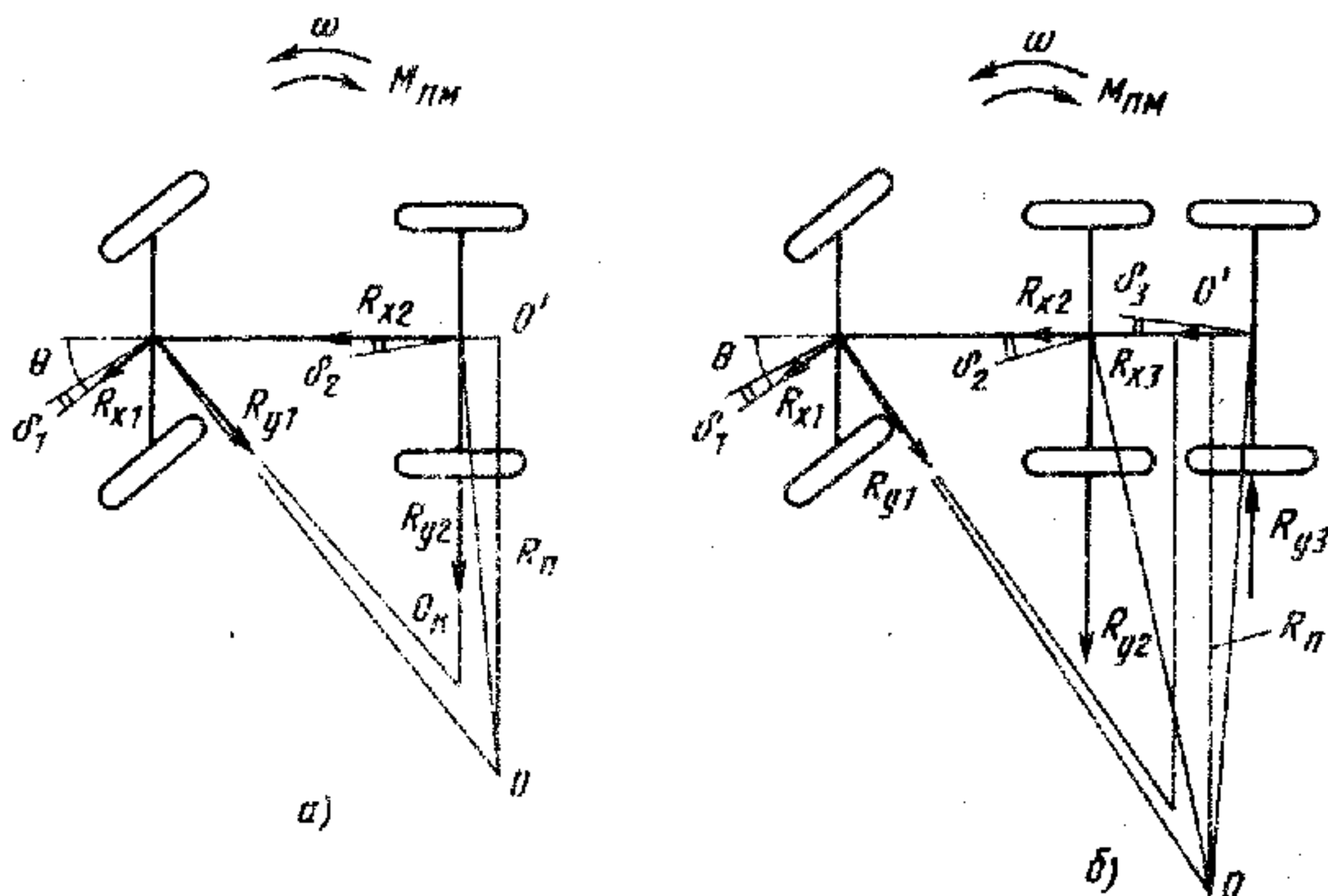


Рис. 66. Реакции при повороте машины

В § 18 было показано, как распределяется уже заданный суммарный момент по колесам при различных коэффициентах $k_{\text{д}}$. А если учесть, что при $k_{\text{д}} = 1$ одна из составляющих сопротивления движению при повороте отсутствует, то результаты влияния блокировки дифференциалов на поворотливость становятся еще более очевидными.

Предельным случаем блокировки, в наибольшей степени ограничивающим поворотливость, являются исключение дифференциалов и полная блокировка колес между собой.

Рассмотрим несколько упрощенные схемы действия момента сопротивления повороту и реакций дороги на него при повороте двухосной (рис. 66, а) и трехосной (рис. 66, б) полноприводной машины с одной управляемой осью. Реакции оказываются направленными таким образом, что вызванный ими боковой увод колес приводит к увеличению радиуса поворота машины. Точкой O_k обозначен кинематический центр поворота машины без учета бокового увода шин. Попутно заметим, что одновременно происходит смещение полюса поворота O' назад. Эти две типовые схемы можно распространить на машины с любым числом управляемых и неуправляемых осей.

При повороте машины со скоростью, силу инерции вращательного движения которой следует учитывать, на задних осях создаются боковые реакции, направленные в сторону, противоположную реакциям, вызванным моментом сопротивления повороту $M_{\text{ПМ}}$. Следовательно, каждому моменту сопротивления повороту соответствует при определенном радиусе поворота скорость, при которой суммарная боковая реакция оси, расположенной позади центра массы машины, равна нулю.

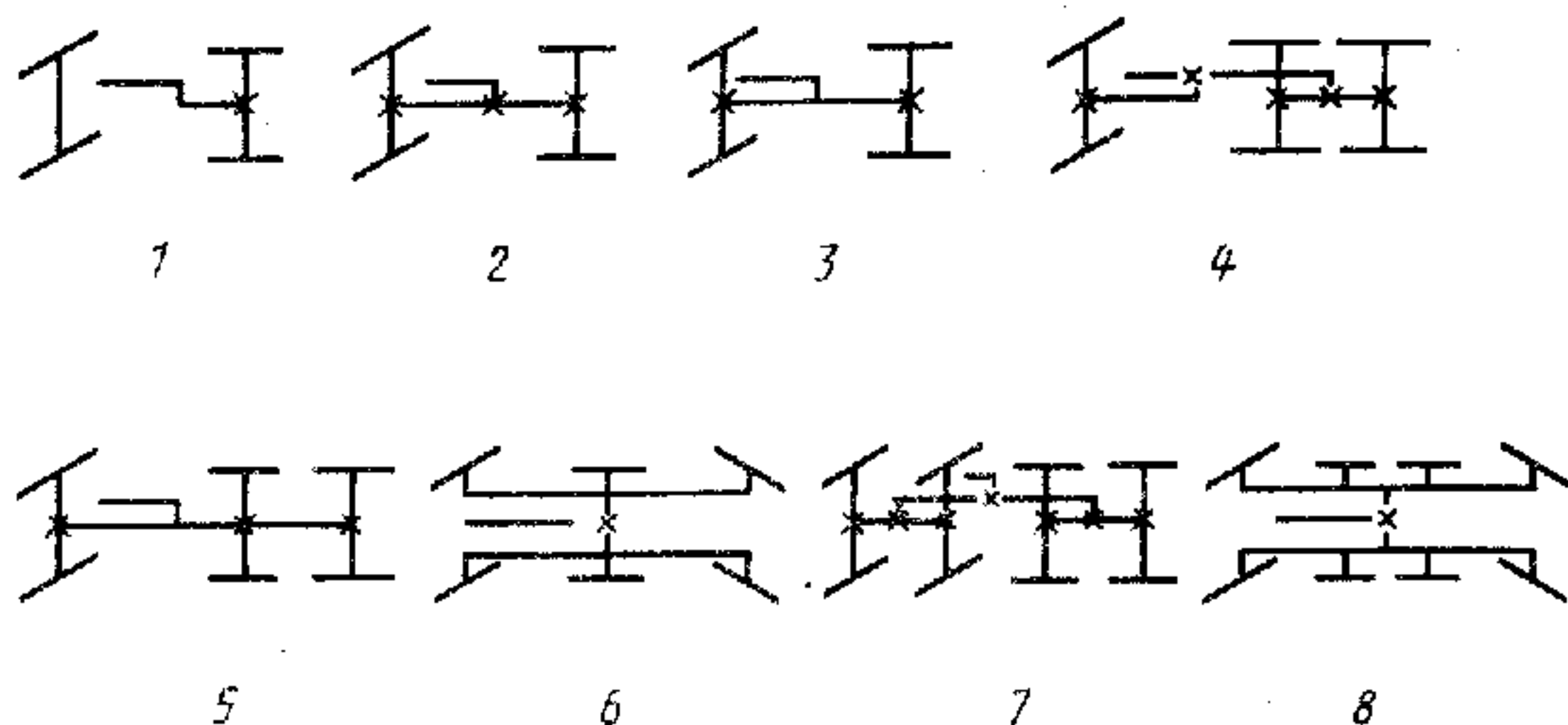


Рис. 67. Схемы трансмиссий колесных машин

На поворотливость отрицательно влияет наличие хотя бы одной пары осей с неуправляемыми колесами. Необходимость увода этих колес, при котором не будет их скольжения, приводит к возникновению больших боковых реакций. В машинах с наиболее распространенными схемами управления и расположения осей особенно велика реакция R_{y2} второй оси — передней из двух неуправляемых осей трехосной машины с осевой формулой 1—2 и передними управляемыми колесами — и реакция R_{y3} третьей оси четырехосной машины с управляемыми колесами двух передних осей.

Величина момента, создаваемого парой неуправляемых осей, растет с увеличением базы тележки. Поэтому с целью повышения поворотливости эту базу следует всемерно уменьшать.

Блокированная связь весьма отрицательно влияет на поворотливость. Вследствие неравномерного распределения по осям крутящих моментов и возникновения циркулирующих моментов колеса некоторых осей оказываются перегруженными, возникают большие продольные, а также боковые реакции. При этом увеличивается сопротивление движению и суммарные реакции дороги, которые приближаются к своим предельным значениям — силам сцепления колес.

Для иллюстрации влияния некоторых типовых схем 1—8 трансмиссий колесных машин (рис. 67) на поворотливость ниже приведены значения коэффициента k_{φ} использования сцепления:

Схема трансмиссии на рис. 67 *:	k_{φ}^{**}	$(\bar{f} + \bar{f}_{\text{доп}}) / \bar{f}$
1	0,2	1,23
2	0,16	1,22
3	0,44	2,29
4	0,58	1,36
4	0,63	1,36
5	0,64	5,14
5	0,56	5,14
6	0,57	4,33
6	0,49	4,33

7.	0,57	1,39
7.	0,49	1,39
8.	0,97	9,05
8.	0,64	9,05

* Для схем 1—3 приведены данные для второй оси, а для схем 4—8 — для предпоследней и последней осей.
 ** Определены при $\varphi = 0,5$.

Машины имеют следующие характеристики.

Масса двухосных машин $m_m = 5800$ кг; масса трех- и четырехосных машин увеличена пропорционально числу осей. Во всех машинах вес распределен по колесам равномерно.

База двухосных машин равна 3300 мм; база трех- и четырехосных машин увеличена на 1300 мм. Радиус поворота принят одинаковым и равным 7,1 м. Межколесные дифференциалы симметричны ($k_d = 1$). Коэффициенты λ_m одинаковы и равны 0,0048 мм/(Н·м), коэффициенты $k_{yt} = 60$ кН/рад.

Момент сопротивления повороту условно принят постоянным и равным 4 кН·м для двухосных машин и 6 кН·м для трех- и четырехосных.

Как видно, двухосная полноприводная машина с симметричными дифференциалами находится в наилучших условиях: коэффициент приращения удельной силы тяги и коэффициент k_ϕ использования сцепления у нее минимальны. Это означает, что она может поворачивать с существенно меньшим, чем принято в расчете, радиусом поворота. Машина с одной ведущей осью обладает несколько худшей поворотливостью. При введении блокированной связи между осями двухосной полноприводной машины поворотливость существенно ухудшается.

У трех- и четырехосных машин существенно возрастают коэффициенты k_ϕ колес передних неуправляемых осей. Однако поворот этих машин возможен, так как колеса скользящих осей могут реализовывать необходимые для криволинейного движения силы.

С увеличением тангенциальной эластичности шин снижается неравномерность распределения продольных реакций, вследствие чего уменьшается величина k_ϕ и улучшается поворотливость.

В машинах, в которых есть не менее двух осей с неуправляемыми колесами, значительное влияние на величину k_ϕ и $f_{доп}$ оказывает сопротивление боковому уведу.

Вопросы для самопроверки

1. Назовите способы поворота колесных машин, перечислите их преимущества и недостатки.
2. Каковы условия поворотливости колесных машин?
3. Что такое боковой увод колеса и почему он возникает?
4. Какие конструктивные и эксплуатационные факторы влияют (и как) на сопротивление боковому уведу?
5. Как определить мгновенный и кинематический центры поворота многоосной машины?
6. Как влияет скорость машины на радиус ее поворота при фиксированном положении рулевого управления?
7. Что такое недостаточная и избыточная поворачиваемости и каковы их причины?
8. Изобразите возможные формулы управления шестисосной машиной, укажите их преимущества и недостатки.
9. Изобразите схему поворота четырехосной машины с управляемыми колесами двух осей и покажите, какие силы и моменты действуют на эту машину.

11. Какие конструктивные параметры влияют (и как) на сопротивление повороту машины?

12. Как влияет схема трансмиссии на сопротивление повороту машины?

13. От чего зависят боковые реакции колес при входе в поворот и выходе из поворота?

14. Поясните причину возникновения циркуляции мощности при повороте машины. Какими способами ее можно уменьшить?

15. Какие конструктивные и эксплуатационные параметры влияют (и как) на радиус поворота и коридор поворота автопоезда?

16. Приведите несколько схем трансмиссий четырехосных машин и рассмотрите их влияние на поворотливость.

УСТОЙЧИВОСТЬ И УПРАВЛЯЕМОСТЬ КОЛЕСНОЙ МАШИНЫ

§ 21. ОПРЕДЕЛЕНИЯ И ПОКАЗАТЕЛИ УСТОЙЧИВОСТИ

Выше рассмотрено, как движется машина, причем при действии постоянных в данных условиях силовых факторах. Движение машины описывается при этом уравнениями движения, составляющими которых являются силы или моменты сил. Однако кроме сил, учитываемых уравнениями движения, на машину действуют разнообразные факторы, которые обычно не учитывают вследствие либо их малости, либо случайного характера в сравнении с основными силами. Возмущающими воздействиями являются, например, порыв ветра, неровность дороги, сопряжение кривых на дороге с различной кривизной и многие другие. Эти воздействия могут быть как силовыми, так и кинематическими.

В некоторых случаях может возникнуть неустойчивость движения или положения машины. Нужно различать два вида потерь устойчивости, которые происходят в следующих случаях:

1) в результате нарушения статического или динамического равновесия при определенных соотношениях сил и реакций сил, действующих на машину;

2) вследствие действия возмущающих факторов, не учитываемых в уравнениях движения.

Первый вид неустойчивости характеризуется опрокидыванием либо потерей сцепления при повороте, торможении, движении на подъем или с уклона, по косогору, либо при совместном действии этих факторов. Границы устойчивости определяются в этом случае решением уравнений равновесия относительно тех параметров, которые определяют эти границы. Возмущающие факторы при этом не учитываются.

Второй вид неустойчивости связан с действием на статически или динамически уравновешенную машину возмущающих факторов, в результате чего изменяются параметры движения машины. При действии возмущающих факторов движение машины, как любой динамической системы, характеризуется **п е р е х о д н ы м** **п р о ц е с с о м**, возникающим вследствие нарушения равновесия или изменения параметров движения. Переходный процесс зависит от свойств машины и от вида возмущения. В переходном процессе следует различать две составляющие: 1) свободные движения машины, определяемые начальными условиями и свой-

ствами самой машины; 2) вынужденные движения, определяемые возмущающим воздействием и свойствами машины.

В соответствии с этим под **у с т о й ч и в о с т ь ю** понимается свойство машины сохранять в заданных пределах, независимо от скорости движения и действия внешних сил, инерционных сил и сил тяжести, направление движения и ориентацию продольной и вертикальной осей при отсутствии управляющих воздействий со стороны водителя.

Один вид потери устойчивости не противопоставляется при этом другому. Наоборот, первый вид неустойчивости в пределе приводит ко второму. Например, незначительные вначале отклонения направления скорости движения машины, увеличиваясь, приведут к боковому скольжению машины, одной или нескольких ее осей. Совсем не обязательно водитель будет реагировать на возникшее возмущение. Может быть, ему и не надо реагировать, а, может быть, он не успеет.

Рассмотрим, как машина сама, независимо от действий водителя, реагирует на внешнее возмущение — в этом суть определения устойчивости ее движения или положения. Без знания характеристик устойчивости движения нельзя дать оценку управляемости машины, нельзя оценить безопасность движения машины.

Параметрами, характеризующими движение, являются направления и величины скоростей по трем координатным осям. Рассмотрим лишь устойчивость движения в плоскости дороги в поперечном и угловом направлениях, а также устойчивость положения относительно трех координатных осей. Изменение параметров движения в продольно-вертикальной и поперечной плоскостях, связанное с движением машины по неровной дороге, рассмотрено в гл. 6. Оно является следствием предусмотренных и описываемых соответствующим способом внешних воздействий, свойственных определенным дорожным условиям.

Различают **т р а е к т о р н у ю** и **к у р с о в у ю** **у с т о й ч и в о с т ь**. Первая характеризуется способностью сохранять направление движения центра масс, вторая — способностью сохранять ориентацию продольной оси машины. Следовательно, показателем траекторной устойчивости является сохранение или изменение направления вектора скорости центра масс, а при постоянстве продольной составляющей этого вектора — изменение величины боковой его составляющей. Показателем курсовой устойчивости является изменение угловой скорости относительно оси, перпендикулярной к плоскости, в которой движется машина.

В связи с этим можно следующим образом оценивать траекторную и курсовую устойчивость. Если дополнительные боковая составляющая вектора поступательной скорости и угловая скорость в плоскости дороги, возникшие вследствие какого-либо возмущения, непрерывно увеличиваются или их изменение носит колебательный характер с увеличивающимися амплитудами, то движение машины будет **н е у с т о й ч и в ы м**. Если же с тече-

нием времени эти параметры стремятся к нулю, то движение машины устойчивое.

Теория устойчивости движения основывается на математическом аппарате исследования дифференциальных уравнений, разработанном А. М. Ляпуновым. Он определил свойства возмущенного состояния системы, заключающегося в тенденции к восстановлению движения, характеризующегося параметрами, которые имелись до возникновения возмущения. Для количественной оценки этого свойства может быть принято время возвращения параметров движения к исходным. При колебательном процессе возвращения этих параметров можно количественно оценивать устойчивость по декременту, т. е. степени уменьшения амплитуд колебаний дополнительных скоростей.

Для удержания колесной машины на заданной траектории во время колебательного переходного процесса водитель должен поворачивать рулевое колесо попеременно в обе стороны. В этом случае управлять машиной сложнее, чем при аperiodическом переходном процессе. А если период колебательного процесса близок к времени реакции системы автомобиль—водитель, то действия водителя могут быть причиной возбуждения незатухающего колебательного процесса. Необходимо, чтобы период колебаний превышал не менее чем в 3—4 раза время реакции указанной системы, т. е. составлял более 4 ... 6 с. Другим важным фактором, препятствующим длительным колебаниям, является эффективное уменьшение амплитуд колебаний.

Поскольку весьма часто процессы взаимодействия машины с внешней средой, особенно при криволинейном движении, связаны со скоростью и зависят от нее, представляется целесообразным определять и устойчивость движения в зависимости от скорости. Итак, в дальнейшем скорость, при которой машина теряет устойчивость, будем называть критической скоростью $v_{кр}$.

Отклонение машины от заданной траектории, а ее продольной оси от заданного направления за счет упругости и проскальзывания отдельных элементов шин допустимо. Но, если вся машина или ее отдельные оси (в многоосных машинах — одна ось или группы осей) скользят, перемещаясь в боковом направлении, то это уже является предельным случаем потери устойчивости. Такая потеря устойчивости называется заносом.

Потеря устойчивости положения машины относительно продольной и поперечной осей, параллельных опорной плоскости, называется опрокидыванием машины относительно этих осей.

§ 22. УСТОЙЧИВОСТЬ ДВИЖЕНИЯ

Рассмотрим траекторную и курсовую устойчивость движения машины.

Предположим, что машина движется по криволинейной траектории при постоянных параметрах движения, т. е. движение ее

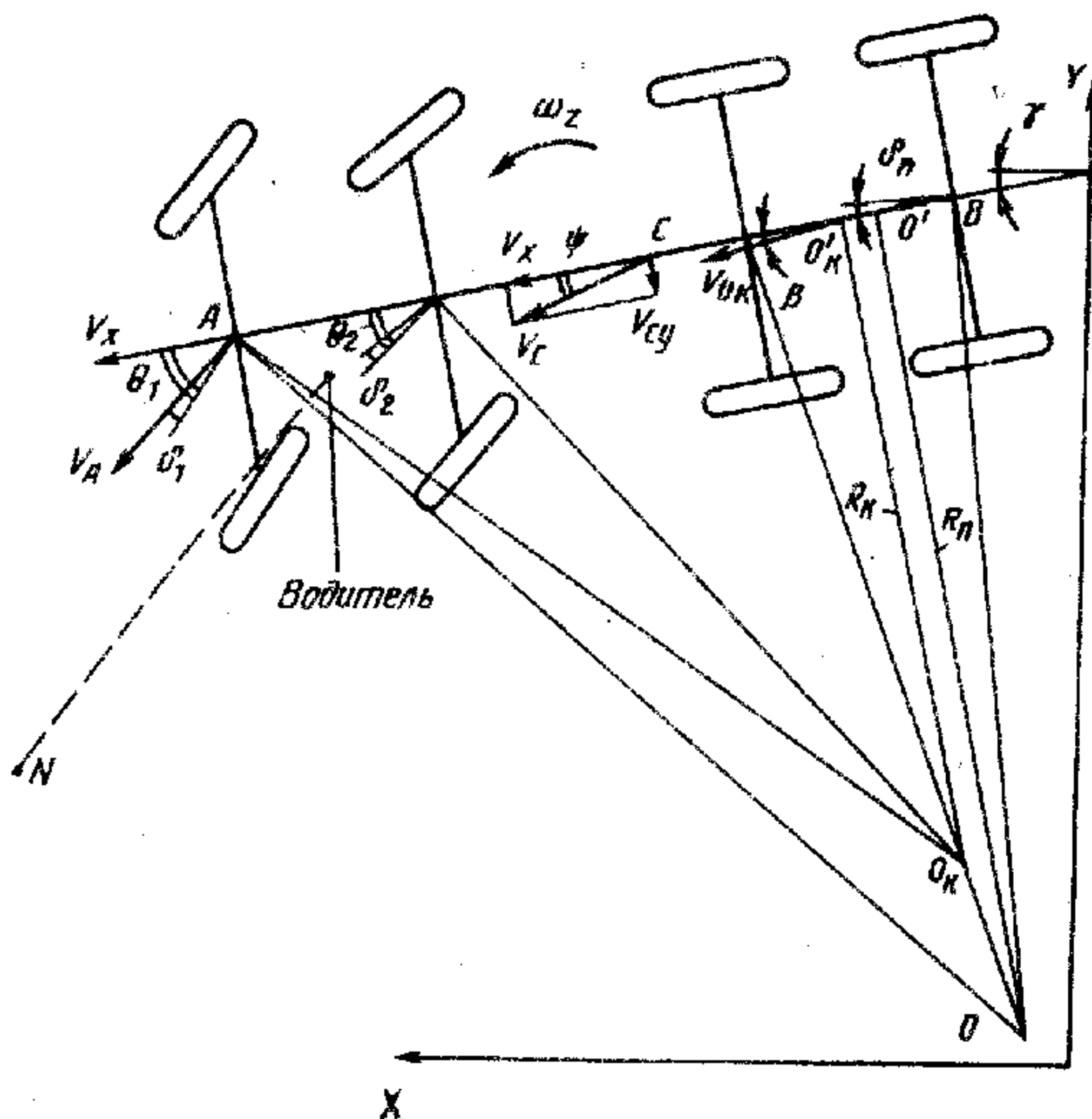


Рис. 68. К определению параметров устойчивости и управляемости машины

является установившимся и описывается приведенной выше системой уравнений (86). Система сил и моментов, действующих на машину, с учетом принципа Даламбера удовлетворяет условиям равновесия. Напомним, что величины углов θ_i и δ_i и расстояний l_i в уравнениях учитываются со своими знаками (см. § 16).

Движение машины характеризуется величиной и направлением скорости v_c (рис. 68) ее центра масс и угловой скоростью ω_z . Величина ускорения центра масс определяется при этом в соответствии с формулой (70). Вектор скорости $\vec{v}_c = \vec{v}_x + \vec{v}_{cy}$ и направлен под углом ψ к продольной оси машины. Для определения устойчивости следует проанализировать, как под действием какого-либо возмущения изменится (или не изменится) направление скорости v_c и угол ψ или, что то же самое, как изменится боковая составляющая v_{cy} скорости при постоянной скорости машины v_x . Кроме того, надо знать, как изменится (или не изменится) угловая скорость ω_z продольной оси, от которой отсчитывается угол ψ , или величина v_{cy} .

Скорости v_{iy} середин осей машины в боковом направлении выразим через скорость машины $v_m = v_x$ и углы θ_i и δ_i :

$$v_{iy}/v_m = \operatorname{tg}(\theta_i - \delta_i)$$

или при малых углах

$$\delta_i = \theta_i - v_{iy}/v_M. \quad (96)$$

Преобразовав первое уравнение системы (86) с учетом выражений (70), (96), заменив $R_{yi} = k_{yi}\delta_i$ и используя, как и в гл. 3, «велосипедную» схему, при которой k_{yi} — коэффициент сопротивления боковому уводу пары колес оси, получим:

$$\frac{dv_{cy}}{dt} + \left(v + \frac{\sum_{i=1}^n k_{yi} l_i}{m_M v_M} \right) \omega_z + \frac{\sum_{i=1}^n k_{yi}}{m_M v_M} v_{cy} + \frac{\sum_{i=1}^n (k_{yi} + R_{xi}) \theta_i}{m_M} = 0. \quad (97)$$

Аналогично преобразуем третье уравнение:

$$\frac{d\omega_z}{dt} + \frac{\sum_{i=1}^n k_{yi} l_i}{I_z v_M} v_{cy} + \frac{\sum_{i=1}^n k_{yi} l_i^2}{I_z v_M} \omega_z - \frac{\sum_{i=1}^n (k_{yi} + R_{xi})}{I_z} = 0.$$

Представим, что в некоторый момент времени машина под влиянием какого-либо возмущения вышла из состояния равновесия, т. е. начальные параметры v_{cy0} и ω_{z0} , характеризующие ее движение, изменились:

$$v_{cy}(t) = v_{cy0} + \Delta v_{cy}; \quad \omega_z(t) = \omega_{z0} + \Delta \omega_z. \quad (98)$$

Параметры Δv_{cy} и $\Delta \omega_z$ являются кинематическими возмущениями.

Движение машины будет устойчивым, если параметры движения после малого их отклонения будут оставаться вблизи прежних значений в течение всего дальнейшего времени. Тогда при решении системы (97) с начальными условиями (98) величины $\Delta v_{cy} = v_{cy}(t) - v_{cy0}$ и $\Delta \omega_z = \omega_z(t) - \omega_{z0}$ должны быть малыми при всех значениях $t > t_0$.

Как известно, возмущенное движение, описываемое дифференциальным уравнением (97), выражается относительно невозмущенного движения таким же уравнением, но без свободного члена. Оно называется уравнением возмущения. Таким образом, получаем:

$$\begin{aligned} \frac{d(\Delta v_{cy})}{dt} + \frac{\sum_{i=1}^n k_{yi}}{m_M v_M} \Delta v_{cy} + \left(v_M + \frac{\sum_{i=1}^n k_{yi} l_i}{m_M v_M} \right) \Delta \omega_z &= 0; \\ \frac{d(\Delta \omega_z)}{dt} + \frac{\sum_{i=1}^n k_{yi} l_i}{I_z v_M} \Delta v_{cy} + \frac{\sum_{i=1}^n k_{yi} l_i^2}{I_z v_M} \Delta \omega_z &= 0. \end{aligned} \quad (99)$$

В этой системе линейных однородных дифференциальных уравнений постоянными коэффициентами являются

$$a_1 = \frac{\sum_{i=1}^n k_{yi}}{m_M v_M}; \quad b_1 = \left(v_M + \frac{\sum_{i=1}^n k_{yi} l_i}{m_M v_M} \right);$$

$$a_2 = \frac{\sum_{i=1}^n k_{yi} l_i}{I_z v_M}; \quad b_2 = \frac{\sum_{i=1}^n k_{yi} l_i^2}{I_z v_M}.$$

Систему (99) можно привести к одному уравнению второго порядка:

$$\frac{d^2 (\Delta \omega_z)}{dt^2} + (a_1 + b_2) \frac{d (\Delta \omega_z)}{dt} + (a_1 b_2 - b_1 a_2) \Delta \omega_z = 0. \quad (100)$$

Решение такого уравнения имеет вид

$$\Delta \omega_z = A e^{p_1 t} + B e^{p_2 t}, \quad (101)$$

где A, B — постоянные интегрирования (для последующего анализа не требуются); p_1, p_2 — корни характеристического уравнения, получаемого в результате записи уравнения (100) в операторной форме:

$$p^2 + (a_1 + b_2) p + a_1 b_2 - b_1 a_2 = 0. \quad (102)$$

Систему (99) можно преобразовать в уравнение относительно Δv_{cy} и получить аналогичное характеристическое уравнение.

Известно, что если корни характеристического уравнения отрицательные вещественные или комплексные с отрицательной вещественной частью, то правая часть выражения (101) и аналогичного ему выражения относительно Δv_{cy} , а значит, и возмущения $\Delta \omega_z$ и Δv_{cy} будут с течением времени уменьшаться и при $t \rightarrow \infty$ стремиться к нулю.

При отрицательных вещественных корнях процесс изменения величин $\Delta \omega_z$ и Δv_{cy} в функции времени соответствует кривой на рис. 69, а. При паре комплексных корней с отрицательной вещественной частью процесс происходит в соответствии с кривой на рис. 69, б. В обоих случаях отклонение параметров движения от исходных значений с течением времени, хотя и различным образом, уменьшается до нуля. Другими словами, боковая составляющая поступательной скорости машины и угловая скорость ее продольной оси, изменившиеся в результате какого-то возмущения, после прекращения действия этого возмущения будут стремиться к своим прежним значениям. Это означает, что машина способна сама в силу присущих ей характеристик, отраженных в уравнениях движения, сопротивляться внешним возмущениям. Движение ее оказывается устойчивым.

Переходный процесс при наличии вещественного положительного корня показан на рис. 69, в, а для пары комплексных сопря-

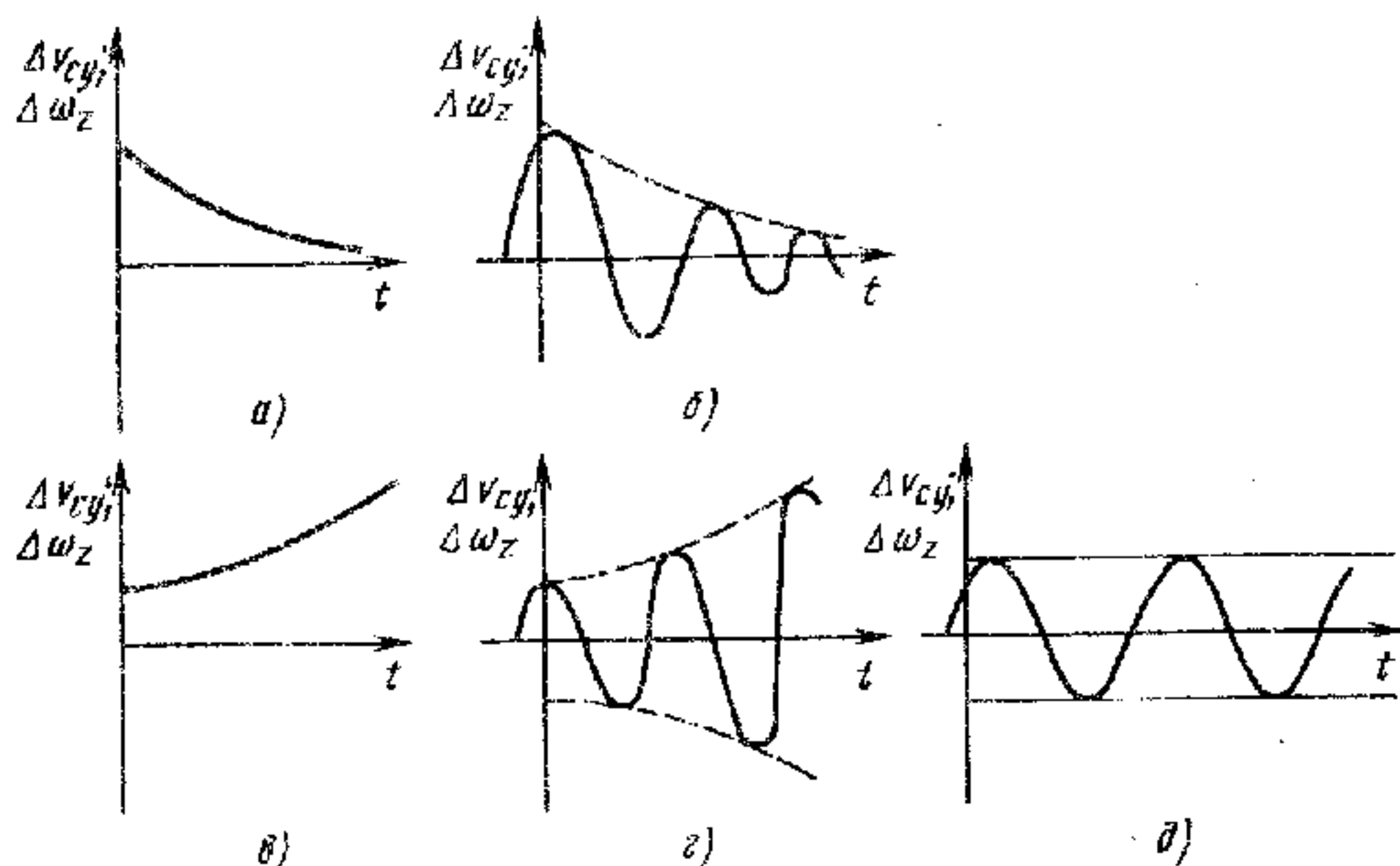


Рис. 69. Характеристики колебаний параметров движения

женных корней с положительной вещественной частью — на рис. 69, а. Если среди корней уравнения (102) имеется пара комплексных корней с вещественной частью, равной нулю, колебания величин $\Delta\omega_z$ и Δv_{cy} будут незатухающими с постоянной амплитудой (рис. 69, б). В этом случае движение находится на грани устойчивости и неустойчивости, но, поскольку возникшие колебания не затухают, движение следует считать неустойчивым.

Таким образом, необходимым и достаточным условием устойчивости движения служит наличие отрицательной вещественной части в корнях характеристического уравнения. Этому условию удовлетворяют неравенства

$$a_1 + b_2 > 0;$$

$$a_1 b_2 - b_1 a_2 > 0.$$

Коэффициенты a_1 и b_2 всегда положительные, поэтому первое неравенство удовлетворяется всегда, а второе имеет следующее содержание:

$$a_1 b_2 - b_1 a_2 = \frac{2 \sum_{i=1}^n k_{yi} l_i^2 \sum_{i=1}^n k_{yi}}{I_z m_M v_M^2} - \frac{\sum_{i=1}^n k_{yi} l_i}{I_z} - \frac{2 \left(\sum_{i=1}^n k_{yi} l_i \right)^2}{I_z m_M v_M^2} > 0.$$

Решив это неравенство, определим критическую скорость

$$v_{кр} = \sqrt{\frac{\sum_{i=1}^n k_{yi} \sum_{i=1}^n k_{yi} l_i^2 - \left(\sum_{i=1}^n k_{yi} l_i \right)^2}{m_M \sum_{i=1}^n k_{yi} l_i}}. \quad (103)$$

При положительной величине $\sum k_{yi}l_i$ движение машины устойчиво, когда скорость $v_m < v_{кр}$. При отрицательной величине $\sum k_{yi}l_i$ движение машины всегда устойчиво.

Как видно из формулы (103), основное влияние на величину критической скорости оказывают место расположения центра масс машины и соотношение коэффициентов k_{yi} сопротивления боковому уводу. Сам процесс изменения траектории движения машины без участия водителя, лишь за счет упругих свойств шин, зависит, таким образом, фактически от соотношения углов бокового увода колес различных осей.

На примере наиболее простой — двухосной колесной машины выведем формулу, аналогичную (103), для определения критической скорости через соотношение углов увода колес осей.

Пусть на машину, колеса которой находятся в нейтральном положении, подействовала боковая сила P_y . К передней и задней осям соответственно приложены составляющие этой силы:

$$P_{y1} = P_y |l_2|/L; \quad P_{y2} = P_y |l_1|/L.$$

В результате действия этих сил возникает боковой увод колес $\delta_1 = k_{y1}P_{y1}$ и $\delta_2 = k_{y2}P_{y2}$.

Используя выражение (65), можно написать, что радиус поворота

$$R_{\pi} \approx L/(\delta_2 - \delta_1),$$

или, подставив формулы (104) и значения углов увода, получим:

$$R_{\pi} = L^2 k_{y1} k_{y2} / [P_y (l_1 k_{y1} - l_2 k_{y2})]. \quad (104)$$

Если $\delta_2 \neq \delta_1$, то, как видно, машина при нейтральном положении управляемых колес ($\theta = 0$) стремится двигаться криволинейно, причем возможны два варианта.

В случае, если $\delta_1 > \delta_2$ (т. е. имеет место недостаточная поворачиваемость), при $\theta = 0$ мгновенный центр поворота машины O_{π} окажется в направлении боковой силы P_y , вызвавшей увод колес (рис. 70, а). Вследствие этого, коль скоро возникло криволинейное движение, появляется сила инерции, нормальная составляющая P_{ay} которой направлена в сторону, противоположную боковой силе P_y . Сила P_{ay} уравнивает силу P_y , и увод автоматически ликвидируется. Прекращается и криволинейное движение.

При $\delta_2 > \delta_1$, т. е. в случае избыточной поворачиваемости, мгновенный центр поворота окажется с той же стороны, с которой действует боковая сила P_y (рис. 70, б). Значит, возникшая нормальная составляющая силы инерции действует в том же направлении, в каком действует сила, вызвавшая боковой увод. Увод и передних, и задних колес увеличивается, но при пропорциональном увеличении каждого из углов разность между ними все увеличивается, а радиус кривизны траектории движения машины уменьшается. С уменьшением радиуса кривизны возрастает сила

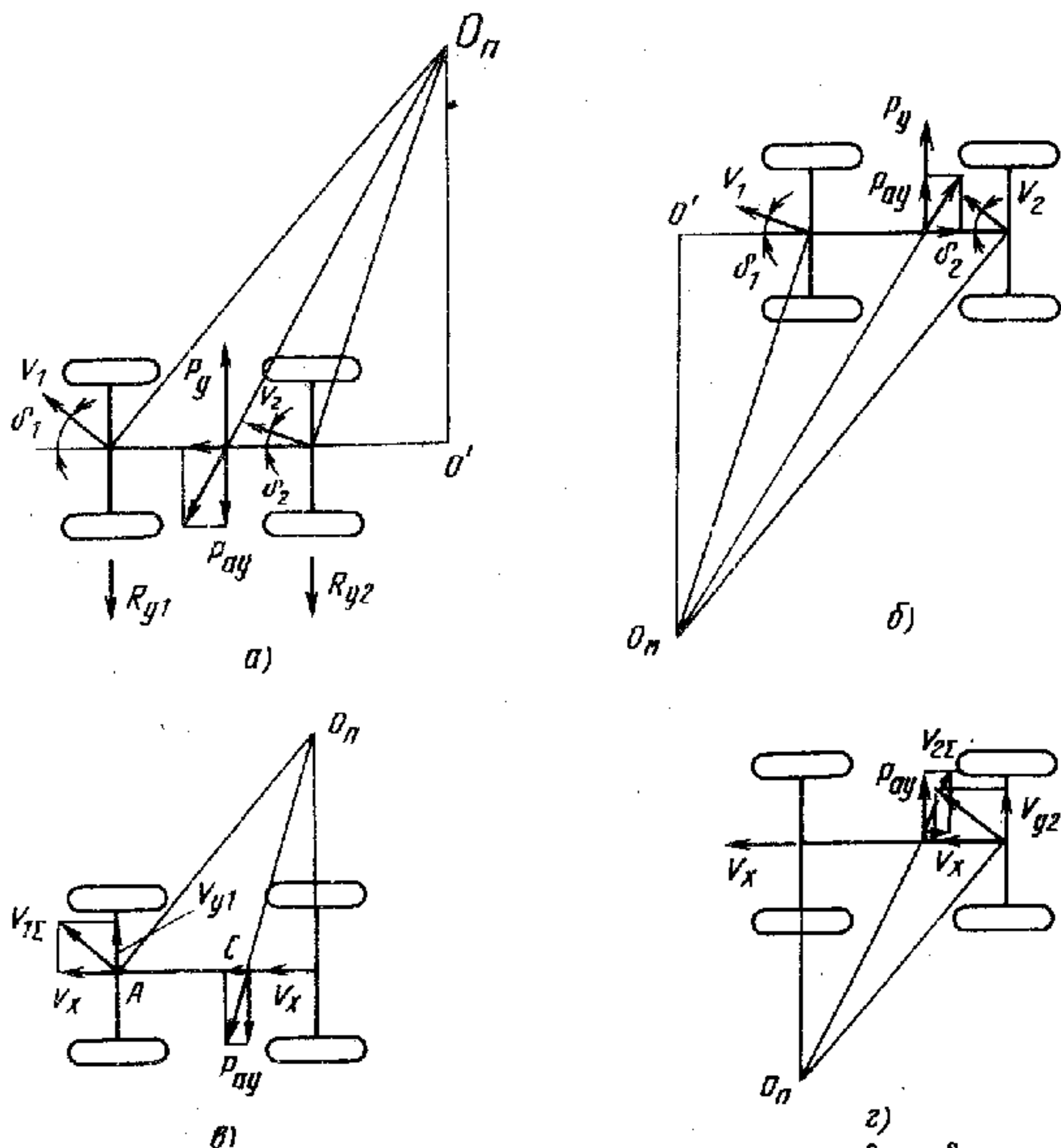


Рис. 70. Движение машины при различных соотношениях δ_1 и δ_2

инерции, которая еще больше увеличивает увод. Таким образом, если водитель не будет корректировать движение, то прогрессивно нарастающая боковая составляющая силы инерции может достичь такой величины, что произойдет боковое скольжение машины, а не только некоторое изменение траектории прямолинейного движения. Подставив в выражение (104) значение возникшей в результате поворота силы инерции $P_y = P_a = m_M v_M^2 / R_\Pi$ и решив его относительно скорости $v_M = \bar{v}_x$, получаем:

$$v_{кр} = \sqrt{\frac{L^2 k_{y1} k_{y2}}{m_M (l_1 k_{y1} - l_2 k_{y2})}}.$$

Поскольку $l_1 = L m_2 / m_M$; $l_2 = L m_1 / m_M$, где m_1, m_2 — массы, приходящиеся на первую и вторую оси, соответственно

$$v_{кр} = \sqrt{\frac{L}{m_2 / k_{y2} - m_1 / k_{y1}}}.$$

Оба последних выражения полностью эквивалентны уравнению (103). Скорость является критической, так как при ее дости-

жении и нейтральном положении колес случайное сколь угодно малое возмущение вызывает поворот машины.

Положительная величина знаменателя последних двух формул и эквивалентной им общей формулы (103) свидетельствует об избыточной поворачиваемости, отрицательная величина — о недостаточной, а нулевое значение — о нейтральной поворачиваемости. Значит, критическая скорость существует лишь для машин с избыточной поворачиваемостью, тогда как при нейтральной поворачиваемости она равна бесконечности, а при недостаточной — мнимой величине.

Таким образом, для повышения устойчивости движения необходимо стремиться к тому, чтобы машина обладала либо недостаточной поворачиваемостью, либо чтобы ее критическая скорость была бы более высокой, по возможности находилась бы за пределом реальной скорости машины.

Все, показанное на примере прямолинейного движения, полностью распространяется и на криволинейное.

Как видно, свойство поворачиваемости во многом зависит от расположения центра масс по длине базы машины (l_1 и l_2). При этом поворачиваемость машины, а значит, и траекторию ее движения, можно изменить, приложив к машине дополнительную боковую силу. Однако существует точка на продольной оси машины, при приложении к которой боковой силы траектория не изменяется. Такая точка называется точкой н е й т р а л ь н о й п о в о р а ч и в а е м о с т и. Расстояние от этой точки до центра масс, отнесенное к базе машины, определяет з а п а с у с т о й ч и в о с т и.

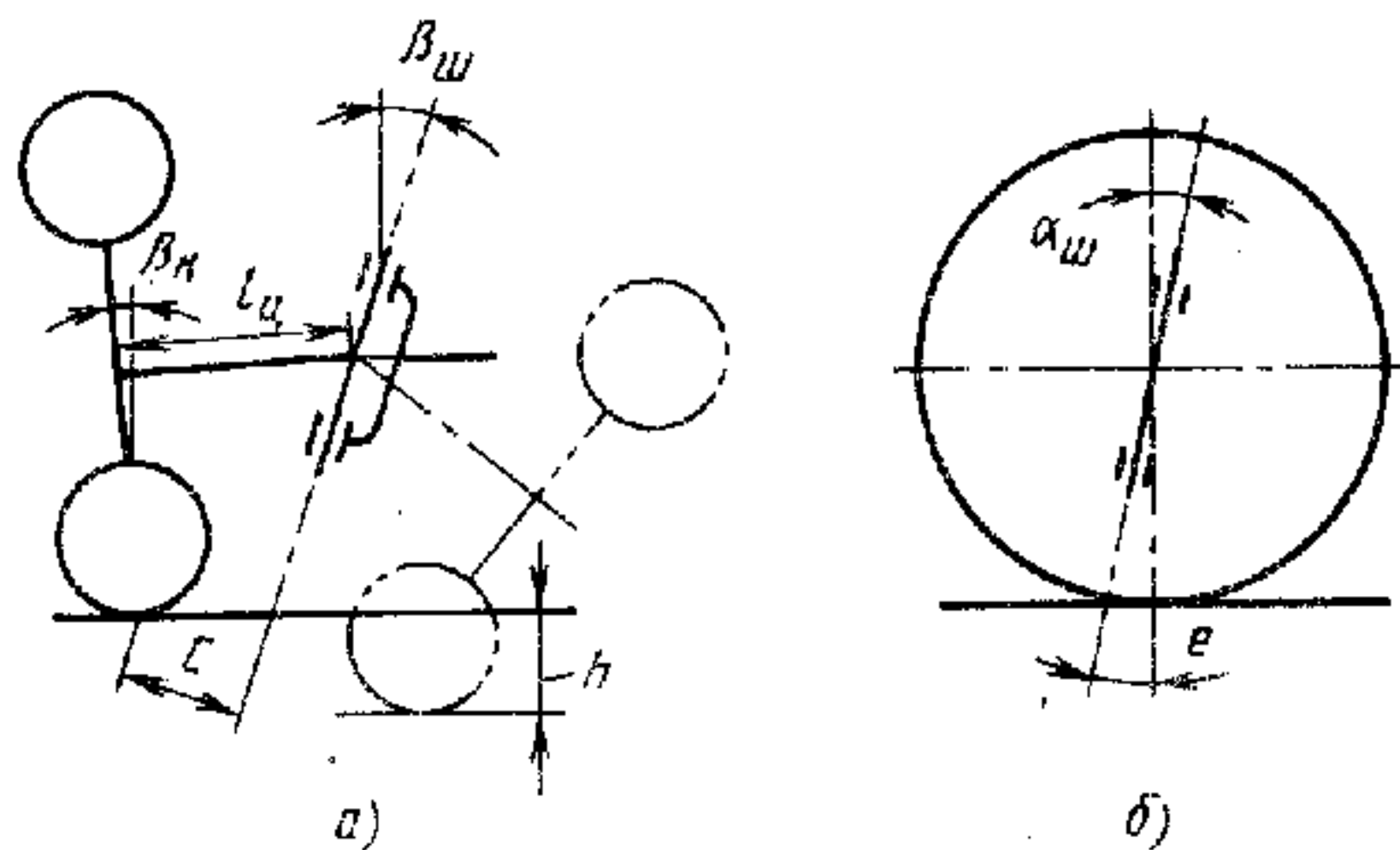
Устойчивость неустановившегося движения ($v_m = var$) может быть исследована по предложенной Д. А. Антоновым формуле, аналогичной уравнению (103), но с учетом ускорения машины a_x :

$$v_{кр} = \sqrt{\frac{\sum_{i=1}^n k_{yi} \left(\sum_{i=1}^n k_{yi} l_i^2 - 2a_x l_z \right) - \left(\sum_{i=1}^n k_{yi} l_i \right)^2}{m_m \sum_{i=1}^n k_{yi} l_i}}. \quad (105)$$

В соответствии с этой формулой при увеличении ускорения машины снижается критическая скорость, т. е. ухудшается устойчивость. Однако, как показывают расчеты, влияние ускорения на критическую скорость, во всяком случае ускорений, которые бывают при обычных ведущих режимах движения машины, не велико.

К неустойчивому движению могут привести также дополнительные перемещения управляемых колес. Вследствие наличия зазоров в рулевом приводе и податливости его деталей действующие на управляемые колеса силы даже при фиксированном положении рулевого механизма отклоняют от установленного положения. Эти дополнительные перемещения колес могут являться

Рис. 71. Схема наклона шкворня



одной из причин неустойчивого движения машины. Такое явление может быть уменьшено или исключено с т а б и л и з а ц и е й у п р а в л я е м ы х к о л е с, т. е. способностью управляемых колес возвращаться в нейтральное положение без участия водителя.

Стабилизацию управляемых колес можно обеспечить двумя путями: упругим стабилизирующим моментом шины, что было рассмотрено выше (§ 15), и конструктивными мероприятиями. К последним относится установка шкворней поворотных цапф с наклоном в поперечной и продольной плоскостях.

Поперечный наклон $\beta_{ш}$ шкворня (рис. 71) вызывает подъем передней части машины при повороте управляемых колес. Как видно на схеме, если колесо поворачивается относительно оси, наклоненной в поперечной плоскости, то контактная площадка колеса должна опуститься ниже опорной поверхности. Поскольку это невозможно, поворот колеса вызывает подъем части машины, связанной с управляемыми колесами. Поэтому для того, чтобы повернуть управляемые колеса, необходимо совершить работу, равную произведению веса, приходящегося на управляемые колеса, и величины h подъема управляемой оси.

По этой причине стабилизирующий момент, возникающий вследствие подъема оси при повороте колес, называется в е с о в ы м с т а б и л и з и р у ю щ и м м о м е н т о м. Величина этого момента зависит также от кинематической схемы подвески. При некоторых схемах подвески в случае наезда одного колеса на препятствие угол наклона шкворня остается прежним, в других — изменяется. Значит, в случае поворота изменится величина подъема колеса относительно корпуса машины, изменится и весовой стабилизирующий момент. Вывод формулы для определения весового стабилизирующего момента приведен в прил. 5. Весовой стабилизирующий момент значителен лишь при поворотах управляемых колес на большие углы, когда машины движутся с малыми скоростями. Углы поперечного наклона $\beta_{ш}$ шкворней не превышают обычно $3 \dots 5^\circ$.

Наклон $\alpha_{ш}$ шкворня в продольной плоскости (наклон назад, рис. 71) позволяет использовать для стабилизации управляемых

колес боковую силу, создающую момент на плече e . Как видно, этот момент увеличивается с увеличением угла $\alpha_{ш}$. Если бы этого наклона не было, равнодействующая боковых сил, т. е. R_y , смещалась бы от проекции оси колеса только за счет упругих деформаций и скольжения, что было показано на рис. 48.

Боковые реакции чаще возникают при повороте машины в результате действия силы инерции, которая пропорциональна квадрату скорости. Поэтому стабилизирующий момент, вызываемый наклоном шкворня в продольной плоскости, обычно называют скоростным стабилизирующим моментом.

Если у машины управляемыми колесами являются задние, то у них шкворни должны быть наклонены не назад, а вперед, чтобы оказывать такое же стабилизирующее воздействие.

Заметим, что, если возникающие в результате упругих деформаций, наклона колеса или шкворня моменты отрицательно влияют на стабилизацию, то они называются дестабилизирующими, а само явление — дестабилизацией.

§ 23. ЗАНОС И ОПРОКИДЫВАНИЕ МАШИНЫ

Предельным случаем потери устойчивости является боковое скольжение (занос) и опрокидывание машины. Рассмотрим явление заноса первоначально на примере двухосной машины. Полное скольжение оси (моста), соединяющей два колеса, может начаться тогда, когда действующая на мост сила реакции достигнет величины φR_{z0} , где R_{z0} — сумма нормальных реакций колес оси. Принципиально возможен занос любой оси и одновременно всех осей машины. Однако более вероятно, что силы, вызывающие занос, достигнут необходимого для этого значения не одновременно.

Пусть в результате действия некоторой, достаточной по величине силы, передняя ось, двигавшаяся по своему направлению со скоростью $v_m = v_x$, начала скользить вбок со скоростью v_{y1} (рис. 70, а). В связи с тем, что рассматривается полное боковое скольжение колес, уводом можно пренебречь. Предположим, что боковое перемещение задней оси при этом отсутствует, т. е. скорость ее определяется лишь величиной v_x . Это означает, что машина начинает двигаться криволинейно с различными скоростями середин передней и задней осей соответственно v_{1x} и $v_2 = v_x$ при мгновенном центре, расположенном на пересечении перпендикуляров к векторам этих скоростей в точке $O_{ц}$. На машину в этом случае действует сила инерции, нормальная составляющая которой P_{ay} направлена в сторону, противоположную направлению силы, вызвавшей занос. Таким образом, возникшая сила инерции противодействует начавшемуся заносу, поэтому занос передней оси не опасен, поскольку он гасится автоматически.

Если под действием боковой силы начала скользить задняя ось (рис. 70, *г*), то возникает сила инерции, нормальная составляющая которой P_{ay} направлена в сторону заноса. В этом случае занос оси прогрессивно нарастает. Прекратить занос задней оси можно двумя способами: ликвидировать причину, вызвавшую его, или повернуть передние колеса в сторону заноса (если управляемыми являются также и задние колеса, то они, естественно, повернутся в противоположную сторону). При повороте передних колес в сторону заноса вследствие увеличения радиуса кривизны траектории движения машины уменьшится сила инерции. При повороте колес на угол, больший, чем угол между направлениями скоростей середин осей передних и задних колес, мгновенный центр окажется расположенным уже по другую сторону от продольной оси, а нормальная составляющая силы инерции — направленной в сторону, противоположную заносу. При излишнем повороте колес может возникнуть занос в обратную сторону.

Боковое скольжение оси или занос начнется, если будет нарушено соотношение $\varphi R_{z0} \geq \sqrt{R_{x0}^2 + R_{y0}^2}$, где R_{x0} , R_{y0} , R_{z0} , как и выше, реакции, действующие на пару колес оси. Поэтому занос может произойти либо тогда, когда на машину действуют большие боковые силы, либо тогда, когда велики продольные силы и достаточно сравнительно малых боковых сил, чтобы вызвать занос.

Первый занос наиболее вероятен при движении машины на повороте или вдоль косогора. В этих случаях, особенно при малых радиусах поворота и большой скорости или больших углах косогора, боковые силы значительны. Второй занос возможен при торможении, когда продольные реакции колес приближаются к своим предельным значениям (а иногда и достигают их), равным силам сцепления.

Тогда достаточно приложить ничтожно малую боковую силу, чтобы колеса оси начали скользить вбок и начался занос. Естественно, что при сочетании двух факторов, например торможения в процессе поворота или на косогоре, увеличивается возможность заноса. При весьма интенсивном разгоне, если ведущие колеса реализуют реакцию, близкую к силе сцепления, вероятность заноса также увеличивается. Последнее, однако, относится к некоторым наиболее «динамичным» легковым автомобилям с большой удельной мощностью и маловероятно у грузовых автомобилей и машин высокой проходимости.

Машины с передними ведущими, а задними ведомыми колесами обладают большей устойчивостью против заноса. Объясняется это не столько тем, что передний привод повышает устойчивость передней управляемой оси, сколько тем, что в этом случае снимается тяговое усилие с колес задней оси, остается больший «запас» для боковой силы этих колес. Опасна же потеря устойчивости именно задней оси.

Машины с передним и одновременно задним приводом по устойчивости против заноса занимают, естественно, промежуточное положение между передне- и заднеприводными машинами.

У многоосных машин, имеющих только передние управляемые колеса, занос начинается относительно задней оси, что, как известно, не опасно. Машины с передними и задними или только с задними управляемыми колесами предрасположены к заносу вокруг передней оси, вследствие чего увеличивается сила инерции, вызывающая развитие заноса.

В многоосной машине при заносе происходит перемещение $(n - 1)$ осей по отношению к одной неподвижной (если не происходит сразу занос всех осей). Поэтому условием устойчивости против заноса многоосной машины является: меньшая величина суммы моментов внешних сил (включая нормальную составляющую силы инерции) в сравнении с суммой допустимых по условиям скольжения моментов, боковых реакций колес относительно оси, по отношению к которой разность этих сумм наибольшая.

Тогда

$$\left(P_{ay} l_j + I_z \frac{d\omega_z}{dt} + M_{\text{пм}} \right) < \sum_{i=1}^n l_{ji} \sqrt{(\varphi R_{zi})^2 - R_{xi}^2}, \quad (106)$$

где l_j — расстояние от центра массы до j -й оси, относительно которой проверяют отсутствие заноса; l_{ji} — расстояние между j -й и i -й осями.

Последнее неравенство должно быть проверено по отношению к каждой из осей машины. В многоосной машине достижение на отдельных осях реакций, равных силам сцепления, еще не означает (как в двухосной машине) начала заноса ее осей. Для заноса необходимо, чтобы до скольжения были доведены колеса всех осей, кроме двух любых. Анализ показывает, что занос многоосной машины начинается, как правило, вокруг передней или задней оси. При заносе вокруг одной из промежуточных осей боковые реакции колес, скользящих к центру поворота, должны быть направлены в сторону действия силы инерции, что в реальных условиях мало вероятно.

Опрокидывание машины может происходить относительно как продольной, так и поперечной осей. Наиболее неблагоприятен поворот на косогоре в тот момент, когда продольная ось машины параллельна косогору, а центр поворота находится выше проекции продольной оси машины на плоскость косогора. Машина при этом поворачивает «в гору».

Под действием боковой составляющей силы инерции подвесенная масса машины поворачивается («накрывается») относительно некоторой продольной оси, называемой о с ь ю к р е н а. Ось крена представляет собой прямую, соединяющую центры крена, т. е. мгновенные центры перемещений поперечных сечений корпуса машины в плоскости передних и задних осей машины.

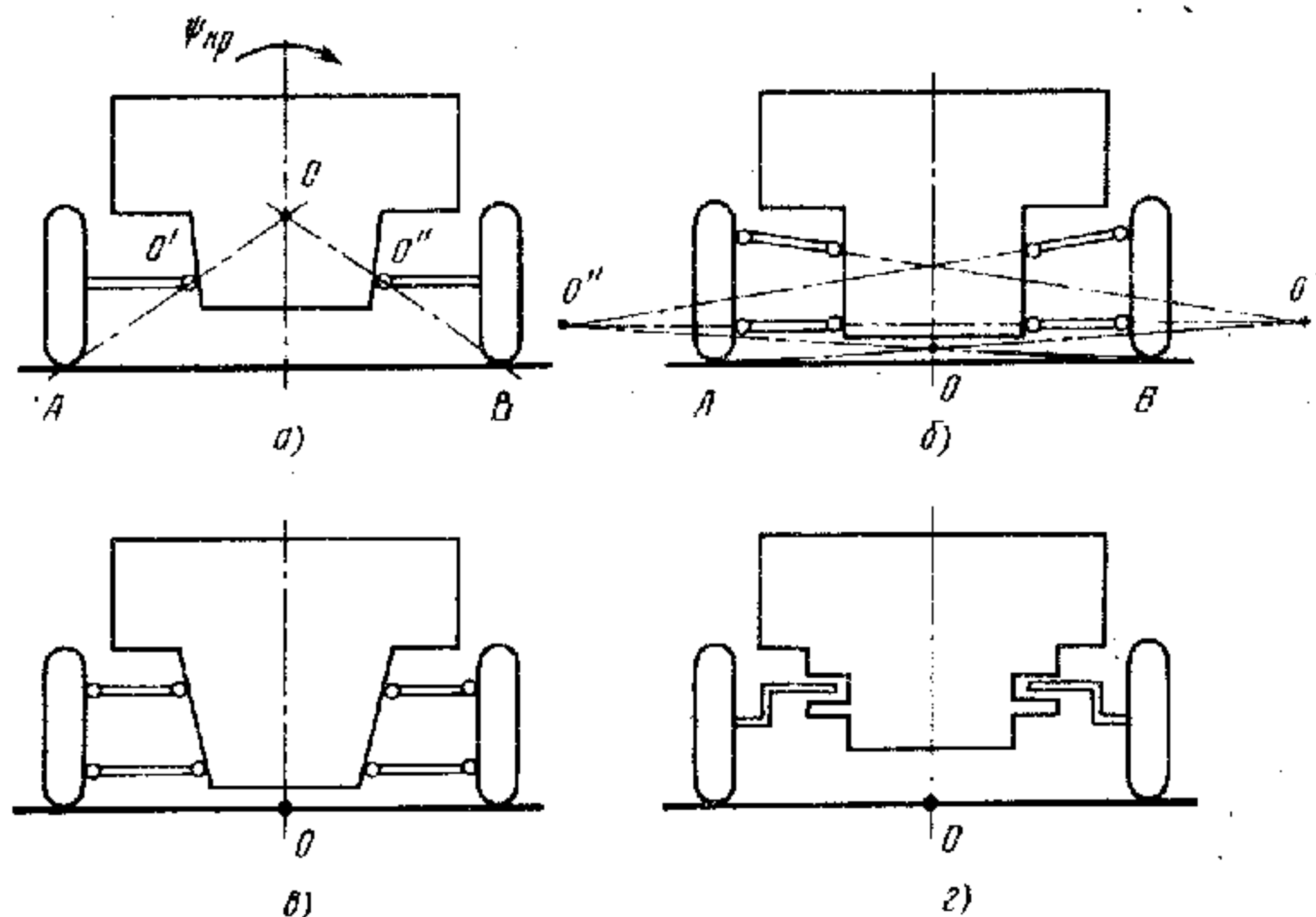


Рис. 72. Определение положения центра крена машины

Положение центра крена зависит от кинематической схемы и геометрических размеров подвески.

1. Независимая однорычажная подвеска с перемещением колес в поперечной плоскости (рис. 72, а). Для того, чтобы найти мгновенный центр перемещений корпуса, можно рассмотреть перемещение колес относительно корпуса. При неподвижном корпусе точки A и B колес перемещаются вокруг осей O' и O'' рычагов по дугам радиусами $O'A$ и $O''B$. Предположим, что при крене поворачивается не корпус относительно дороги, а дорога относительно корпуса на тот же угол $\psi_{кр}$. Тогда мгновенный центр найдем на пересечении продолжений радиусов, т. е. в точке O .

2. Независимая подвеска на двух непараллельных рычагах (рис. 72, б). Перемещение колес относительно корпуса происходит при наличии мгновенных центров в точках O' и O'' соответственно левого и правого колес. Предполагая также, что поворачивается не корпус относительно дороги или колес, находящихся в контакте с дорогой, а дорога относительно корпуса, находим центр крена на пересечении прямых $O'A$ и $O''B$ с осью симметрии машины, т. е. в точке O .

3. Независимая подвеска на двух параллельных рычагах (рис. 72, в). Мгновенные центры перемещения колес находятся в бесконечности, но, так как на радиусах, проведенных из этих центров, должны находиться и точки A и B контакта колес с дорогой, центр крена оказывается лежащим в плоскости дороги и вследствие симметрии в середине колеи машины, т. е. в точке O .

4. Независимая подвеска с перемещением колес в продольной плоскости, например, с торсионом, расположенным точно поперек машины (рис. 72, г). При такой кинематической схеме и

любой конструкции центр крена находится всегда в плоскости дороги, в точке O .

5. Зависимая подвеска на продольных полуэллиптических рессорах или пружинах. Положение центра крена зависит от положения шарнирных соединений упругих элементов (рессор или пружин) с корпусом или мостом. В реальных конструкциях угловое перемещение моста происходит за счет деформации этих элементов. В результате центр крена располагается между верхним и нижним соединениями упругого элемента. При продольных полуэллиптических рессорах (с учетом, что при статической нагрузке они практически выпрямлены) центр крена можно принять находящимся на уровне коренного листа, чуть ниже ушек рессоры.

Вследствие радиальной и боковой податливости шин положение центра крена смещается от плоскости симметрии машины, а также изменяется по высоте. Однако эти смещения существенно меньше перемещений центра подрессоренных масс, точек крепления подвески к корпусу и даже центров колес.

Определим теперь нормальные реакции правых и левых колес, а также угол крена подрессоренной массы. Для большей общности рассмотрим это при движении машины не на горизонтальной, а на наклонной поверхности, т. е. косогоре (рис. 73).

Отнесем все силы и реакции к сечению машины, проходящему через центр C_n подрессоренной массы (рис. 74). Ось крена пересекает плоскость этого сечения на расстоянии плеча крена. Предварительно определим высоту расположения центра крена, т. е. расстояние от оси крена до центра подрессоренной массы в поперечном сечении, проходящем через центр подрессоренных масс машины:

$$h_{кр} = h_{гп} - (l_{1п}h_2 - l_{2п}h_1)/L,$$

где $h_{гп}$ — высота, расположения центра подрессоренных масс над опорной поверхностью; h_1 и h_2 — расстояния от переднего и заднего центров крена до опорной поверхности; $L = l_{1п} + l_{2п}$ — база машины.

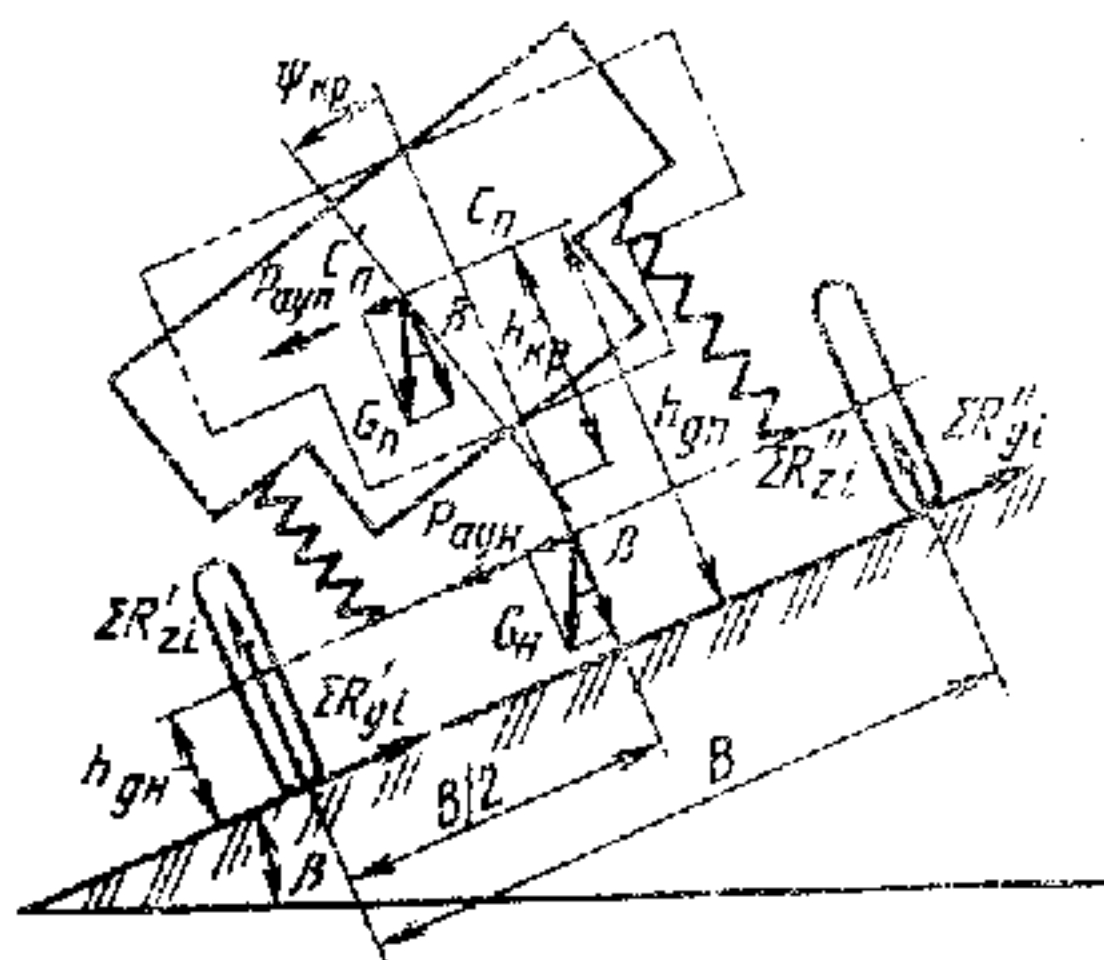


Рис. 73. Определение угла крена машины

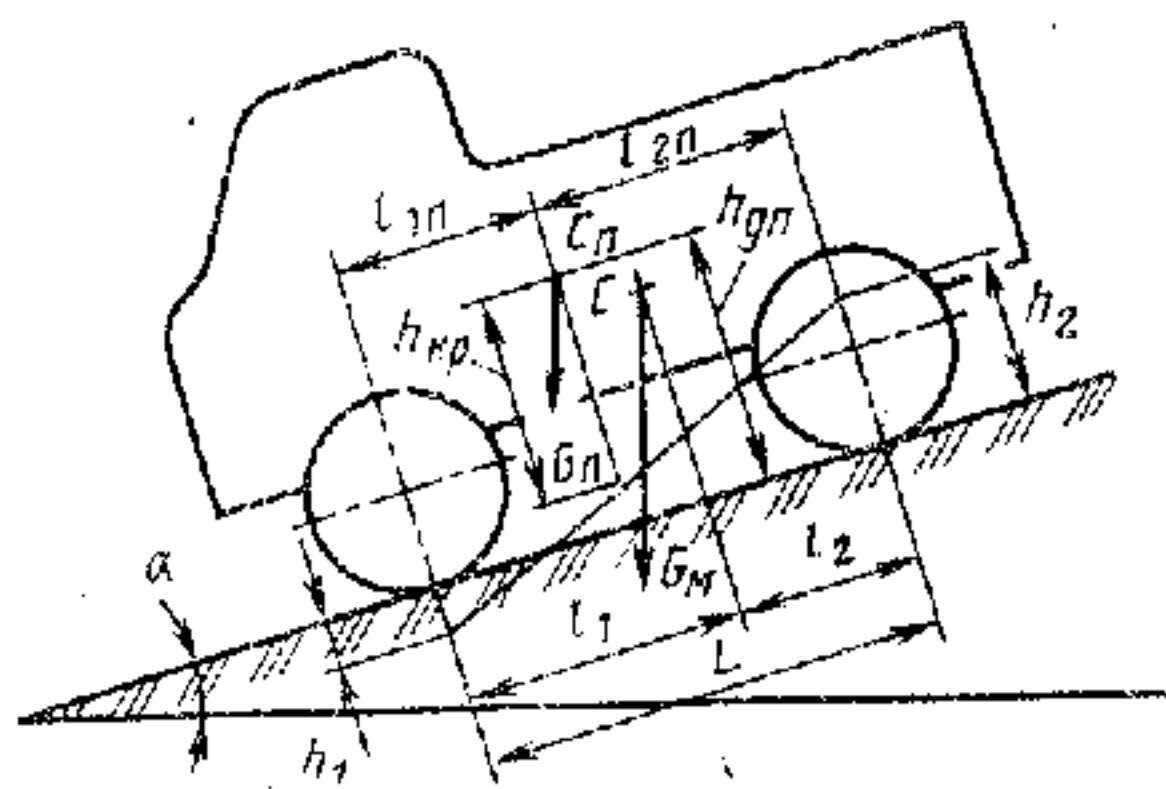


Рис. 74. Определение положения оси крена

При движении по косоугору (рис. 73) боковые составляющие силы инерции $P_{ay\pi}$ и силы тяжести $G_{\pi} \sin \beta$ поддрессоренной массы, а также нормальная составляющая силы тяжести поддрессоренной массы $G_{\pi} \cos \beta$ создают момент относительно оси крена. Сумму боковых реакций колес одной стороны машины обозначим $\sum_{i=1}^n R'_{yi}$,

а реакций колес другой стороны — $\sum_{i=1}^n R''_{yi}$.

Уравнение равновесия машины относительно оси, проходящей через ось приложения реакций $\sum_{i=1}^n R'_{zi}$ и параллельной продольной оси машины (с целью упрощения считаем, что колея всех колес машины одинакова), запишем следующим образом:

$$\sum_{i=1}^n R''_z B + (G_{\pi} \sin \beta + P_{ay\pi}) h_{g\pi} + (G_{\pi} \sin \beta + P_{ay\pi}) h_{g\pi} - \\ - G_{\pi} \cos \beta \left(\frac{B}{2} - h_{кр} \operatorname{tg} \psi_{кр} \right) - G_{\pi} \cos \beta \frac{B}{2} = 0, \quad (107)$$

где $h_{g\pi}$ — высота центра неподдрессоренных масс; $P_{ay\pi}$, $P_{ay\pi}$ — боковые силы, действующие на поддрессоренные и неподдрессоренные массы соответственно.

Наиболее неблагоприятно сочетание силы $P_{ay\pi}$ с составляющей $G_{\pi} \sin \beta$ силы тяжести на косоугоре, когда продольная ось машины оказывается параллельной косоугору, т. е. горизонтальна, а машина поворачивает в сторону подъема. При повороте в сторону спуска силы $P_{ay\pi}$ и $P_{ay\pi}$ отрицательны.

Реакция R'_z может быть определена из уравнения равновесия

$$\sum_{i=1}^n R'_z + \sum_{i=1}^n R''_z = (G_{\pi} + G_{\pi}) \cos \beta = G_{\pi} \cos \beta.$$

В уравнении (107) неизвестным является угол крена $\psi_{кр}$. Для его определения составим уравнение движения поддрессоренной массы относительно оси крена:

$$I_{\pi\pi} \ddot{\psi}_{кр} + \sum_{i=1}^n k_{ay\ i} \dot{\psi}_{кр} + \sum_{i=1}^n c_{py\ i} \psi_{кр} - G_{\pi} \sin \beta h_{кр} - \\ - G_{\pi} \cos \beta h_{кр} \operatorname{tg} \psi_{кр} - P_{ay\ \pi} h_{кр} = 0, \quad (108)$$

где $c_{py\ i}$, $k_{ay\ i}$ — коэффициенты угловой жесткости и демпфирования подвески i -й оси соответственно; n — число осей машины; $I_{\pi\pi}$ — момент инерции поддрессоренной массы машины относительно оси крена.

Пренебрегая при малых скоростях $\dot{\psi}_{кр}$ и ускорениях $\ddot{\psi}_{кр}$ крена первыми двумя членами уравнения (108), а также принимая

при малых углах крена $\operatorname{tg} \psi_{кр} = \psi_{кр}$, находим угол статического крена

$$\psi_{крст} = (P_{ay} h_{кр} + G_{п} h_{кр} \sin \beta) / \left(\sum_{i=1}^n c_{pyi} - G_{п} h_{кр} \cos \beta \right). \quad (109)$$

Коэффициент угловой жесткости подвески $c_{pyi} = c_{pi} B^2 / 2$, где c_{pi} — коэффициент жесткости подвески, приведенный к колесу (подробнее см. гл. 6).

Нетрудно видеть, что при криволинейном движении по горизонтальной поверхности выражение (108) упрощается, так как в этом случае $\sin \beta = 0$ и $\cos \beta = 1$.

Некоторое уточнение (до 10 ... 15%) в определении угла крена может быть получено, если кроме податливости подвески учесть нормальную и боковую податливости шин. Тогда вместо величины c_{pi} следует принимать приведенную жесткость подвески и шины, которая определяется по формуле

$$c_{пр i} = c_{pi} c_{ш Ni} / (c_{pi} + c_{ш Ni}),$$

а вместо колеи B в выражение (106) надо подставить

$$B = (G_{ш} \sin \beta + P_{ay}) / \sum_{i=1}^n c_{ш bi},$$

где $P_{ay} = P_{ayп} + P_{ayш}$; $c_{ш bi}$ — суммарная боковая жесткость шин i -й оси.

Если решить в полном объеме дифференциальное уравнение (108) (приняв $\operatorname{tg} \psi_{кр} = \psi_{кр}$), можно определить зависимость угла $\psi_{крд}$ динамического крена от времени t крена. Это стандартное решение линейного неоднородного уравнения второго порядка с постоянными коэффициентами не будем приводить, но укажем лишь, что амплитудное максимальное значение динамического крена равно удвоенной величине статического крена.

Это означает, что при быстром воздействии боковой силы динамический крен может оказаться в 2 раза больше статического. При относительно малой жесткости подвесок углы крена могут достигать 10 ... 15°. Однако ускорения крена редко превышают (0,02 ... 0,05) с⁻². Кроме того, углы крена существенно снижаются при наличии стабилизаторов. В результате реальные углы крена оказываются меньшими.

Как видно из выражения (109), на угол крена кроме плеча крена в определенной машине оказывает влияние угловая жесткость подвески. Следовательно, для уменьшения этого угла угловую жесткость подвески надо увеличивать, не меняя, однако, линейной жесткости. Это может быть достигнуто, в частности, применением стабилизаторов поперечной устойчивости, установкой телескопических амортизаторов с наклоном в поперечной плоскости, а также введением прогрессивных автоматически регулируемых систем поддрессоривания.

Предельным углом наклона $\beta_{\text{опр}}$ машины на косогоре, соответствующим потере устойчивости машины по опрокидыванию, является угол, при котором сумма нормальных реакций $\sum_{i=1}^n R_{zi}$ колес борта, расположенных выше, станет равной нулю. Тогда, подставив в выражение (107) значение $\psi_{\text{кр}}$ из формулы (109) и решив его относительно $\text{tg } \beta_{\text{опр}}$, получим:

$$\text{tg } \beta_{\text{опр}} = \frac{G_{\text{п}} \left[\frac{B}{2} - h_{\text{кр}} \text{tg} \left(\frac{G_{\text{п}} h_{\text{кр}} \sin \beta_{\text{опр}} + P_{\text{ауп}} h_{\text{кр}}}{\sum_{i=1}^n c_{\text{ру}i} - G_{\text{п}} h_{\text{кр}} \cos \beta_{\text{опр}}} \right) \right] + G_{\text{н}} \frac{B}{2}}{G_{\text{п}} h_{\text{гп}} + G_{\text{н}} h_{\text{гн}}}.$$

При прямолинейном движении вдоль косогора, естественно, слагаемое $P_{\text{ауп}} h_{\text{кр}}$ отпадает, т. е. устойчивость может быть обеспечена при большем угле косогора.

Это трансцендентное уравнение может быть решено путем подбора и, в частности, по стандартной программе с помощью ЭЦВМ. Разложением $\sin \beta_{\text{опр}}$, $\cos \beta_{\text{опр}}$ и $\text{tg } \beta_{\text{опр}}$ в ряды можно это же уравнение преобразовать в обычное алгебраическое.

Если пренебречь при жесткой подвеске креном корпуса относительно опорной поверхности, составить уравнение, аналогичное выражению (107), приравнять $\sum R_z$ нулю и решить уравнение относительно $\text{tg } \beta_{\text{опр}}$, то получим:

$$\text{tg } \beta_{\text{опр}} = B/(2h_g) - P_{\text{ау}}/(G_{\text{п}} \cos \beta_{\text{опр}}),$$

а при движении параллельно косогору (не поворачивая)

$$\text{tg } \beta_{\text{опр}} = B/(2h_g).$$

Устойчивость против опрокидывания машины относительно поперечной оси определяют аналогично. Наиболее неблагоприятным случаем является торможение на спуске с горы, когда моменты от составляющей силы тяжести, параллельной опорной поверхности, и от силы инерции направлены в одну сторону. Поскольку угловая жесткость подвески машины в продольной плоскости обычно значительно больше, чем в поперечной, угол крена оказывается незначительным, и им можно пренебречь. Тогда для двухосной машины, спускающейся с горы,

$$\text{tg } \alpha_{\text{опр}} = l_1/[(1 + a_{\tau}/g) h_g],$$

где a_{τ} — ускорение при торможении; l_1 — расстояние от центра масс до первой оси.

Опрокидывание на подъеме определяют так же с той лишь разницей, что вместо расстояния между центром масс и передней осью следует учесть расстояние до задней оси и поменять знак направления ускорения при торможении.

Для предотвращения опрокидывания машины на косогоре, на спуске или на подъеме необходимо, чтобы сползание (скольжение) наступало при меньших углах, чем опрокидывание. Опре-

делим, при каком угле косогора произойдет боковое скольжение оси.

Составляющая силы тяжести, параллельная плоскости косогора, равна $(L - l_{1(2)}) G_m \sin \beta / L$. Предельная по сцеплению (если пренебречь распределением моментов межколесными дифференциалами) боковая реакция оси

$$R_{y01(2)} = \sqrt{[(L - l_{1(2)}) \varphi G_m \cos \beta / L]^2 - R_{x01(2)}^2}.$$

Тогда для бокового скольжения оси необходимо, чтобы

$$(L - l_{1(2)}) G_m \sin \beta / L \geq \sqrt{[(L - l_{1(2)}) \varphi G_m \cos \beta / L]^2 - R_{x01(2)}^2}.$$

Отсюда угол $\beta_{ск}$, при котором ось начнет скользить вбок, определяется так:

$$\operatorname{tg} \beta_{ск1(2)} \geq [\varphi (L - l_{1(2)}) / L]^2 - [R_{x01(2)} (L - l_{1(2)}) / (G_m L)]^2.$$

Необходимо, чтобы этот угол был меньше $\beta_{опр}$.

Как видно, величина минимального угла, при котором ось будет скользить вбок, увеличивается с увеличением коэффициента сцепления и уменьшается с увеличением продольной реакции (тяговой или тормозной). Заметим, что на скользкой дороге даже с очень малым уклоном ведущая ось скользит вбок, если ведущие колеса реализуют относительно большую силу тяги. Это явление может усугубляться тем, что неодинаковые (вследствие разной степени блокировки дифференциалов) продольные реакции колес создают момент сил. В результате этого возникают боковые реакции.

При торможении на спуске угол, при котором машина начнет скользить, определяется в соответствии с рис. 74:

$$\operatorname{tg} \alpha_{ск} = \varphi - a_t / g.$$

Аналогично может быть определен предельный по скольжению угол преодолеваемого подъема. В полноприводной машине $\operatorname{tg} \alpha_{ск} = \varphi$, в машине с задними ведущими колесами $\operatorname{tg} \alpha_{ск} = \varphi l_1 / (L - \varphi h_g)$, в машине с передними ведущими колесами $\operatorname{tg} \alpha_{ск} = \varphi l_2 / (L + \varphi h_g)$.

Во всех случаях угол, при котором машина или ее ось (мост) может скользить (сползать), должен быть меньше угла, при котором машина может опрокинуться.

Опрокидывание машины может произойти и при движении ее по горизонтальной поверхности. Раскрывая в уравнении (107) значения $P_{ayп}$ и $P_{ayн}$ и решая его затем относительно скорости движения машины v_m с учетом выражения (108) и $\beta = 0$, находим скорость, при движении с которой по траектории радиусом R_n машина потеряет устойчивость по опрокидыванию:

$$v_{опр} = \sqrt{\frac{G_m \left(\frac{B}{2} \right) g R_n \left(\sum_{i=1}^n c_{py i} - G_n h_{кр} \right)}{(G_n h_{gn} + G_n h_{gn}) \left(\sum_{i=1}^n c_{py i} - G_n h_{кр} \right) + G_n^2 h_{кр}^2}}.$$

Для большинства колесных машин $G_{\text{ш}}/G_{\text{в}} = 4 \dots 7$ и $h_{\text{гш}}/h_{\text{гв}} = 1,2 \dots 1,8$ (кроме некоторых специальных машин), поэтому, если пренебречь податливостью подвески, последнее выражение принимает упрощенный вид

$$v_{\text{опр}} \approx \sqrt{BR_{\text{ш}}g/[(2, 10 \dots 2, 16)h_g]}.$$

Заметим, что на плоской поверхности опрокидывание машин обычно не происходит: скольжение наступает при углах, меньших, чем при возможном опрокидывании. Однако при высоком расположении центра масс по отношению к колесам или расстоянию до передней или задней оси опрокидывание возможно. В реальных условиях движущаяся машина может удариться о какую-либо неровность, попасть хотя бы одним колесом в выбоину и т. п. В таком случае возникнет дополнительная сила инерции, которая может при соответствующем ее направлении увеличить опрокидывающий момент.

§ 24. КОЛЕБАНИЯ УПРАВЛЯЕМЫХ КОЛЕС

На устойчивость движения машины косвенное влияние оказывают колебания колес. При колебаниях колес возникают дополнительные силы, которые могут передаваться на корпус и вызывать его колебания. Однако эти колебания корпуса имеют малые амплитуды и, как правило, на характер движения не влияют. Тем не менее колебания колес могут изменить направление движения машины. Если амплитуды колебаний колес такие, что вызывают относительное проскальзывание колеса по опорной поверхности, то уменьшается коэффициент сцепления и ухудшается устойчивость движения машины.

Управляемые колеса, имеющие в сравнении с неуправляемыми дополнительную степень свободы (поворот вокруг шкворня), наиболее подвержены колебаниям. Кроме того, управляемые колеса связаны между собой системой рулевого управления, отличающейся податливостью, демпфированием, а иногда и наличием зазоров.

Причинами, вызывающими колебания колеса, могут быть наезд колеса на неровность, дисбаланс колеса, двойная связь управляемых колес с корпусом машины (через подвеску и рулевое управление). При наезде колеса на неровность возникает реакция, которая создает момент относительно оси шкворня, вызывающий поворот колеса на угол θ . Противодействуют этому повороту сцепление колеса с дорогой, упругость и трение в системе рулевого управления, а также образующийся в процессе изменения поворота вращающегося колеса гироскопический момент $M_{\text{г}} = I_{\text{к}}\omega_{\text{к}}\dot{\theta}$, где $\dot{\theta}$ — угловая скорость поворота оси колеса относительно оси шкворня.

В случае применения подвески, кинематическая схема которой при наезде колеса на неровность приводит к его наклону

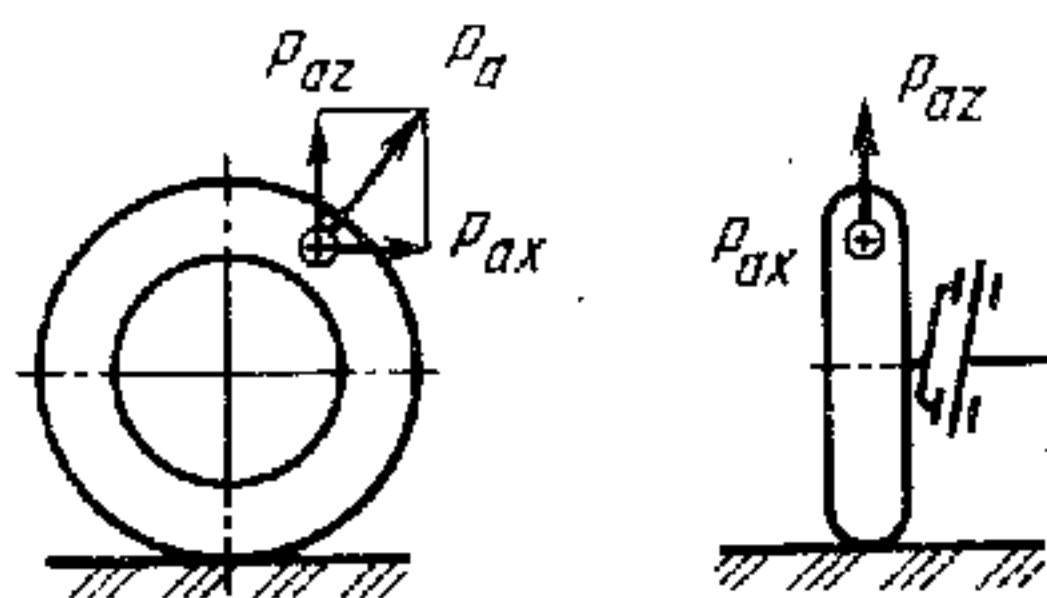


Рис. 75. Силы, действующие на колесо при дисбалансе

в поперечной плоскости на угол ξ , также возникает противодействующий этому наклону гироскопический момент $M_g = I_K \omega_K \dot{\xi}$, где $\dot{\xi}$ — угловая скорость колеса относительно

носительно направляющего элемента подвески.

При наличии дисбаланса вращающегося колеса возникает центробежная сила P_a , которую можно разложить на две составляющие: P_{ax} и P_{az} (рис. 75). Первая из них стремится повернуть колесо относительно оси шкворня, а вторая — наклонить колесо в поперечной вертикальной плоскости. И в том и в другом случае возникают гироскопические моменты, противодействующие этим поворотам. В процессе качения колеса составляющие центробежной силы изменяются по величине и направлению, поэтому колесо стремится совершать сложные движения в пространстве. При колебании колес вокруг шкворней может оказаться, что силы от неуравновешенных масс лежат в одной плоскости с управляемой осью, но направлены в противоположные стороны. Тогда эти силы вызывают угловые колебания оси вместе с колесами в вертикальной плоскости и колебания колес вокруг шкворней.

Колебания колеса могут происходить и вследствие того, что нормальная жесткость шины по окружности неодинаковая. При качении с такой шиной колесо начинает колебаться в вертикальной плоскости. Подобные колебания, совершаемые вследствие изменения параметров самой колебательной системы (в данном случае жесткости), являются параметрическими. Но из-за относительно небольшого изменения жесткости шины и внутреннего трения амплитуды этих колебаний невелики.

В некоторых условиях могут возникнуть колебательные процессы в системе рулевого управления с гидроусилителем. При этом переменные усилия передаются на управляемые колеса, также вызывая их колебания.

При наезде колеса на неровность, наклоне оси или осей колес, а также по другим причинам в процессе движения изменяются нормальные реакции колес и, следовательно, динамические радиусы и радиусы качения колес. Поскольку абсолютные значения реакций относительно невелики, для управляемых колес, не имеющих блокированной связи между собой и другими колесами, примем, что их динамические радиусы r_d и радиусы качения r_K равны, тогда

$$\omega_K \approx v_M / r_d. \quad (110)$$

При постоянной скорости машины v_M угловая скорость ω_K колеса должна изменяться в соответствии с изменением нормаль-

ного прогиба шины h_z . Вследствие этого возникает инерционный момент

$$M_{ок} = I_k d\omega_k/dt = -R_x r_d, \quad (111)$$

где R_x — продольная реакция, возникающая вследствие неравномерного вращения колеса при изменении его радиуса.

Совместно решая выражения (110) и (111) и принимая $h_z \ll r_d$, а также $v_M = \text{const}$, получаем:

$$R_x = \left(\frac{I_k}{r_d^2} \right) \omega_k dh_z/dt.$$

Таким образом, при изменении радиусов колес возникающие в контактной площадке дополнительные реакции опорной поверхности изменяются, причем как по величине, так и по направлению. Эти дополнительные реакции вызывают появление дополнительных моментов, стремящихся повернуть колеса вокруг шкворней.

Перечисленные причины могут приводить к перемещениям колес, которые называют в и л я н и е м (обычно, если эти перемещения имеют хаотический характер) или к о л е б а н и я м и (если имеют определенный характер). Однако в системе управляемых колес с неразрезной осью даже единичный случайный импульс может привести к самовозбуждению колебаний.

Рассмотрим колебательную систему (рис. 76), состоящую из неразрезной оси, управляемых колес, подвески с упругими элементами и амортизаторами и рулевого управления. В результате поворота плоскости вращения колес появляются гироскопические моменты M'_r и M''_r в вертикальной плоскости, примерно равные, поскольку $\omega'_k \approx \omega''_k \approx \omega_k$, т. е.

$$M'_r \approx M''_r = I_k \omega_k \dot{\theta},$$

где ω_k — угловая скорость колеса относительно поворотной цапфы; $\dot{\theta}$ — угловая скорость поворота оси колеса в плоскости, перпендикулярной к плоскости его вращения.

Гироскопический момент $M_r = M'_r + M''_r$ вместе с моментом $M_y = (R'_y + R''_y)h$ заставляют ось колес повернуться в вертикальной плоскости относительно продольной оси x . Вследствие

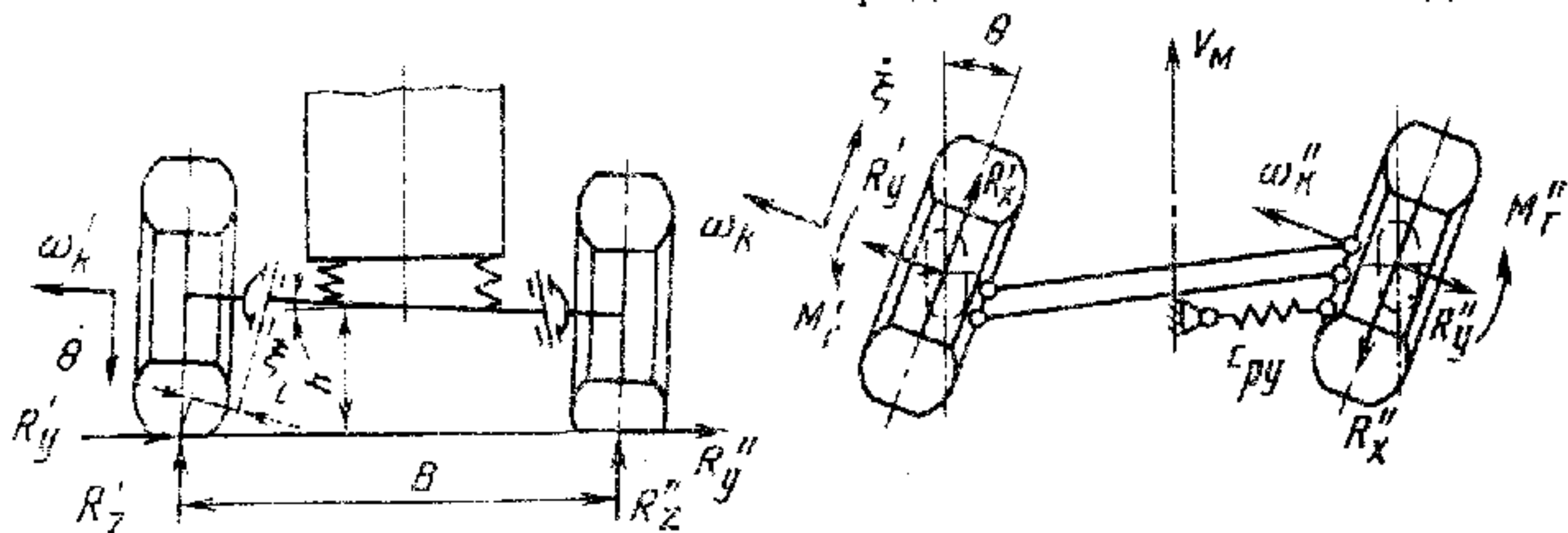


Рис. 76. Схема колебательной системы оси и рулевого управления

этого возникает другой гироскопический момент $M_g = 2I_R \omega_R \dot{\xi}$ и происходит перераспределение нормальных реакций, приводящее к изменению радиусов левых и правых колес. В результате появляются дополнительные продольные реакции R'_x и R''_x , создающие суммарные моменты относительно осей шкворней $M_x = (R'_x + R''_x) l$. Моменты M_g и M_x участвуют в осуществлении связи колебаний колес в двух указанных плоскостях. Эти моменты зависят от упругих свойств шин, поэтому их называют упругими моментами связи.

Гироскопический момент M_g и сила R_x увеличивают первоначальные углы поворота колес вокруг шкворней. Упругие и гироскопические связи являются, таким образом, двусторонними: колебания в одной плоскости вызывают или усиливают колебания в другой плоскости, и наоборот. В связи колебаний левого и правого колес участвует и рулевое управление, которое своими упругодемпфирующими характеристиками также влияет на эти колебания.

Описанные выше колебания носят характер автоколебаний, называемых также шимми. Они совершаются за счет источника энергии, не обладающего колебательными свойствами, в данном случае энергии двигателя машины. Эта энергия расходуется на преодоление сопротивления качению колес, вызванного их поворотом в плоскости дороги. При повороте управляемой оси с колесами в вертикальной плоскости в результате деформации подвески, шин и рулевого управления накапливается потенциальная энергия. Когда поворачивающий момент и момент сопротивления уравновесятся, угловая скорость оси ξ станет равной нулю, колеса начнут поворот в сторону равновесия. Пройдя положение равновесия, ось с колесами отклонится в противоположную сторону. Соответственно изменятся радиусы левого и правого колес и момент сопротивления. После того как момент сопротивления и момент от упругих сил в подвеске, шинах и рулевом приводе станут одинаковыми, процесс будет повторяться.

В машинах с независимой подвеской колес, хотя и в меньшей степени, но тоже наблюдаются автоколебания управляемых колес. В этом случае следует учитывать еще одну степень свободы — крен корпуса машины, при котором происходят согласованные наклоны колес (подобно тому, как и в случае зависимой подвески). Однако в машинах с независимой подвеской упругие и гироскопические связи складываются более благополучно, т. е. обеспечивают меньшую склонность к автоколебаниям управляемых колес, чем при зависимой подвеске. Вместе с тем при описании колебательной системы управляемых колес с независимой подвеской необходимо учитывать кинематические свойства шины, а именно то, что боковая деформация шины обеспечивает колесу еще одну степень свободы. В соответствии с теорией «шинного» или кинематического шимми (в отличие от «гироскопического»),

наиболее подробно разработанного М. В. Келдышем, автоколебания возникают из-за боковой и угловой эластичности шин.

§ 25. ВЛИЯНИЕ КОНСТРУКТИВНЫХ И ЭКСПЛУАТАЦИОННЫХ ФАКТОРОВ НА УСТОЙЧИВОСТЬ

Как показано в § 22, устойчивость движения (траекторная и курсовая устойчивость) связана с уводом, точнее — с соотношением углов увода передних и задних колес. Поэтому влияние конструктивных и эксплуатационных факторов на устойчивость фактически следует рассматривать, исходя из зависимости их от увода — силового и кинематического.

Для удобства анализа можно несколько преобразовать выражение (103), учитывая, что при одинаковых шинах всех колес

$$v_{кр} \leq \sqrt{k_y \frac{\left[\sum_{i=1}^n q_i \sum_{i=1}^n q_i l_i^2 - \left(\sum_{i=1}^n q_i l_i \right)^2 \right]}{m_M \sum_{i=1}^n q_i l_i}},$$

где q_i — коэффициенты коррекции коэффициентов сопротивления боковому уводу (главным образом q_N и q_T — коэффициенты коррекции по нормальной и тангенциальной нагрузкам соответственно).

А если еще упростить, приняв $q_i = q$, то получим:

$$v_{кр} \leq \sqrt{k_y q \frac{\left[n \sum_{i=1}^n l_i^2 - \left(\sum_{i=1}^n l_i \right)^2 \right]}{m_M \sum_{i=1}^n l_i}}. \quad (112)$$

Последняя формула позволяет непосредственно провести анализ влияния расположения осей по длине базы машины.

При смещении центра масс вперед и одинаковых коэффициентах сопротивления боковому уводу всех колес числитель формулы изменяется относительно мало, тогда как знаменатель ($\sum l_i$) уменьшается значительно, а это означает, что возрастает критическая скорость машины. Таким образом, при перемещении центра масс вперед улучшается устойчивость прямолинейного движения (рис. 77).

Однако смещение центра масс вперед вызывает разгрузку задних колес, может уменьшить q_N этих колес, что, в свою очередь, может вызвать не уменьшение, а увеличение $\sum q_i l_i$ и соответственно ухудшение устойчивости. Поэтому перемещать центр масс следует осторожно, учитывая неоднозначность этого влияния.

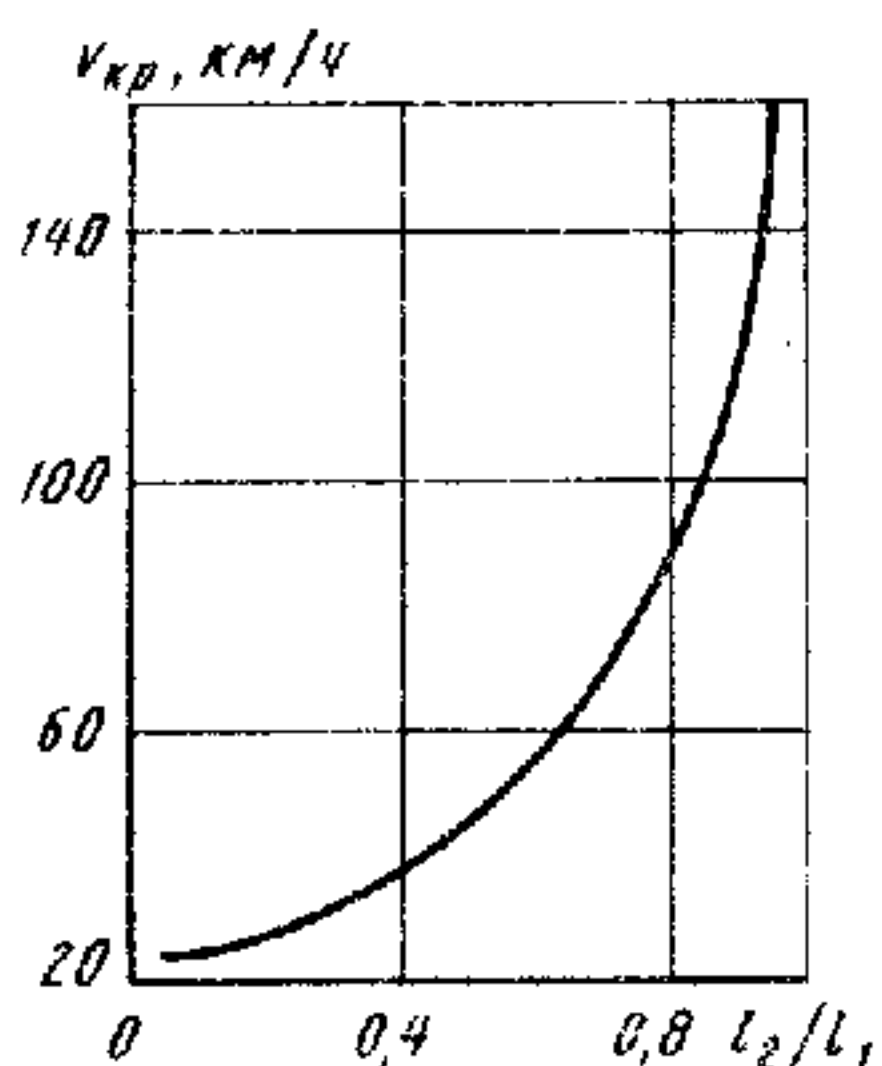


Рис. 77. Влияние расположения центра массы на критическую скорость

Чем больше база машины L , тем больше $\sum l_i^2$ и, следовательно, числитель формулы (112), т. е. критическая скорость и устойчивость. Чем больше колес, тем больше член $n \sum l_i^2$, а значит, лучше устойчивость. При этом, если колеса группируются на крайних осях, это слагаемое оказывается наибольшим. При равномерном расположении осей по длине базы оно, а следовательно, и устойчивость ухудшаются. Если колеса сгруппированы к середине, то устойчивость будет наихудшей.

Увеличение числа осей в пределах заданной базы приводит к снижению критической скорости, а при одновременном удлинении базы — к повышению скорости $v_{кр}$. Однако если при увеличении числа осей сумма $\sum k_{yi}$ остается постоянной, т. е. величина k_{yi} уменьшается обратно пропорционально числу осей, то критическая скорость, наоборот, снижается. Уменьшается критическая скорость также с увеличением массы машины и уменьшением коэффициентов сопротивления боковому уводу, если они одинаковы у всех колес. Однако критическая скорость повышается с увеличением коэффициентов сопротивления боковому уводу задних колес и с уменьшением сопротивления боковому уводу передних колес.

Последнему может, в частности, способствовать уменьшение q_N передних колес за счет перераспределения нормальных реакций, что может быть достигнуто увеличением угловой жесткости передней подвески, применением в передней подвеске амортизаторов с повышенным сопротивлением. К этому же приведет уменьшение q_T на передних и увеличение q_T на задних колесах, что можно обеспечить переходом на передний привод, а при торможении — установкой на передних колесах более эффективных тормозных механизмов. Можно влиять на коэффициенты сопротивления боковому уводу, изменяя давление воздуха в шинах.

Перечисленные выше пути влияния на устойчивость движения прямо или косвенно связаны с силовым уводом. Кроме того, устойчивость движения как свойство, зависящее от соотношения углов увода передних и задних колес, может являться функцией кинематического увода, вызываемого наклоном колес. Наклон колеса, а точнее изменение наклона, во многом зависит от кинематической схемы подвески, определяющей характер перемещений колес относительно корпуса и дороги.

При действии боковой силы, например силы инерции, при повороте корпус машины всегда отклоняется (если, конечно, он поддрессорен, т. е. соединен с колесами или мостами через упру-

гие элементы подвески) по направлению действующей силы. Колеса машины могут при этом отклоняться в любую сторону в зависимости от кинематической схемы, которая определяется направляющим устройством подвески.

Так, если применяется независимая подвеска колес на двух параллельных рычагах одинаковой длины (параллелограммного типа) (рис. 78, а), то колеса наклоняются в ту же сторону, в которую наклоняется корпус машины. Такой наклон создает кинематический увод в ту же сторону, в которую он вызывается непосредственно действием боковой силы. Аналогичное влияние оказывают подвески на продольных рычагах или рычаге (например, с поперечно расположенным торсионом) и так называемая свечная подвеска телескопического типа.

При независимой подвеске колес на одном поперечном рычаге (рис. 78, б) колеса, как видно, наклоняются в сторону, противоположную наклону корпуса. В этом случае колесо из-за кинематического увода стремится перемещаться в сторону, противоположную той, которая вызывается боковой силой. Таким образом в первых случаях (рис. 78, а) направляющий аппарат подвески увеличивает увод, а во втором (рис. 78, б) — уменьшает.

Если применяется зависимая подвеска, то при наклоне корпуса наклон колес не изменяется (рис. 78, в). Такая кинематическая схема подвески никакого влияния на увеличение или уменьшение увода колес не оказывает.

Существуют подвески, в которых ось качания рычага располагается под острым углом к продольной оси машины. Такая схема является промежуточной между подвесками, увеличивающими увод колес и уменьшающими его. Здесь многое зависит от величины угла между осью качания колеса и продольной осью машины, а также от величины вертикального перемещения относительно корпуса.

В некоторых зависимых подвесках, например в тех, в которых в качестве направляющего устройства используются листовые рессоры или продольный рычаг (балансир), небольшого изменения углов увода можно достичь соответствующим креплением рессор, расположением их ушков и т. д.

Поясним последнее с помощью схемы (рис. 79).

Предположим, машина поворачивает влево. Тогда под действием момента, создаваемого силой инерции P_{ay} (рис. 79, а),

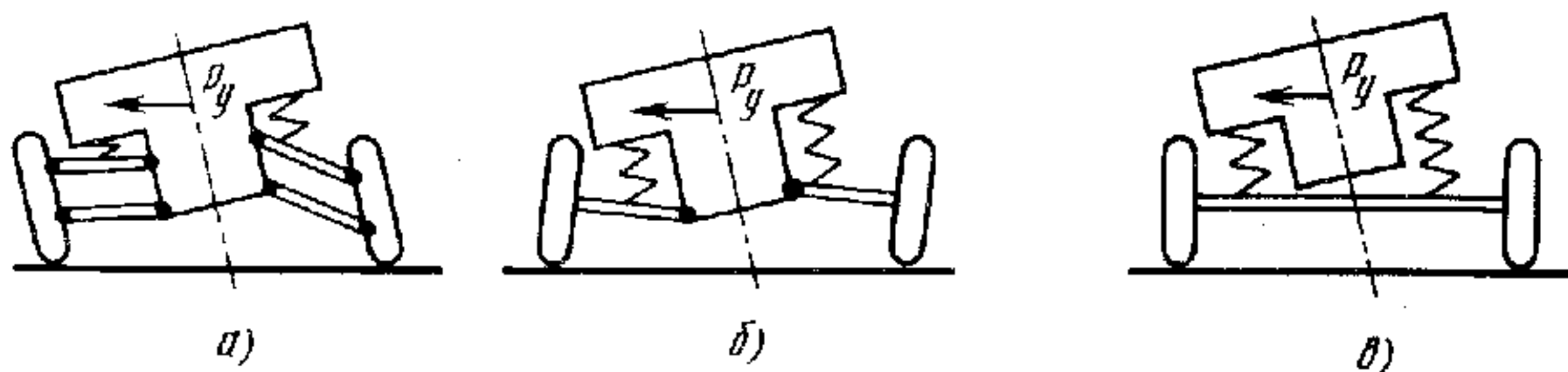


Рис. 78. Наклон корпуса и колес при действии боковой силы

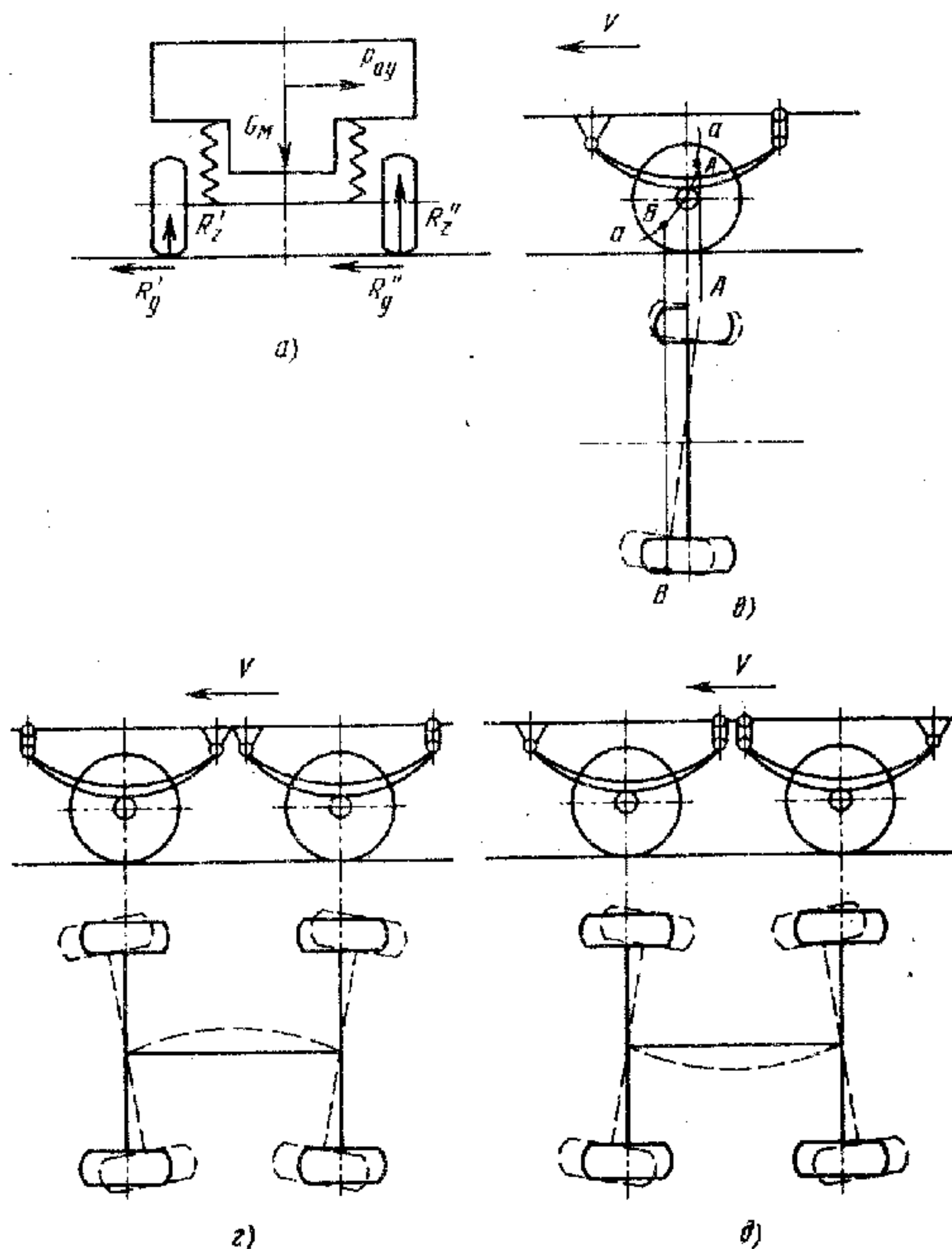


Рис. 79. Влияние крепления рессор на поворачиваемость

нагружаются правые рессоры и разгружаются левые. При крене корпуса машины и деформации рессоры точка крепления ее с мостом перемещается по дуге $a-a$ (рис. 79, б). Правая сторона моста отходит при этом назад, в точку A , а левая — вперед, в точку B . Таким образом, мост поворачивается, как показано на рис. 79, в. При перемене местами шарнира и серьги мост под действием момента той же силы поворачивается в противоположную сторону.

Как видно, соответствующим расположением шарнира и серьги, соединяющих продольные полуэллиптические рессоры с рамой машины, можно добиться такого перемещения переднего и заднего мостов машины, что она либо дополнительно повернется в ту же сторону, в которую поворачивала (рис. 79, в), либо будет противодействовать повороту (рис. 79, б). В первом случае машина будет обладать избыточной поворачиваемостью, во вто-

ром — недостаточной. То же может происходить и при прямолинейном движении, если перераспределение нагрузок на правые и левые рессоры произойдет не в результате боковой составляющей силы инерции, а вследствие действия боковой силы ветра или составляющей силы тяжести при движении вдоль уклона. При этом возникшая от поворота (или вследствие дополнительного поворота) новая составляющая силы инерции P'_y может быть либо направленной в ту же сторону, что и вызвавшая крен корпуса сила P_y , либо в противоположную сторону и соответственно будет обеспечена избыточная или недостаточная поворачиваемость.

Таким образом, выбором кинематической схемы направляющего устройства подвески передних и задних колес можно существенно влиять на углы их увода и тем самым получить желаемую степень поворачиваемости. Так, например, наличие независимой подвески передних колес на двух поперечных параллельных рычагах одинаковой длины в сочетании с задней подвеской на одном поперечном рычаге приводит к увеличению недостаточной или к уменьшению избыточной поворачиваемости, тем самым повышая устойчивость движения машины.

Поворот задних ведущих колес отрицательно влияет на устойчивость, так как возникающая при этом составляющая силы тяги, приводит к увеличению боковой силы задней оси.

На устойчивость влияет схема трансмиссии, так как от нее, как было показано, зависит распределение продольных сил по колесам. Так, в машине с заблокированным приводом, если есть отрицательные продольные реакции ведущих колес, положительные реакции будут больше, чем при отсутствии отрицательных реакций, поскольку алгебраическая сумма всех продольных реакций равна сумме сил внешних сопротивлений. Это означает, что правая часть неравенства (106) оказывается в этом случае меньше, т. е. при меньшем значении моментов внешних и инерционных сил может начаться занос.

Машина с передними ведущими колесами обладает большей устойчивостью, чем с задними ведущими колесами. Это объясняется тем, что задние ведомые колеса, на которых продольные реакции меньше, чем если бы они были ведущими, способны сопротивляться большей боковой силе, так как предельная величина боковой силы $R_p = \sqrt{\varphi R_z^2 - R_x^2}$. Кроме того, у передних ведущих колес за счет увеличения продольной реакции уменьшается сопротивление боковому уводу, а значит, увеличиваются углы бокового увода в сравнении с углами бокового увода колес задней оси, что повышает устойчивость.

Анализ влияния режима движения колесной машины на ее устойчивость при криволинейном движении может быть произведен также с помощью формул (70), (71), (84).

Осуществление поворота задних ведущих колес отрицательно влияет на устойчивость, так как составляющая силы тяги, кото-

рая возникает при повороте ведущих колес, приводит к увеличению боковой силы задней оси.

Особенно отрицательно влияет на устойчивость поворот задних колес при неустановившемся режиме движения, когда изменяются углы поворота управляемых колес (см. прил. 10).

§ 26. УПРАВЛЯЕМОСТЬ КОЛЕСНОЙ МАШИНЫ

Выше были определены и исследованы основные параметры криволинейного движения колесной машины вне связи с системой ее управления. Предполагалось, что управляемые колеса машины либо повернуты на определенные углы, либо они поворачиваются (при входе в поворот или выходе из поворота) по заданному закону, но этот поворот не связывался с управлением со стороны водителя. Учитывались лишь внешние, причем постоянно действующие возмущения, к которым относятся: силы инерции, реакции дороги, составляющая силы тяжести, аэродинамическая сила.

В реальных условиях движение машины всегда находится под управляющим воздействием. Действия водителя, направленные на сохранение или изменение величины и направления скорости движения, а также ориентации продольной оси машины называются *управлением*. При рассмотрении вопросов, связанных с управлением колесной машиной, обычно исключают то, что связано с управлением скоростью прямолинейного движения при отсутствии действия каких-либо боковых сил. Отдельно рассматривают управление процессом торможения.

Свойство машины, определяющее ее способность подчиняться управляющему воздействию, называется *управляемостью*. Лучшей управляемостью обладает та машина, которая выполняет сигналы управления с заданной точностью при минимальных затратах нервной и физической энергии водителя.

Однако в связи с отмеченным в нормативных документах (ОСТ 37.001.051—86 «Управляемость и устойчивость автомобилей. Термины и определения») управляемость автомобиля определяется как свойство его подчиняться *траекторному и курсовому управлению*, т. е. управлению по сохранению или изменению величины и направления скорости движения автомобиля и соответственно ориентации его продольной оси.

В теории автоматического управления понятие управляемости вообще не используется, так как характеристики объекта управления принимаются заданными. Для характеристики работы системы управления применяют понятия устойчивости и качества переходного процесса.

Управляемость колесной машины зависит не только от ее конструктивных характеристик, но и от изменяющихся дорожных условий, а также индивидуальных особенностей водителя, как управляющего звена системы регулирования. Поэтому управ-

ляемость — свойство не изолированной колесной машины, а системы машина—водитель, точнее, системы дорога—машина—водитель. Вместе с тем охарактеризовать всю систему, особенно с учетом водителя довольно сложно.

В настоящее время, правда, появился подход к рассмотрению качества управляемого движения колесных машин, который состоит в том, что управляемую колесную машину и водителя рассматривают как замкнутую систему автоматического управления с внутренними функциональными связями. При этом определяют передаточные функции системы, в том числе и водителя, как управляющего звена, а для анализа чувствительности к управлению и устойчивости применяют методы, принятые в теории управления. Однако этот метод пока еще недостаточно хорошо разработан.

Конструктору важно знать, как ведет себя на дороге машина с теми или иными конструктивными характеристиками при управляющем воздействии и как реагирует она на внешние возмущения.

В системе управления машиной входными сигналами для нее являются: поворот рулевого колеса, увеличение подачи топлива, изменение усилия на педали тормоза, включение сцепления, переключение передач в коробке передач и т. д. Кроме того, входным сигналом для машины служит любое внешнее воздействие: порыв ветра, изменение продольного или поперечного профиля дороги и др. Входным сигналом для системы водитель—машина является изменение дорожной ситуации.

Как элемент системы управления машина может быть характеризована величиной установившейся реакции и характером переходной реакции при определенной форме входного сигнала, определяющего временные характеристики машины.

Предположим, водитель как управляющее звено начинает поворачивать рулевое колесо, чтобы повернуть колеса и тем самым изменить направление движения машины.

Для того чтобы совершить поворот с заданной кривизной, водитель должен повернуть рулевое колесо на определенный угол $\alpha_{\text{рк. уст}}$ (рис. 80, а). Однако точно кривизна может не быть достигнута, хотя бы потому, что он не знает, на сколько градусов следует повернуть рулевое колесо. Он постепенно, практически после ряда колебательных движений устанавливает этот угол, наблюдая за дорогой и корректируя свои действия. При этом характеристика «выхода» на установившийся поворот ($\alpha_{\text{рк. уст}}$) может быть различной (кривые 1—3 изменения $\alpha_{\text{рк}}$ в процессе поворота). Соответственно различным может быть «заброс» (или «перерегулирование»), т. е. отклонение параметра $\Delta\alpha_{\text{рк}}$ и $\Delta\omega_z$ от его установившегося значения. Через какое-то время, характеризующее запаздывание реакции, начинают поворачиваться управляемые колеса, а потом еще по другому закону — сама машина, ее продольная ось со скоростью ω_z (рис. 80, б). Конечно, этот закон относительно близок к закону, задаваемому управляющим

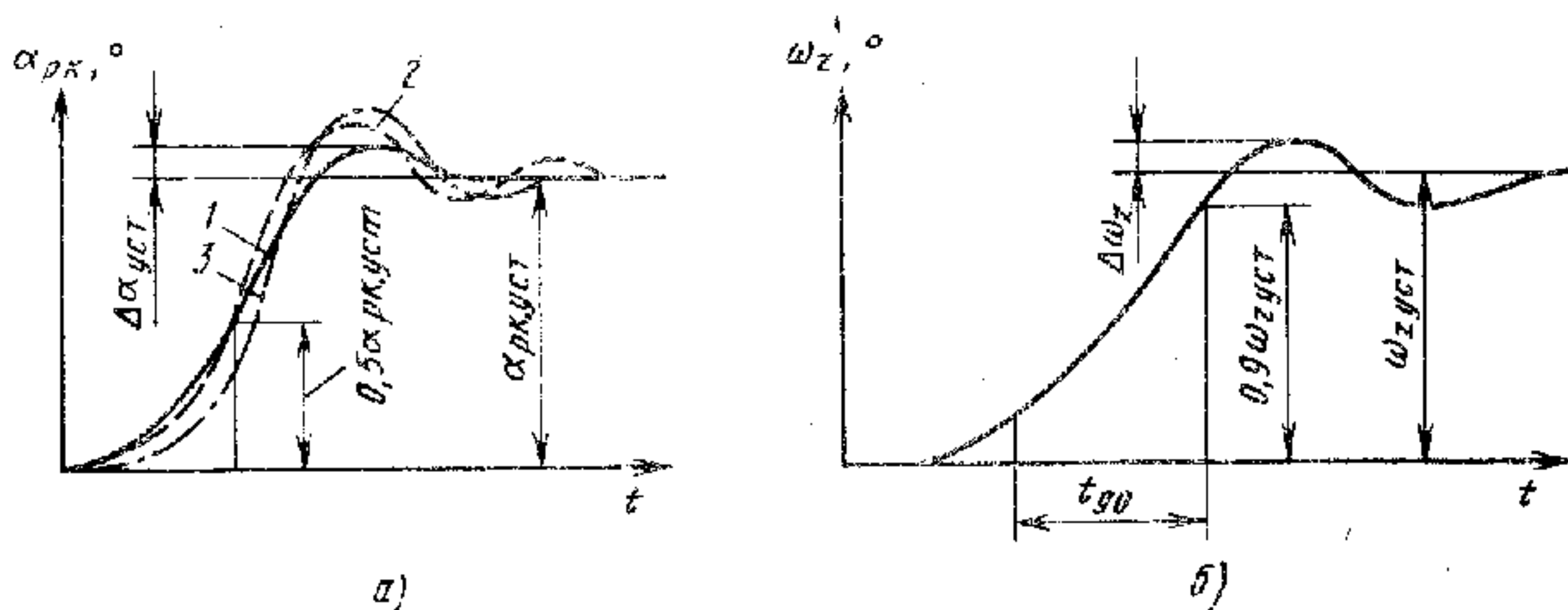


Рис. 80. Зависимость угла поворота рулевого колеса и угловой скорости машины от времени

воздействием водителя — поворотом рулевого колеса, но точно не повторяет его. Это объясняется наличием сил инерции, возникших при повороте и изменяющихся в процессе поворота, сопротивления движению, нормальных, продольных и боковых реакций, характеристиками шин, уводом или изменяющимся соотношением углов бокового увода колес передней и задней осей, а также характеристиками самого рулевого управления.

Аналогичное происходит и в других системах управления машиной, например в системе управления торможением.

Как известно, машина совершает три поступательных движения относительно координатных осей связанной с машиной системы координат с началом в центре масс и три вращательных движения вокруг этих осей. Воздействуя на органы управления, водитель может изменять движение машины вдоль продольной и боковой осей системы координат. Движение в направлении вертикальной оси неуправляемо и зависит от продольного профиля дороги и вертикальных колебаний корпуса. Из трех угловых перемещений только угол поворота продольной оси машины может изменяться в результате управляющих воздействий водителя.

Таким образом, управляемыми являются лишь параметры, характеризующие плоскопараллельное движение.

В данном параграфе рассмотрим управляемость, связанную с обеспечением движения машины, т. е. ее центра масс, по заданной на плоскости траектории и направлением продольной оси машины.

Управляемость во многом связана с устойчивостью. Так, при хорошей устойчивости сохраняются заданные параметры движения, главными из которых являются направление и величина скорости машины. Но при хорошей траекторной и курсовой устойчивости требуется увеличение управляющего воздействия водителя для изменения траектории и направления движения машины.

Поворачивая рулевое колесо на определенный угол, водитель не обеспечивает еще движение машины по заданной траекто-

рии. Он только стремится к тому, чтобы машина двигалась по этой траектории с наибольшей точностью. Отклонения от траектории объясняются двумя причинами. Во-первых, водитель не видит центра масс и о совпадении действительной траектории с задаваемой должен судить по каким-то косвенным признакам, непрерывно корректируя траекторию движения в соответствии с происходящими отклонениями. Во-вторых, в процессе движения возникают различные возмущения, стремящиеся изменить траекторию движения.

При управлении направлением движения машины водитель ориентируется на некоторую точку N , расположенную на дороге впереди машины и называемую «направляющей» точкой (см. рис. 68). Он «ведет» машину к этой точке, которая, естественно перемещается вместе с машиной. Причем, чем быстрее и чем по более прямой дороге движется машина, тем дальше от машины располагается эта точка. И, наоборот, при движении с малой скоростью, на извилистой дороге, особенно при маневрировании, направляющая точка находится вблизи машины, а в некоторых случаях может быть в пределах проекции машины на плоскость дороги.

Поворачивая рулевое колесо, а значит (с некоторой коррекцией), и управляемые колеса на определенные углы водитель определяет этим положение полюса рулевого управления O'_k — проекции кинематического центра O_k на продольную ось машины. Некоторые авторы называют точку O'_k «опорной» точкой. При движении машины на нее практически все время действуют бóльшие или меньшие возбуждения, многие из которых вызывают ее боковое смещение. Боковое смещение полюса рулевого управления называется дрейфом машины, а угол β между вектором скорости $v_{O'_k}$ полюса рулевого управления и продольной осью — углом дрейфа.

Машина движется по направлению вектора скорости v_c центра масс машины, а угол ψ между направлением движения и продольной осью называется направляющим углом. Наконец, угол γ между продольной осью машины и осью x неподвижной системы координат, связанной с дорогой, называется курсовым углом.

Направление и величина скорости v_c , как это видно на рис. 68, зависят от продольной скорости машины v_x и боковой скорости v_{cy} . Последняя, в свою очередь, зависит от положения полюса поворота O' , положение которого на продольной оси машины определяется, как было выше показано, соотношением углов поворота и увода колес первой и последней осей. Углы увода могут изменяться в процессе движения в зависимости от боковых сил и сопротивлений шин боковому уводу, являющихся функцией ряда параметров (тяговой или тормозной силы, нормальной реакции колес и др.), изменяющихся в процессе движения.

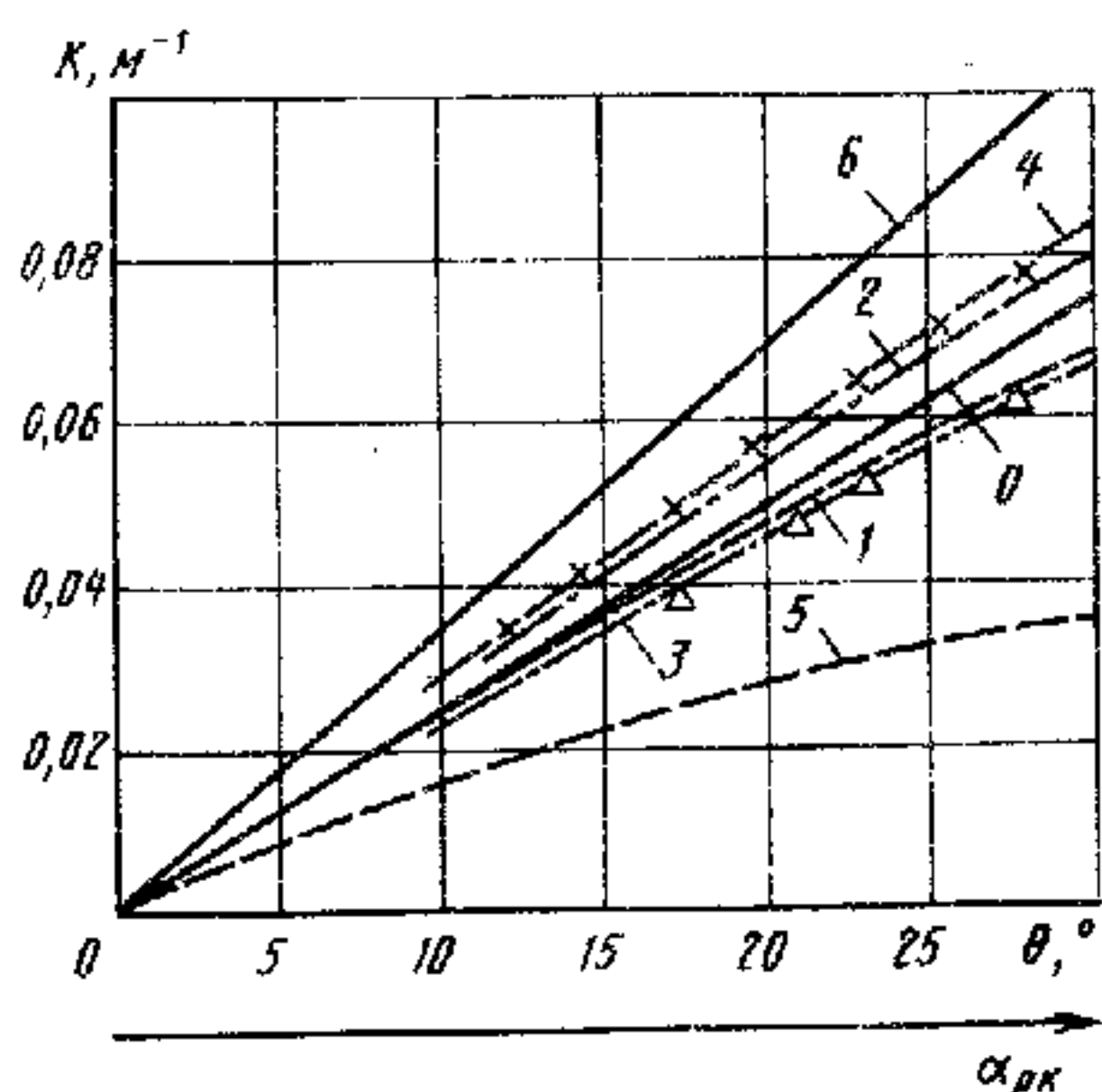


Рис. 81. Характеристика чувствительности машины к повороту рулевого колеса:

Кривая	0	1	2	3	4	5	6
$v_m, \text{ м/с}$	5	5	5	5	5	10	10
k_{y1}/k_{y2}	1	0,5	2	1	1	1	1
l_1/l_2	1	1	1	0,5	2	0,5	2
δ_1/δ_2	1	>1	<1	>1	<1	>1	<1

Таким образом, направление движения, которое водитель стремится задать машине с целью обеспечения движения по заданной траектории, зависит от ряда зависящих и не зависящих от водителя факто-

ров, весь комплекс которых представляет собой сложную систему управления.

Характеристику управляемого движения машины невозможно получить без характеристики его устойчивости. Машина как объект управления может оцениваться по реакциям на «выходе» при определенных сигналах на «входе». Сигналами «входа» для машины являются управляющие воздействия водителя и любая внешняя сила. Выходными реакциями будут те, которые определяют боковые и угловые смещения машины.

Рассмотрим реакции машины, возникающие в результате поворота рулевого колеса при сохранении в неизменном положении остальных органов управления.

Одной из важнейших характеристик управляемости машины, а именно свойства машины реагировать на управляющие воздействия водителя при стационарном движении, т. е. при $v = \text{const}$ и $\theta = \alpha_{рк}/u_{ру}$, является зависимость кривизны K траектории движения от угла $\alpha_{рк}$ поворота рулевого колеса или от угла θ поворота управляемых колес (рис. 81). При постоянном передаточном числе $u_{ру}$ рулевого управления это одно и то же. Такая характеристика может быть получена расчетом по кинематическим параметрам. Расчетом и экспериментально аналогичную зависимость можно получить с учетом возмущающего воздействия боковых сил, т. е. при наличии увода колес.

Зависимость кривизны траектории от угла поворота рулевого колеса (или от угла поворота управляемых колес) определяет чувствительность машины к повороту $\mu = \frac{\partial K}{\partial \alpha_{рк}}$

или $\mu = \frac{\partial K}{\partial \theta}$. Чем больше изменяется кривизна траектории (или радиус поворота машины) при определенном повороте рулевого колеса (управляемых колес), тем больше чувствительность машины к повороту и величина реакции машины на управляющее воздействие водителя.

При передних управляемых и задних неуправляемых колесах двухосной машины по кинематическим параметрам (без учета бокового увода)

$$K = \operatorname{tg} \theta / L = \operatorname{tg} \left(\frac{\alpha_{\text{рк}}}{u_{\text{ру}}} \right) / L; \quad \mu = \frac{1}{L \cos^2 \left(\frac{\alpha_{\text{рк}}}{u_{\text{ру}}} \right)}.$$

Таким образом, чувствительность машины к повороту без учета бокового увода хотя и изменяется в зависимости от $\alpha_{\text{рк}}$, но изменяется мало, так как $\alpha_{\text{рк}}/u_{\text{ру}} = \theta$ и, как было указано, обычно не превышает 30° , а на дорогах — в несколько раз меньше.

В действительности, при криволинейном движении, а также при прямолинейном движении (а точнее — при нейтральном положении управляемых колес), но действии какой-либо боковой силы, например ветра, увод всегда есть, и его следует учитывать при определении чувствительности машины к повороту.

Если учесть боковой увод [см. выражение (66)] и заменить углы бокового увода в радианах их значениями $\delta_i = R_{yi}/k_{yi}$, то получим:

$$K = \operatorname{tg} (\alpha_{\text{рк}}/u_{\text{ру}}) / L - (R_{y1}k_{y2} - R_{y2}k_{y1}) / (Lk_{y1}k_{y2}). \quad (113)$$

Поскольку боковые реакции передних и задних колес, а также сопротивление боковому уводу не зависят от угла поворота рулевого колеса, чувствительность к повороту также не зависит от этого угла.

Между началом поворота рулевого колеса и началом реакции машины на его поворот проходит некоторое время, называемое запаздыванием реакции машины. Оно связано с «выбором» зазоров и перемещениями деталей рулевого управления вследствие их податливости. Кроме того, проходит какое-то время, прежде чем реакция на поворот рулевого колеса достигнет своего установившегося значения. Все это время называется *в р е м е н е м р е а к ц и и* машины. После этого возникнут боковые реакции, которые будут зависеть, в частности, от радиуса кривизны и скорости движения машины.

Рассмотрим, как будет изменяться чувствительность машины к повороту рулевого колеса в зависимости от некоторых факторов для наиболее типичного и простого случая: криволинейного движения машины с постоянной скоростью, малой или средней скоростью поворота рулевого колеса (т. е. исключим так называемый рывок руля), характерной для движения по дорогам. Влияние основных факторов рассмотрим на примере двухосной машины, у которой (особенно при «велосипедной» расчетной схеме) боковые реакции осей описываются простыми выражениями (82). В связи с тем, что принимаем $v_m = \text{const}$, а θ — малым, учитываем только первые слагаемые этих выражений.

Тогда, подставив в уравнение (113) $R_{y1} = m_M v_M^2 l_2 / (R_\Pi L)$ и $R_{y2} = m_M v_M^2 l_1 / (R_\Pi L)$, получим:

$$K = \frac{\operatorname{tg}(\alpha_{\text{PK}}/u_{\text{PY}})}{L} \left[1 + \frac{m_M v_M^2}{L^2} \frac{(l_1 k_{y1} - l_2 k_{y2})}{k_{y1} k_{y2}} \right]$$

и соответственно

$$\mu = \frac{\partial k}{\partial \alpha_{\text{PK}}} = \frac{1}{\cos^2(\alpha_{\text{PK}}/u_{\text{PY}})} \left[1 + \frac{m_M v_M^2}{L^2} \frac{(l_1 k_{y1} - l_2 k_{y2})}{k_{y1} k_{y2}} \right].$$

Таким образом, в реальных условиях, т. е. с учетом бокового увода, чувствительность машины к повороту рулевого колеса может зависеть еще от величины $c = (l_1 k_{y1} - l_2 k_{y2})$, а в случае, если $c \neq 0$, то и от скорости движения машины.

Если величина $c < 0$, то машина обладает свойством недостаточной поворачиваемости. Кривизна траектории вследствие увода уменьшается, и уменьшается чувствительность к повороту рулевого колеса (кривые 1, 3, 5 на рис. 81).

При величине $c < 0$ имеет место избыточная поворачиваемость. Кривизна траектории становится больше, и увеличивается чувствительность к повороту (кривые 2, 4, 6). В случае, если $c = 0$, машина обладает нейтральной поворачиваемостью.

Как видно, на чувствительность машины к повороту оказывают еще влияние сопротивление шин боковому уводу, расположение центра масс, длина колесной базы, т. е. практически те же факторы, которые влияют на устойчивость. Однако если повышается устойчивость, то одновременно ухудшается управляемость, и наоборот.

Кроме указанных факторов на чувствительность к повороту рулевого колеса оказывают влияние и многие другие. Особенно это относится к многоосным и многоприводным колесным машинам. Объясняется это тем, что на боковые и нормальные реакции колес у них кроме координат центра масс оказывают влияние число и расположение осей по базе, формулы рулевого управления, которые в многоосных машинах более разнообразны. Если изменяется внешнее сопротивление, в том числе сопротивление качению и подъему, появляется инерционная сила при разгоне или замедлении машины, то изменяются продольные и нормальные реакции колес, происходит перераспределение этих реакций. На последнее решающее влияние оказывает схема трансмиссии и характеристики шин. Продольные и нормальные реакции влияют на сопротивление шин боковому уводу, а боковые реакции — непосредственно на углы бокового увода. Соотношение же углов бокового увода передних и задних колес является определяющим фактором поворачиваемости и чувствительности.

На чувствительность к повороту рулевого колеса может влиять, как и на устойчивость (но противоположно), расположение ведущих колес.

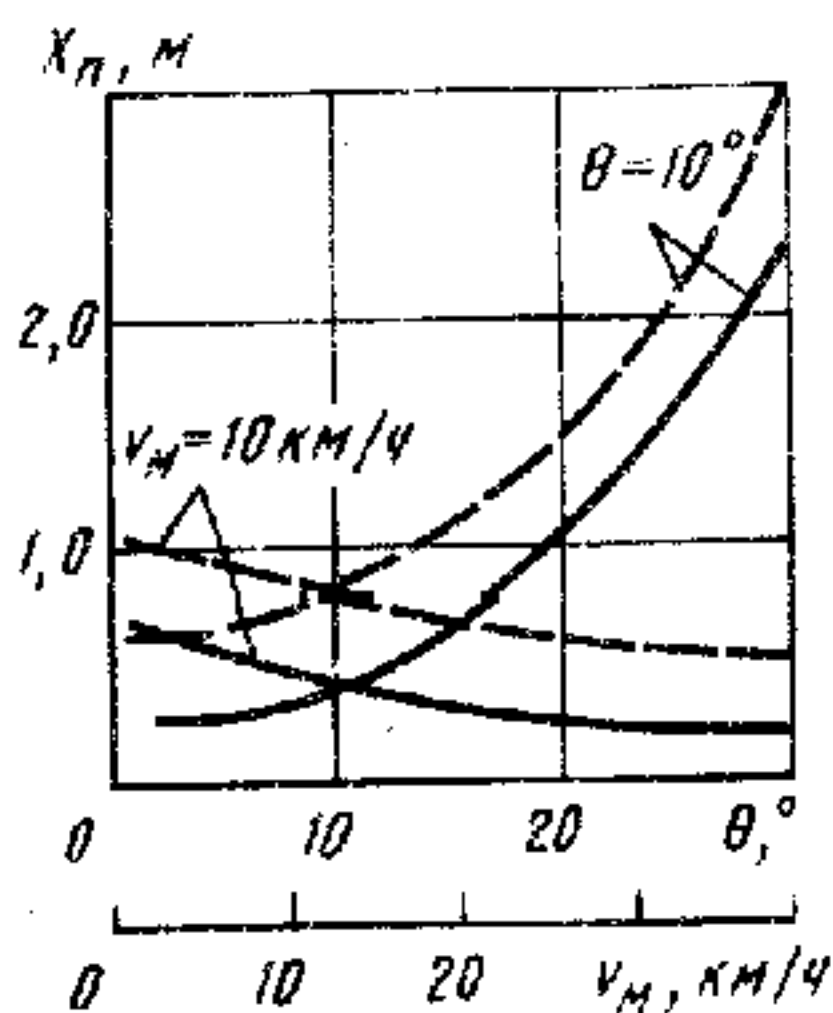


Рис. 82. Зависимость смещения полюса поворота от скорости машины и угла поворота передних колес

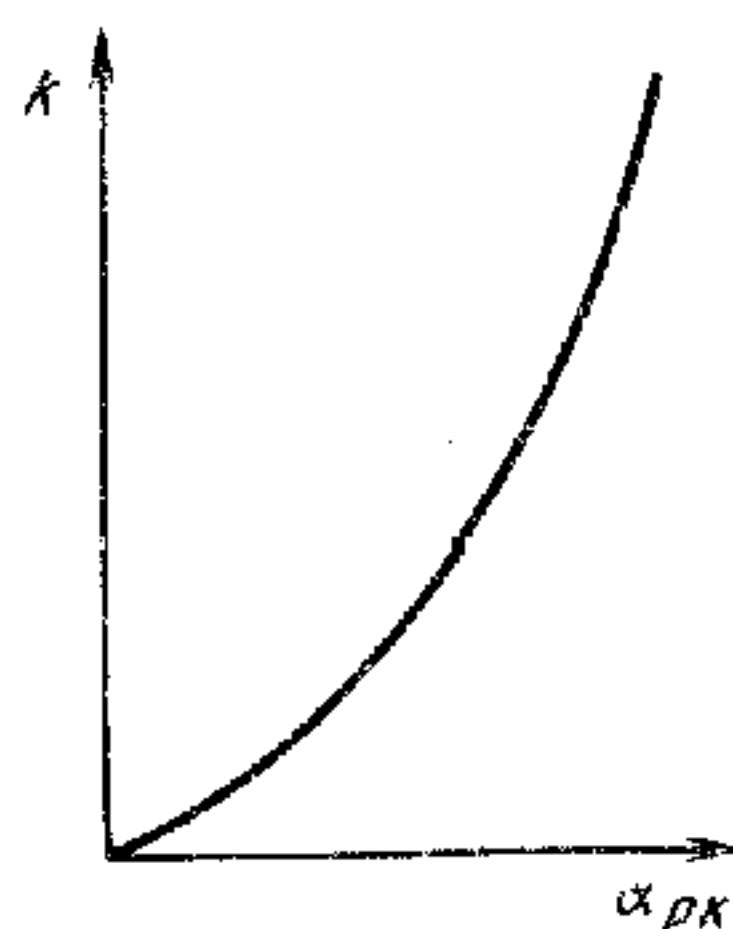


Рис. 83. Желательная характеристика чувствительности машины к повороту рулевого колеса

Приведенные кривые зависимости смещения X_n полюса поворота от скорости v_m машины (рис. 82) и угла θ поворота передних колес хотя и не дают прямого представления о чувствительности к управлению, но характеризуют положение машины в результате определенного управления, так как смещение X_n — вторая координата мгновенного центра поворота. Кривые подтверждают приведенные положения о многопараметрической зависимости чувствительности машины к повороту машины от угла поворота рулевого колеса.

Чувствительность к повороту, как одна из основных характеристик управляемости, является свойством не только самой машины, но и свойством системы, частью которой, а именно управляемым звеном, является машина. Зная, какие конструктивные и эксплуатационные факторы влияют на работу этой системы (и каким образом), конструктор может задавать ей определенные свойства.

Так, при движении с большими скоростями нежелательно иметь большую чувствительность к повороту, чтобы незначительный, может быть неосторожный, поворот рулевого колеса не вызвал бы поворота машины с большой кривизной траектории и не воздал бы этим опасной ситуации. Вместе с тем при маневрировании, которое, кстати, обычно совершается при малых скоростях, целесообразно иметь большую чувствительность, чтобы сократить энергозатраты водителя, обеспечить достаточно большие углы поворота управляемых колес при малых углах поворота рулевого колеса.

Для обеспечения этого принципа наиболее желательной характеристикой чувствительности является зависимость кривизны K траектории от угла α_{pk} поворота рулевого колеса, представленная на рис. 83.

Одним из способов изменения чувствительности машины к повороту рулевого колеса является создание рулевых управлений

с переменным угловым передаточным числом, которое изменялось бы в функции ряда эксплуатационных факторов: скорости движения, угла поворота управляемых колес, внешнего сопротивления. Конечно, угловое передаточное число в зависимости от условий движения должно изменяться автоматически с помощью соответствующих устройств автоматизированного управления.

Хотя понятие управляемости колесной машины и влияние на нее основных конструктивных и эксплуатационных факторов определены достаточно полно, единого оценочного показателя или критерия управляемости пока нет. Можно, однако, привести два предложения, которые в первом приближении позволяют провести сравнительную оценку управляемости различных колесных машин.

Есть предложение оценивать управляемость машины по критерию

$$y_m = \mu z / t_n,$$

где μ — чувствительность машины к управляющему воздействию; z — запас устойчивости; t_n — время реакции машины по угловой скорости поворота или боковому ускорению на управляющее воздействие.

Заслуживает внимания предложение Я. Е. Фаробина оценивать управляемость системы водитель—машина обобщенным критерием

$$y_{в-м} = \alpha_1 \frac{v_s}{v_{\max}} + \alpha_2 \frac{Q_{\text{пр}}}{Q_s} + \alpha_3 \frac{\mathcal{E}_{\text{пр}}}{\mathcal{E}_s},$$

где v_s , Q_s , \mathcal{E}_s — скорость машины, расход топлива, энергозатраты (определяемые усилием на рулевом колесе и перемещением его) при прохождении специальной трассы для оценки управляемости; v_{\max} , $Q_{\text{пр}}$, $\mathcal{E}_{\text{пр}}$ — те же показатели, определяемые на горизонтальной прямолинейной твердой дороге; $\alpha_1 = 0,6$; $\alpha_2 = 0,2$; $\alpha_3 = 0,2$ — весовые показатели.

§ 27. ЭКСПЕРИМЕНТАЛЬНАЯ ОЦЕНКА УПРАВЛЯЕМОСТИ И УСТОЙЧИВОСТИ КОЛЕСНЫХ МАШИН

В связи с тем, что для оценки управляемости и устойчивости используют много общих параметров, хотя и влияющих на эти два свойства различно, а иногда совершенно противоположно, рассмотрим способы оценки этих свойств совместно, выделяя влияния, присущие каждому свойству.

Эксперименты по оценке управляемости и устойчивости выполняют при всех видах движения: прямолинейном, равномерном установившемся повороте, входе в поворот и выходе из него. Последний вид движения осуществляется в двух вариантах: при медленном, плавном повороте рулевого колеса и «рывке руля».

На большинство испытаний по определению этих свойств существует отраслевой стандарт (ОСТ 37.001.471—88) «Управляе-

мость и устойчивость автомобилей и автопоездов. Методы испытаний». Есть и другие нормалы в смежных отраслях промышленности. Эти документы, как и документы по определению других свойств, не распространяются на все категории колесных машин. Значительная часть многоосных машин, внедорожные машины, машины, имеющие максимальную скорость менее 40 км/ч, находятся вне сферы действия этих стандартов. Однако общие принципы экспериментального определения параметров, характеризующих управляемость и устойчивость, могут быть распространены на все колесные машины. Характеристики управляемости и устойчивости определяют на сухих горизонтальных площадках при коэффициенте сцепления не менее 0,6.

Одной из важнейших характеристик управляемости является чувствительность машины к повороту рулевого колеса. Ее оценивают на основе получаемой экспериментальной зависимости кривизны траектории движения машины от угла поворота рулевого колеса (113). Эта зависимость служит характеристикой поворачиваемости машины, и ее определяют двумя методами: при установившемся круговом движении машины и в процессе изменения угла поворота рулевого колеса.

В первом случае машину разгоняют до определенной скорости, затем поворачивают рулевое колесо на некоторый небольшой угол и, оставляя его в таком положении, совершают полный оборот машины на установившейся скорости. При повороте машины по замкнутому кругу измеряют: скорость v_m машины, угол α_{pk} поворота рулевого колеса, угловую скорость ω_z машины и боковое ускорение a_y в центре масс. Замеры выполняют с помощью специальных датчиков и аппаратуры. Если в центре масс ускорение определить нельзя, то его измеряют в другой точке с соответствующим пересчетом. Допускается также пересчет, если необходимые параметры непосредственно измерить невозможно. Например, если отсутствует датчик, измеряющий непосредственно угловую скорость, то ее можно определить как $\omega_z = 2\pi/t_1$, где t_1 — время совершения машиной одного замкнутого круга.

Кривизна траектории при этом

$$K = \omega_z/v_m = 1/R_{\Pi}.$$

В ходе экспериментов от заезда к заезду увеличивают угол поворота рулевого колеса и производят те же замеры. В результате строят график $K = f(\alpha_{pk})$ и определяют чувствительность $\mu = \Delta K/\Delta \alpha_{pk}$ машины к повороту рулевого колеса.

Фактически ту же зависимость, но не при постоянных углах поворота рулевого колеса, а в процессе его изменения получают на основе эксперимента, который называют «медленной змейкой». Во время этого эксперимента машина движется с установившейся скоростью порядка 60 ... 80 км/ч (или меньше, в зависимости от категории), а затем медленно поворачивают рулевое колесо по периодическому закону в правую и левую стороны от нейтраль-

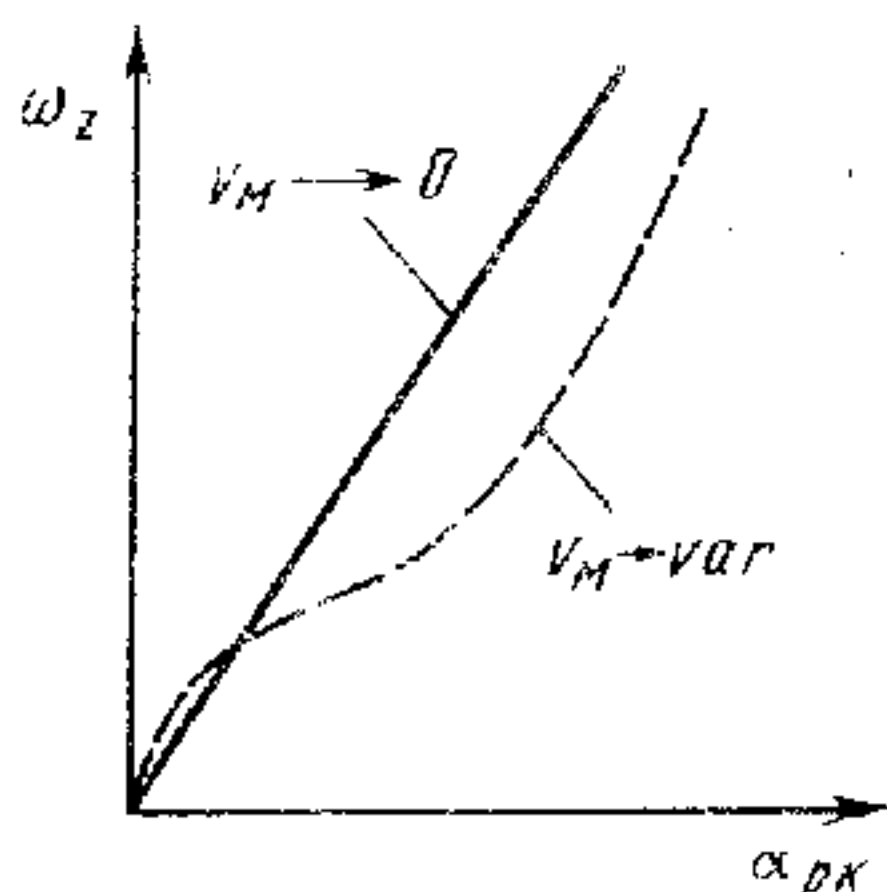


Рис. 84. Зависимость угловой скорости машины от угла поворота рулевого колеса

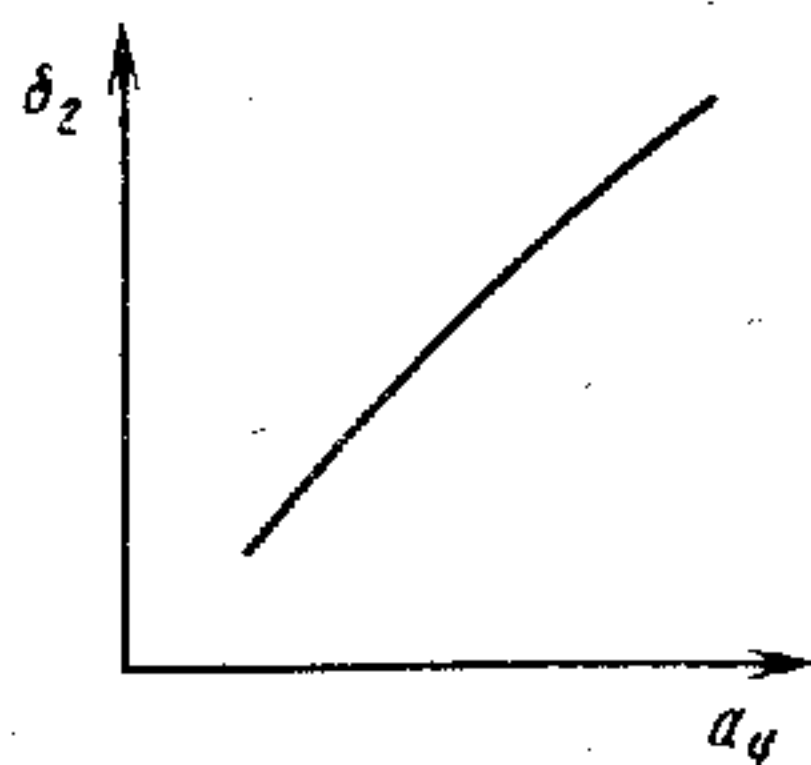


Рис. 85. Характеристика увода задней оси

ного положения. В процессе испытания регистрируют скорость машины, угол $\alpha_{рк}$ поворота рулевого колеса и угловую скорость ω_z машины. Зависимость между последними двумя параметрами при определенной скорости показана на рис. 84.

Скорость может оказать здесь влияние постольку, поскольку от нее зависят сила инерции и, следовательно, ее составляющие, действующие на первую и последнюю оси и приводящие к соответствующим уводам колес этих осей. Углы бокового увода, в свою очередь, влияют на радиус поворота, а значит, при той же поступательной скорости v_M — на угловую скорость ω_z . По результатам этого эксперимента должна быть определена не только чувствительность, но и «нечувствительность» машины к повороту рулевого колеса. Ее оценивают углом поворота рулевого колеса, на который не реагирует машина. Эта нечувствительность к повороту различна для разных категорий машин, но ориентировочно не должна превышать $6 \dots 12^\circ$.

Чувствительность к повороту, определенная экспериментально, сравнивают по кривой $K = f(\alpha_{рк})$, полученной расчетным путем, на основе кинематических параметров (т. е. без учета увода), либо с характеристикой, полученной экспериментально, но при движении с «ползучей» ($v_M \rightarrow 0$) скоростью $3 \dots 5$ км/ч. Она нормирована для машин различных категорий, но ориентировочно не должна быть менее $0,003 \text{ м}^{-1} \cdot \text{град}^{-1}$, что необходимо для совершения быстрого маневра с целью объезда препятствия без перехвата рулевого колеса. Вместе с тем, как было указано, большая чувствительность может привести к «рысканью» при прямолинейном движении.

Таким образом, одни и те же характеристики $K = f(\alpha_{рк})$ и $\mu = \Delta K / \Delta \alpha_{рк}$ служат как для оценки управляемости, так и устойчивости. Как видно, эти характеристики могут не только согласованно, но и противоположно влиять на управляемость и устойчивость. Практика показывает, что если наступает такое противоречие, то предпочтение следует отдавать улучшению

управляемости, нежели устойчивости, так как снижение устойчивости меньше влияет на безопасность движения, чем ухудшение управляемости. Однако следует подчеркнуть, что для действительно правильного решения вопроса о выборе оптимальной комбинации конструктивных параметров необходима многопараметрическая оптимизация.

Для оценки курсовой устойчивости экспериментально определяют также угол бокового увода задней оси, а в многоосных машинах, у которых последние оси объединены в тележку, — угол бокового увода тележки. Затем строят зависимости этого угла от бокового ускорения a_y центра масс (рис. 85). Изменение бокового ускорения v_m^2/R_n может быть получено как в результате изменения скорости, так и радиуса поворота машины. В испытаниях, если возможно, при постоянном радиусе поворота ($R_n = 25$ м) изменяют скорость машины. Так, при таком радиусе и движении со скоростью 10; 20 и 40 км/ч боковое ускорение равно 0,30; 1,23 и 4,94 м/с² соответственно.

Угол увода и зависимость его от бокового ускорения косвенно характеризуют курсовую устойчивость движения, так как угол увода задней оси в машинах только с передними управляемыми колесами изменяется примерно так же, как угол дрейфа. Напомним, что с возрастанием угла увода задней оси в сравнении с углом увода передней оси увеличивается избыточная поворачиваемость, что плохо для обеспечения устойчивости, хотя и повышает чувствительность к повороту рулевого колеса.

Углы увода задней оси нормированы для машин различных категорий и составляют при боковом ускорении $a_y = 3$ м/с² величину, не превышающую 4 ... 6°.

Нетрудно подсчитать, что полное скольжение моста машины или всей машины будет происходить при $a_y = \phi g$, считая что силой, вызывающей скольжение, является лишь сила инерции.

В экспериментах определяют также углы крена машины, а если есть прицеп, то углы крена тягача и прицепа. Затем строят график зависимости угла крена машины (тягача) и угла крена прицепа от бокового ускорения a_y . Кроме того, определяют величину $\Delta\psi_{кр}/\Delta a_y$, которая является показателем «креновой жесткости» машины.

На графиках отмечают ускорения, при которых происходит (если происходит) отрыв одного из колес или всех колес борта от опорной поверхности. Нежелательно, чтобы при $|a_y| = 4$ м/с² угол крена превышал 6°.

Экспериментально выявляют также характеристики складывания автопоезда, представляющие собой зависимости разности курсовых углов тягача и прицепа или угла поворота полуприцепа относительно тягача от бокового ускорения.

Важным фактором для оценки управляемости является реакция на быстрое изменение положения управляющего органа, т. е. реакция на управляющий сигнал — поворот рулевого ко-

леса. Такие характеристики определяют при переходных режимах, среди которых: быстрый поворот рулевого колеса из нейтрального положения на определенный угол («рывок руля»), освобождение рулевого колеса во время стационарного кругового движения и поворот рулевого колеса по синусоидальному закону.

Реакцию на «рывок руля» определяют следующим образом. Машина движется с установившейся скоростью в зависимости от категории, но достаточно высокой. Затем водитель максимально быстро, с постоянной угловой скоростью $400^\circ/\text{с}$ (7 рад/с) поворачивает рулевое колесо на некоторый угол. Этот угол приблизительно должен составлять $1/4 \dots 1/6$ максимально возможного угла поворота без перехвата с тем, чтобы в последующих заездах, ступенчато увеличивая его от заезда к заезду, довести до максимального. Кроме поступательной скорости машины и угла поворота рулевого колеса регистрируют угловую скорость машины ω_z и боковое ускорение a_y .

В результате таких испытаний получают две основные характеристики: 1) зависимость $\omega_z/\omega_{z\text{уст}} = f(t)$ и 2) $a_y/a_{y\text{уст}} = f(t)$, где $\omega_{z\text{уст}}$ и $a_{y\text{уст}}$ — установившиеся значения соответственно угловой скорости и бокового ускорения после «рывка руля». Те же параметры регистрируют у прицепа, если он имеется. Первая зависимость характеризует курсовую устойчивость, так как ω_z определяет изменение направления продольной оси машины, а вторая характеризует с небольшой погрешностью траекторную устойчивость.

При резком повороте рулевого колеса (большой скорости $\dot{\theta}$ поворота управляемых колес) возрастает дополнительная составляющая бокового ускорения и возникает переходный динамический процесс, на протекание которого влияют не только скорость поворота рулевого колеса, но и упругие и демпфирующие характеристики всего рулевого привода и даже шин. Характер переходного процесса может быть с «забросом» и без «заброса», апериодическим и колебательным. Желательно, чтобы заброс угловой скорости $\Delta\omega_z/\omega_{z\text{уст}}$ не превышал определенных величин, нормируемых по-разному для машин различных категорий (от 10 до 90%). Сопоставление зависимости $\omega_z/\omega_{z\text{уст}} = f(t)$ и $\alpha_{\text{пр}} = f(t)$ позволяет определить время реакции машины на поворот рулевого колеса. Для полного времени реакции нормы пока не установлены, но имеются нормы времени на 90%-ную реакцию (90% от установившегося значения, см. рис. 80). Это время не должно превышать $0,6 \dots 3,0 \text{ с}$ в зависимости от категории машины (меньшее время для легких машин, большее — для тяжелых). Продолжительность переходного процесса должна быть минимальной. Минимальным должен быть и обратный заброс угловой скорости машины и прицепа. Напомним, что у машины он появляется в некоторых случаях, когда в самом начале поворота составляющая боковой силы, возникшей от ускорения, вы-

званного скоростью поворота управляемых колес, превалирует над силой инерции при равномерном повороте. При этом меняется знак угла увода колес задней оси и соответственно изменяется направление продольной оси машины. Однако это изменение невелико. У прицепа величина обратного заброса угловой скорости большая. Это объясняется кинематикой движения прицепа, его угловым перемещением относительно тягача.

В результате рассмотренных экспериментов строят графики зависимости заброса угловой скорости $\Delta\omega$, машины, обратного заброса $\Delta\omega_{\text{зпо}}$, а также зависимости пикового времени реакции $t_{1п}$, времени t_{90} 90%-ной реакции тягача от бокового ускорения (см. рис. 80).

Проводят также эксперимент для определения стабилизирующих свойств шин и углов установки колес в сочетании с рулевым управлением. Для этого при повороте машины с установившейся скоростью водитель отпускает рулевое колесо и измеряет изменение угла поворота рулевого колеса до его нейтрального положения. Это позволяет определить время стабилизации и среднее значение скорости самовозврата рулевого колеса, которая нормирована для машин различной категории в диапазоне $120 \dots 400^\circ/\text{с}$.

Устойчивость против заноса или опрокидывания оценивают следующим образом. Машина движется с установившейся скоростью по замкнутому кругу с радиусом поворота $R_{\text{п}} = 25$ м. Постепенно скорость увеличивают и регистрируют скорость, при которой начинается скольжение моста, отрыв колеса или колес борта. Для машин большинства категорий нормирована скорость (порядка 45 км/ч), до которой не должно наступать опрокидывания. Заметим, что при этой скорости и радиусе поворота 25 м боковое ускорение равно $6,25 \text{ м/с}^2$.

Чем меньше приходится водителю «подруливать», т. е. корректировать прямолинейное движение, тем лучше управляемость машины. Оценочным показателем управляемости машины при прямолинейном движении является средняя скорость подруливания $\sum \alpha_{\text{рк}}/t$, определяемая как отношение суммарного угла поворота рулевого колеса по нескольким испытательным заездам к суммарному времени всех заездов:

$$\sum \alpha_{\text{рк}}/t = \sum_{i=1}^n \left(\sum \alpha_{\text{рк}} \right) i / \sum_{i=1}^n t_i.$$

Отдельно следует выделить экспериментальное определение устойчивости при торможении, которое рассмотрено в конце § 31.

Вопросы для самопроверки

1. Что понимается под устойчивостью машины и какие ее виды Вы знаете?
2. Составьте уравнения равновесия машины при ее криволинейном движении в плоскости дороги.

3. Изобразите характер изменения боковой составляющей поступательной скорости и угловой скорости машины при переходных процессах в результате полученного возмущения.

4. Что называется критической скоростью машины?

5. Какие конструктивные и эксплуатационные параметры влияют на критическую скорость машины и каким образом?

6. Как влияет кинематическая схема подвески на устойчивость движения машины?

7. Что называется стабилизацией управляемых колес и какие конструктивные факторы ее обеспечивают?

8. Как влияет место положения ведущих колес на устойчивость против заноса?

9. Как определить положение оси крена поддрессоренной массы машины?

10. Что влияет на устойчивость против опрокидывания машины относительно продольной оси и каким образом?

11. По каким причинам происходит колебания управляемых колес, чем они вредны и как их уменьшить?

12. Чем характеризуется чувствительность машины к повороту, от чего она зависит?

13. Какие характеристики и показатели определяются экспериментально для оценки управляемости и устойчивости?

§ 28. СИЛЫ И МОМЕНТЫ, ДЕЙСТВУЮЩИЕ НА КОЛЕСО ПРИ ТОРМОЖЕНИИ

Торможением называется создание и изменение искусственного сопротивления движению машины с целью уменьшения скорости движения либо удержания ее неподвижной. Торможение — важный этап всего процесса движения машины, так как служит одним из путей, обеспечивающих активную безопасность движения. Вместе с тем способность машины быстро или на малом пути уменьшать по желанию водителя скорость движения является фактором, положительно влияющим на среднюю скорость машины. Это означает, что хорошие тормозные свойства способствуют повышению эффективности работы машины как транспортного средства.

При торможении уменьшается (или полностью рассеивается) энергия машины, накопленная в процессе предыдущего движения и достижения соответствующей скорости или горизонтального уровня, причем скорость определяет кинетическую энергию машины, а горизонтальный уровень — потенциальную. Преобразование этой накопленной энергии в работу трения или каких-то других сопротивлений может осуществляться в тормозных механизмах, расположенных непосредственно в колесах, на валах трансмиссии, двигателя или в других местах, связанных с валом двигателя или трансмиссии. В зависимости от того, где и каким образом происходит преобразование энергии, различают торможение колесными тормозами, двигателем, трансмиссионными тормозами, тормозами-замедлителями, внеколесное торможение.

Каждая машина должна иметь рабочую, запасную и стояночную тормозные системы. Во всех машинах (кроме узкоспециальных) механизмами рабочей (основной) системы являются колесные тормоза. Стояночная тормозная система предназначена для удержания машины на месте, а у некоторых машин служит одновременно и запасной системой. В зависимости от назначения и полной массы некоторые машины имеют вспомогательную тормозную систему. В качестве запасной во многих машинах используют стояночную тормозную систему.

Реализуют экстренное и служебное торможение. Экстренное торможение производится с максимальной возможной интенсивностью, главным образом с помощью рабочей

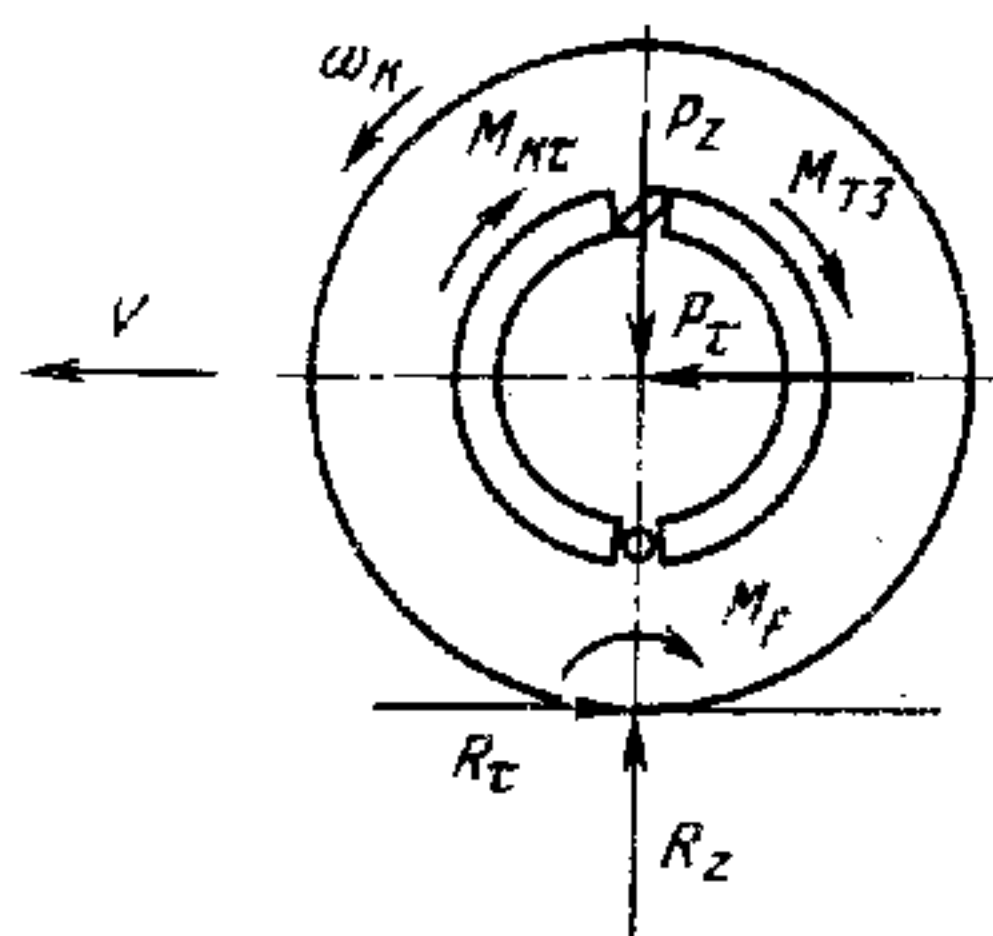


Рис. 86. Силы, действующие на тормозящее колесо

системы. Служебное торможение используют для плавного уменьшения скорости машины. Оно осуществляется либо также рабочей системой, либо различными тормозами-замедлителями, частным случаем которых может быть двигатель машины.

Интенсивность торможения зависит от сил и моментов сопротивления, которые создаются в процессе торможения.

Уравнение движения тормозящего колеса (рис. 86) в наиболее общем виде, т. е. когда оно связано через трансмиссию с тормозом-замедлителем, имеет вид:

$$R_{\tau} r'_k = M_{\kappa\tau} + M_f + M_{\tau\tau} u_{\tau\tau} / \eta_{\tau\tau} - I_{a\text{ пр}} d\omega_k / dt, \quad (114)$$

где R_{τ} — продольная сила колеса (индекс τ вводим, чтобы отметить процесс торможения); $M_{\kappa\tau}$ — момент, создаваемый на колесе с помощью тормозного привода; $M_{\tau\tau}$ — момент сопротивления тормоза-замедлителя; $I_{a\text{ пр}}$ — приведенный к колесам момент инерции вращающихся частей, соединенных при торможении с тормозящим колесом; $u_{\tau\tau}$ — передаточное число от тормоза-замедлителя до колеса; $\eta_{\tau\tau}$ — КПД от тормоза-замедлителя до колеса. В случае, если тормозом-замедлителем является двигатель, то $u_{\tau\tau} = u_{\text{тр}}$, откуда видно, что с увеличением передаточного числа от тормоза-замедлителя до колес эффективность использования этого тормоза увеличивается.

Величина $M_{\kappa\tau}$ зависит от усилия в тормозном приводе, которое регулирует водитель, оно пропорционально усилию на педали или рычаге тормоза. Если тормозом-замедлителем служит двигатель, он должен быть соединен с колесами. При этом используется трение в двигателе (главным образом трение возвратно-поступательно движущихся частей) и сопротивление, когда двигатель при прекращении или существенном уменьшении подачи топлива работает как компрессор.

В режиме принудительного холостого хода тормозной момент двигателя в зависимости от частоты вращения коленчатого вала может быть выражен эмпирической формулой $M_{\tau\tau} = M_{\text{дв}} = V_{\text{л}} (A + B n_{\text{д}})$, где $V_{\text{л}}$ — рабочий объем двигателя в л; A и B — постоянные коэффициенты, зависящие от типа двигателя и его степени сжатия.

В некоторых машинах применены гидродинамические, электродинамические или другие тормоза-замедлители, эффективность которых может быть существенно больше эффективности двигателя в качестве моторного тормоза.

Преобразовывая выражение (114) и суммируя силы и моменты по всем колесам, получаем:

$$\sum R_{\tau} = \sum M_{\kappa\tau}/(r'_{\kappa}) + \sum P_f + M_{\tau\tau}u_{\tau\tau}/(r'_{\kappa}\eta_{\tau\tau}) - \\ - I_{\tau\tau}u_{\tau\tau}^2 a_{\tau}/(r'_{\kappa})^2 - \sum I_{\kappa}a_{\tau}/(r'_{\kappa})^2,$$

где a_{τ} — ускорение (замедление) машины.

Очевидно, что эффективность торможения тем больше, чем больше тормозные силы R_{τ} .

Если торможение производится с неотсоединенным тормозом-замедлителем, то его влияние на эффективность торможения может быть различным. Так, если этим тормозом является двигатель машины, то эффективность его действия зависит от знака величины $C = M_{\tau\tau}u_{\tau\tau}/(r'_{\kappa}\eta_{\tau\tau}) - I_{\tau\tau}u_{\tau\tau}^2 a_{\tau}/(r'_{\kappa})^2$. Если замедление машины мало, т. е. производится плавное торможение, то наиболее вероятно, что $C > 0$. Таким образом, служебное торможение целесообразно выполнять с включенным двигателем, так как это позволяет получить большую тормозную силу R_{τ} либо можно достичь определенной величины R_{τ} при меньшем усилии на тормозной педали.

Если же необходимо быстро снизить скорость машины, то величина a_{τ} может стать значительной. В этом случае может оказаться, что $C < 0$, т. е. отрицательное влияние инерционного момента двигателя превалирует над положительным влиянием тормозного момента двигателя. При этом двигатель целесообразно отключить от трансмиссии, что наиболее характерно для экстренного торможения.

Наибольшая величина тормозной силы зависит от коэффициента сцепления ϕ , а характер ее изменения определяется зависимостью коэффициента продольной силы колеса от скольжения $k_p = f(s_c)$, которая, в свою очередь, зависит от характеристики опорной поверхности. Напомним, что на многих поверхностях наибольших значений продольная сила достигает не при наибольшем скольжении (см. рис. 12). Поэтому для того, чтобы иметь возможность реализовать возможно большую величину тормозной силы, колесо не должно находиться в условии полного скольжения, т. е. не должно быть заблокировано.

§ 29. РАСПРЕДЕЛЕНИЕ ТОРМОЗНЫХ СИЛ ПО ОСЯМ И КОЛЕСАМ

Движение машины при торможении на ровной поверхности с постоянным отрицательным ускорением (рис. 87) описывается следующим уравнением:

$$m_{\text{м}} a_{\tau} \delta_{\text{м}} = \sum R_{\tau i} + \sum f_i R_{zi} \pm G_{\text{м}} \sin \alpha + k_w F v_{\text{м}}^2,$$

где $\delta_{\text{м}}$ — коэффициент приведенной массы.

Сила сопротивления воздуха при торможении со средних скоростей мала. Силы сопротивления качению даже при движе-

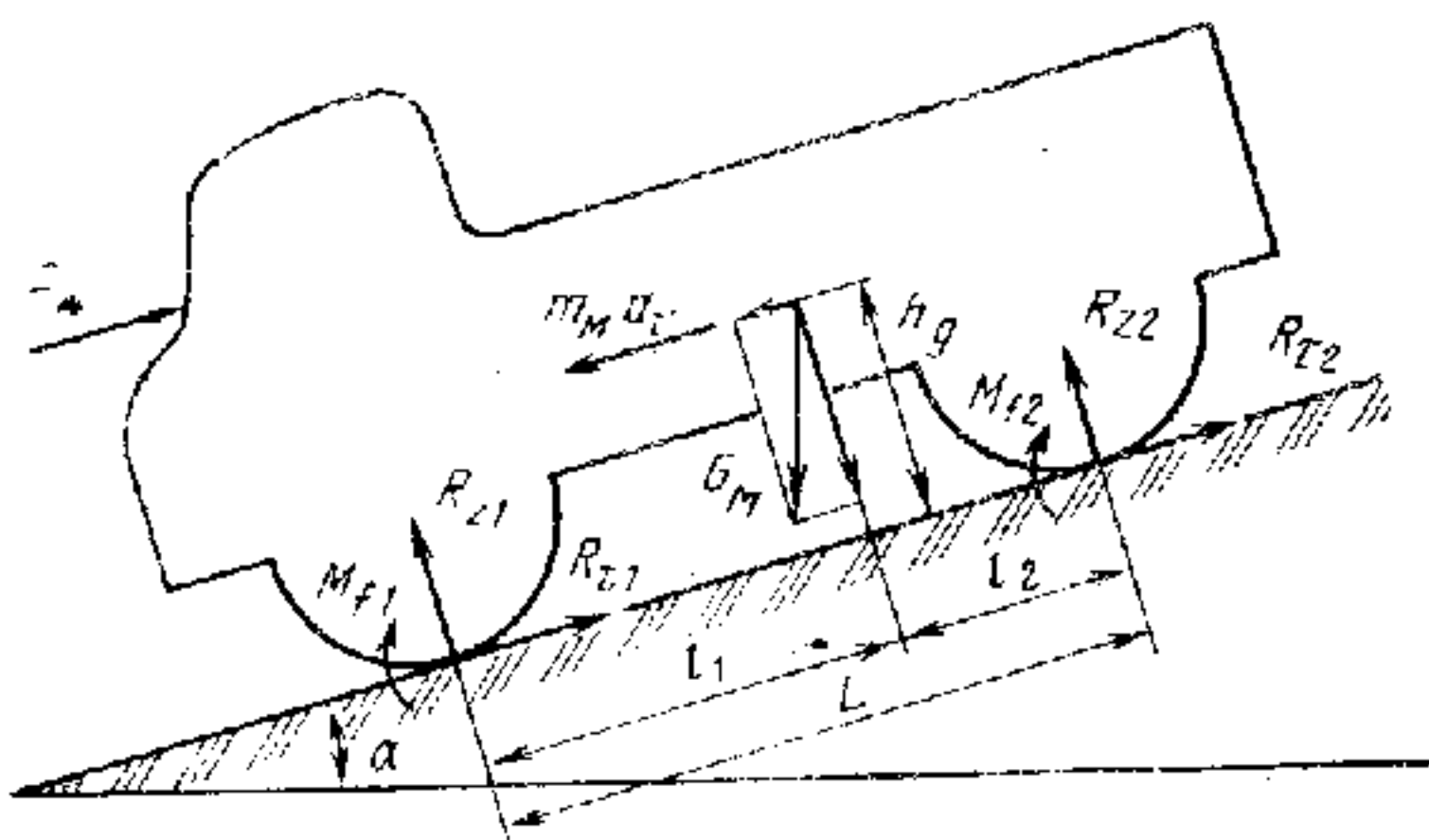


Рис. 87. Силы, действующие на машину при торможении

нии по грунтовой дороге существенно меньше тормозных сил. Исключение составляет торможение на значительно деформируемой поверхности, но рассмотрение процесса торможения при движении по такой поверхности менее актуально. При экстренном торможении, которое происходит с отсоединенным от колес двигателем, коэффициент приведенной массы $\delta_m = 1,0$.

Тогда

$$a_t = (\sum R_{ti}/G_m \pm \sin \alpha) g. \quad (115)$$

Для более эффективного торможения необходимо обеспечить возможно большую величину суммы тормозных сил колес, зависящую от тормозных моментов, которые подводятся к тормозящим колесам, и для каждого колеса характеризуемую коэффициентом удельной тормозной силы колеса. Максимальная величина этого коэффициента не может превышать максимальную величину коэффициента сцепления.

Введем коэффициент γ_{tm} удельной тормозной силы машины, определяющий собой отношение суммы тормозных сил всех тормозящих колес к полному весу машины (при движении по горизонтальной поверхности):

$$\gamma_{tm} = \sum R_{ti}/G_m = \sum M_{kt}/(r_{ki}' G_m). \quad (116)$$

Из сравнения выражений (115) и (116) находим, что $a_t = \gamma_{tm} g$.

Поскольку $\sum M_{kt}$ прямо пропорциональна усилию в тормозном приводе, то коэффициент γ_{tm} определяет интенсивность торможения машины водителем. Максимальная величина этого коэффициента может быть равна сумме максимальных сил сцепления всех тормозных колес, отнесенной к весу машины. В этом случае максимальное замедление машины при торможении на горизонтальной дороге

$$a_{t \max} = g \sum \varphi R_{zi}/G_m = \varphi g.$$

Для определения сил сцепления тормозящих колес необходимо знать величины нормальных реакций, действующих на тормозящие колеса. Поскольку методика определения нормальных реакций колес при движении машины с любым числом осей рассмотрена в § 8, найдем эти реакции лишь для двухосной машины

с тем, чтобы отметить основные закономерности, существующие при торможении.

Тогда по аналогии с уравнениями (23) и с учетом, что сумма продольных реакций колес $2R_{\tau 1} + 2R_{\tau 2} = m_m a_{\tau} \pm G_m \sin \alpha$, при торможении на спуске с горы как случае наиболее неблагоприятном получаем:

$$\left. \begin{aligned} R_{z1} &\simeq (G_m \cos \alpha l_2 + \sum R_{\tau i} h_g) / 2L; \\ R_{z2} &\simeq (G_m \cos \alpha l_1 - \sum R_{\tau i} h_g) / 2L. \end{aligned} \right\} \quad (117)$$

Как видно, нормальные реакции передних колес при торможении увеличиваются, а задних — уменьшаются. Отсюда следует вывод, что, если у машины центр массы расположен посередине базы ($l_1 = l_2$), то торможение только передними колесами эффективнее, чем торможение только задними колесами.

Так, при торможении передними колесами $\sum R_{\tau \max} = \varphi 2R_{z1}$, а задними $\sum R_{\tau \max} = \varphi 2R_{z2}$. Подставляя эти значения в выражения (117), находим максимальные коэффициенты удельной тормозной силы:

при торможении передними колесами

$$\gamma'_{\tau m} = \varphi l_2 \cos \alpha / (L - \varphi h_g);$$

при торможении задними колесами

$$\gamma''_{\tau m} = \varphi l_1 \cos \alpha / (L + \varphi h_g).$$

При $l_1 = l_2$ величина $\gamma'_{\tau m} > \gamma''_{\tau m}$, причем чем больше φ , тем больше эта разница. С увеличением коэффициента сцепления реализуемая тормозная сила увеличивается, а значит, большим может быть отрицательное ускорение при торможении.

У современных колесных машин, как правило, тормозами оборудованы все колеса. В этом случае максимальная сумма тормозных сил всех колес равна $\varphi G_m \cos \alpha$, а максимальное значение коэффициента удельной тормозной силы $\gamma_{\tau m \max} = \varphi$.

Однако такой величине этот коэффициент может быть равен лишь в том случае, если ко всем колесам машины подводятся от привода тормозные моменты, пропорциональные тем тормозным силам, которые эти колеса могут использовать по условиям сцепления. Это означает, что при одинаковых коэффициентах сцепления всех колес тормозные моменты должны быть пропорциональны нормальным реакциям. Максимальные коэффициенты удельной тормозной силы каждого колеса равны при этом максимальным коэффициентам сцепления, тогда как при одной паре тормозящих колес коэффициент удельной тормозной силы лишь у одной оси может достичь величины коэффициента сцепления. У колес другой оси он равен нулю.

Подставив в уравнения (117) $\sum R_{\tau i} = \varphi G_m \cos \alpha$, найдем нормальные реакции при торможении всеми колесами:

$$R_{z1} = G_m \cos \alpha (l_2 + \varphi h_g) / L; \quad R_{z2} = G_m \cos \alpha (l_1 - \varphi h_g) / L.$$

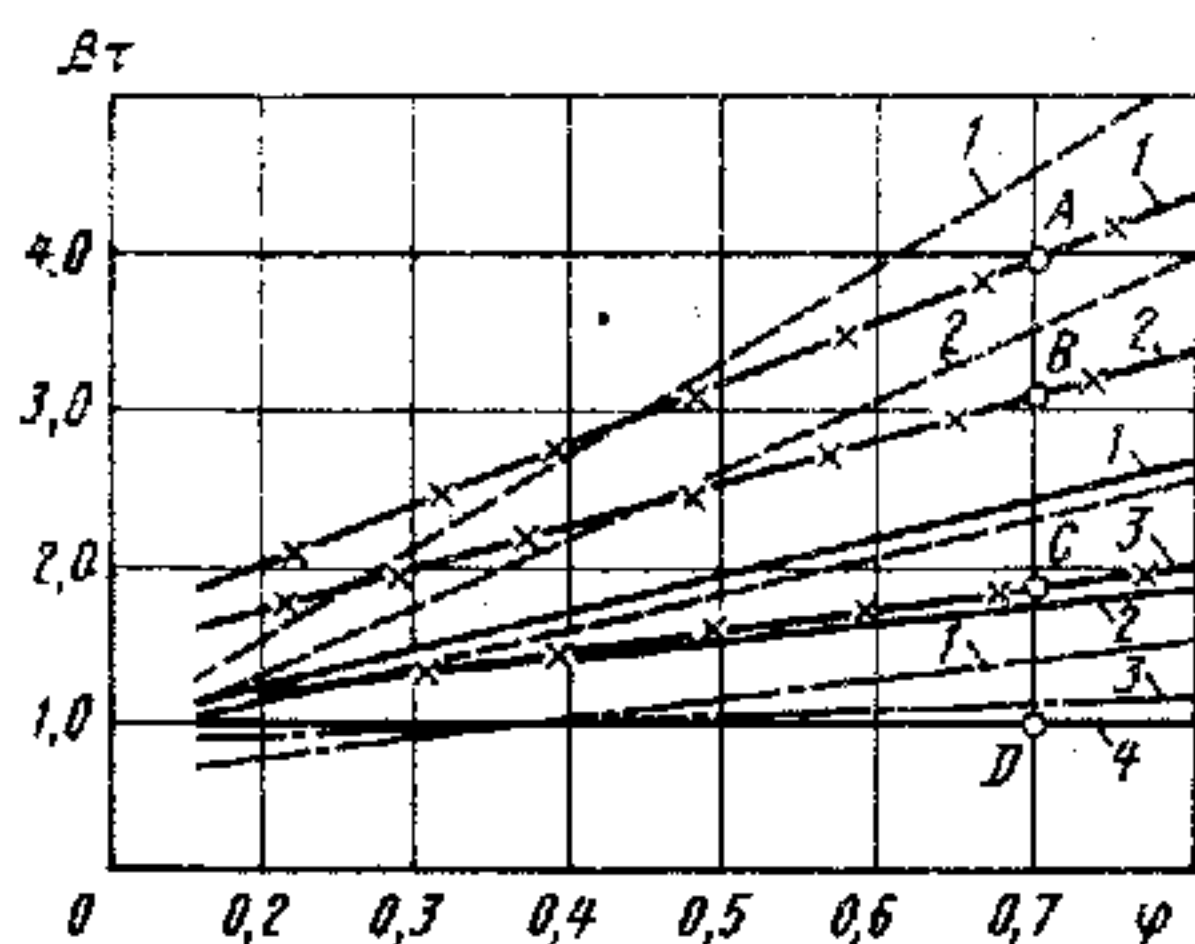


Рис. 88. Оптимальные коэффициенты распределения тормозных сил:

Кривая	—	—	—	—X—X—
h_g/L	0,15	0,25	0,15	0,15
l_1/L	0,5	0,5	0,56	0,435

Для полного использования сцепления тормозные силы колес (при одинаковых коэффициентах сцепления) должны быть пропорциональны нормальным реакциям:

$$R_{\tau 1}/R_{\tau 2} = R_{z1}/R_{z2}.$$

Распределение полной тормозной силы $\sum R_{\tau i}$ машины между передними и задними колесами будем характеризовать коэффициентом β_{τ} распределения тормозных сил.

Для двухосной машины оптимальная величина коэффициента

$$\beta_{\tau} = R_{\tau 1}/R_{\tau 2} = R_{z1}/R_{z2} = (l_2 + \phi h_g)/(l_1 - \phi h_g).$$

Как видно, это соотношение для машины с определенными координатами центра массы во многом зависит от коэффициента сцепления, причем может достигать значительной величины. Так, у двухосных машин, у которых центр массы находится примерно в середине базы, при достаточно больших коэффициентах сцепления величина β_{τ} может достигать 1,5 ... 2,0.

В еще большем диапазоне изменяются оптимальные значения этого коэффициента у многоосных машин (рис. 88). В данном случае под коэффициентом β_{τ} понимается отношение тормозной силы соответствующего колеса к тормозной силе колеса последней оси. На рис. 88 поз. 1—4 обозначают коэффициент β_{τ} , относящийся к колесам соответствующих осей.

Если тормозной привод обеспечивает равенство тормозных сил всех колес, то сумма этих сил определяется произведением минимальной из этих сил на число тормозящих колес. В этом случае коэффициент удельной тормозной силы машины $\gamma_{\text{тм}} = R_{\tau \text{ мин}} n / G_{\text{м}}$. Отношение этой величины к максимально возможной, какой является коэффициент сцепления, может быть названо коэффициентом использования сцепления

$k_{\tau} = \gamma_{\text{тм}} / \phi$. Коэффициент k_{τ} показывает, как используются сцепные возможности машины при торможении. На рис. 89 видно, что они различны при разных коэффициентах сцепления и при

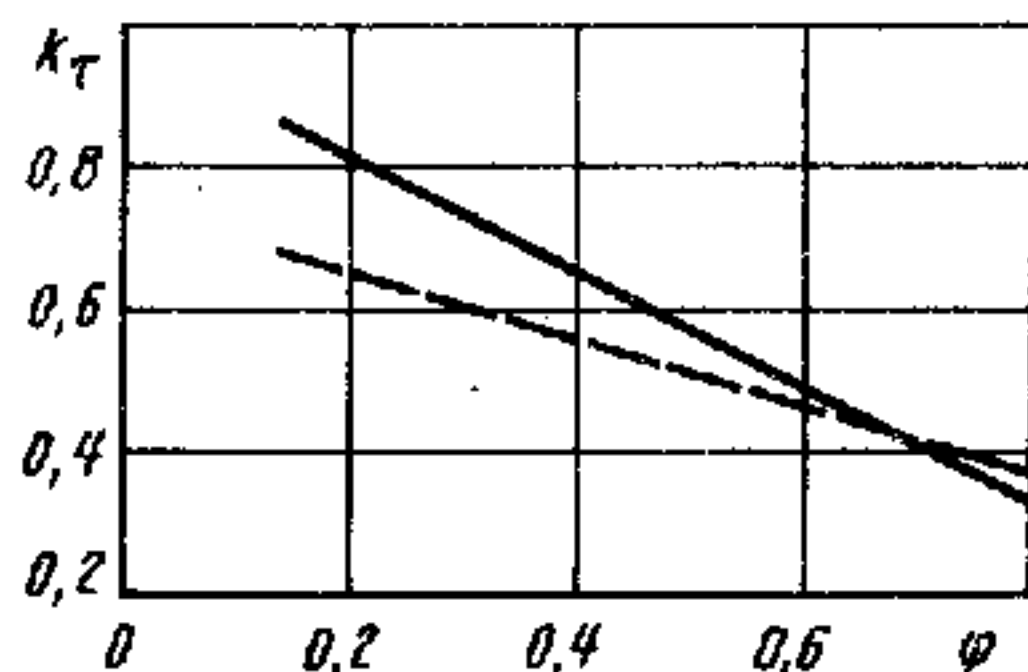


Рис. 89. Характеристика использования сцепления при торможении

равенстве тормозных сил оказываются довольно плохими. Для машины с грузом (сплошная линия) и без груза (штриховая) коэффициент k_t также различен. Это объясняется тем, что изменяются координаты l_1 и h_g центра массы (при наличии груза центр массы смещается назад и вверх), что приводит к различному перераспределению нормальных реакций при торможении.

Но если координаты центра массы определенной машины изменяются сравнительно в небольших пределах, то коэффициенты сцепления в зависимости от дорожных условий изменяются в 2, 3 и даже в 4 раза. Поэтому возникает вопрос: какому коэффициенту сцепления должно удовлетворять распределение тормозных сил?

Предположим, тормозной привод обеспечивает оптимальное соотношение сил при торможении с большими значениями коэффициента сцепления. Например, к колесам первой оси четырехосной машины, у которой $l_1 = 0,435L$, $h_g = 0,15L$, подводится тормозной момент, обеспечивающий в 3,9 раза большую тормозную силу, чем у колес последней оси; к колесам второй оси — в 3,1 раза, а третьей оси — в 1,6 раза большую (см. точки A , B , C , D на рис. 88). Этим обеспечивается полное использование сцепного веса машины при торможении на дороге с коэффициентом $\varphi = 0,7$. Значит, тормозные силы колес всех осей одновременно достигнут своих максимальных значений.

Если та же машина будет тормозить на дороге, коэффициент сцепления колес которой $\varphi = 0,4$, то для того, чтобы полностью реализовать его, на колесах первой оси тормозная сила должна быть не в 3,9, а всего в 2,75 раза больше, на второй оси — в 2,4 раза, на третьей оси — в 1,9 раза больше, чем на последней оси. Поскольку для полного затормаживания колеса первой оси на дороге с $\varphi = 0,4$ требуется тормозная сила, меньшая, чем выбранная с расчетом на $\varphi = 0,7$, они будут полностью заторможены раньше, т. е. тогда, когда на колесах последней оси тормозная сила равна $2,75/3,9 = 0,7$ силы, необходимой для реализации максимального значения.

При распределении тормозных сил с ориентацией на малые коэффициенты сцепления сначала будут тормозить колеса задних осей.

Первоначальное торможение и блокирование колес задней оси могут привести к тому, что они не будут сопротивляться действию какой-либо боковой силы, а это вызовет занос. Блокирование передних колес делает их неуправляемыми (предполагается, что управляемыми колесами являются передние), но опасность заноса, как было показано выше, не возникает. Таким образом, если в тормозном приводе осуществляется неизменяемое соотношение тормозных сил, то необходимо обеспечивать распределение их таким образом, чтобы своих максимальных значений тормозные силы достигали первоначально на передних колесах, причем это происходило бы при достаточно широком изменении коэффициента сцепления.

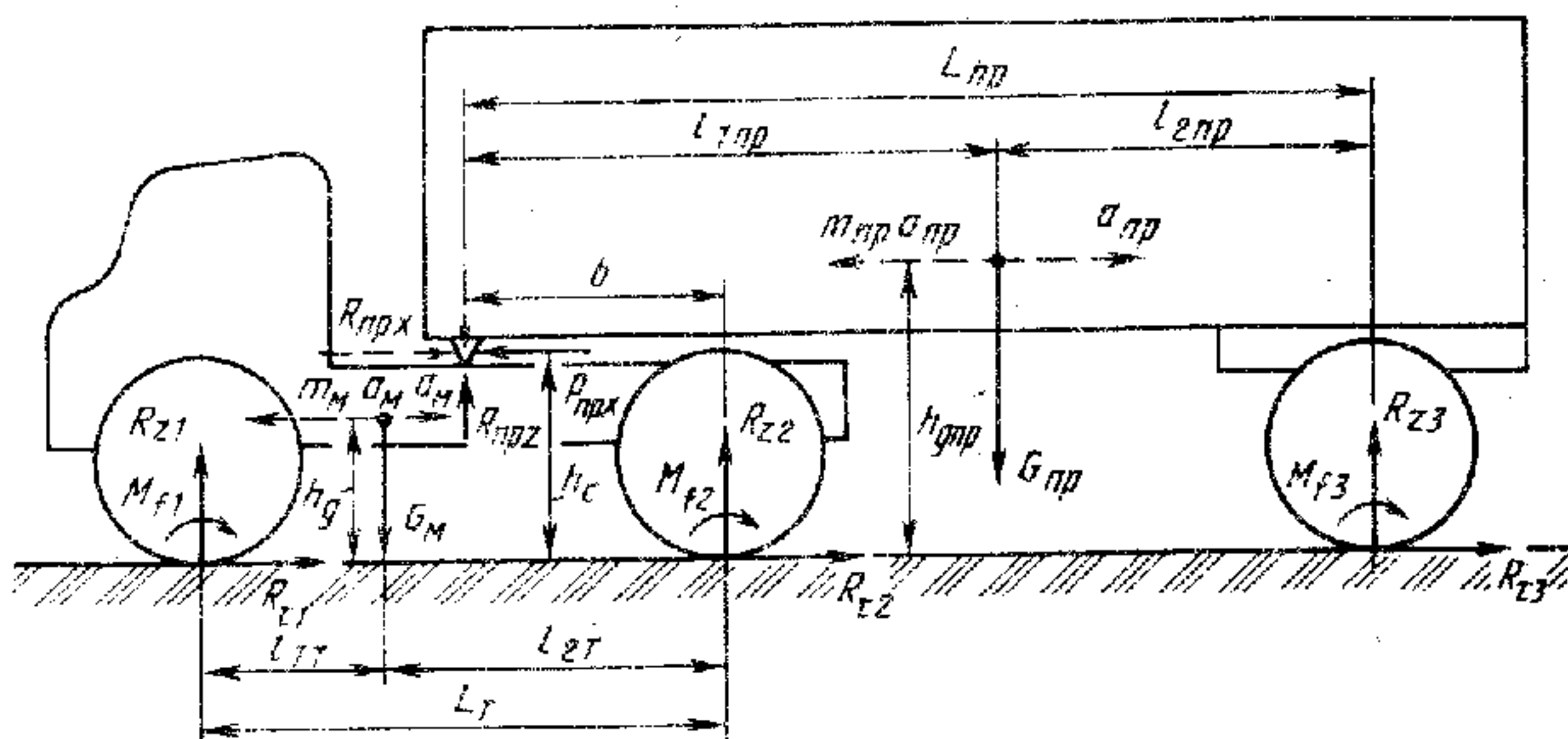


Рис. 90. Силы, действующие на автопоезд при торможении

При рассмотрении зависимостей распределения тормозных сил не было учтено, что в наиболее общем случае разные колеса машины могут иметь различные коэффициенты сцепления с дорогой. Тогда распределение тормозных сил оказывается зависящим еще и от соотношения коэффициентов сцепления. Исходя из всего перечисленного, следует заключить, что в тормозном приводе должно быть обеспечено регулирование тормозных сил по колесам при изменении координат центра массы машины и коэффициента сцепления колес с дорогой.

Рассмотрим, как распределяются при торможении нормальные реакции по осям автопоезда, состоящего из седельного тягача и полуприцепа (рис. 90).

При прямолинейном движении автопоезда замедления a_M тягача и $a_{пр}$ полуприцепа одинаковы (если пренебречь зазорами в сцепном устройстве).

Уравнениями равновесия тягача при движении по горизонтальной дороге являются:

$$\left. \begin{aligned} 2R_{z1} + 2R_{z2} - G_M - P_{прz} &= 0; \\ 2R_{\tau1} + 2R_{\tau2} - G_M a_M / g \pm P_{прx} &= 0; \\ G_M a_M h_g / g \pm P_{прx} h_c - G_M l_{1T} - P_{прz} (L_T - b) - 2R_{z2} L_T &= 0, \end{aligned} \right\} (118)$$

где G_M — сила тяжести тягача; $P_{прz}$, $P_{прx}$ — вертикальная и горизонтальная силы, действующие в седельно-сцепном устройстве от полуприцепа на тягач. Геометрические размеры ясны из чертежа.

Уравнениями равновесия полуприцепа являются:

$$\left. \begin{aligned} 2R_{z3} + R_{прz} - G_{пр} &= 0; \quad 2R_{\tau пр} + R_{прx} - G_{пр} a_{пр} / g = 0; \\ G_{пр} (L_{пр} - l_{1 пр}) + G_{пр} a_{пр} h_{г пр} / g - \\ - R_{прx} h_c - R_{прz} (L_{пр} - b) &= 0, \end{aligned} \right\} (119)$$

где $G_{\text{пр}}$ — сила тяжести полуприцепа; $R_{\text{пр}z} = -P_{\text{пр}z}$; $R_{\text{пр}x} = -P_{\text{пр}x}$; R_{zi} , R_{ti} — нормальные реакции и тормозные силы соответствующих колес.

При решении этих двух систем уравнений можно найти нормальные реакции (прил. 11) и установить оптимальное распределение тормозных сил по колесам автопоезда, изменяющееся также в зависимости от коэффициента сцепления колес с дорогой.

Особенностью торможения автопоезда, причем не обязательно с седельным тягачом, является то, что если тормозные силы колес тягача и прицепа (полуприцепа) распределяются не в строгом соответствии с нормальными реакциями, то в сцепном устройстве появится продольная сила $P_{\text{пр}x}$, направление которой зависит от соотношения удельных тормозных сил тягача и прицепа.

Удельные тормозные силы тягача и прицепа соответственно равны: $\gamma_t = R_{tt}/G_t = a_t/g$; $\gamma_{\text{пр}} = R_{t3}/G_{\text{пр}} = a_{\text{пр}}/g$.

Если $\gamma_t > \gamma_{\text{пр}}$ — тягач тормозит интенсивнее, при этом прицеп стремится «накатиться» на тягач. При $\gamma_t < \gamma_{\text{пр}}$ более эффективно тормозит прицеп. В сцепном устройстве возникает сила, стремящаяся разобщить тягач и прицеп. Идеальным случаем является $\gamma_t = \gamma_{\text{пр}}$, но в автопоезде его осуществить очень трудно.

Таким образом, законы оптимального регулирования тормозных сил по колесам одиночной машины, а тем более автопоезда, весьма сложные. Следует еще учесть, что при любых распределениях сил колеса не должны доводиться до полной блокировки, так как это может привести к снижению коэффициента сцепления, а главное, лишит колесо возможности сопротивляться боковым силам.

§ 30. ТОРМОЗНАЯ ДИАГРАММА И ТОРМОЗНОЙ ПУТЬ МАШИНЫ

Рассмотренные в предыдущем параграфе соотношения сил справедливы лишь в стадии установившегося торможения. Весь процесс торможения состоит из нескольких этапов, которые показаны на так называемой тормозной диаграмме (рис. 91), представляющей собой зависимость замедления или тормозной силы от времени.

В точке A водитель получает сигнал о необходимости торможения. Время t_p — время реакции водителя, в течение которого он осознает необходимость торможения и переходит к непосредственным действиям. Это время зависит от квалификации водителя, его возраста, психологического состояния. Оно колеблется в пределах от 0,2 до 1,5 с. Началом торможения принято считать момент времени, когда водитель начнет нажимать на тормозную педаль (точка B). Время t_c называется временем запаздывания. В это время устраняются зазоры в тормозном приводе, перемещаются тормозная педаль и другие детали, не встречая сопротивления. Оно зависит от типа, конструкции и технического состояния привода и составляет при-

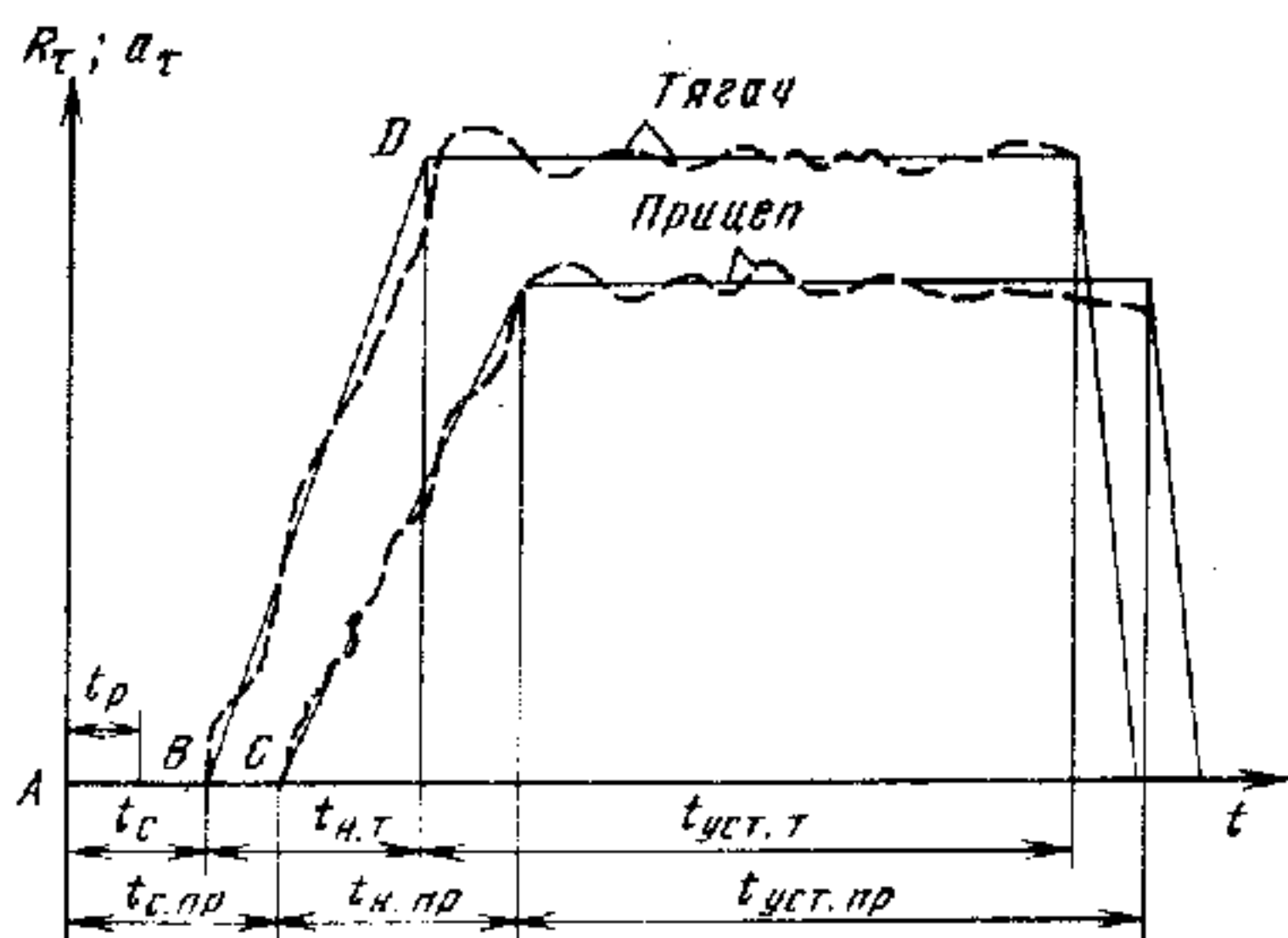


Рис. 91. Тормозная диаграмма машины

близительно 0,2 с для гидравлического привода и 0,6 с для пневматического. У автопоездов это время может быть больше. После срабатывания привода начинают работать и тормозные механизмы (точка C). В течение времени t_n увеличивается усилие на тормозной педали, давление в тормозном приводе, тормозные моменты колес, тормозные силы и соответственно — замедление машины. Этап заканчивается, когда тормозная сила и замедление становятся постоянными. Сумма $t_c + t_n$ называется в р е м е н е м с р а б а т ы в а н и я. Последний, основной этап — установившееся торможение продолжительностью $t_{уст}$.

При торможении автопоезда тормозная диаграмма несколько дополняется. Время запаздывания у прицепа ($t_{с. пр}$) больше, чем у тягача ($t_{с. т}$). Соответственно другим может быть и время нарастания тормозной силы ($t_{н. пр}$) прицепа, причем тормозная сила прицепа отличается от тормозной силы тягача.

Такая диаграмма представляет идеализированную характеристику процесса торможения. В действительности в приводе и тормозных механизмах происходят динамические процессы, силы непостоянны и нарастают не плавно, что показано штриховыми линиями. Кроме того, при блокировке колеса и достижении максимального значения сила сцепления колеса с дорогой уменьшается на некоторую величину (см. рис. 12, § 3), соответственно уменьшается и замедление.

Основным показателем оценки тормозных свойств является тормозной путь — расстояние, которое проедет машина с момента начала торможения до заданной скорости v_k или до полной остановки.

Определим тормозной путь на отдельных этапах торможения. Сопротивлением воздуха и сопротивлением качению пренебрежем. Процесс торможения рассмотрим на горизонтальной плоской дороге при отключенном двигателе.

За время t_c машина движется с начальной скоростью v_0 . Путь, который она при этом проедет, $S_c = v_0 t_c$. Заметим, что за время реакции t_p , которое обычно не учитывается, машина при

движении по шоссе со скоростью порядка 80 км/ч может проехать около 10 ... 25 м.

Принимаем, что на участке BD замедление нарастает пропорционально времени: $a_{\tau} = ct$. Тогда за время t_H величина пути торможения

$$S_H = \int_0^{t_H} v_0 dt - \frac{1}{2} \int_0^{t_H} ct^2 dt = v_0 t_H - \frac{1}{6} ct_H^3.$$

Подставив в это уравнение $c = a_{\tau \text{ max}}/t_H$, получим:

$$S_H = v_0 t_H - \frac{1}{6} a_{\tau \text{ max}} t_H^2.$$

В конце этого этапа скорость машины

$$v_H = v_0 - a_{\tau \text{ max}} t_H/2.$$

Принимаем, что на последнем этапе происходит торможение при постоянной силе и замедлении, хотя некоторое снижение силы от максимальной имеется. Скорость машины уменьшается с v_H до v_K . Работу тормозных сил приравниваем к изменению кинетической энергии машины (пренебрегая кинетической энергией колес и других деталей, которые на этом этапе уже практически не вращаются):

$$\sum R_{\tau i} S_{\text{уст}} = m_M a_{\tau \text{ max}} S_{\text{уст}} = m_M (v_H^2 - v_K^2)/2,$$

откуда

$$S_{\text{уст}} = (v_H^2 - v_K^2)/(2a_{\tau \text{ max}}) = [(v_0 - a_{\tau \text{ max}} t_H/2)^2 - v_K^2]/(2a_{\tau \text{ max}}).$$

Полный тормозной путь

$$\begin{aligned} S_{\tau} &= S_c + S_H + S_{\text{уст}} = \\ &= v_0 (t_c + t_H/2) - a_{\tau \text{ max}} t_H^2/24 + (v_0^2 - v_K^2)/(2a_{\tau \text{ max}}). \end{aligned}$$

Если конечная скорость $v_K = 0$; $a_{\tau \text{ max}} = \varphi g$, то

$$S_{\tau} = v_0 (t_c + t_H/2) + v_0^2/(2\varphi g) - \varphi g t_H^2/24.$$

Тормозной путь автопоезда определяют таким же образом в соответствии с тормозной диаграммой и теми же положениями об определении тормозного пути на различных этапах торможения. Следует учесть только дополнительное время запаздывания.

По полученным формулам тормозной путь находят приближенно. Это объясняется не только тем, что приближенно задана величина t_H , но и потому, что не учтено происходящее во времени перераспределение нормальных реакций и соответствующие ему изменения в процессе качения колес.

В действительности в начальный момент торможения колеса машины катятся в свободном режиме, нормальные реакции соответствуют статическому состоянию машины, несколько измененному из-за сравнительно малых внешних сопротивлений. В про-

цессе торможения, когда к колесам подводятся тормозные моменты и в контакте колес с дорогой возникают и все увеличиваются тормозные силы, появляется и увеличивается замедление. Под действием силы инерции, пропорциональной замедлению, перераспределяются нормальные реакции. Вследствие изменения продольных (тормозных) сил и нормальных реакций изменяется сопротивление шин боковому уводу.

Все это происходит не мгновенно, а как процесс с параметрами, изменяющимися во времени или, что то же, в функции пути. Более точное представление о процессе может дать рассмотрение его по более полной модели затормаживаемой машины. Эта модель должна быть пространственной, учитывать изменения всех сил и характеристик шин в процессе торможения. Для того чтобы определить не только тормозной путь, но также траекторию движения машины и ее курсовое отклонение, целесообразно рассматривать это движение в неподвижной относительно дороги системе координат.

Результаты расчета по такой модели приведены ниже на рис. 94 и 95. В течение этого процесса при действии какой-либо боковой, даже ничтожно малой силы может начаться криволинейное движение машины, она может потерять устойчивость прямолинейного движения.

§ 31. УСТОЙЧИВОСТЬ ПРИ ТОРМОЖЕНИИ

Одной из наиболее вероятных причин потери устойчивости прямолинейного движения при торможении является неравенство тормозных сил левых и правых колес, которое приводит к возникновению момента, уравновешенного боковыми реакциями колес. Неравенство тормозных сил может быть вызвано неодновременным срабатыванием тормозов, различной интенсивностью нарастания тормозных сил в тормозных механизмах разных колес. Это, в свою очередь, может быть следствием разности длин и жесткостей привода к тормозным механизмам, различных зазоров и коэффициентов трения колодок с барабанами или дисками разных колес и других причин. Если торможение происходит или начинается с неотсоединенным двигателем, то на соотношение тормозных сил левых и правых колес может повлиять величина коэффициента блокировки межколесных дифференциалов.

Как было показано в гл. 4, устойчивость движения машины обычно оценивают по величине критической скорости. В прил. 12 рассмотрен порядок определения критической скорости при торможении и выведена формула для ее определения. При реальных компоновках машин в несколько упрощенном виде формула имеет следующий вид:

$$v_{кр\tau} = \sqrt{1,5g \sum_{i=1}^{2n} l_i^2 / (nh_g)}.$$

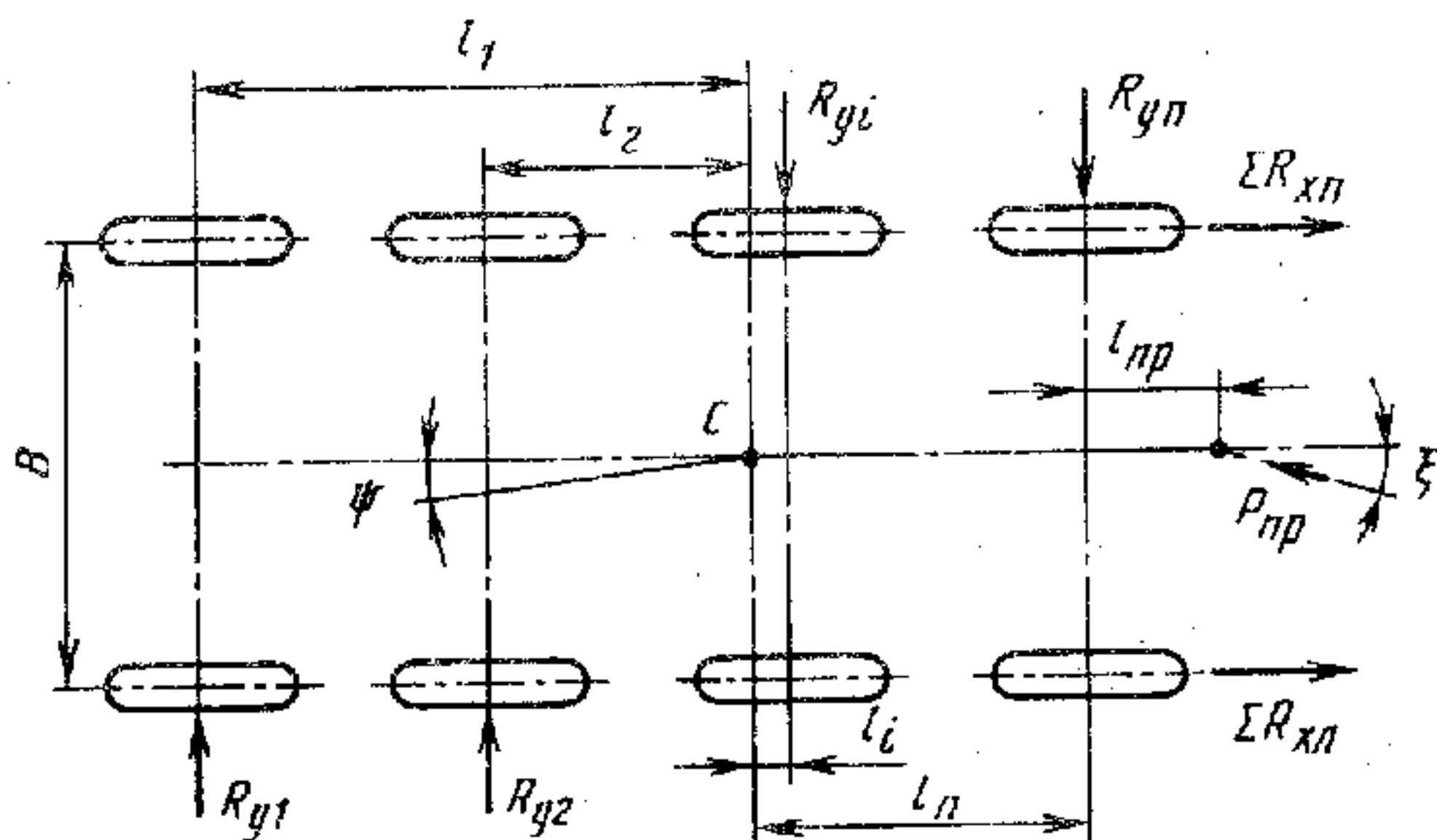


Рис. 92. К определению устойчивости при торможении

Из этой формулы видно, что критическая скорость по заносу при торможении уменьшается с увеличением числа n осей. Как показывают расчеты, она относительно низка (порядка 20 ... 25 км/ч) для самых различных машин.

Однако в предельном случае важным является определение абсолютного за время торможения бокового и углового смещений, характеризующих потерю соответственно траекторной и курсовой устойчивости.

В гл. 4 в принципиальной постановке было рассмотрено явление заноса. Поскольку при торможении силы, действующие в плоскости дороги, велики, а при экстренном торможении доходят до своих максимальных значений, потеря устойчивости против заноса при торможении происходит наиболее часто. Поэтому рассмотрим занос при торможении несколько подробнее.

На рис. 92 приведена схема сил, действующих на машину при неравенстве тормозных сил колес разных бортов.

Разность этих сил создает поворачивающий момент

$$M_{\text{пм}} = (\sum R_{xл} - \sum R_{xп}) B/2.$$

Уравнением движения является следующее:

$$I_z \ddot{\psi} = M_{\text{пм}} - \sum R_{yi} l_i,$$

где ψ — угол разворота (курсовой угол) машины.

Напомним, что $R_{yi} = \sqrt{(\varphi R_{zi})^2 - R_{xi}^2}$. Поэтому при значительных величинах тормозных сил ($R_{xi} = R_{\tau i}$) боковые реакции не могут быть большими, а при блокировке колес они равны нулю. В результате получим:

$$I_z \ddot{\psi} = M_{\text{пм}} \quad \text{или} \quad \ddot{\psi} = M_{\text{пм}}/I_z.$$

Выполнив двойное интегрирование и подставив начальные условия $t = 0$; $\psi = 0$, выведем формулу для определения угла разворота машины:

$$\psi = M_{\text{пм}} t_{\text{уст}}^2 / (2I_z).$$

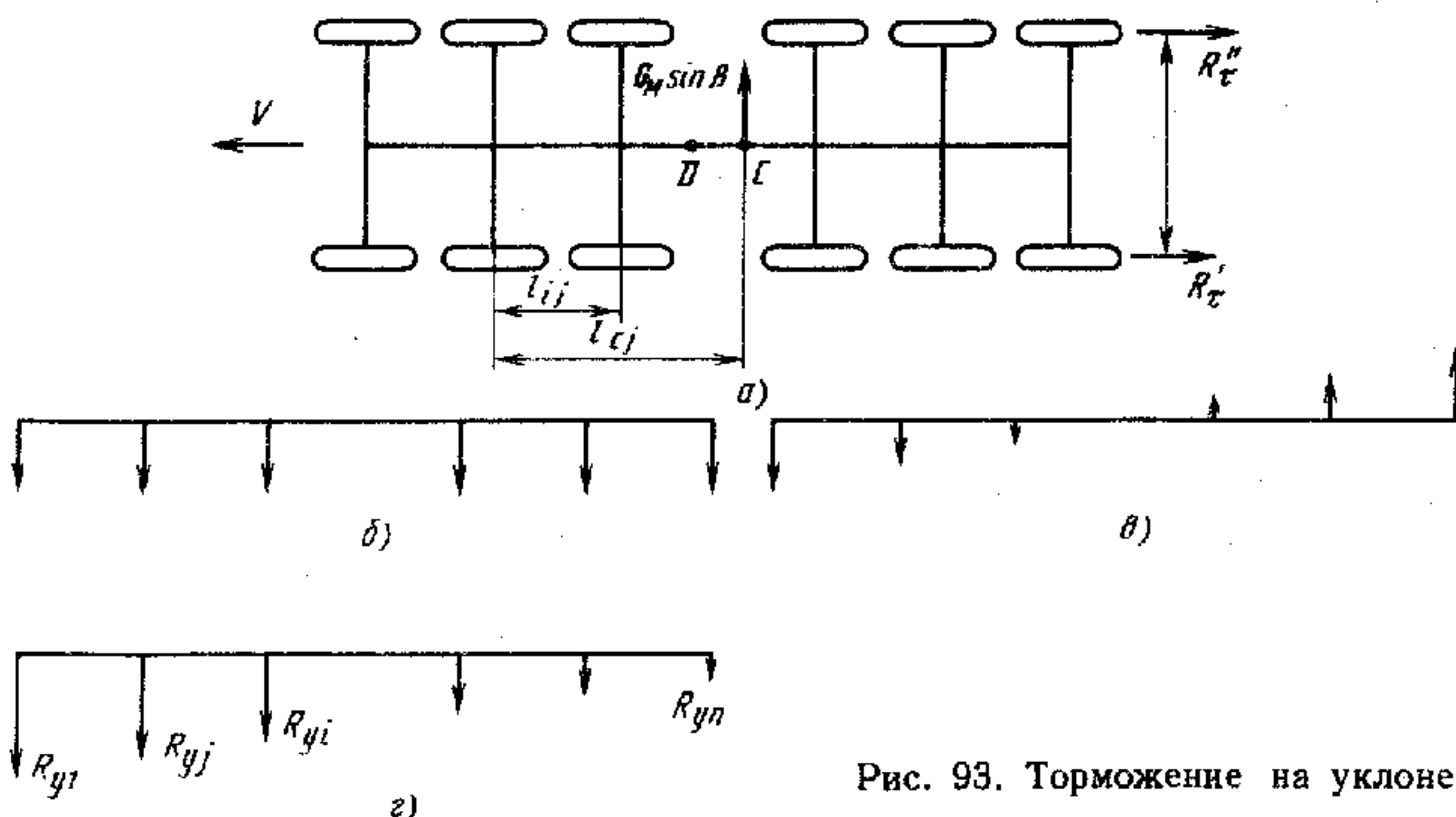


Рис. 93. Торможение на уклоне

Таким образом, угол разворота (курсовой угол) машины при заносе в процессе торможения пропорционален квадрату времени торможения. Заметим, что это выражение получено для последнего этапа торможения — действия установившихся тормозных сил, определяющих постоянный момент $M_{\text{тм}}$. В действительности эти силы, а значит, и момент $M_{\text{тм}}$ в течение времени $t_{\text{н}}$ увеличиваются от нуля до максимальных значений. Поэтому реальная зависимость $\psi = f(t)$ оказывается более сложной.

Еще более неблагоприятной является потеря устойчивости при торможении автопоезда. Поскольку обычно при торможении прицеп накатывается на тягач, в сцепном устройстве возникает толкающая сила $P_{\text{пр}}$ (см. рис. 92), направленная в случае заноса любого из двух звеньев автопоезда под углом ξ к продольной оси машины. Эта сила создает дополнительный момент, разворачивающий автопоезд, приводящий к его складыванию.

На схеме видно, что угол разворота тягача увеличивается с выносом $l_{\text{пр}}$ точки сцепки. Заметим, что начальный угол ξ_0 , в результате появления которого возникает плечо $(l_{\text{пр}} + l_{\text{н}}) \sin \xi_0$ и формируется поворачивающий момент, может образоваться до начала заноса, в результате какого-либо случайного воздействия или торможения при повороте.

Вероятным случаем потери устойчивости является торможение на дороге с поперечным уклоном. Такой уклон (порядка до $2 \dots 3^\circ$) имеют усовершенствованные дороги в соответствии с определенными нормами. Уклоны на неусовершенствованных дорогах нередко вызываются рельефом местности.

При движении по дороге с поперечным уклоном β на машину действует боковая составляющая силы тяжести $G_{\text{м}} \sin \beta$. Примем, что центр C массы находится вблизи середины базы (рис. 93, а)

и боковые реакции колес от составляющей силы тяжести равны (рис. 93, б). Тормозные силы колес, расположенных ниже, вследствие несколько увеличенной нагрузки больше, чем у расположенных выше. Моменту, возникающему от разности тормозных сил колес бортов, соответствуют дополнительные боковые реакции колес (рис. 93, в). Эпюра суммарных боковых реакций показана на рис. 93, г.

Предположим первоначально, что колеса жесткие (нет увода). При принятой наиболее вероятной эпюре сил передние колеса машины будут сползать с уклона, что не совпадает с наиболее часто встречаемым явлением заноса задней оси.

Условием отсутствия заноса машины относительно j -й оси является неравенство

$$\left| \sum_{i=1}^n l_{ij} \sqrt{(\varphi R_{zi})^2 - R_{ti}^2} \right| > |(G_m \sin \alpha + P_{ay}) l_j \pm (R_{ti}^* - R_{ti}') B/2|, \quad (120)$$

где l_{ij} — расстояние от j -й до i -й оси; l_j — расстояние от j -й оси до центра масс; P_{ay} — боковая составляющая силы инерции машины, если последняя движется не прямолинейно.

Из выражения (120) видно, что для того, чтобы ликвидировать занос (сползание) машины в результате приложения равнодействующей боковых сил в точке D , т. е. момента сил, обозначенного в правой части этого выражения, надо создать момент сопротивления. Это можно сделать двумя путями: либо освободить от тормозных сил колеса пары осей по обе стороны от центра массы, либо освободить от тормозных сил одну ось, причем для того, чтобы уменьшить возможный поворот машины, надо освободить ту ось, которая находится ближе к точке D .

При наличии увода происходит следующее. Когда углы увода колес первой оси δ_1 больше углов увода колес задней оси δ_n , машина будет поворачивать вниз с уклона; когда $\delta_1 = \delta_n$, машина будет двигаться под уклон, оставаясь параллельной самой себе; когда $\delta_1 < \delta_n$, машина будет поворачивать вверх на уклон.

Если снять или уменьшить тормозные силы с колес задней оси, то сопротивление боковому уводу повысится, а значит, уменьшится δ_n . Этим, в свою очередь, уменьшается радиус возникшего поворота, т. е. происходит более «крутой» поворот с уклона в соответствии с формулой (66), что нежелательно. Таким образом, для того чтобы повысить устойчивость машины при торможении, следует частично или полностью освободить от тормозных сил хотя бы одну из передних осей или две оси — одну спереди, а другую сзади центра масс. Это приведет к уменьшению суммарной тормозной силы и увеличит тормозной путь. Поэтому необходимо одновременно рассчитывать и тормозной путь с тем, чтобы тормозная система и ее регулирование удовлетворяли одновременно требованиям по устойчивости и по тормозному пути.

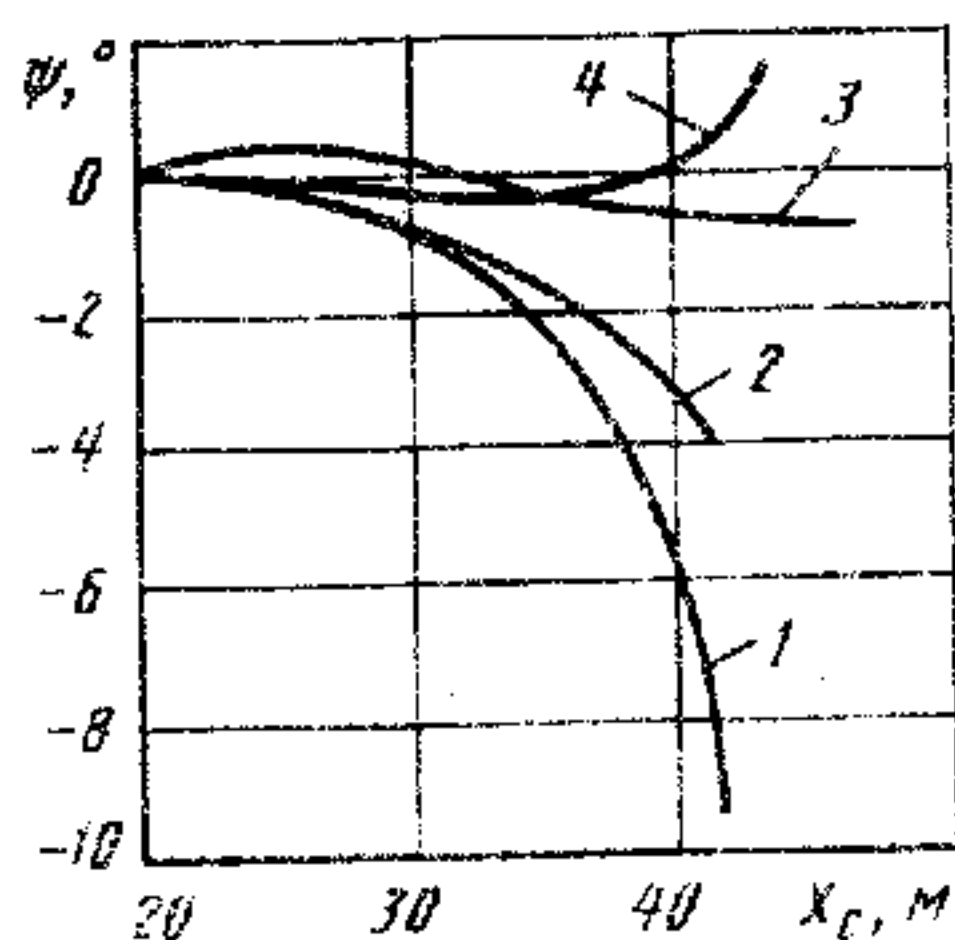


Рис. 94. Параметры торможения шестиосной машины при торможении колес различных осей (зависимость курсового угла ψ от перемещения продольной координаты X_c)

Выполненные с учетом этих условий расчеты показывают, что оптимальный порядок уменьшения тормозных сил различных осей или, наоборот, оптимальная последовательность включения тормозных механизмов различны для разных машин и условий торможения. Эта последовательность зависит от числа и расположения осей

координат центра масс, характеристик подвески, жесткости и сопротивления шин боковому уводу и коэффициентов сцепления шин с дорогой.

Так, например, расчетное отклонение от прямолинейной траектории и курсовой угол ψ на обледенелой дороге ($\phi = 0,2$) с поперечным уклоном 2° у шестиосной машины (рис. 94) оказываются наибольшими при снятии тормозных усилий с колес 6-й оси (кривая 2), наименьшими — при снятии усилий с колес 2-й и 5-й осей (кривая 3). Кривая 1 соответствует торможению всех колес, а кривая 4 — всех, кроме колес 3-й оси.

Оптимальная последовательность включения тормозных механизмов седельного автопоезда, состоящего из четырехосного,

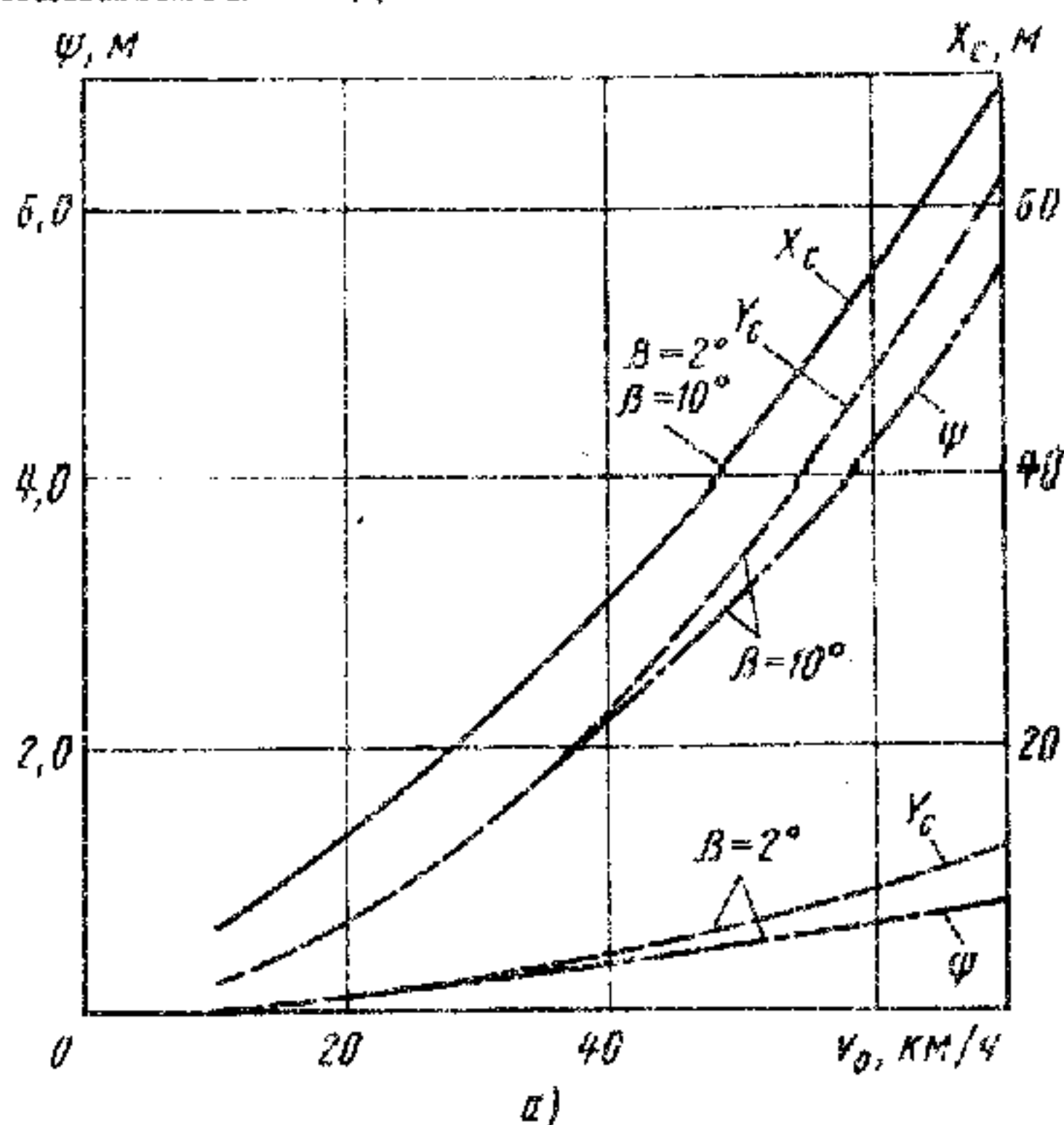
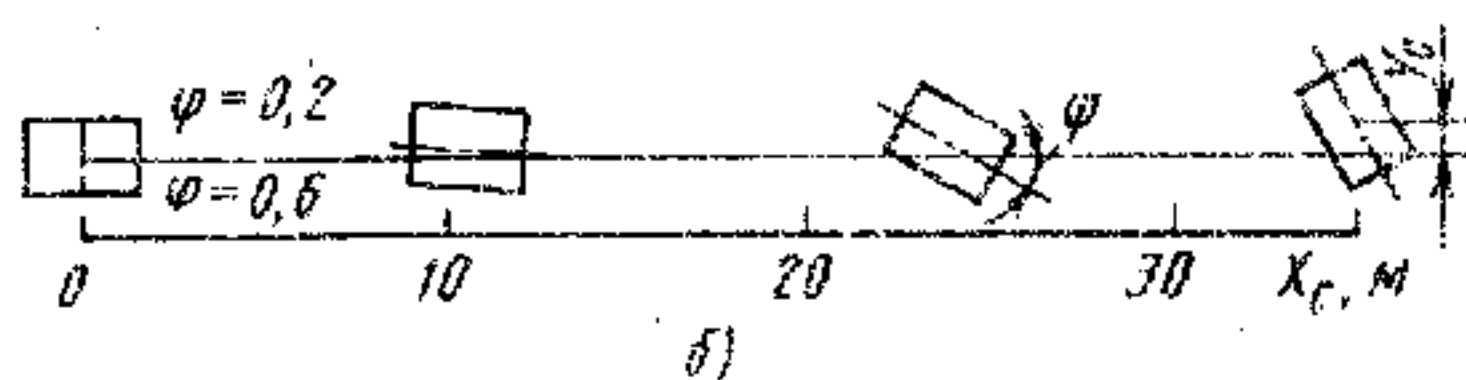


Рис. 95. Характеристика процесса торможения



тягача и четырехосного прицепа, на дороге с высоким коэффициентом сцепления 5—6—7—8—3—1—2—4, а на дороге с низким коэффициентом сцепления 2—1—5—6—3—7—8—4, где цифры обозначают номера осей тягача и прицепа. За критерий оптимальности принято наименьшее угловое отклонение от прямолинейной траектории.

На рис. 95, а приведены определенные расчетным путем изменения продольной координаты X_c , бокового линейного отклонения Y_c центра масс и курсового угла ψ машины от первоначального направления движения в зависимости от начальной скорости торможения v_0 автомобиля ГАЗ-66. Принято, что торможение осуществляется на сухой дороге при $\phi = 0,6$ и для двух различных боковых уклонов: $\beta = 2^\circ$ и 10° . Как видно, величина бокового уклона не влияет на тормозной путь, но существенно влияет на боковое отклонение и курсовой угол.

При торможении на горизонтальной дороге, но при разных коэффициентах сцепления правых и левых колес происходит существенный поворот машины (рис. 95, б).

При регулировании тормозных сил по осям или группам осей можно обеспечить лучшее использование сцепного веса машины или автопоезда, меньший тормозной путь или большую устойчивость. Но это справедливо только для определенных условий. Наиболее правильный путь — создание системы регулирования этих сил на каждом колесе с тем, чтобы непрерывно учитывать изменение условий движения колеса и реализовывать на каждом из них тормозную силу, максимально возможную по сцеплению.

§ 32. НОРМАТИВЫ И ЭКСПЕРИМЕНТАЛЬНОЕ ОПРЕДЕЛЕНИЕ ТОРМОЗНЫХ СВОЙСТВ

Тормозные свойства машины определяются рядом показателей. Эти свойства обеспечиваются работой тормозных систем — совокупностью устройств, предназначенных для осуществления торможения машины. Тормозные системы должны обеспечивать определенную эффективность торможения.

Критериями эффективности рабочей и запасной тормозных систем являются тормозной путь и установившееся замедление. Критериями эффективности стояночной и вспомогательной тормозных систем служат суммарная тормозная сила, развиваемая соответствующей системой. Для прицепа за критерий эффективности принимают величину удельной тормозной силы.

Эффективность тормозных систем определяют при дорожных испытаниях в соответствии с имеющимися в СССР нормативными документами. Предусмотренные в них нормы полностью опираются на международные нормы Правил № 13 ЕЭК ООН «Единообразные предписания, касающиеся официального утверждения транспортных средств в отношении торможения».

Все колесные транспортные машины подразделяются на категории, для каждой из которых установлены свои требования по эффективности тормозных систем. Автотранспортные средства, предназначенные для перевозки пассажиров, относятся к категориям M , для перевозки грузов — к категории N , внедорожные и тяжеловозы — к категории N^T , прицепы O и O^T . Более подробная классификация приведена в прил. 13.

Испытания по определению эффективности рабочей тормозной системы проводят на твердой сухой, ровной горизонтальной дороге. В связи с тем, что коэффициент трения трущихся пар зависит от температуры, принято проводить испытания при различных тепловых состояниях тормозных механизмов: испытания типа 0 («ноль») — при холодных тормозных механизмах, испытания I — при механизмах, нагретых путем предварительных торможений, испытания II — при нагретых путем непрерывного торможения на затяжном спуске.

Испытания «ноль» проводят как с двигателем, отсоединенным от трансмиссии, так и с двигателем, соединенным с ней.

Испытуемую машину разгоняют до определенной скорости, несколько превышающей скорость v_0 , с которой следует начинать торможение после чего машина движется по инерции, а при достижении скорости v_0 водитель начинает тормозить. Начальная скорость торможения различна для машин разных категорий и соответствует приблизительно $0,8v_{\max}$.

В процессе испытания определяют тормозной путь и установившееся замедление. Их можно измерять любым образом, но наиболее часто используют запись пути и скорости с помощью прибора «путь — скорость — время» с «пятым» колесом.

В ГОСТ 22895—77 установлены предельные нормы тормозного пути и установившегося замедления в зависимости от категории транспортного средства и типа испытаний (0, I, II). Так, например, для автотранспортных средств полной массой свыше 12 т, перевозящих грузы (категория N_3), тормозной путь с начальной скорости 40 км/ч при испытаниях 0 с отсоединенным двигателем не должен превышать 17,2 м, установившееся замедление — 5,5 м/с², при испытаниях I — соответственно 21,5 м и 4 м/с², а при испытаниях II — 22,9 м и 3,6 м/с².

Для внедорожных машин и тяжеловозов (категория N^T) инструкция И 37.001.024—82 Минавтосельхозмаша предусматривает, что торможение начинается со скорости $v_0 = 0,8v_{\max}$, но не более 40 км/ч, а нормативный тормозной путь определяется по эмпирической формуле

$$S_T = t_{\text{ср}} v_0 / 3,6 + v_0^2 / (26 a_{\text{уст}}),$$

где $t_{\text{ср}} = t_c + t_n$ — время срабатывания привода.

Допустимые значения установившегося замедления рабочей тормозной системы для этих машин колеблются от 5,0 до 2,1 м/с² в зависимости от типа испытаний и нагрузки. Регламентировано

также время срабатывания привода (порядка 0,6 ... 1,0 с, а для прицепов 0,4 ... 0,7 с).

Нормой эффективности рабочей тормозной системы прицепов является величина удельной тормозной силы не менее 0,56.

Эффективность запасной тормозной системы оценивают теми же критериями, что и рабочую систему, но нормы эффективности значительно ниже. Так, для автотранспортных средств упомянутой категории N_8 тормозной путь при торможении с той же начальной скорости запасной системой может достигать 28,4 м при установившемся замедлении не менее 2,8 м/с². Тормозная сила колес прицепа может быть в 2 раза меньше, чем при использовании рабочей тормозной системы.

Нормировано также усилие на органе управления тормозной системой (тормозной педали или рычаге) машины.

Для автопоезда удельную тормозную силу прицепа рассчитывают по формуле

$$\gamma_{\text{пр}} = \gamma_a \pm P_{\text{пр}}/(m_{\text{пр}}g),$$

где γ_a — удельная тормозная сила автопоезда; $P_{\text{пр}}$ — усилие в сцепном устройстве, Н ($+P_{\text{пр}}$ — усилие растяжения; $-P_{\text{пр}}$ — усилие сжатия); $m_{\text{пр}}$ — масса прицепа, кг.

Эффективность вспомогательной тормозной системы машины определяют одним из двух методов: при буксировании испытуемой машины или движении ее по уклону. В первом случае измеряют усилие в сцепном устройстве при заторможенной вспомогательной системой машине. Во втором случае — заторможенная вспомогательной тормозной системой машина должна двигаться с уклона 7% протяженностью 6 км со скоростью 30 км/ч.

Проводят также испытания по определению устойчивости при торможении. Их выполняют на дороге с «низким» ($\varphi = 0,3$) и «высоким» ($\varphi = 0,7$) коэффициентами сцепления. Испытания полноприводных машин проводят как с разблокированной (в раздаточной коробке), так и с заблокированной трансмиссией, как с двигателем, соединенным с трансмиссией, так и с двигателем, не соединенным с ней. В процессе испытаний осуществляют несколько торможений с различных начальных скоростей (от $0,3v_{\text{max}}$ до $0,95v_{\text{max}}$) при различных установившихся замедлениях — от 1,5 ... 2,0 м/с² до замедления, при котором будут заблокированы колеса одной из осей.

Критериями оценки устойчивости при торможении являются: линейное отклонение машины от заданной траектории движения, угловое отклонение от заданного направления (курсовой угол в момент остановки не должен превышать 15°), а для автопоездов — еще угол складывания. Траекторное отклонение определяют в этих испытаниях расстоянием между максимально отклонившейся от осевой линии участка точкой машины и положением этой точки, определенным по заданной траектории движения.

Курсовым отклонением считают величину курсового угла машины в момент полной остановки.

Выявляют также угол складывания тягача и прицепа при торможении.

Устойчивость при торможении рекомендуется определять при полных торможениях (т. е. до полной остановки) с начальных скоростей (0,3; 0,55; 0,8; 0,9) v_{\max} .

Вопросы для самопроверки

1. Нарисуйте схему и объясните, какие силы и моменты действуют на колесо при торможении.
2. От чего зависит эффективность торможения тормозом-замедлителем?
3. Почему не следует блокировать колеса при торможении?
4. Как следует распределять тормозные моменты по колесам различных осей?
5. Каковы особенности распределения тормозных сил по колесам при торможении автопоезда?
6. Изобразите тормозную диаграмму машины и поясните ее смысл.
7. От чего зависит тормозной путь машины?
8. От чего зависит устойчивость машины при торможении?
9. Каково условие отсутствия заноса многоосной машины при торможении?
10. В чем состоит особенность торможения машины на поперечном уклоне?
11. Какие показатели определяют расчетом и экспериментально для оценки тормозных свойств машины и автопоезда?

ДВИЖЕНИЕ ПО НЕРОВНОСТЯМ И КОЛЕБАНИЯ КОЛЕСНОЙ МАШИНЫ

§ 33. ГЕОМЕТРИЧЕСКИЕ ХАРАКТЕРИСТИКИ ОПОРНОЙ ПОВЕРХНОСТИ

Движение колесной машины по неровным дорогам вызывает вибрации ее поддрессоренных и неподдрессоренных частей. Напомним, что к поддрессоренным частям относятся агрегаты, узлы и детали, сила тяжести которых воспринимается системой поддрессоривания (подвеской), т. е. рама (корпус или кузов) со всеми жестко соединенными с ней деталями, а к неподдрессоренным — агрегаты, узлы и детали, сила тяжести которых не воспринимается подвеской, т. е. колеса, мосты (при зависимой подвеске) и т. д. Все больше входит в практику так называемое вторичное поддрессоривание сидений, кабин на раме, каких-либо установок на раме или грузовой платформе. Вибрации оказывают вредное воздействие на водителя, пассажиров и перевозимые грузы, ухудшают условия работы агрегатов, деталей, разрушают дорожные покрытия. Вибрации поддрессоренной части машины вызывают утомление водителей, создавая для них дискомфортные, а иногда и небезопасные условия, поэтому водители уменьшают скорость движения. Опыт показывает, что на дорогах с неровной поверхностью средняя скорость движения уменьшается на 40 ... 50%, производительность работы машины снижается на 35 ... 40%.

Вибрации сопровождаются увеличением динамических нагрузок на узлы и детали, приводя к сокращению ресурса их работы.

Неровные поверхности различают по форме, размерам и характеру чередования неровностей в профиле, т. е. в сечении рельефа в направлении движения машины. Форма неровности может быть любой: синусоидальной, параболической, прямоугольной и т. д. Размеры неровностей определяются их длиной и высотой.

В зависимости от длины неровности условно можно разделить на импульсные, выбоины, ухабы и уклоны. Уклонами называют плавные неровности, каждая длиной более 25 м, которые характеризуют макропрофиль поверхности. Неровность может располагаться также поперек или под острым углом к направлению движения. Если размер такой неровности превышает размер машины, то ее также называют уклоном или косогором. На усовершенствованных дорогах величина продольных уклонов огра-

ничена в соответствии с категорией дороги, а поперечные уклоны на закруглениях дорог делают специально для повышения устойчивости движения машин.

В СССР продольные уклоны дорог регламентированы строительными нормами и правилами.

Неровности длиной до 25 м составляют микропрофиль, причем неровности высотой до 1 см при длине, не превышающей длину отпечатка шины или, как правило, не более 0,3 м, обычно называют шероховатостями. Они не оказывают заметного влияния на колебания машины из-за поглощающей способности шин.

Различают следующие закономерности чередования неровностей по длине пути движения машины.

1. Единичные неровности, удаленные одна от другой на сравнительно большие расстояния. К единичным неровностям относятся ямы, канавы, специальные инженерные сооружения типа рвов, эскарпов и т. д.

2. Периодически чередующиеся неровности одинаковых размеров и формы. Такое весьма вероятно, например, при движении по усовершенствованной дороге, выложенной из плит одинаковой длины, стыки между которыми являются источниками колебаний типа импульсов, а при их постепенном сглаживании дорога может превратиться в дорогу с волнистым профилем, описываемым гладкой функцией, например, синусоидой. Гладкий волнистый профиль может сформироваться и на грунтовой дороге при последовательном воздействии на нее с постоянной частотой.

3. Случайный микропрофиль, при котором имеется закономерное чередование неровностей различных размеров и формы. В реальных условиях колесные машины больше всего движутся по дорогам и местности со случайным микропрофилем, поэтому основное внимание уделим описанию характеристики этого профиля.

Для представления о размерах неровностей, наиболее часто встречающихся на дорогах, в прил. 14 приведена их характеристика, заимствованная из литературных источников.

Случайное изменение высоты q неровностей по длине пути может быть охарактеризовано лишь статистически. Учитывать при этом характеристику макропрофиля в качестве случайной величины необходимо лишь при рассмотрении длительных перемещений машины, связанных главным образом с решением эксплуатационных задач.

Основной особенностью случайной функции является неопределенность ее протекания, т. е. по форме и размерам микронеровностей на каком-то ограниченном участке нельзя точно определить форму и размер неровностей на последующих участках. Конкретные значения, принимаемые случайной функцией (расположение высоты неровностей по длине пути), называются реализацией случайной функции. На рис. 96, а показан ряд реализаций $q_i(l)$ случайной функции $q(l)$. При статистическом методе

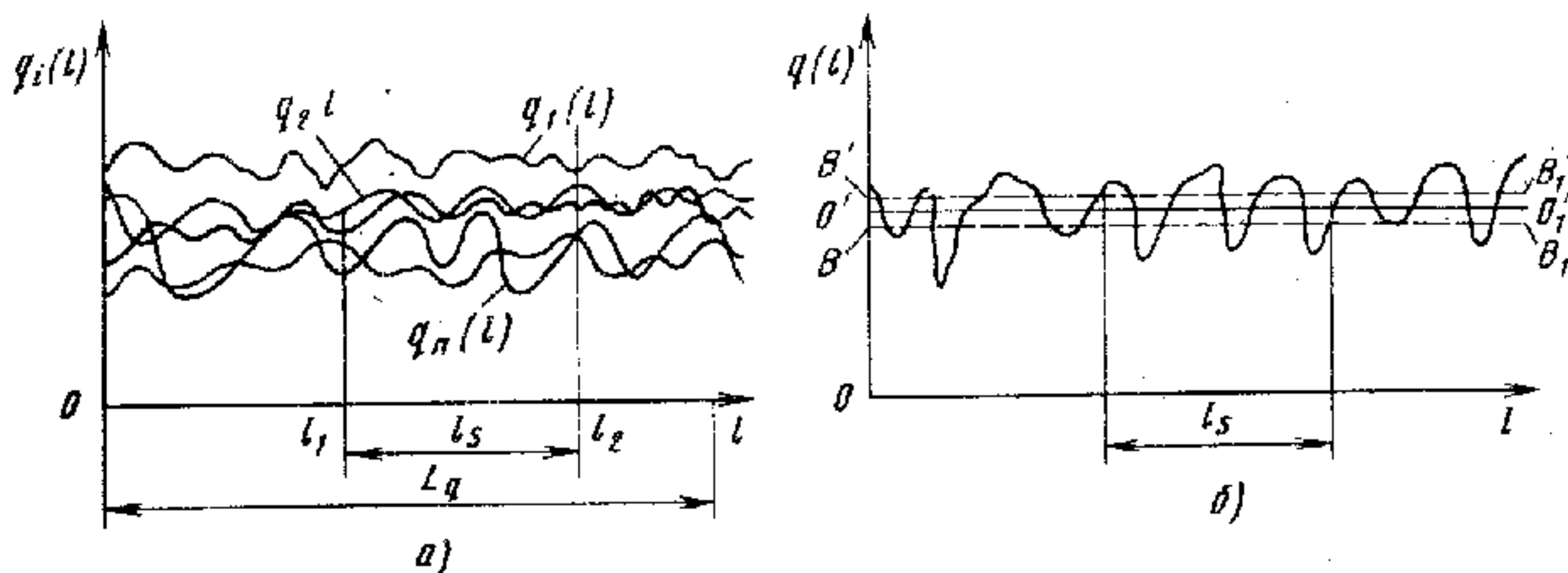


Рис. 96. Реализации случайной функции $q(l)$ и ее центрирование

изучения случайных функций используют не свойства каждой из функций $q_i(l)$, а свойства всего множества функций в целом. Применительно к исследованию движения колесной машины, находящейся под воздействием случайных возмущений, это дает возможность анализировать ее поведение не по отношению к какому-либо одному воздействию, а по отношению к целой совокупности возможных случайных воздействий.

Для описания статистических характеристик микропрофиля как случайной функции можно использовать четыре следующие неслучайные функции, которые дают широкое представление об этой случайной функции и применяются для последующего анализа.

1. Математическое ожидание или среднее значение ординат микропрофиля. Если осреднение осуществляют по совокупности (ансамблю) реализаций, каждая из которых отображает характеристику конкретного участка l_s поверхности движения (см. рис. 96, а), то среднее значение ординат

$$q_{cp} = \lim_{n \rightarrow \infty} \sum_{i=1}^n q_i(l)/n,$$

где n — число реализаций.

Случайные функции, для которых можно по одной реализации установить вероятностные характеристики, называют случайными функциями (и соответственно процессами, происходящими на их основе), обладающими э р г о д и ч е с к и м свойством (эргодичностью). В этом случае среднее значение функции (на достаточно большом интервале наблюдения) приближенно равно среднему значению по множеству наблюдений. Случайный профиль часто изменяется приблизительно однородно по протяженности достаточно далеко, причем вероятностные характеристики его существенно не изменяются. Такие случайные функции (и процессы) называют с т а ц и о н а р н ы м и. Для стационарной функции, обладающей эргодичностью, можно, таким образом, произвести осреднение по одной реализации на длине дорожного

участка L_q (рис. 96, б), причем это осреднение будет достаточно представительным:

$$q_{\text{ср}} = \frac{1}{L_q} \int_0^{L_q} q(l) dl.$$

Величина $q_{\text{ср}}$ соответствует прямой $O'O_1$. Если пренебречь влиянием макропрофиля дороги, то закон распределения ординат микропрофиля удобно центрировать, перенося ось абсцисс с прямой OO_1 на прямую $O'O_1$ (см. рис. 96, б). Это позволяет не рассматривать в дальнейшем математическое ожидание высоты неровностей, а учитывать лишь их отклонения относительно среднего значения.

2. Дисперсия σ_q^2 или среднее квадратичное отклонение ординат σ_q . Дисперсия является математическим ожиданием квадрата центрированной случайной функции. Ее получают при осреднении по совокупности реализаций. При обработке одной реализации дисперсию определяют по формуле

$$\sigma_q^2 = \lim_{L_q \rightarrow \infty} \frac{1}{L_q} \int_0^{L_q} q^2(l) dl.$$

Среднее квадратичное отклонение σ_q соответствует прямым BB_1 и $B'B'_1$.

3. Корреляционная функция. Она характеризует взаимосвязь случайных значений функции по длине дорожного участка и определяется выражением

$$R_{q_1 q_2}(l_s) = \lim_{n \rightarrow \infty} \frac{1}{n} \sum_{i=1}^n q_1(l) q_2(l),$$

а при осреднении по одной реализации (автокорреляционной функции) можно использовать формулу

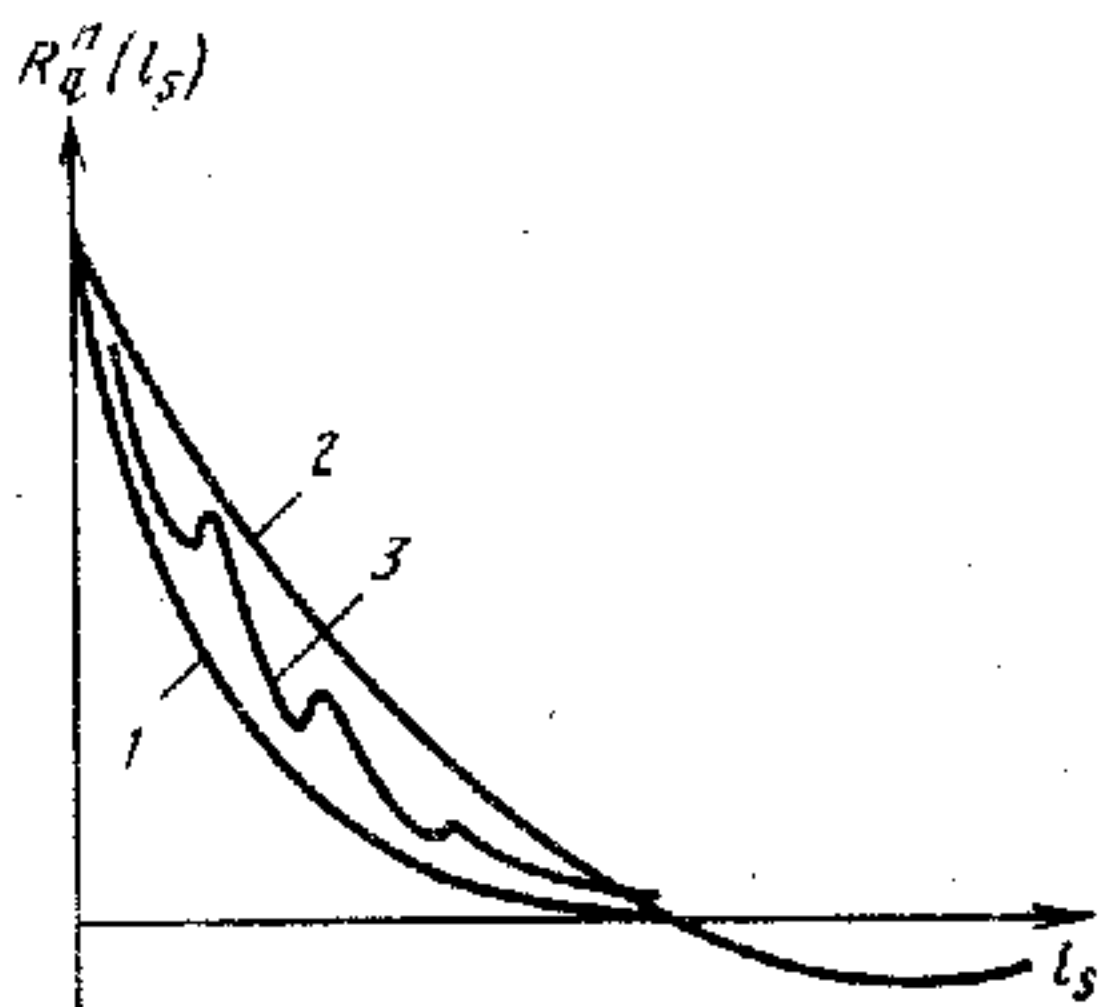
$$R_q(l_s) \simeq \frac{1}{L_q} \int_0^{L_q} q(l) q(l + l_s) dl,$$

где $q(l)$ — значение функции (ординаты неровности) в начале участка, а $q(l + l_s)$ — в конце участка протяженностью l_s (см. рис. 96).

Поясним метод определения и возможности оценки характеристики микропрофиля с помощью корреляционной функции.

Пусть на дороге значения ординат $q(l_1)$ и $q(l_2)$, смещенные на расстояние l_s , с помощью какого-либо прибора непрерывно измеряются и перемножаются, т. е. интегрируются на протяжении длины L_q . В конце прохождения участка l_s получаем значение корреляционной функции, соответствующей участку $l_s = l_2 - l_1$. Корреляционная функция, таким образом, устанавливает сте-

Рис. 97. Нормированные корреляционные функции дорог



пень зависимости между двумя значениями случайной функции, соответствующими положениям l и $l + l_s$. Чем больше зависят один от другого случайные значения $q(l)$ и $q(l + l_s)$ функции микропрофиля, тем больше значение корреляционной функции $R_q(l_s)$. Меняя величину l_s , можно определить другие ординаты корреляционной функции. При нулевом смещении ($l_s = 0$) значение корреляционной функции максимально и равно (при центрированной случайной функции) дисперсии: $R_q(0) = \sigma_q^2$. В расчетах удобно пользоваться так называемой **нормированной корреляционной функцией**

$$R_q^n(l_s) = R_q(l_s) / \sigma_q^2.$$

Если значение $l_s \rightarrow 0$, то в этом случае величина $R_q^n(l_s)$ максимальна (рис. 97). При увеличении сдвига l_s корреляционная связь значений случайной функции ослабевает.

Нормированные корреляционные функции характеризуют определенные типы дорог. Так, например, быстро убывающая монотонная функция 1 характерна для дорог с булыжным покрытием; монотонная, медленно убывающая функция 2 свидетельствует о наличии длинных волн неровностей асфальтобетонных покрытий, и, наконец, кривая 3 представляет сложную функцию, которая указывает на износ и деформацию дорожного покрытия, вызывающих появление на нем волн преобладающей частоты.

Корреляционные функции случайного процесса являются функциями неслучайными и аппроксимируются различными функциональными зависимостями. Для нормированных корреляционных функций распределения неровностей микропрофиля наибольшее распространение получила следующая аппроксимирующая зависимость:

$$R_q(l_s) = A_1 e^{-\alpha_1 |l_s|} + A_2 e^{-\alpha_2 |l_s|} \cos(\beta l_s), \quad (121)$$

где α и β — коэффициенты корреляционной связи; A_1 и A_2 — безразмерные коэффициенты, причем $A_1 + A_2 = 1$.

В некоторых случаях можно применять и более простые аппроксимации, например

$$R_q(l_s) = e^{-\alpha |l_s|} \quad \text{или} \quad R_q(l_s) = e^{-\alpha l_s} \cos(\beta l_s).$$

Анализ проведенных исследований микропрофиля дорог показывает, что коэффициенты α , β и A , а также дисперсии σ_q^2 изменяются в широких пределах. В прил. 15 приведены значения

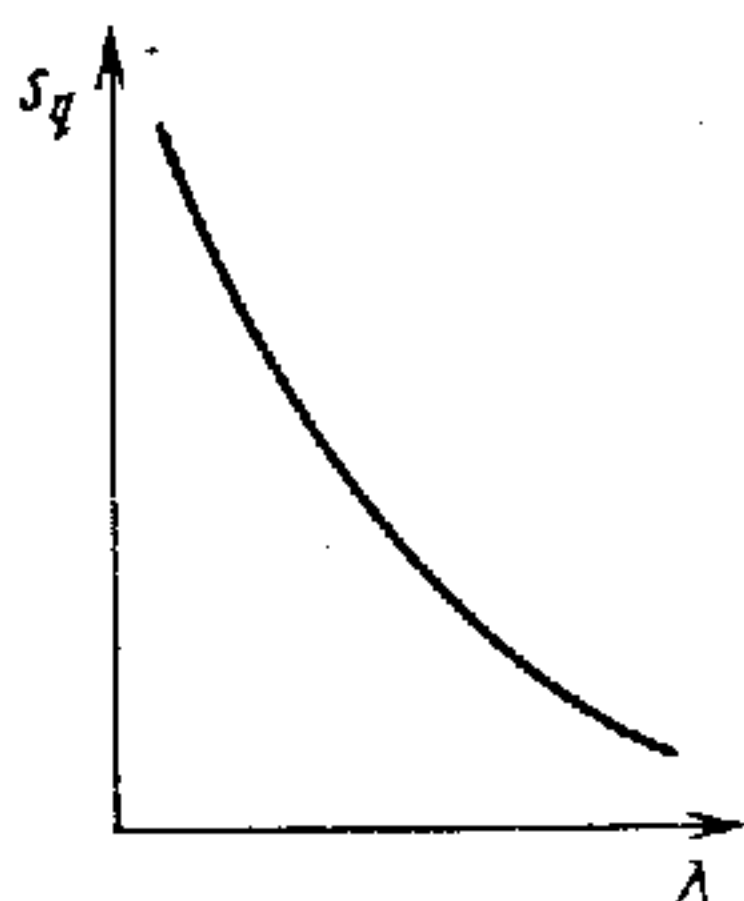


Рис. 98. Нормированная спектральная плотность дороги

A_1 , A_2 , α и β , полученные экспериментально различными авторами и организациями.

При движении колесной машины правое или левое колеса редко находятся в одной горизонтальной плоскости, их взаимное расположение непрерывно изменяется. По сравнению с продольным микропрофилем поперечный микропрофиль обладает меньшими дисперсиями и малыми интервалами пути корреляции, большими значениями коэффициентов α и β . Это свидетельствует о том, что при достаточно больших неровностях продольного микропрофиля поперечный микропрофиль имеет мелкие и короткие неровности.

В исследованиях и расчетах интерес представляют воздействия на колесную машину в продольной и поперечной плоскостях. При этих условиях микропрофиль целесообразно описывать двумя случайными функциями. Ординату среднего сечения $q(l)$ и угол наклона поперечного сечения $\psi(l)$ можно найти из выражений

$$q(l) = [q_{\text{л}}(l) + q_{\text{п}}(l)]/2; \quad \psi(l) = [q_{\text{л}}(l) - q_{\text{п}}(l)]/B,$$

где $q_{\text{л}}(l)$ и $q_{\text{п}}(l)$ — функции высот микропрофиля сечений поверхности дороги соответственно под левым и правым колесами; B — колея машины.

В этом случае для статистического описания микропрофиля дороги можно определить две одновременные корреляционные функции:

$$R_q(l_s) \simeq \frac{1}{L_q} \int_0^{L_q} q(l) q(l + l_s) dl; \quad R_\psi(l_s) \simeq \frac{1}{L_q} \int_0^{L_q} \psi(l) \psi(l + l_s) dl.$$

Исследованиями микропрофиля дорог установлено, что случайные функции $q(l)$ и $\psi(l)$ некоррелированы, т. е. $R_{q\psi}(l_s) = 0$.

4. Спектральная плотность микропрофиля дороги. Спектральная плотность дисперсии (энергетический спектр), являющаяся важной статистической характеристикой микропрофиля, дает представление о частоте повторения длин неровностей и о преобладающих частотах при случайном процессе, изменяющемся во времени t . Спектральная плотность $S_q(\lambda)$ дисперсии (где $\lambda = 2\pi/l_1$ — путевая частота, l_1 — длина неровности) и корреляционная функция взаимно связаны преобразованием Фурье:

$$S_q(\lambda) = \frac{1}{\pi} \int_0^\infty R_q(l_s) \cos \lambda l_s dl_s; \quad R_q(l_s) = 2 \int_0^\infty S_q(\lambda) \cos \lambda l_s d\lambda.$$

Если отнести величину спектральной плотности к дисперсии, то получим нормированную величину спектральной плотности (рис. 98)

$$S_q^n(\lambda) = S_q(\lambda)/\sigma_q^2.$$

При $l_s = 0$ значение корреляционной функции, равное дисперсии σ_q^2 , выражается через спектральную плотность в виде

$$R_q(0) = \sigma_q^2 = 2 \int_0^{\infty} S_q(\lambda) d\lambda.$$

§ 34. ВИДЫ КОЛЕБАНИЙ КОЛЕСНОЙ МАШИНЫ

Из всего многообразия вибраций, которые присущи колесной машине при ее движении, принято выделять те, которые происходят с частотой менее 22 Гц. Такие вибрации называют **колебаниями**. Деление это условное, хотя имеет некоторые основания. Считается, что колебания воспринимаются человеком раздельно, а вибрации слитно. Попутно заметим, что вибрации с частотой от 20 до 20 кГц воспринимаются, как звук. Кроме того, при движении машин по неровностям обычно возникают вибрации корпуса и колес с частотами до 20 Гц. Вибрации с большей частотой вызываются, как правило, не столько движением машины по неровностям, сколько внутренними причинами, главным образом работой различных механизмов.

Даже если все детали машины объединить всего в две группы — поддрессоренные и неподдрессоренные массы, то число возможных перемещений этих масс остается большим. Для поддрессоренной массы оно определяется шестью степенями свободы: тремя линейными и тремя угловыми обобщенными координатами (см. рис. 20).

На поддрессоренную часть движущейся машины наложены некоторые связи, поэтому число ее степеней свободы значительно уменьшается. Колебания вдоль продольной оси (подергивание) в значительной степени устраняются направляющими устройствами подвески. В реальных условиях они оказываются несущественными, во всяком случае больше проявляются в отдельных случаях при торможении, чем при движении по неровностям. Эти же устройства сводят к минимуму угловые колебания вокруг вертикальной оси (рысканье) и линейные колебания вдоль поперечной оси, которые практически могут быть лишь за счет боковой податливости и бокового проскальзывания шин. В результате поддрессоренная часть машины совершает главным образом линейные вертикальные, продольно-угловые и поперечно-угловые колебания.

Неподдрессоренные массы совершают линейные вертикальные колебания. При зависимой подвеске колес или при независимой, но с качанием колес относительно продольной оси в отдельных

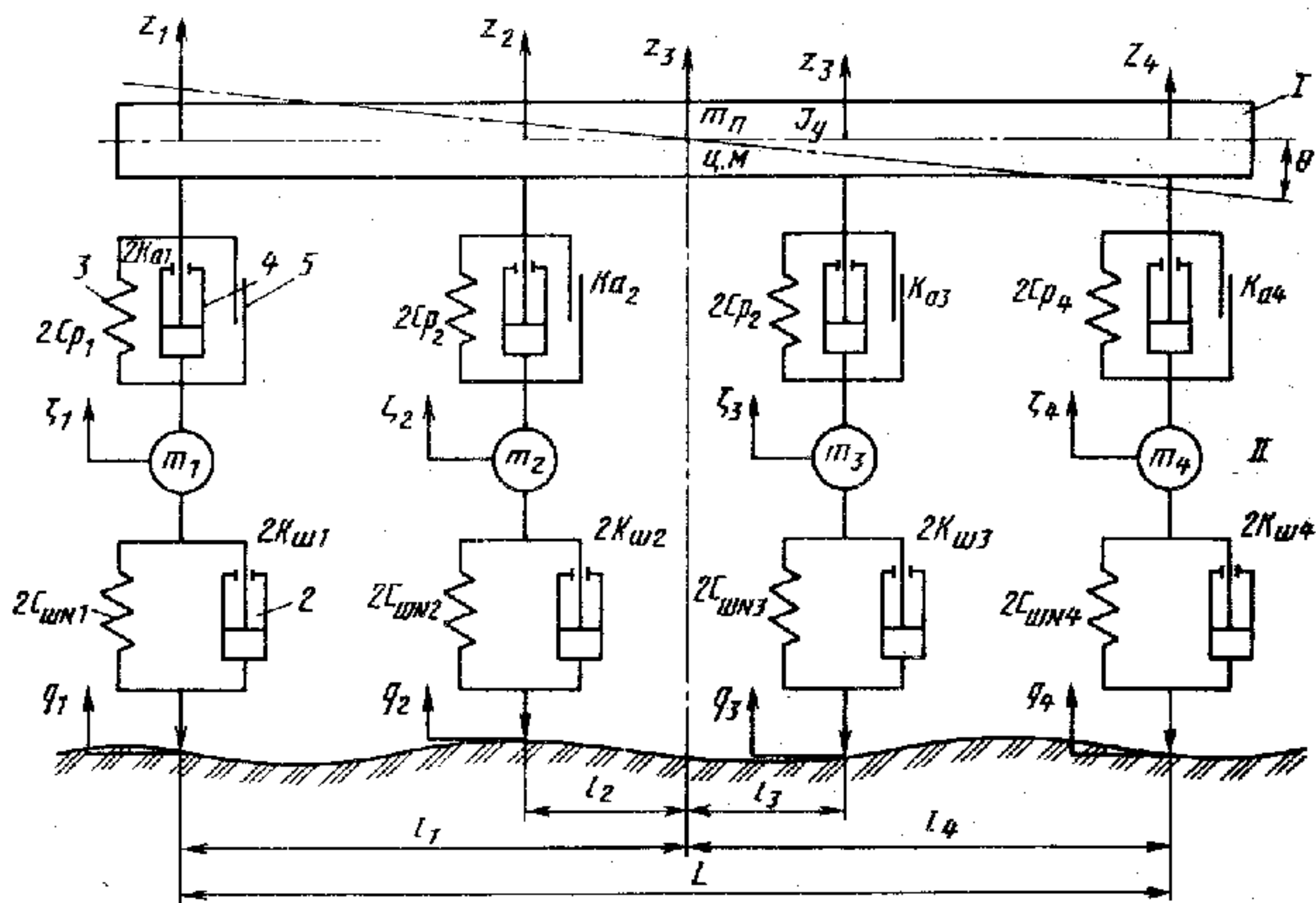


Рис. 99. Схема подрессоривания в продольной плоскости

случаях можно учитывать поперечно-угловые колебания непод-
 рессоренных масс.

Большинство реально выполненных систем подрессоривания колесных машин симметричны относительно продольной оси. В этом случае продольно-угловые колебания становятся независимыми от поперечно-угловых, и наоборот, а это значит, что их можно исследовать отдельно. Продольно-угловые колебания подрессоренной части машины называют *г а л о п и р о в а н и е м*. Эти колебания наиболее неприятны для человека. Машина совершает также продольные и поперечные линейные колебания.

На рис. 99 изображена система, эквивалентная колесной машине, для рассмотрения колебаний в продольно-вертикальной плоскости. Она состоит из подрессоренной I и нескольких (по числу колес или осей) неподрессоренных II частей. Шины, обладающие упругостью и неупругим сопротивлением, моделированы пружинами 1 и демпферами 2. Подвески моделированы пружинами 3, амортизаторами 4, а если применены листовые рессоры, между листами которых обычно имеется трение без смазочного материала, то и этим трением 5. Заметим, что трение без смазочного материала, однако в меньшей степени, присутствует и в шарнирах направляющего аппарата любой подвески. В более общем случае можно выделить систему вторичного подрессоривания: дополнительно на упругих и демпфирующих элементах установлены двигатель, кабина, груз или какое-то оборудование. С ка-

биной также через упругодемпфирующую связь соединено сиденье (или сиденья).

Эквивалентная система для рассмотрения колебаний в поперечной плоскости показана ниже на рис. 110.

В настоящее время нередко считают, что корпус или кузов (а особенно рама, если она длинная) не являются абсолютно жесткими. Однако учет этой податливости значительно усложняет математическое описание и решение такой системы и затрудняет анализ получаемых результатов. По тем же причинам не будем принимать в расчет и систему вторичного подрессоривания, тем более что жесткость подрессоривания двигателя обычно бывает существенно больше жесткости первичного подрессоривания, а подрессоривание грузов встречается очень редко.

В некоторых случаях системы подрессоривания выполняют по несколько иной схеме: для улучшения плавности хода связывают между собой упругие и демпфирующие элементы колес или осей машины. Таковы системы различных балансирных и выравнивающих подвесок. Связь между рессорами и амортизаторами в этом случае может быть механической, гидравлической, пневматической или комбинированной.

В последнее время стали применяться так называемые активные системы подрессоривания, являющиеся, по существу, системами автоматического управления, в которых упругие и демпфирующие элементы (их жесткостные и демпфирующие свойства) изменяются автоматически в зависимости от условий движения.

Колебания можно также подразделить на вынужденные и свободные. Первые происходят под воздействием внешних возмущающих сил, а вторые совершаются тогда, когда колебательная система предоставлена сама себе, но ее равновесие перед этим было нарушено. При периодическом характере возмущающей силы совершаются установившиеся колебания, в других случаях — не установившиеся. При движении машины по дорогам с неровной поверхностью чаще всего встречаются неуставившиеся колебания. Свободные колебания происходят лишь после проезда отдельных единичных неровностей на шоссе с ровной поверхностью.

В общем случае профиль дороги под левыми и правыми колесами неодинаковый и, как показывают замеры дорожных неровностей, корреляции распределения неровностей по левой и правой колеям практически нет. Это позволяет рассматривать колебания машины в продольной и поперечной вертикальных плоскостях независимо друг от друга.

§ 35. ВЕРТИКАЛЬНЫЕ И ПРОДОЛЬНО-УГЛОВЫЕ КОЛЕБАНИЯ

Итак, с некоторой степенью упрощения рассмотрим колебания колесной машины в продольно-вертикальной плоскости.

Имеем поддресоренную массу m_n , рассматриваемую как твердое тело, в которое включены массы с вторичным поддресориванием (двигатель, сиденья и т. д.), неподдресоренные массы $2m_i$, объединяющие массу моста с левым и правым колесами, а если моста нет, то просто левое и правое колеса одной оси. Каждая неподдресоренная масса соединена с поддресоренной упругим элементом с жесткостью $2c_{pi}$, амортизатором с коэффициентом сопротивления $2k_{ai}$, учитывающим также трение без смазочного материала в системе подвески.

Координаты, определяющие положение поддресоренных и неподдресоренных масс, можно выбрать по-разному. Если нас интересуют продольные угловые колебания поддресоренной массы, то целесообразно выбрать координаты z_0 и θ , т. е. вертикальное перемещение центра поддресоренной массы и угол ее поворота. Если исследуются вертикальные линейные перемещения, можно за основные принять координаты z_1 и z_n точек несущей системы над осями передних и задних колес соответственно. Координаты других точек, представляющих интерес, в том числе z_0 и θ , найдем тогда из геометрических соотношений.

Положения неподдресоренных масс m_i определяются координатами $\zeta_i(t)$.

Действительные системы поддресоривания колесных машин в большинстве случаев нелинейны, т. е. жесткости подвески и шин, коэффициенты сопротивления (особенно если учесть сухое трение) непостоянны, они зависят от перемещений. Кроме того, колеса имеют не точечный контакт с опорной поверхностью, а по площадке, который в некоторых случаях, особенно в многоосных машинах, может нарушаться.

Разделение систем на линейные и нелинейные весьма условно, но оно важно для исследования колебаний, а значит, теории и расчета систем поддресоривания колесных машин. Линейные системы наиболее просто поддаются математическому анализу.

Всякая идеализация динамической системы зависит не только от ее собственных характеристик, но и от вида и характера внешних (входных) воздействий. У колесных машин внешние воздействия определяются не только изменением их величины и характера, но и неодновременностью. Отсюда следует, что системы поддресоривания колесных машин в общем случае представляют собой системы с запаздыванием.

С целью получения линейной модели предположим малые отклонения координат от статического положения и примем следующие допущения:

1) колеса машины имеют точечный контакт с поверхностью дороги, а координаты точек контакта q полностью копируют микропрофиль;

2) нагрузочные характеристики упругих элементов подвески и амортизаторов линейны (или линеаризованы), коэффициенты жесткости c_{pi} и сопротивления k_{ai} постоянны;

3) все диссипативные силы подвески, включая трение, учитываются эквивалентными коэффициентами сопротивления, входящими в величину k_{at} ;

4) шины идеализированы в виде упругодемпфирующей модели с постоянными коэффициентами $c_{шN}$, $k_{ш}$;

5) характеристики и параметры подвески и шин правых и левых колес одинаковы: $c_{рп} = c_{рл}$; $c_{шNп} = c_{шNл}$; $k_{ап} = k_{ал}$; $k_{шп} = k_{шл}$;

6) силы сопротивления качению и сопротивления воздуха не учитываются. Предполагается, что микропрофиль изменяется относительно основного горизонтального уровня, а в горизонтальном направлении машина движется с постоянной скоростью. В такой модели в целях упрощения и решения основных задач допущены неточности.

В частности, жесткость шины имитирована пружиной, опирающейся в одной точке на неровность. Но шина, как известно, опирается площадкой, а при рассмотрении плоского движения — линией. Анализ показывает, что точечный контакт можно принимать лишь тогда, когда неровность имеет плавные очертания и длину, значительно превышающую длину отпечатка шины. При движении по коротким неровностям проявляется эффект так называемой сглаживающей способности шин. При малых неровностях возникают местные деформации шины, изменяется ее упругая характеристика по сравнению с той, которая имеется на плоской поверхности. В отличие от качения по ровной поверхности происходят смещение взаимодействующих элементов шины относительно вертикальной проекции оси колеса, одновременное взаимодействие шины с несколькими неровностями в зоне контакта (в некоторые «впадины» эластичная шина входит, в некоторых перекачивается по вершинам). Есть различные способы оценки сглаживающей способности шины. Одним из них является предложенная Н. Н. Яценко корректировка характеристики спектральной плотности микропрофиля с помощью специального коэффициента, учитывающего длину контакта, длину неровности и скорость переезда ее машиной.

Исходя из этого в расчетных схемах можно принять точечный контакт шины с неровной поверхностью, но при анализе движения по случайному микропрофилю вводить корректировку на входе с учетом этого коэффициента. Как показывает сравнение расчетных и экспериментальных данных, эта корректировка повышает точность расчетов главным образом при высоких частотах воздействия, т. е. при коротких неровностях и высокой скорости. При учете сглаживающей способности шин снижаются энергетические спектры колебаний. Это означает, что, если не будет учтена эта способность, в расчет будет принято большее воздействие на машину, чем оно есть в действительности, когда машина находится в более благоприятных условиях.

Не совсем точно принимать величину коэффициентов жесткости $c_{шн}$ и неупругого сопротивления k_a постоянными. Как видно на рис. 11, при увеличении нагрузки шины имеется одна зависимость, определяющая коэффициент жесткости шины, а при уменьшении нагрузки — несколько иная. Кроме того, эта характеристика изменяется в зависимости от абсолютной величины нагрузки. В расчетах принимают отношение нагрузки к деформации — коэффициент нормальной жесткости — в средней части характеристики, т. е. в зоне номинальной (основной расчетной) нагрузки для данной шины.

Современные исследования показывают, что коэффициент неупругого сопротивления (демпфирования) изменяется в зависимости от частоты колебаний, скорости движения, амплитуды деформации шины и некоторых других факторов. Есть даже совершенно другие предложения по способу учета рассеяния энергии шиной.

Коэффициент неупругого сопротивления в подвеске различен при ходе сжатия, т. е. когда колесо идет вверх, и ходе «отбоя» при движении колеса вниз. Амортизаторы конструируют так, чтобы сопротивление при ходе отбоя было больше в 4—10 раз. В многоосных машинах сопротивление при ходе отбоя не должно быть очень большим, так как при большом сопротивлении и числе колес больше четырех весьма вероятно «зависание» колеса после его предварительного подъема.

Как упоминалось, в элементах подвески имеется еще один вид сопротивлений, так называемое трение без смазочного материала (в шарнирах направляющих устройств и в других деталях). Оно характеризуется постоянной величиной силы. Особенно велико оно в подвеске с упругими элементами из листовых рессор. В некоторых машинах оно достигает 15 ... 20% полной статической нагрузки.

Все сделанные выше замечания, однако, лишь несколько уточняют основную расчетную модель.

Как видно на рис. 99, силы, действующие на подрессоренную m_a и неподрессоренные m_i массы, обусловлены относительными перемещениями и скоростями: $z — \xi$; $\xi — q$ и $\dot{z} — \dot{\xi}$; $\dot{\xi} — \dot{q}$.

Относительные перемещения формируют потенциальные упругие силы, относительные скорости — диссипативные силы.

Описать движение (в данном случае вертикальные и угловые колебания представленной системы) можно различными способами: используя уравнения Лагранжа или уравнения динамики. Первый способ обеспечивает большую общность, второй — несколько проще. Рассмотрим первый способ, а второй применен в § 37.

Уравнение Лагранжа имеет вид:

$$\frac{d}{dt} \left(\frac{\partial W_k}{\partial \dot{\xi}_i} \right) - \frac{\partial W_k}{\partial \xi_i} + \frac{\partial W_p}{\partial \xi_i} + \frac{\partial \Phi}{\partial \xi_i} = Q_i, \quad (122)$$

где W_k и W_p — кинетическая и потенциальная энергии системы; Φ — диссипативная функция (функция рассеяния энергии), характеризующая потери энергии под действием сил сопротивлений; ξ_i — обобщенная координата; Q_i — обобщенная сила, соответствующая i -й обобщенной координате. В нашем случае считаем, что $Q_i = 0$, так как никаких сил, кроме тех, которые связаны с изменением W_k , W_p и Φ , нет.

В качестве обобщенных координат для исследования движения машины выбираем следующие: вертикальные координаты центра подпрессоренной массы z_0 и осей колес ξ_i , угол наклона корпуса к горизонтальной плоскости θ . Вместо z_0 и θ можно принять в качестве координат z_1 и z_2 (применительно к двухосной машине z_1 и z_2). С целью упрощения выкладок для определения потенциальной энергии условимся вести отсчет деформаций рессор и шин от положения статического равновесия. В этом случае статическая нагрузка на упругие элементы уравновешена упругой силой, вызванной деформацией, а потенциальная энергия в положении равновесия равна нулю.

Тогда необходимые составляющие уравнений вертикальных и продольно-угловых колебаний получим из следующих выражений, определяющих кинетическую, потенциальную энергии и диссипативную функцию:

кинетическая энергия:

$$W_k = \frac{1}{2} \left(m_{\Pi} \dot{z}_0^2 + I_y \dot{\theta}^2 + \sum_{i=1}^n m_i \dot{\xi}_i^2 \right); \quad (123)$$

потенциальная энергия

$$W_p = \frac{1}{2} \left[\sum_{i=1}^n 2c_{pi} (\xi_i - z_0 - \theta l_i)^2 + \sum_{i=1}^n 2c_{mi} (q_i - \xi_i)^2 \right]; \quad (124)$$

диссипативная функция

$$\Phi = \frac{1}{2} \left[\sum_{i=1}^n 2k_{ai} (\dot{\xi}_i - \dot{z}_0 - \dot{\theta} l_i)^2 + \sum_{i=1}^n 2k_{mi} (\dot{q}_i - \dot{\xi}_i)^2 \right]. \quad (125)$$

Дифференцируя уравнения (123)—(125) по обобщенным координатам, получим:

$$\frac{d}{dt} \left(\frac{\partial W_k}{\partial \dot{z}_0} \right) = m_{\Pi} \ddot{z}_0; \quad \frac{d}{dt} \left(\frac{\partial W_k}{\partial \dot{\theta}} \right) = I_y \ddot{\theta}; \quad \frac{d}{dt} \left(\frac{\partial W_k}{\partial \dot{\xi}_i} \right) = m_i \ddot{\xi}_i;$$

$$\frac{\partial W_p}{\partial z_0} = - \sum_{i=1}^n 2c_{pi} (\xi_i - z_0 - \theta l_i);$$

$$\frac{\partial W_p}{\partial \theta} = - \sum_{i=1}^n 2c_{pi} (\xi_i - z_0 - \theta l_i) l_i;$$

$$\frac{\partial W_p}{\partial \xi_i} = 2c_{pi} (\xi_i - z_0 - \theta l_i) - 2c_{mi} (q_i - \xi_i);$$

$$\frac{\partial \Phi}{\partial z_0} = -2k_{at}(\dot{\xi}_i - \dot{z}_0 - \dot{\theta}l_i); \quad \frac{\partial \Phi}{\partial \theta} = -2k_{at}(\dot{\xi}_i - \dot{z}_0 - \dot{\theta}l_i)l_i;$$

$$\frac{\partial \Phi}{\partial \dot{\xi}_i} = 2k_{at}(\dot{\xi}_i - \dot{z}_0 - \dot{\theta}l_i) - 2k_{\text{ш}i}(\dot{q}_i - \dot{\xi}_i).$$

Подставив значения производных в уравнение (122), получим следующую систему дифференциальных уравнений:

$$m_{\text{п}}\ddot{z}_0 + \sum_{i=1}^n 2k_{at}(\dot{z}_0 + \dot{\theta}l_i - \dot{\xi}_i)l_i + \sum_{i=1}^n 2c_{\text{р}i}(z_0 + \theta l_i - \xi_i) = 0; \quad (126)$$

$$I_y\ddot{\theta} + \sum_{i=1}^n 2k_{at}(\dot{z}_0 + \dot{\theta}l_i - \dot{\xi}_i)l_i + \sum_{i=1}^n 2c_{\text{р}i}(z_0 + \theta l_i - \xi_i)l_i = 0; \quad (127)$$

$$m_i\ddot{\xi}_i + 2(k_{at} + k_{\text{ш}i})\dot{\xi}_i + 2(c_{\text{р}i} + c_{\text{ш}Ni})\xi_i + 2k_{at}(\dot{z}_0 + \dot{\theta}l_i) - \\ - 2c_{\text{р}i}(z_0 + \theta l_i) = (2k_{\text{ш}i}\dot{q}_i + 2c_{\text{ш}Ni}q_i), \quad (128)$$

где $i = 1, 2, \dots, n$; m_i — неподрессоренная масса оси (пары колес); $c_{\text{р}}$, $c_{\text{ш}N}$, k_a , $k_{\text{ш}}$ — соответствующие коэффициенты каждого колеса, а $2c_{\text{р}}$, $2k_a$ и т. д. относятся к оси.

Если разделить все члены уравнения (126) на $m_{\text{п}}$, уравнения (127) на I_y , можно получить следующие выражения:

$$\ddot{z}_0 + h_{\text{п}}\dot{z}_0 + \omega_{\text{п}}^2 z_0 + k_{\text{п}}\dot{\theta} + c_{\text{п}}\theta = \frac{1}{m_{\text{п}}} \sum_{i=1}^n (2k_{at}\dot{\xi}_i + 2c_{\text{р}i}\xi_i); \quad (129)$$

$$\ddot{\theta} + h_{\text{п}y}\dot{\theta} + \omega_{\text{п}y}^2 \theta + k_y\dot{z}_0 + c_y z_0 = \frac{1}{I_y} \sum_{i=1}^n (2k_{at}l_i\dot{\xi}_i + 2c_{\text{р}i}l_i\xi_i). \quad (130)$$

Если принять, что все неподрессоренные массы одинаковые ($m_1 = m_2 = \dots = m_n = m$), то третьим уравнением системы будет

$$(\ddot{\xi}_i + h_{\text{ш}i}\dot{\xi}_i + \omega_{\text{ш}i}^2 \xi_i) - h_{\text{п}0}\dot{z}_0 - \omega_{\text{п}0}^2 z_0 - h_{\text{п}0}l_i\dot{\theta} - \omega_{\text{п}0}^2 l_i\theta = \\ = \frac{1}{m_i} (2k_{\text{ш}i}\dot{q}_i + 2c_{\text{ш}Ni}q_i). \quad (131)$$

Из системы линейных дифференциальных уравнений (129)—(131) с постоянными коэффициентами видно, что все колебания связаны между собой. При вертикальных колебаниях подрессоренной массы $m_{\text{п}}$ обязательно возникнут продольно-угловые колебания, а при продольно-угловых — вертикальные, поскольку в одни и те же уравнения входят и линейные, и угловые координаты.

Дифференциальное уравнение (131) показывает, что при кинематическом возбуждении со стороны дороги возникают не только колебания неподрессоренных масс, но и вертикальные, и продольно-угловые колебания подрессоренной массы. Принятые обобщенные координаты z_0 , θ и ξ оказались взаимно связанными.

Коэффициенты в уравнениях (129)—(131) имеют физический смысл:

$$\omega_{\Pi}^2 = \sum_{i=1}^n 2c_{pi}/m_{\Pi}; \quad \omega_{\Pi y}^2 = \sum_{i=1}^n 2c_{pi}l_i^2/I_y;$$

$$\omega_{\Pi i}^2 = 2(c_{pi} + c_{\Pi Ni})/m_i,$$

где ω_{Π} , $\omega_{\Pi y}$, $\omega_{\Pi i}$ — парциальные частоты вертикальных, продольно-угловых колебаний поддрессоренной массы и вертикальных колебаний неподдрессоренных масс соответственно. Парциальные частоты определяют собственные колебания системы, в которой есть только одна степень свободы (например, только по координате z_0 или только θ и т. д.), а по остальным координатам возможность движения отсутствует.

Аналогично можно определить парциальные коэффициенты затухания вертикальных и продольно-угловых колебаний поддрессоренной массы, вертикальных колебаний неподдрессоренных масс:

$$h_{\Pi} = \sum_{i=1}^n 2k_{ai}/m_{\Pi}; \quad h_{\Pi y} = \sum_{i=1}^n 2k_{ai}l_i^2/I_y; \quad h_{\Pi i} = 2(k_{ai} + k_{\Pi i})/m_i.$$

Остальные коэффициенты

$$k_{\Pi} = \sum_{i=1}^n 2k_{ai}l_i/m_{\Pi}; \quad c_{\Pi} = \sum_{i=1}^n 2c_{pi}l_i/m_{\Pi}; \quad k_y = \sum_{i=1}^n 2k_{ai}l_i/I_y;$$

$$c_y = \sum_{i=1}^n 2c_{pi}l_i/I_y; \quad h_{\Pi 0} = \sum_{i=1}^n 2k_{ai}/m_i;$$

$$\omega_{\Pi 0}^2 = \sum_{i=1}^n 2c_{pi}/m_i.$$

Правая часть уравнения (128) [она же входит в уравнение (131)] представляет собой силы

$$Q_{qi} = 2k_{\Pi i}\dot{q}_i + 2c_{\Pi Ni}.$$

Эти силы являются следствием кинематического возбуждения со стороны дороги, формирующегося за счет движения машины по неровностям (микропрофилю). При этом на первую ось действует сила

$$Q_{q1} = 2k_{\Pi}\dot{q}_1(t) + 2c_{\Pi N}q_1(t),$$

а в общем виде на любую ось — сила

$$Q_{qi} = 2k_{\Pi i}\dot{q}_i(t - \tau_i) + 2c_{\Pi Ni}q_i(t - \tau_i),$$

где $\tau_i = (|l_1| - |l_i|)/v_m$ — запаздывание воздействия на систему при переезде колесами i -й оси той же точки неровности относительно времени переезда колесами первой оси.

В качестве возмущающей функции может быть любая, характеризующая микропрофиль, как, например, периодическая, за-

данная выражением вида $q = q_0 (1 - \cos vt)$, где q_0 — высота неровности; $v = 2\pi/T_v = 2\pi v_m/l$ — частота; l — длина неровности; T_v — время переезда одной неровности. Анализ движения по дороге, характеризующейся случайным микропрофилем, будет рассмотрен ниже.

Для подрессоренной массы «возмущением» являются правые части уравнений (129) и (130), которые «передаются» не непосредственно от дороги, а, как это и показывают уравнения, через неподрессоренные массы (их перемещения ξ_i и скорости $\dot{\xi}_i$). Такая запись удобнее и для использования в ЭЦВМ.

Систему уравнений (129) и (130) можно значительно упростить, если рассматривать динамическую модель симметричной относительно поперечной оси, что нередко имеет место на практике. Тогда суммы $\sum_{i=1}^n l_i$, $\sum c_{pi} l_i$ и $\sum k_{ai} l_i$ равны нулю. Значит, обращаются в нуль и коэффициенты c_{Π} , c_y , k_{Π} , k_y , $\omega_{\Pi 0}$, $h_{\Pi 0}$.

При таком допущении дифференциальные уравнения (129) — (131) принимают вид:

$$\ddot{z}_0 + h_{\Pi} \dot{z}_0 + \omega_{\Pi}^2 z_0 = \sum_{i=1}^n (2k_{ai} \xi_i + 2c_{pi} \dot{\xi}_i) / m_{\Pi}; \quad (132)$$

$$\ddot{\theta} + h_{\Pi y} \dot{\theta} + \omega_{\Pi y}^2 \theta = \sum_{i=1}^n (2k_{ai} \xi_i + 2c_{pi} \dot{\xi}_i) l_i / I_y; \quad (133)$$

$$\begin{aligned} \ddot{\xi}_i + h_{\Pi i} \dot{\xi}_i + \omega_{\Pi i}^2 \xi_i - h_{\Pi 0} \dot{z}_0 - \omega_{\Pi 0}^2 z_0 = \\ = 2k_{\Pi i} \dot{q}_i + 2c_{\Pi i} q_i = Q_{qi} / m_i, \end{aligned} \quad (134)$$

где $i = 1, 2, \dots, n$.

Эти уравнения показывают, что связь между вертикальными и продольно-угловыми колебаниями в этом случае ослаблена, так как угловая координата не входит непосредственно в уравнения, описывающие вертикальные перемещения подрессоренных и неподрессоренных масс. Связь между этими колебаниями осуществляется через колебания неподрессоренных масс, так как в уравнение (134) входят слагаемые с координатами ξ_i и z_0 , а в уравнение (133) — с координатами ξ_i и θ .

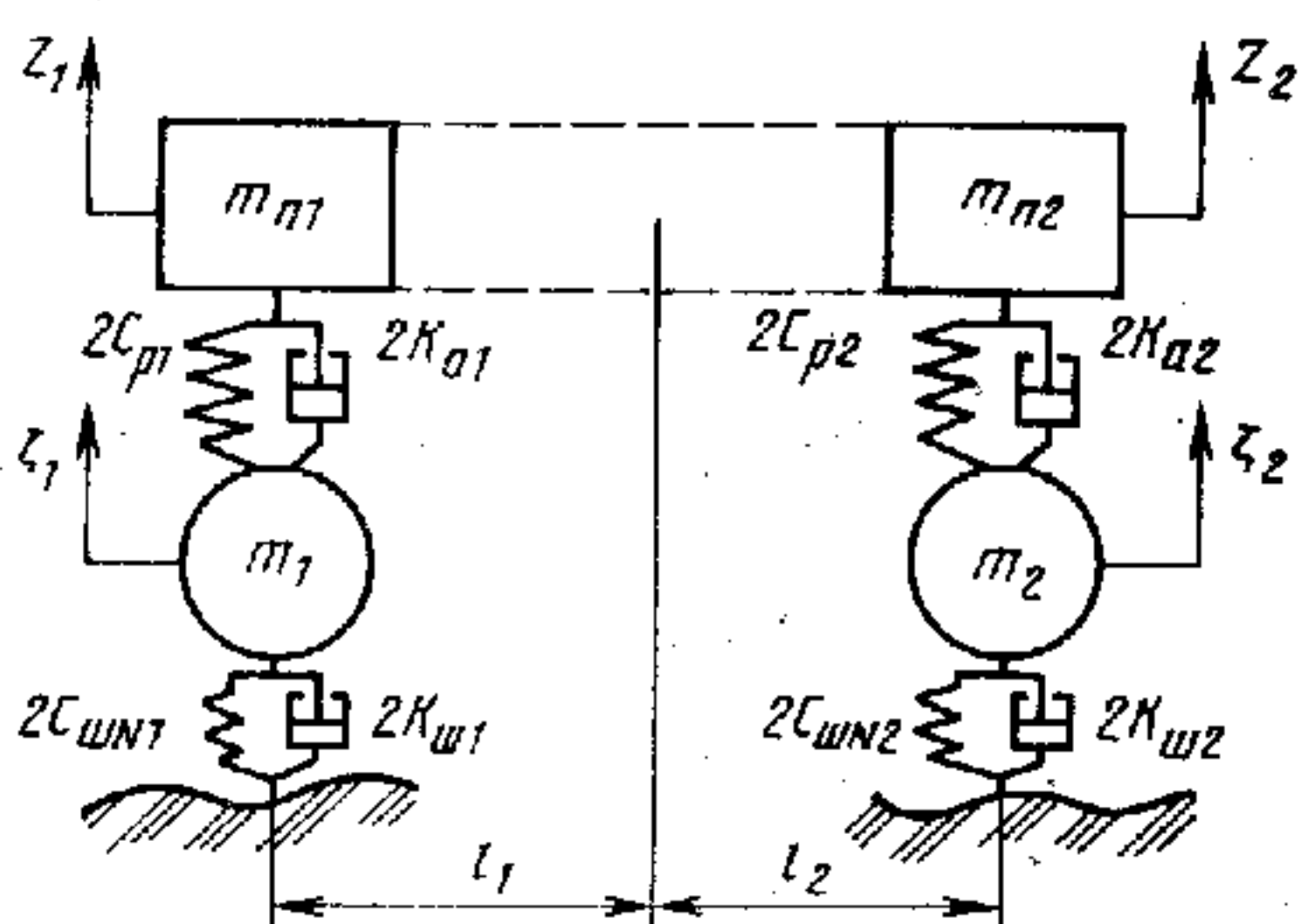
Если исключить упругодемпфирующие свойства шин, т. е. колеса принять жесткими (при этом $\xi_i = q_i$ — оси колес копируют микропрофиль дороги), то вертикальные и продольно-угловые колебания будут независимы. Система дифференциальных уравнений приобретает вид:

$$\ddot{z}_0 + h_{\Pi} \dot{z}_0 + \omega_{\Pi}^2 z_0 = \sum_{i=1}^n (2k_{ai} \dot{q}_i + 2c_{pi} q_i) / m_{\Pi}; \quad (135)$$

$$\ddot{\theta} + h_{\Pi y} \dot{\theta} + \omega_{\Pi y}^2 \theta = \sum_{i=1}^n (2k_{ai} \dot{q}_i + 2c_{pi} q_i) l_i / I_y. \quad (136)$$

Рис. 100. Модель двухосной машины

Уравнения (126)—(128) или (129)—(131), (132)—(134) описывают колебания многоосных машин с любым числом колес (или осей). Из этих уравнений можно получить как частный случай формулы для расчета колебаний двухосной машины, приняв $n = 2$.



Линейная модель двухосной машины получила широкое распространение по многим причинам. К этой модели зачастую можно свести многие симметричные системы подвески различных многоосных машин. Она позволяет выявить некоторые особенности колебаний корпуса и установить практически важные зависимости между параметрами и характеристиками системы подвески. Модель двухосной машины (рис. 100) является основной для оценки плавности хода подавляющего большинства легковых и грузовых автомобилей, а также автобусов. Кроме того, эта модель значительно проще, чем модель многоосной машины, и ее анализ и расчет не вызывают больших затрат времени у конструктора и ЭВМ.

Выберем в качестве обобщенных следующие координаты:

$$z_1 = z_0 + \theta l_1; \quad z_2 = z_0 - \theta l_2 \text{ и } \theta = (z_1 - z_2)/L, \quad (137)$$

откуда $z_0 = (z_1 l_2 + z_2 l_1)/L$.

Для масс $m_{\text{п}}$, m_1 и m_2 напомним уравнения равновесия:

$$m_{\text{п}} \ddot{z}_0 + 2k_{a1} (\dot{z}_1 - \dot{\zeta}_1) + 2k_{a2} (\dot{z}_2 - \dot{\zeta}_2) + 2c_{p1} (z_1 - \zeta_1) + 2c_{p2} (z_2 - \zeta_2) = 0; \quad (138)$$

$$I_y \ddot{\theta} + 2k_{a1} l_1 (\dot{z}_1 - \dot{\zeta}_1) - 2k_{a2} l_2 (\dot{z}_2 - \dot{\zeta}_2) + 2c_{p1} l_1 (z_1 - \zeta_1) - 2c_{p2} l_2 (z_2 - \zeta_2) = 0; \quad (139)$$

$$m_1 \ddot{\zeta}_1 + 2k_{\text{ш}1} (\dot{\zeta}_1 - \dot{q}_1) - 2k_{a1} (\dot{z}_1 - \dot{\zeta}_1) + 2c_{\text{ш}N1} (\zeta_1 - q_1) - 2c_{p1} (z_1 - \zeta_1) = 0; \quad (140)$$

$$m_2 \ddot{\zeta}_2 + 2k_{\text{ш}2} (\dot{\zeta}_2 - \dot{q}_2) - 2k_{a2} (\dot{z}_2 - \dot{\zeta}_2) + 2c_{\text{ш}N2} (\zeta_2 - q_2) - 2c_{p2} (z_2 - \zeta_2) = 0. \quad (141)$$

Для двухосных машин большой практический интерес представляет установление связи между вертикальными колебаниями корпуса (кузова) над передней и задней осью, т. е. между координатами z_1 и z_2 . Для этой цели воспользуемся уравнениями (138) и (139) и заменим переменные z_0 и θ на z_1 и z_2 по формуле (137).

Учитывая, что $L = l_1 + l_2$, умножим уравнение (138) на величину l_1 и вычтем уравнение (139), затем умножим уравнение (138) на величину l_2 и сложим полученное выражение с уравнением (139). В результате вместо уравнений (138), (139) получим:

$$\begin{aligned} & \frac{\ddot{z}_1 m_{\Pi}}{L} (l_2^2 + \rho_y^2) + \frac{\ddot{z}_2 m_{\Pi}}{L} (l_1 l_2 - \rho_y^2) + \\ & + 2k_{a1} (\dot{z}_1 - \dot{\zeta}_1) L + 2c_{p1} (z_1 - \zeta_1) L = 0; \\ & \frac{\ddot{z}_2 m_{\Pi}}{L} (l_1^2 + \rho_y^2) + \frac{\ddot{z}_1 m_{\Pi}}{L} (l_1 l_2 - \rho_y^2) + 2k_{a2} (\dot{z}_2 - \dot{\zeta}_2) L + \\ & + 2c_{p2} (z_2 - \zeta_2) L = 0. \end{aligned} \quad (142)$$

Соотношение между координатами l_1 и l_2 центра подрессоренной массы и радиусом инерции ρ_y оценивают коэффициентом распределения подрессоренных масс $\epsilon_y = \rho_y^2 / (l_1 l_2)$. Если $\epsilon_y = 1,0$, т. е. $\rho_y^2 = l_1 l_2$, то уравнения (142) принимают вид:

$$\begin{aligned} m_{\Pi} l_2 \ddot{z}_1 / L + 2k_{a1} (\dot{z}_1 - \dot{\zeta}_1) + 2c_{p1} (z_1 - \zeta_1) &= 0; \\ m_{\Pi} l_1 \ddot{z}_2 / L + 2k_{a2} (\dot{z}_2 - \dot{\zeta}_2) + 2c_{p2} (z_2 - \zeta_2) &= 0. \end{aligned} \quad (143)$$

В этом случае система уравнений (138)—(141) распадается на две двухмассовые системы: первую — с координатами z_1 и ζ_1 , и вторую — с координатами z_2 и ζ_2 . Этим значительно упрощаются исследование колебаний и расчет системы подрессоривания двухосных машин. Коэффициенты при вторых производных координат (\ddot{z}_1 и \ddot{z}_2) приобретают физический смысл, они равны частям подрессоренной массы, приходящимся соответственно на передние и задние колеса и называются приведенной подрессоренной массой $m_1 = m_{\Pi} l_2 / L$ передней оси и $m_2 = m_{\Pi} l_1 / L$ задней оси. При симметричной машине $l_1 = l_2$, поэтому $m_1 = m_2 = 0,5 m_{\Pi}$. При расчетах систем подрессоривания допущение о том, что $\rho_y^2 = l_1 l_2$ ($\epsilon_y = 1,0$) широко используется.

Для большинства легковых автомобилей, грузовых двухосных автомобилей, а также трехосных с балансирной тележкой задних осей, многих четырехосных автомобилей коэффициент ϵ_y находится в диапазоне 0,8 ... 1,2, т. е. близок единице. В этом случае связь между вертикальными колебаниями передней и задней частей подрессоренной массы пренебрежимо мала и ее можно не учитывать. Вследствие этого при наезде передних колес на неровность задняя подвеска практически не будет прогибаться и наоборот. Тогда уравнения колебаний могут быть записаны в общем виде следующим образом:

$$\begin{aligned} \ddot{z}_i + h_{\Pi i} \dot{z}_i + \omega_{\Pi i}^2 z_i - h_{\Pi i} \dot{\zeta}_i - \omega_{\Pi i}^2 \zeta_i &= 0; \\ \ddot{\zeta}_i + h_{\Pi i} \dot{\zeta}_i + \omega_{\Pi i}^2 \zeta_i - h_{\Pi 0 i} \dot{z}_i - \omega_{\Pi 0 i}^2 z_i &= (k_{\Pi i} q_i + c_{\Pi N i} \dot{q}_i) / m_i = \\ &= Q_{q i} / m_i, \end{aligned} \quad (144)$$

где

$$h_{\text{пi}} = 2k_{\text{ai}}/m_{\text{пi}}; \quad h_{\text{ai}} = 2(k_{\text{ai}} + k_{\text{шi}})/m_i;$$

$$h_{\text{ноi}} = 2k_{\text{ai}}/m_i;$$

$$\omega_{\text{пi}}^2 = 2c_{\text{pi}}/m_{\text{пi}}; \quad \omega_{\text{ai}}^2 = 2(c_{\text{pi}} + c_{\text{шNi}})/m_i; \quad \omega_{\text{ноi}}^2 = 2c_{\text{pi}}/m_i.$$

Таким образом, получены дифференциальные уравнения, описывающие колебания колесных машин в продольной вертикальной плоскости: в самом общем виде — с любым числом и расположением осей [(129)—(131)]; для симметричной относительно середины базы машины [(132)—(134)]; для «симметричной» машины, но у которой можно пренебречь податливостью шин [(135), (136)], и, наконец, для большинства легковых автомобилей и многих других машин, у которых коэффициент распределения подрессоренных масс близок к единице (143).

В зависимости от поставленной задачи целью решения системы уравнений, описывающих колебания машины в вертикальной плоскости, может быть отыскание перемещений, скоростей или ускорений колеблющихся масс. В общем случае колебания машины в вертикальной плоскости характеризуются перемещениями подрессоренных масс (кузова, корпуса) и его ускорениями, а также перемещениями неподрессоренных масс (колес), с учетом, что ускорения корпуса характеризуют плавность хода машины, а знание перемещений колес необходимо для решения задач, связанных с оценкой устойчивости, управляемости, прочности ходовой части и т. д.

Важными характеристиками колебаний машин являются также собственные частоты и коэффициенты затухания колебаний подрессоренных и неподрессоренных масс.

Коэффициентом относительного затухания ψ называют отношение $\psi = h/\omega$. Оно дает более полное представление о затухании колебаний в системе, так как при различных собственных частотах влияние сил неупругого сопротивления, характеризующихся коэффициентами k_a , неоднозначно.

Величины собственных частот и коэффициентов затухания определяют характер колебаний масс машины, а также дают косвенное представление о качестве подвески.

Для непосредственного решения систем дифференциальных уравнений необходимо преобразовать их в характеристические уравнения более высоких степеней, решение которых сопряжено с большими трудностями. Для получения же частот свободных колебаний и коэффициентов затухания обычно используют упрощенные формулы.

Один из способов решения дифференциальных уравнений, позволяющий обойти трудности вычисления, а также произвести анализ воздействия на систему любой возмущающей функции и получить рабочие формулы в алгебраическом виде, основан на использовании методов операционного исчисления. Основой ме-

тогда является преобразование Лапласа. Математические действия, необходимые для решения этих уравнений, довольно громоздки, их нецелесообразно приводить в учебнике, но они описаны в специальной литературе. Напишем лишь преобразованную по Лапласу систему дифференциальных уравнений (144). Для упрощения пренебрежем демпфированием в шинах. Опустим также индексы «i», относящиеся к осям машины. Система уравнений тогда будет иметь вид:

$$\begin{aligned} (p^2 + h_{\text{п}}p + \omega_{\text{п}}^2) Z(p) - (h_{\text{п}}p + \omega_{\text{п}}^2) \zeta(p) &= 0; \\ (p^2 + h_{\text{н}}p + \omega_{\text{н}}^2) \zeta(p) - (h_{\text{но}}p + \omega_{\text{но}}^2) Z(p) &= \omega_{\text{ш}}^2 Q(p), \end{aligned} \quad (145)$$

где $\omega_{\text{ш}}^2 = 2c_{\text{ш}N}/m$; p — оператор дифференцирования.

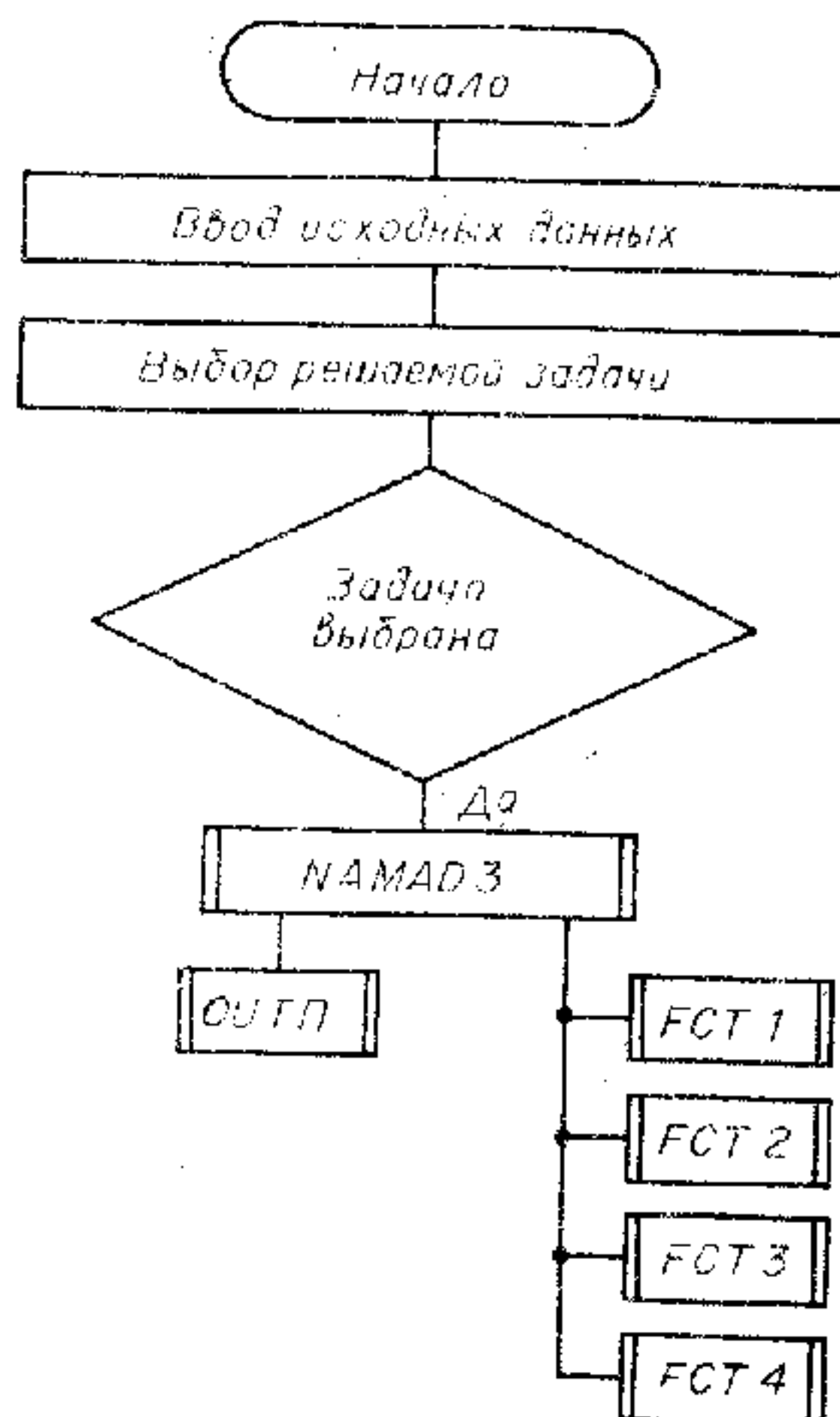
Как было показано, микропрофиль дорог случайный. Неровности дорог и местности не могут быть строго описаны какими-либо аналитическими зависимостями, их можно описать только статистическими характеристиками. Однако на многих дорогах встречаются периодически повторяющиеся неровности. На усовершенствованных дорогах это объясняется одинаковой длиной плит. Есть теория, объясняющая возникновение периодических неровностей и на других дорогах. Так, после проезда даже небольшой неровности машина начинает колебаться с собственной частотой и совершать воздействия на дорогу через расстояния, которые зависят от этой частоты и скорости движения. Поскольку частоты собственных колебаний и эксплуатационные скорости разных машин в определенных дорожных условиях мало разнятся, повышенное и пониженное давление создается в одних и тех же местах дороги.

Кроме того (и это самое главное), периодическое воздействие с частотой, совпадающей с собственной или, точнее, — собственными частотами машины, может вызвать резонанс, приводящий к неприятным последствиям (значительному возрастанию амплитуд колебаний). Это воздействие легко воспроизвести на испытательных стендах и специальных участках. Наконец, в действительности периодической функцией можно описать большинство дорожных неровностей, только чередование их и параметры носят случайный характер.

Примем, что машина движется по волнистой дороге, периодический профиль которой является внешним воздействием и описывается выражением $q(t) = q_0(1 - \cos \nu t)$, где q_0 — амплитуда неровности, т. е. общая высота неровности равна $2q_0$; $\nu = 2\pi/T_\nu = 2\pi v_M/l$ — частота, с^{-1} ; $T_\nu = l/v_M$ — время проезда одной неровности; l — длина волны неровности.

Для прямого решения систем дифференциальных уравнений, как известно, применяются различные численные методы (Рунге-Кутта, Адамса и др.). В настоящее время на основании некоторых из них разработаны алгоритмы и составлены программы расчета на ЭВМ, входящие в библиотеку научно-технических расчетов

Рис. 101. Блок-схема решения уравнений



(БНТР). БНТР позволяет решать широкий круг задач, описываемых дифференциальными уравнениями. Применение той или иной программы БНТР определяется сложностью задачи и необходимой точностью ее решения. При использовании программ БНТР от расчетчика требуется практически лишь составление внешней подпрограммы, по которой вычисляются алгебраические выражения, составляющие правые части уравнений.

На рис. 101 показана блок-схема решения.

Вызывающая программа служит для выбора решаемой системы уравнений, ввода числовых значений коэффициентов и начальных условий, обращения к программе NAMAD3 из состава БНТР. После этого управление передается программе NAMAD3, которая выполняет численное решение дифференциальных уравнений. Правые части уравнений, разрешенных относительно первых производных, вычисляются во внешних подпрограммах FCT1 ... FCT6. Результаты расчета, полученные на каждом шаге, сводятся в матрицу результатов при помощи подпрограммы OUTP. Матрица фиксируется на магнитном диске (DK) и может быть распечатана на алфавитно-цифровом печатающем устройстве (АЦПУ) или использована непосредственно для построения графиков по специальной программе графического обеспечения GRAFOR.

Анализ уравнений (144) показывает, что машина, колебания которой рассматриваются как колебания двух независимых систем ($\varepsilon_y = 1$), имеет четыре собственные частоты. Каждой из двух систем присущи две частоты — одна низкая Ω_n и одна высокая Ω_v . Поэтому полный характер колебаний машины довольно сложен.

На рис. 102 показаны результаты решения, характеризующие параметры колебаний поддрессоренной массы в точке, расположенной над первой осью (z_1 и \ddot{z}_1), и перемещения этой оси ξ_1 при въезде машины на периодические неровности указанного профиля (рис. 102, а) и при установившемся движении, которое наступило через несколько секунд (рис. 102, б). Для расчета приняты параметры, приблизительно соответствующие автомобилю ГАЗ-66

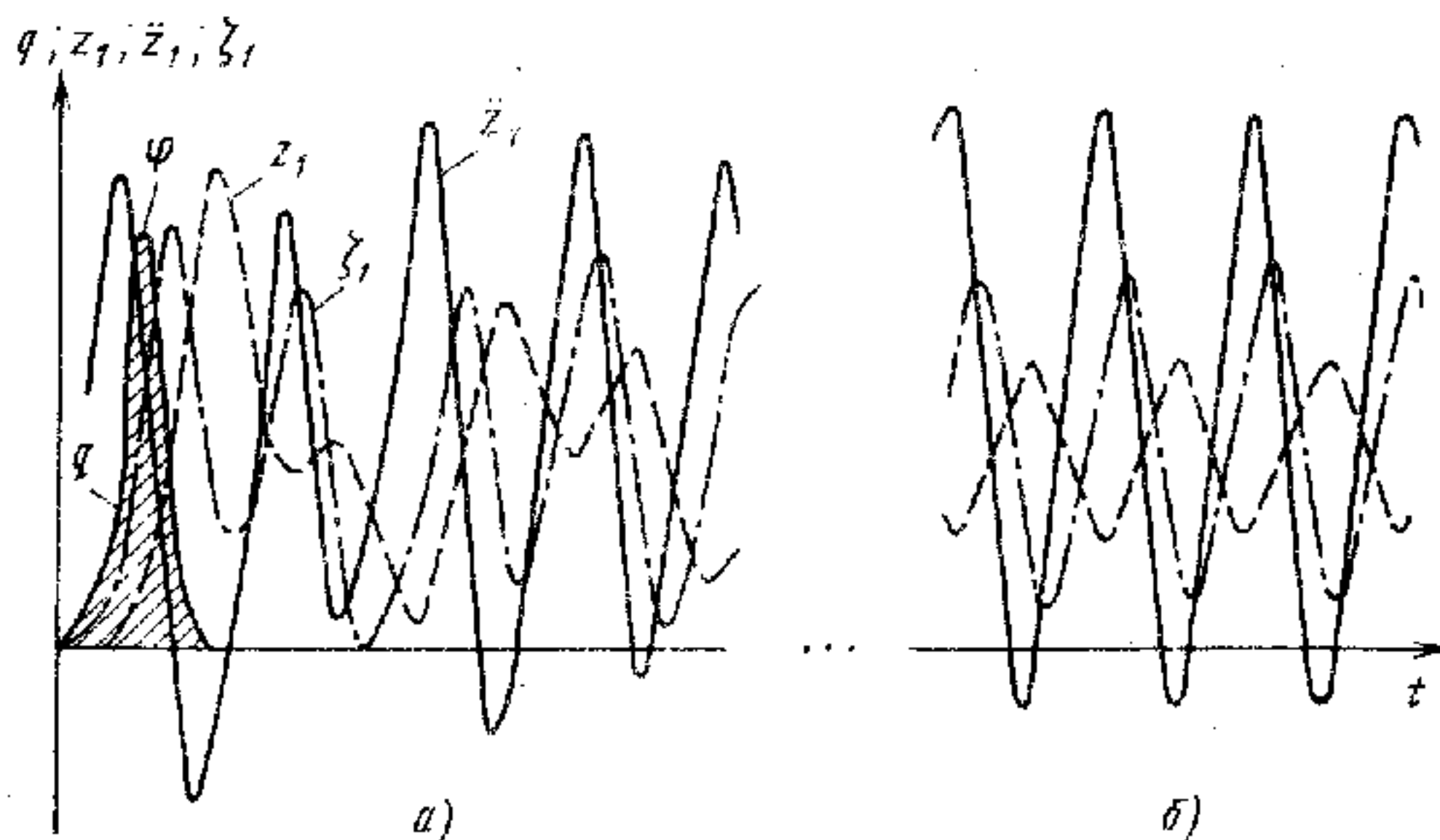


Рис. 102. Параметры колебаний машины

полной массой 5800 кг и неподрессоренной массой 500 кг каждого из двух мостов. Видно запаздывание перемещения поддрессоренной массы по отношению к началу неровности, сложный характер этого перемещения, изменения его в течение некоторого времени до того момента, пока не наступят установившиеся колебания. То же относится и к ускорению \ddot{z}_1 перемещения поддрессоренной массы, которое наибольшей величины достигает в данном случае на первой волне синусоидального профиля.

Перемещение поддрессоренных частей может быть больше и меньше высоты неровности в зависимости от частоты возбуждения ν или при заданной длине неровности от скорости движения машины. Наибольшее перемещение поддрессоренных частей оказывается при резонансе, т. е. при совпадении частоты возбуждения с низшей собственной частотой колебаний машины. В данном случае приняты скорость движения машины $v_m = 20$ км/ч (5,55 м/с), длина волны неровности $l = 2,0$ м, что определяет $\nu = 17,45$ с⁻¹. При этом собственная низшая частота Ω_n (см. прил. 15) равна 11,69 с⁻¹, т. е. существенно отличается от вынужденной.

Величина скорости влияет также на фазовый сдвиг φ , который является следствием упругодемпфирующего свойства шин и упругодемпфирующей связи осей колес с корпусом (поддрессоренной массой) машины. Чем больше скорость, тем (при той же длине неровности) позднее по отношению к неровности достигается максимальный подъем корпуса. При значительной скорости подъем корпуса машины может стать максимальным непосредственно после полного съезда с неровности, причем абсолютная величина этого перемещения уменьшается при увеличении скорости выше той, что соответствует резонансу. Поддрессоренная масса не успевает совершить большого перемещения за время движения колеса по неровности.

Ускорения поддрессоренной массы, как видно на рис. 102, естественно, не совпадают, находятся в противофазе с переме-

щениями. Максимальные величины располагаются в области высокочастотного резонанса, т. е. при совпадении частот вынужденных колебаний с высшей частотой собственных колебаний. В данном примере высшая собственная частота $\Omega_в$ равна $44,3 \text{ с}^{-1}$, т. е. существенно отличается от вынужденной. Вследствие этого машина (в выбранном примере) совершает вертикальные колебания с частотой, практически равной частоте вынужденных колебаний, но с амплитудой подрессоренной массы, в 5 раз меньшей высоты неровностей, и амплитудой неподрессоренной массы, немного меньшей высоты неровности.

После съезда с неровностей (или с единичной неровности) машина совершает свободные колебания.

§ 36. АМПЛИТУДНО-ЧАСТОТНЫЕ ХАРАКТЕРИСТИКИ И ПЕРЕДАТОЧНЫЕ ФУНКЦИИ КОЛЕБАТЕЛЬНЫХ СИСТЕМ

При периодическом возмущении с определенной частотой устанавливаются, как было показано, строго определенные амплитуды изменения параметров колебаний (перемещений, скоростей, ускорений).

Целесообразно для анализа иметь зависимости этих амплитуд от частоты возмущающего воздействия. Такие зависимости называются амплитудно-частотными характеристиками (АЧХ). Так, АЧХ перемещений и ускорений подрессоренной массы (корпуса) и перемещений неподрессоренной массы (колеса) являются соответственно зависимости $z(\nu)$; $\ddot{z}(\nu)$, $\zeta(\nu)$ или $z(l, \nu_m)$; $\ddot{z}(l, \nu_m)$; $\zeta(l, \nu_m)$. Они позволяют объективно оценить влияние параметров колебательной системы на параметры колебаний. Они служат также основой для расчета систем подрессоривания также при случайном воздействии.

АЧХ машины, рассматриваемая на двухмассовой модели, представлена на рис. 103. Для большей общности ординаты АЧХ

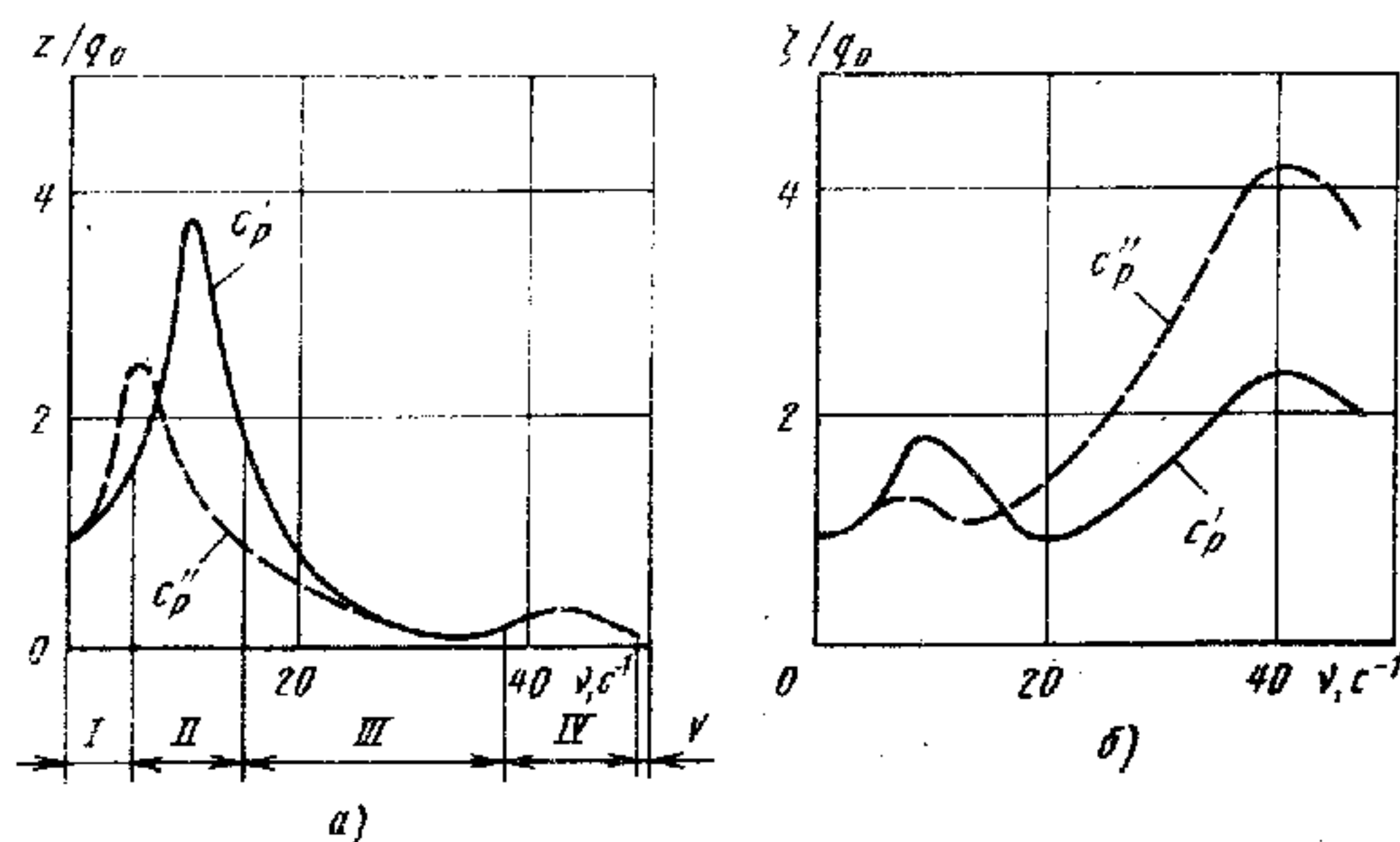


Рис. 103. АЧХ перемещений при различной жесткости рессор:
а — подрессоренной; б — неподрессоренной

принято представлять в относительных единицах: все выходные величины отнесены к амплитуде входного воздействия (в данном случае — к амплитуде q_0 неровности).

Сравнивая частоты, при которых эти амплитуды возрастают, с частотами, которые чаще встречаются при движении машины вследствие определенного соотношения скорости машины и длины неровностей (или расстояний между ними) и неблагоприятно действуют на человека или перевозимые грузы, можно оценить качество системы поддрессоривания, задать определенные параметры, которые обеспечат нужные АЧХ. При совпадении частоты возмущающего воздействия с каждой из собственных частот может наступить резонанс.

Поскольку принята АЧХ двухмассовой модели (напомним, что так можно рассматривать двухосную машину, если $\rho^2 \approx \approx l_1 l_2$, и колебательная система разделена на две независимые: для передней оси и для задней), каждая из этих систем имеет две собственные частоты — низкую и высокую.

На АЧХ можно выделить следующие основные области: дорезонансную (I); низкочастотного резонанса (II); межрезонансную (III); высокочастотного резонанса (IV) и, наконец, зарезонансную (V).

Дорезонансная область I соответствует малой скорости движения и большой длине неровности, при этом корпус и колеса машины практически копируют профиль дороги, а величины действующих сил мало отличаются от статических значений.

Для области II низкочастотного резонанса характерно значительное возрастание перемещений корпуса по сравнению с высотой неровности. Колебания поддрессоренной массы из-за наличия подвески усиливаются, возрастают и ее ускорения. Происходит также некоторое увеличение амплитуды колебаний неподдрессоренной массы.

В области IV высокочастотного резонанса перемещения поддрессоренной массы невелики, но ее ускорения, а также ускорения и перемещения неподдрессоренной массы значительны. Вследствие наличия подвески амплитуда колебаний неподдрессоренной массы увеличивается и машина как бы движется по волнистой дороге с большей высотой неровностей. В этой области поддрессоренная масса (корпус машины) совершает очень малые колебания, но испытывает значительные ускорения.

В межрезонансной и зарезонансной областях III и V относительные перемещения и ускорения уменьшаются, при этом зарезонансные колебания с увеличением частоты переходят в вибрации и звуковые колебания.

АЧХ позволяет, таким образом, оценить возможности нежелательных перемещений и ускорений, возникающих при определенных сочетаниях скоростей движения и длин неровностей. Однако практически для возрастания колебаний в областях II и IV резонансных частот кроме соответствующего сочетания ско-

рости движения и длины периодических неровностей необходимо, чтобы в колебательной системе затухание было малым, а высота неровностей была значительной.

Величины перемещений, скоростей и ускорений поддрессоренных и неподдрессоренных масс зависят от параметров машины и ее системы поддрессоривания. При конструировании и расчете подвески и исследовании движения машины важно знать, как отражаются изменения перечисленных параметров на работе системы поддрессоривания, колебаниях машины и на АЧХ, которые могут быть построены и экспериментальным путем.

В настоящее время все чаще применяют метод построения АЧХ, при котором достаточно иметь дифференциальные уравнения движения, но не требуется их решать. Для этого необходимо найти алгебраическую связь между изображениями по Лапласу функции возмущения и функции, описывающей реакцию системы. Эта связь описывается передаточной функцией, которая представляет собой отношение реакции $R(p)$ колебательной системы к воздействию $Q(p)$ в изображениях по Лапласу:

$$W_R(p) = R(p)/Q(p),$$

где p — оператор дифференцирования.

Рассмотрим получение АЧХ на примере перемещений поддрессоренной массы той же двухмассовой колебательной системы, описываемой уравнениями (144), но также пренебрегая демпфированием в шинах. Эти уравнения уже были преобразованы в систему (145).

Определив из второго уравнения системы (145)

$$\zeta(p) = \frac{\omega_B^2 Q(p) + (h_{BO}p + \omega_{BO}^2) Z(p)}{p^2 + h_B p + \omega_B^2}$$

и подставив в первое уравнение, после ряда алгебраических преобразований находим передаточную функцию перемещений поддрессоренной массы

$$W_z(p) = \frac{Z(p)}{Q(p)} = \frac{\omega_{ш}^2 (h_{п}p + \omega_{п}^2)}{(p^2 + h_p p + u^2)(p^2 + h_B p + v^2)},$$

u и v — квадраты модулей комплексных корней уравнений системы (144), причем по величине мало отличаются от собственных частот. Так, например, для передней оси машины, приблизительно соответствующей параметрам автомобиля ГАЗ-66, $\Omega_B = 11,69 \text{ с}^{-1}$, а $u = 11,76 \text{ с}^{-1}$; $\Omega_{ш} = 44,3 \text{ с}^{-1}$, а $v = 45,32 \text{ с}^{-1}$.

Подставив вместо p мнимую величину jv , получим выражение для частотной характеристики:

$$W_z(jv) = \frac{\omega_{ш}^2 (\omega_{п}^2 + h_{п}jv)}{(u^2 - v^2 + hjv)(v^2 - v^2 + h_B jv)}.$$

Частотная характеристика, как видно, содержит мнимые и вещественные величины. Произведя необходимые алгебраические

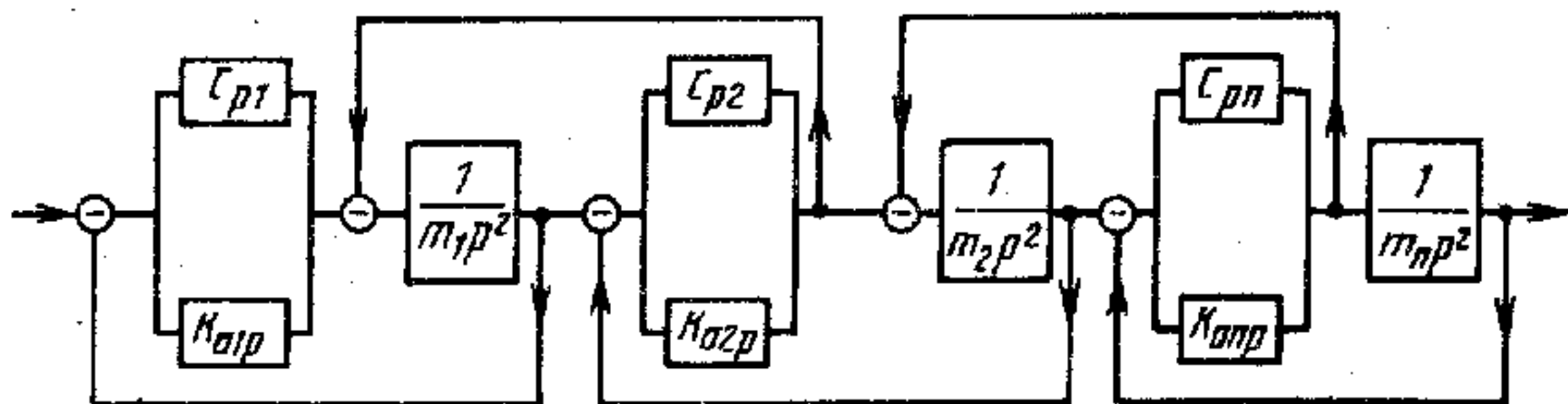


Рис. 104. Структурная схема рядной системы

действия, ее можно представить в виде $W_z(j\nu) = (\alpha_1 + \beta_1 j)/(\alpha_2 + \beta_2 j)$. Далее следует найти квадрат модуля $(\alpha^2 + \beta^2)$ частотной характеристики

$$|W_z(j\nu)|^2 = \frac{\omega_{ш}^4 (\omega_{п} + h_{п} \nu^2)}{[(u^2 - \nu^2) + h^2 \nu^2] [(v^2 - \nu^2)^2 + h_{н}^2 \nu^2]}. \quad (146)$$

Извлекая из этого выражения квадратный корень, получаем АЧХ перемещений подрессоренной массы. Структура формулы (146) ясно показывает наличие резонансов при $\nu = u$ и $\nu = v$.

Существует еще один способ вычисления передаточных функций, а значит, и построения АЧХ.

Подрессоренный кузов машины можно рассматривать как систему автоматического регулирования. Колебательные движения такой системы описываются теми же дифференциальными уравнениями. В системах подрессоривания наиболее часто встречаются рядные системы, в которых массы, упругие и демпфирующие элементы соединены последовательно. К таким рядным системам относятся, в частности, двухмассовые системы подвески колесных машин, многомассовые системы, включающие вторичное подрессоривание кабины, сидений и т. д.

Линейные рядные системы легко могут быть представлены в виде структурных схем, состоящих из типовых динамических звеньев. В этом случае рядную колебательную систему разделяют на части, т. е. на динамические звенья направленного действия. Совокупность этих звеньев вместе с соединениями и линиями связи и образует структурную схему.

Структурная схема (рис. 104) образована из типовых звеньев, отображающих инерционные, упругие и демпфирующие элементы. В этих звеньях передаточные функции W_p равны для инерционных, упругих и демпфирующих элементов $1/(m_1 p^2)$; c_{pi} и k_{ai} соответственно.

По этому способу из структурной схемы могут быть получены выражения для различных передаточных функций в зависимости от того, какие координаты принимают за входные и выходные.

Существует другой способ получения передаточной функции — на основе анализа структурной схемы.

Оба способа эквивалентны, так как практически исходят из одного и того же. Преимуществом второго является то, что он позволяет установить связь между возбуждением и реакцией системы независимо от функции, которой описывается возбуждение. При составленной структурной схеме передаточную функцию рассчитать проще, но объем последующей вычислительной работы больше.

При конструировании, расчете и исследовании подвески важно знать, как отражаются изменения перечисленных параметров на работе системы поддрессирования и, в частности, на АЧХ.

Рассмотрим влияние изменения отдельных параметров на АЧХ перемещений и ускорений двухмассовой модели. Приведенные на рис. 103 АЧХ перемещений для поддрессированной и неподдрессированной массы построены для различной жесткости c_p упругих элементов, когда $c_p'' \ll c_p'$. Со снижением жесткости рессор уменьшается амплитуда перемещений в области II низкочастотного резонанса, причем его область смещается влево. Снижение жесткости сопровождается уменьшением перемещений неподдрессированных масс в области II низкочастотного резонанса и более быстрым возрастанием перемещений в области IV высокочастотного резонанса. Уменьшение параметра c_p , очевидно, приведет к заметному снижению и ускорений в области низкочастотного резонанса. В области высокочастотного резонанса величина ускорений почти не уменьшается, но сужается область высокочастотных колебаний. Таким образом, при снижении жесткости рессор улучшается плавность хода, так как заметно уменьшаются перемещения и ускорения поддрессированных масс. Однако снижение величины c_p неблагоприятно влияет на перемещения неподдрессированных масс в области высокочастотного резонанса, что может ухудшить устойчивость, управляемость и плавность хода.

На рис. 105 показаны АЧХ перемещений, построенные при различных параметрах k_a , когда $k_a'' \gg k_a'$. Как видно, увеличение коэффициента сопротивления амортизаторов вызывает уменьшение перемещений (и ускорений) поддрессированных (рис. 105, а)

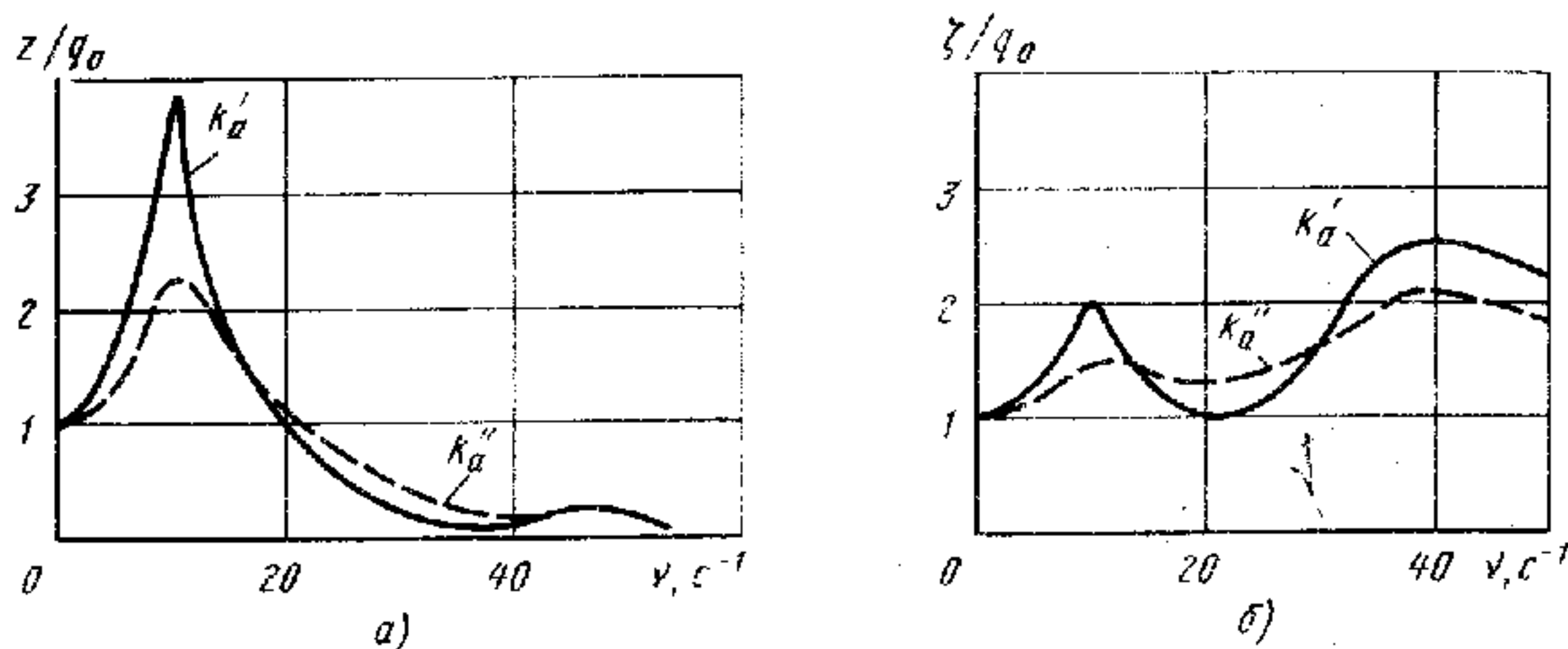


Рис. 105. АЧХ при различном сопротивлении амортизаторов

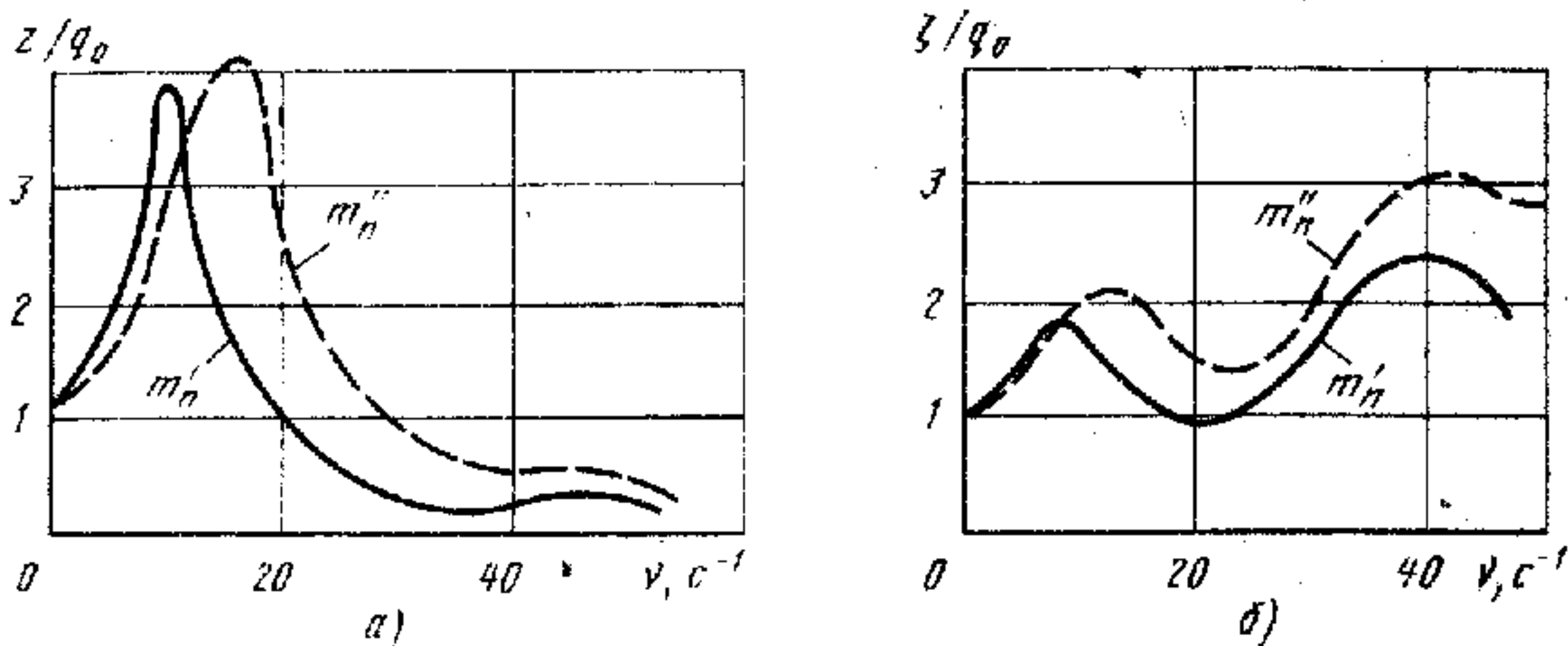


Рис. 106. АЧХ при различных значениях подрессоренной массы

и неподрессоренных (рис. 105, б) масс в областях II и IV резонансных частот. В межрезонансной III и зарезонансной V областях увеличение сопротивлений амортизаторов повышает перемещения (ускорения) подрессоренной массы. В результате требования, предъявляемые к нагрузочным характеристикам амортизаторов, становятся противоречивыми. С одной стороны, необходимо гасить колебания в условиях резонансов, а с другой стороны, целесообразно уменьшать коэффициенты сопротивления в межрезонансной и зарезонансной областях. Наилучшим образом этим требованиям отвечают регулируемые амортизаторы.

На АЧХ абсолютных перемещений и ускорений значительное влияние оказывают величины подрессоренных и неподрессоренных масс. Важной особенностью колесных машин, отражающей их конструктивное совершенство, является то, что величина подрессоренной массы изменяется в условиях эксплуатации в очень широких пределах, которые достигают 400% и более.

Влияние подрессоренной массы m_n на АЧХ показано на рис. 106, а. Уменьшение массы ($m_n'' \ll m_n'$) вызывает заметное смещение вправо области низкочастотного резонанса, одновременно в этой области возрастают амплитуды перемещений $z(t)$ и $\zeta(t)$. В области высокочастотного резонанса также наблюдается увеличение перемещений $\zeta(t)$ неподрессоренной массы (рис. 106, б). С уменьшением массы m_n ее ускорения увеличиваются в широком диапазоне частот. Расчеты показывают, что наблюдается почти пропорциональная зависимость между уменьшением параметра m_n и координатой $\ddot{z}(t)$.

Таким образом, с уменьшением подрессоренной массы существенно ухудшается качество подрессоривания, т. е. плавность хода. Развитие систем подрессоривания, у которых значительно изменяется параметр m_n , привело к созданию регулируемых подвесок. В этих системах увеличению или уменьшению подрессоренной массы соответствует пропорциональное изменение жесткости регулируемых рессор.

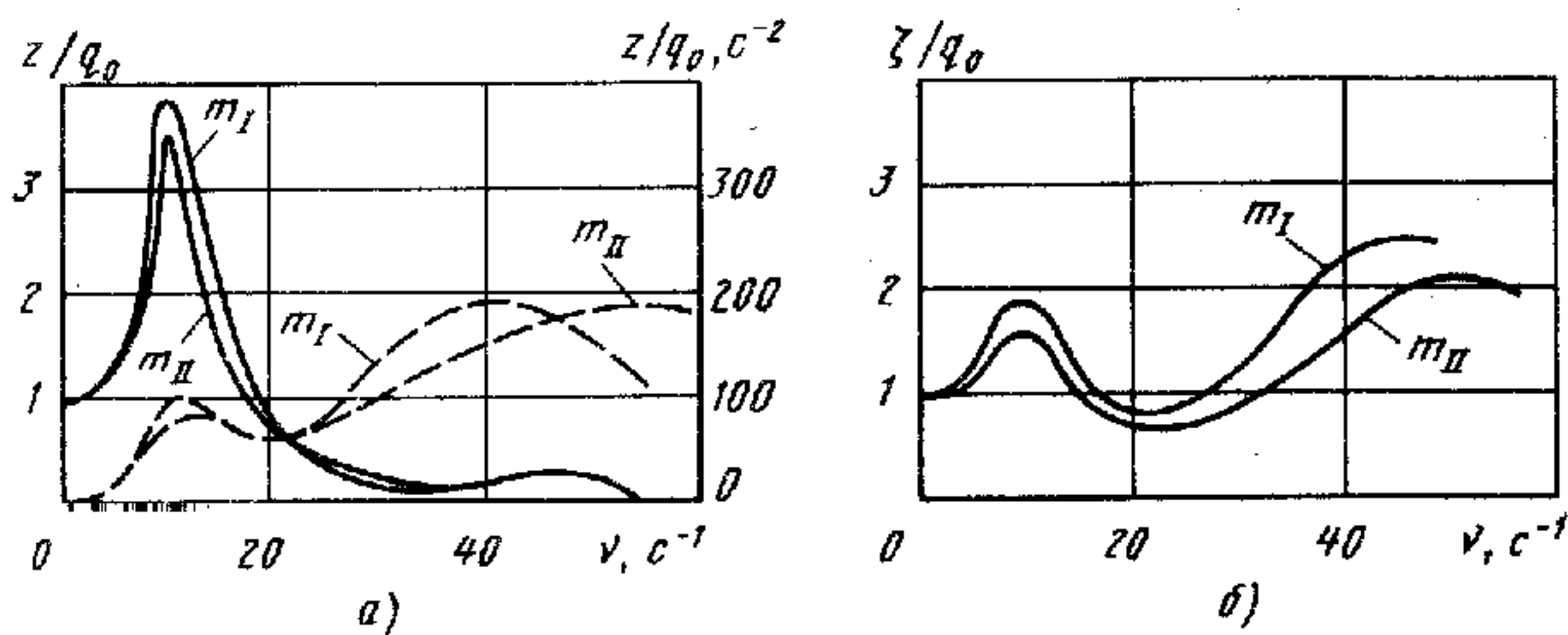


Рис. 107. АЧХ при различных значениях неподрессоренной массы

Влияние неподрессоренной массы m на АЧХ перемещений (сплошные кривые) и ускорений (штриховые кривые) показано на рис. 107, а. Изменение массы неподрессоренных частей ($m_I \gg m_{II}$) мало влияет на перемещения $z(t)$ и $\zeta(t)$ в области низкочастотного резонанса. В области высокочастотного резонанса уменьшение массы m вызывает уменьшение перемещений $\zeta(t)$ (рис. 107, б). Однако при больших частотах снижение параметра m приводит к усилению колебаний: максимум перемещений смещается вправо, амплитуды этих координат возрастают. Следовательно, во всех областях частот, кроме зарезонансной, с уменьшением массы неподрессоренных частей плавность хода повышается.

Рассмотрим, наконец, влияние нормальной жесткости шин на АЧХ перемещений и ускорений (рис. 108, а). Уменьшение жесткости шин ($c_{шнII} \ll c_{шнI}$) вызывает значительное увеличение перемещений $z(t)$ и $\zeta(t)$ (рис. 108, б) в области низкочастотного резонанса. Основная причина такого увеличения перемещений (сплошные кривые) заключается в относительном уменьшении затухания линейной двухмассовой системы.

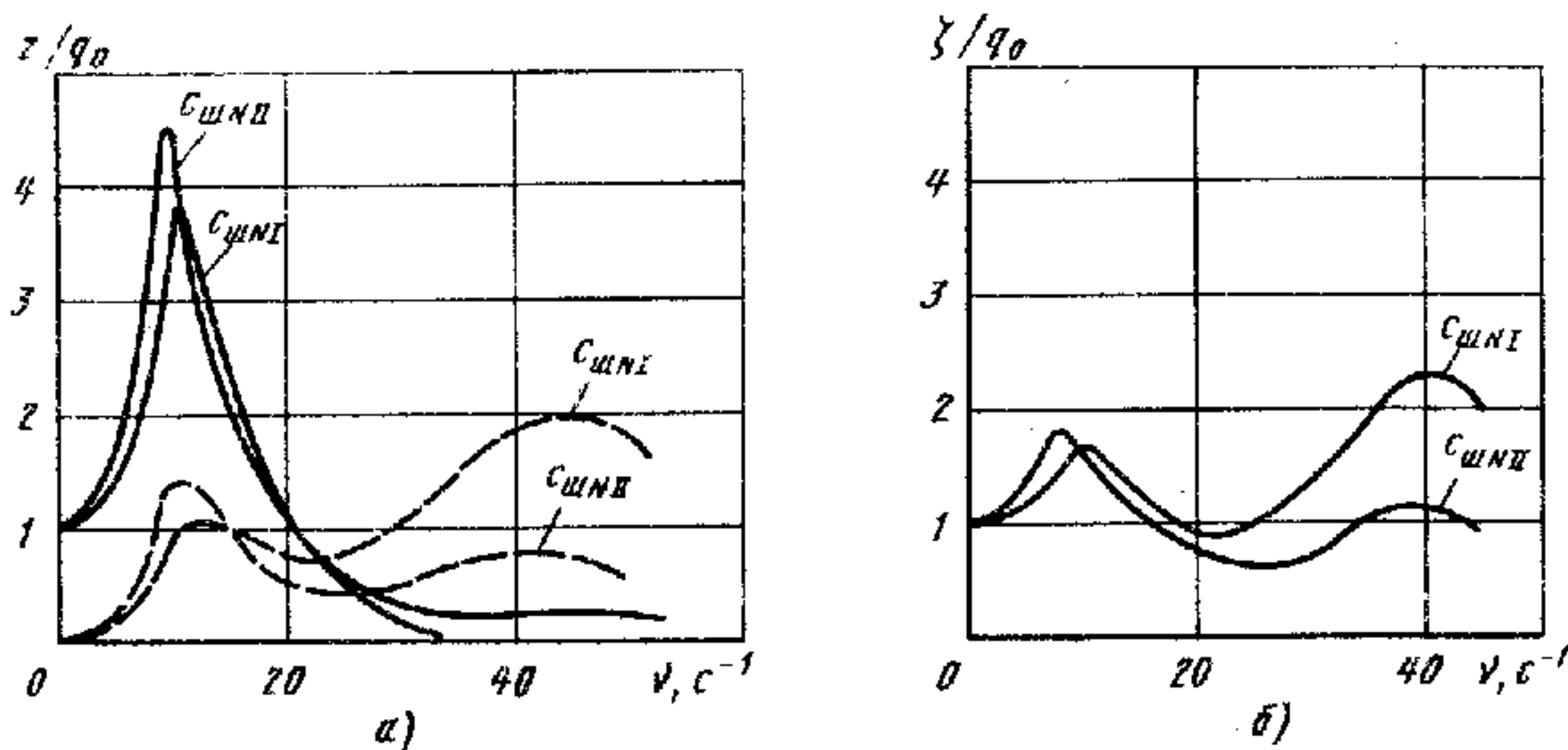


Рис. 108. АЧХ при различной жесткости шин

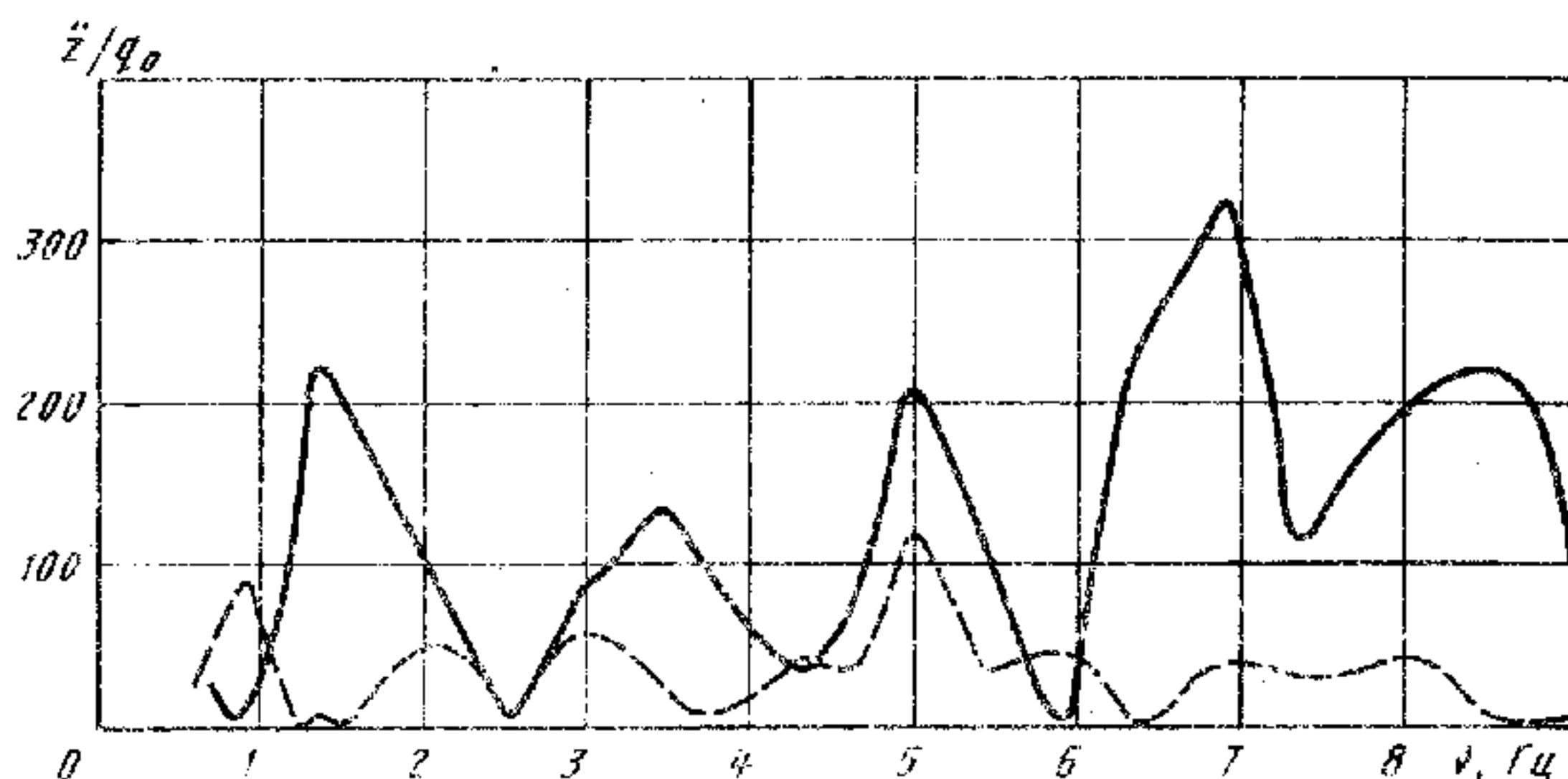


Рис. 109. АЧХ вертикальных ускорений центра масс

В реальных системах поддрессоривания такого увеличения не наблюдается, что свидетельствует о неудовлетворительной идеализации шины в виде линейной упругодемпфирующей модели. В действительности снижение жесткости шины приводит к увеличению в ней потерь энергии. В области высокочастотного резонанса при снижении жесткости шин уменьшаются перемещения $\xi(t)$ и снижается частота, соответствующая резонансу. Уменьшение жесткости шин приводит к уменьшению ускорений $\ddot{z}(t)$ в широкой области высоких частот (штриховые кривые), но к увеличению ускорений в узкой области низких частот. На основании рис. 108 можно сделать вывод о том, что со снижением нормальной жесткости шин плавность хода улучшается.

Принятая модель не учитывает сглаживающие и поглощающие способности шин, отрыв колес, пробой рессор. Например, существенной оказывается разность АЧХ, снятых различным путем на испытательных стендах: на барабанных, где колесо обкатывается по барабану, и на вибрационных стендах, где колесо и шина неподвижны. По данным экспериментальных исследований, разница в максимальных значениях амплитуд перемещений достигает до 50% и более. Существенная разность АЧХ, снятых на различных стендах, обусловлена работой шины. В связи с этим возникают большие затруднения при оценке затухания в системе подвески по результатам эксперимента.

Приведенные выше АЧХ построены для простейшей двухмассовой модели. Для более сложной модели, точнее имитирующей колебания при движении машины, АЧХ имеют много резонансных частот, соответствующих различным сочетаниям масс и упругостей. Кроме того, при анализе следует учитывать, что одна и та же система воспринимает не одно воздействие, а несколько, в соответствии с количеством осей (для плоской модели), причем на каждую последующую ось i воздействие происходит с запаздыванием τ_i по времени.

На рис. 109 показаны АЧХ вертикальных ускорений центра масс автомобилей ГАЗ-66 (сплошная линия) и МАЗ-7310 (штриховая), полученные для более полных моделей, учитывающих наличие в единой системе соответственно двух и четырех мостов (неподдрессоренных масс), с демпфированием в шинах и т. д. Поскольку воздействие на колеса второй оси у автомобиля ГАЗ-66, второй, третьей и четвертой у автомобиля МАЗ-7310 происходит с запаздыванием, приходится учитывать скорость, поэтому АЧХ построены для определенной скорости (20 км/ч). В пределах показанных частот у автомобиля ГАЗ-66 четко определены семь резонансных зон, у автомобиля МАЗ-7310 — одиннадцать, причем они более «размыты» и имеют меньшие амплитуды.

Некоторые колесные машины имеют балансирующую подвеску колес. Такая подвеска широко применяется в трехосных автомобилях, встречается и в машинах с большим количеством осей. Поскольку принципиальных отличий в колебаниях при такой подвеске нет, но есть некоторые особенности, уравнения колебаний при применении такой подвески приведены в прил. 16.

§ 37. ПОПЕРЕЧНО-УГЛОВЫЕ КОЛЕБАНИЯ

Рассмотрим уравнения поперечно-угловых колебаний машины, симметричной относительно продольной оси x (рис. 110, а). Примем, что при любой кинематической схеме подвески левые и правые колеса массой $m_{\text{л}} = m_{\text{п}} = m$ перемещаются без изменения колеи. При зависимой подвеске в расчетной схеме появляется «балка», соединяющая эти массы. Неподдрессоренные части оси (мост, колеса, части системы поддрессирования), имеющие момент инерции $I_{\text{н}} = 2mr_{\text{н}}^2$, где $r_{\text{н}}$ — радиус инерции неподдрессоренных масс оси, совершают угловые перемещения $\psi_{\text{н}}$.

Практика показывает, что при движении по значительным неровностям, особенно при кососимметричном нагружении,

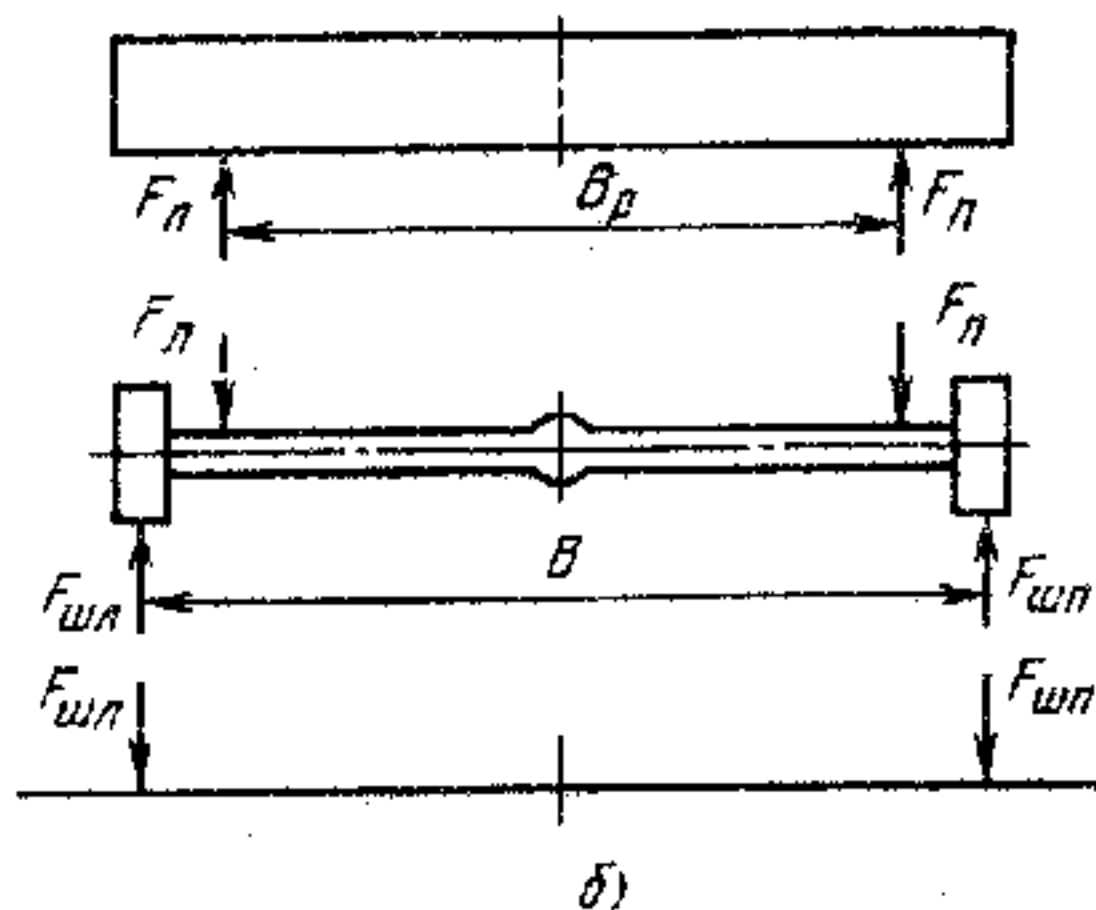
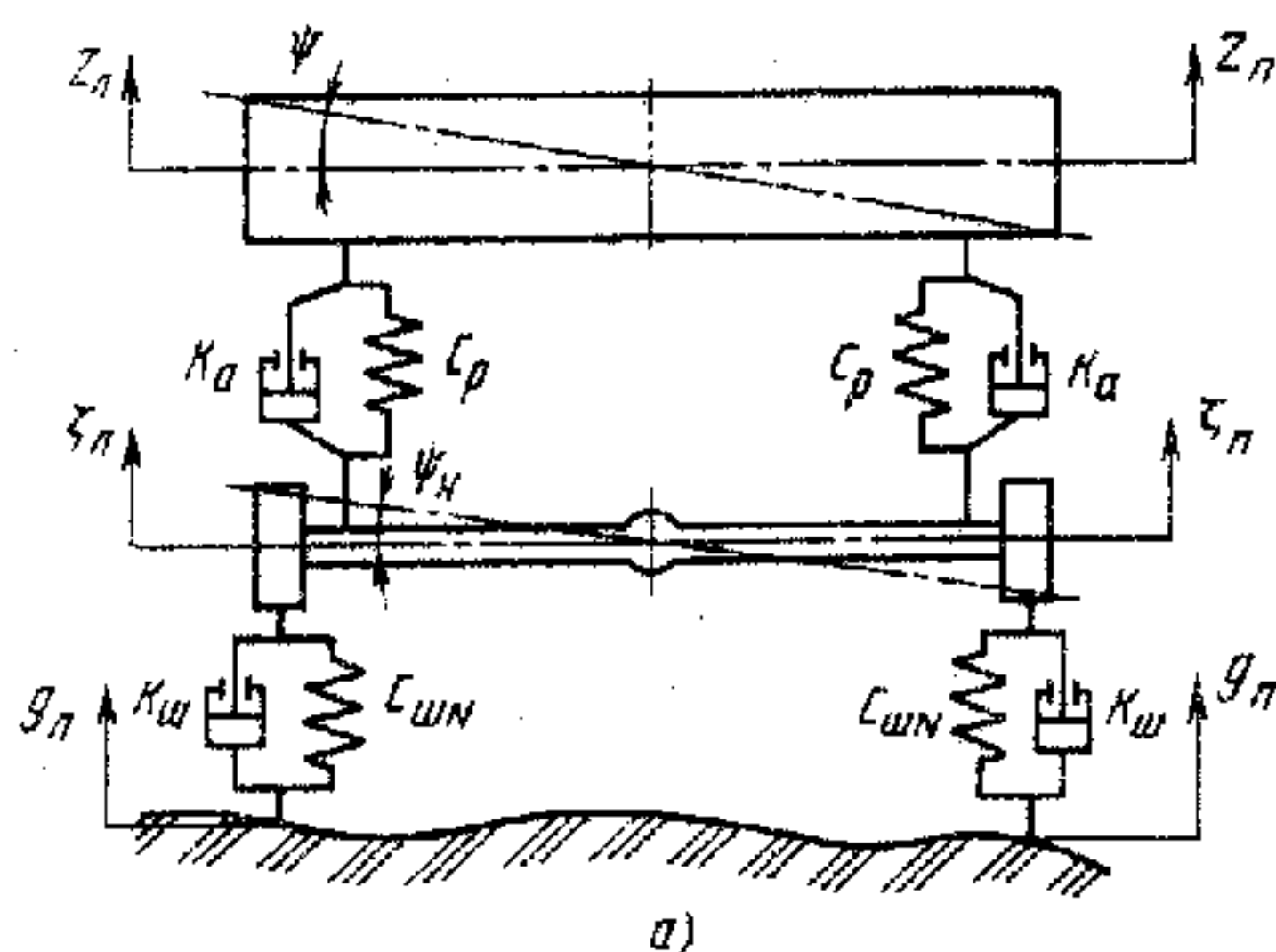


Рис. 110. Схема поддрессирования в поперечной плоскости

несущая система (рама) закручивается. Однако деформация несущей системы существенно меньше остальных перемещений, поэтому с целью значительного упрощения расчета при относительно малой погрешности будем считать несущую систему абсолютно жесткой.

Для вывода уравнений колебаний в продольной плоскости были использованы уравнения Лагранжа, которые аналогично можно составить и для описания поперечно-угловых колебаний. Здесь же воспользуемся уравнениями динамики, обозначив силы, действующие на элементы машины (рис. 110, б) следующим образом.

Силы $F_{лi}$ и $F_{пi}$, передающиеся через подвеску соответственно левого и правого колес каждой оси (индексы « i », обозначающие порядковый номер оси, временно опустим), состоятся из упругой силы подвески и силы сопротивления амортизаторов:

$$F_{лi} = c_p \frac{B_p}{2} (\psi - \psi_{лi}) + k_a \frac{B_p}{2} (\dot{\psi} - \dot{\psi}_{лi});$$

$$F_{пi} = -c_p \frac{B_p}{2} (\psi - \psi_{пi}) - k_a \frac{B_p}{2} (\dot{\psi} - \dot{\psi}_{пi}),$$

где B_p — расстояние между рессорами.

На неподрессоренные части, кроме того, действуют силы $F_{шi}$, передающиеся через шины,

$$F_{шлi} = c_{шN} \left(\frac{B}{2} \psi_{шi} - q_{лi} \right) + k_{ш} \left(\frac{B}{2} \dot{\psi}_{шi} - \dot{q}_{лi} \right);$$

$$F_{шпi} = -c_{шN} \left(\frac{B}{2} \psi_{шi} - q_{пi} \right) - k_{ш} \left(\frac{B}{2} \dot{\psi}_{шi} - \dot{q}_{пi} \right).$$

Равновесие подрессоренной части относительно продольной оси, т. е. без учета вертикальных линейных колебаний как бы при постоянном положении центра O подрессоренной массы, описывается следующим уравнением:

$$I_x \ddot{\psi} + (F_{л1} - F_{п1}) \frac{B_{p1}}{2} + \dots + (F_{лn} - F_{пn}) \frac{B_{pn}}{2} = 0.$$

Линейные колебания в данном случае рассматривать нецелесообразно, так как они определяются совершенно аналогично тому, как это было показано в § 35.

Уравнениями равновесия неподрессоренных частей каждой оси являются следующие:

$$I_{шi} \ddot{\psi}_{шi} - (F_{лi} - F_{пi}) \frac{B_{pi}}{2} + (F_{шлi} - F_{шпi}) \frac{B_i}{2} = 0,$$

где $i = 1, \dots, n$ — число осей машины.

Подставив значения сил $F_{\text{л}}$, $F_{\text{п}}$ и $F_{\text{пл}}$, $F_{\text{шп}}$ в эти уравнения, получим уравнения поперечно-угловых колебаний:

$$\left. \begin{aligned} I_x \ddot{\psi} + \sum_{i=1}^n k_{ai} \frac{B_{pi}}{2} \dot{\psi} + \sum_{i=1}^n c_{pi} \frac{B_{pi}^2}{2} \psi = \\ = \sum_{i=1}^n k_{ai} \frac{B_{pi}^2}{2} \dot{\psi}_{ni} + \sum_{i=1}^n c_{pi} \frac{B_{pi}^2}{2} \psi_{ni}; \\ I_{ni} \ddot{\psi}_{ni} + \left(k_{ai} \frac{B_{pi}^2}{2} + k_{шпi} \frac{B_i^2}{2} \right) \dot{\psi}_{ni} + \\ + \left(c_{pi} \frac{B_{pi}^2}{2} + c_{шпi} \frac{B_i^2}{2} \right) \psi_{ni} = \\ = k_{ai} \frac{B_{pi}^2}{2} \dot{\psi} + c_{pi} \frac{B_{pi}^2}{2} \psi = \\ = \frac{B}{2} [k_{шпi} (\dot{q}_{ли} - \dot{q}_{пи}) + c_{шпi} (q_{ли} - q_{пи})], \end{aligned} \right\} \quad (147)$$

где $i = 1, \dots, n$.

Заменяя в соответствии с рис. 110 $\psi_{ni} = \frac{\xi_{ли} - \xi_{пи}}{B_i}$, эти уравнения можно преобразовать. Одновременно для того чтобы несколько упростить общий вид уравнений, примем $B_{pi} = B_i = B$, что соответствует некоторым подвескам. Это можно принять даже при любой кинематической схеме подвески, но при этом коэффициенты жесткости c_p и демпфирования k_a следует привести к коле B машины.

Тогда уравнения поперечно-угловых колебаний (147) приобретают вид:

$$\begin{aligned} I_x \ddot{\psi} + \sum_{i=1}^n k_{ai} \frac{B^2}{2} \dot{\psi} + \sum_{i=1}^n c_{pi} \frac{B^2}{2} \psi = \\ = \frac{B}{2} \left[\sum_{i=1}^n k_{ai} (\dot{\xi}_{ли} - \dot{\xi}_{пи}) + \sum_{i=1}^n c_{pi} (\xi_{ли} - \xi_{пи}) \right]; \\ \frac{2}{B^2} I_{ni} (\ddot{\xi}_{ли} - \ddot{\xi}_{пи}) + (k_{ai} + k_{шпi}) (\dot{\xi}_{ли} - \dot{\xi}_{пи}) + \\ + (c_{pi} + c_{шпi}) (\xi_{ли} - \xi_{пи}) - B (k_{ai} \dot{\psi} + c_{pi} \psi) = \\ = k_{шпi} (\dot{q}_{ли} - \dot{q}_{пи}) + c_{шпi} (q_{ли} - q_{пи}), \end{aligned} \quad (148)$$

где $i = 1, \dots, n$.

Если применена независимая подвеска колес, при которой неподрессоренные части совершают только вертикальные перемещения, то в уравнении (148) первый член надо заменить на $m_i (\ddot{\xi}_{ли} - \ddot{\xi}_{пи})$. Как видно из этого уравнения, поперечно-угло-

вые колебания подрессоренной массы связаны с вертикальными колебаниями неподрессоренных масс правой и левой сторон машины, о чем свидетельствует то, что в одно и то же уравнение входит выражение $(k_{ai}\psi + c_{pi}\psi)$ и ψ_{ni} или равное ему $(\zeta_{li} - \zeta_{pi})/B$. Очевидно, если перемещения слева и справа будут одинаковыми и синхронными, т. е. одновременно $\zeta_{li} = \zeta_{pi}$, то поперечно-угловые колебания возбуждаться не будут.

Для весьма распространенного случая, когда собственная частота колебаний неподрессоренной массы на подвеске и шинах значительно выше собственной частоты подрессоренной массы на подвеске, можно принять $m_i = 0$, откуда также $I_{ni} = 0$. Пренебрегая затуханием, вместо системы (147), получим:

$$I_x \ddot{\psi} + \sum_{i=1}^n c_{pi} \frac{B^2}{2} \psi - \sum_{i=1}^n c_{pi} \frac{B^2}{2} \psi_{ni} = 0;$$

$$(c_{pi}B^2 + c_{шNi}B^2) \psi_{ni} - c_{pi}B^2\psi = c_{шNi}B(q_{li} - q_{pi}),$$

где $i = 1, 2, \dots, n$.

Исключая из этих уравнений ψ_{ni} , получим:

$$I_x \ddot{\psi} + 2 \sum_{i=1}^n c_{\psi ni} \psi = M_{\psi},$$

где M_{ψ} — возмущающий момент; $c_{\psi ni}$ — приведенные угловые жесткости подвесок, эквивалентные угловым жесткостям двух последовательно соединенных элементов (подвески и шины):

$$c_{\psi ni} = \frac{c_{pi}c_{шNi}B^2}{4(c_{pi} + c_{шNi})}.$$

Следовательно, возмущающий момент

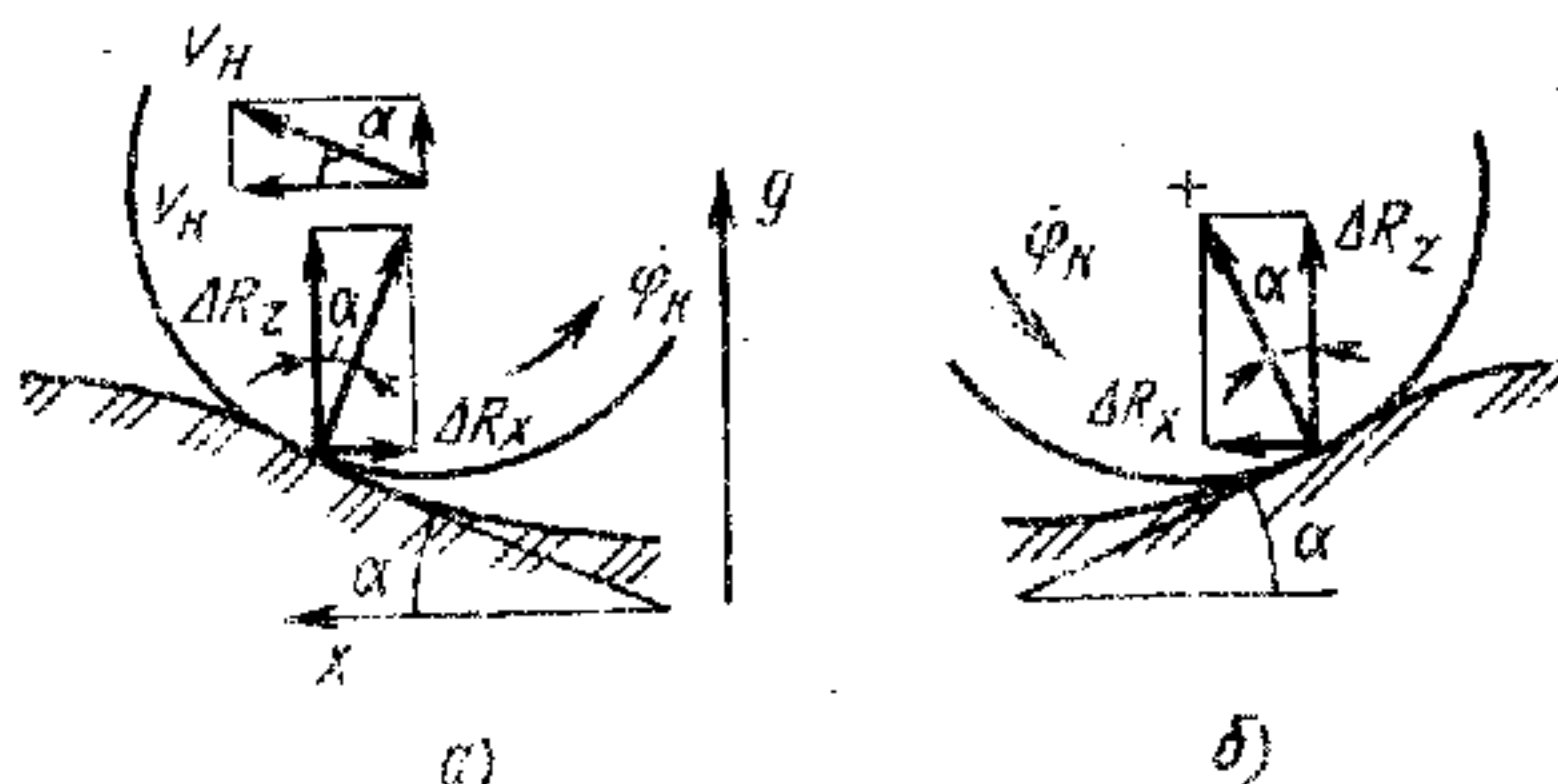
$$M_{\psi} = \sum_{i=1}^n \frac{c_{pi}c_{шNi}}{2(c_{pi} + c_{шNi})} (q_{li} - q_{pi}).$$

§ 38. ПРОДОЛЬНЫЕ КОЛЕБАНИЯ

Продольные колебания машины при движении по неровностям вызываются двумя основными причинами. Одна из них состоит в том, что при движении по неровности непрерывно меняется скорость колеса. Если принять, что основная (переносная) скорость v_k колеса вдоль оси x , параллельной дороге, постоянная, то скорость, касательная поверхности неровности, $v_n = v_k/\cos \alpha$ (рис. 111), где α — угол наклона касательной к неровности в точке контакта колеса с дорогой (принимая точечный контакт). Изменяется также угловая скорость $\dot{\phi}_k$ колеса, а значит, возникают ускорения $\ddot{\phi}_k$ и соответствующий им инер-

Рис. 111. Скорости и силы колеса при движении по неровности:

а — при въезде на неровность;
б — при съезде с неровности



а)

б)

ционный момент, который создает переменную продольную силу, действующую на колесо в плоскости дороги.

Другая причина состоит в том, что независимо от переменной скорости, при движении колеса по наклонной поверхности возникают дополнительные реакции. В гл. 2 были определены нормальные и тангенциальные реакции, действующие на колеса при движении по плоской дороге. Рассмотрим поэтому лишь изменения сил, действующих на машину.

Для того чтобы вскрыть основные закономерности, упростим систему: пренебрежем выделением неподрессоренных масс, отнесем всю податливость к шинам, тем более что в продольном направлении подвеска обладает весьма малыми упругодемпфирующими свойствами, а также не будем учитывать колебания крутящих моментов трансмиссии и изменения радиусов качения колес.

Не учитывая отдельно перемещения неподрессоренных масс, а относя последние к поддрессоренным ($m_m = m_n + \sum m_i$) и используя понятие о приведенной жесткости подвески и шины $c_{пр} = c_p c_{шн} / (c_p + c_{шн})$, можно выразить приращение перпендикулярных к продольной оси реакций пары колес i -го моста

$$\Delta R_{zi} = 2c_{пр,i} (z_0 + \theta l_i - q_i).$$

Продольные реакции

$$\Delta R_x = \Delta R_z f + I_k \ddot{\varphi}_k + c_\varphi \varphi_k$$

или, заменив $\varphi_k = x/r_k$, получим:

$$\Delta R_x = \Delta R_z f + I_k \ddot{x}/r_k^2 + c_\varphi x/r_k, \quad (149)$$

где I_k — момент инерции колеса; c_φ — угловая жесткость шины.

В действительности, как установил Ю. Ю. Беленький, жесткость может быть несколько иной, в зависимости от системы поддрессоризации и некоторых других факторов. В частности, при продольных листовых рессорах следует учесть их угловую жесткость при изгибе, в ряде случаев — угловую жесткость валов трансмиссии.

Кроме того, возникает дополнительная реакция

$$\Delta R_{xq} = \Delta R_z \operatorname{tg} \alpha.$$

Поскольку $\operatorname{tg} \alpha = dq/dx = (dq/dt) (dt/dx) = \dot{q}/v_k$, то

$$\Delta R_{xq} = \Delta R_z \dot{q}/v_k.$$

Составим уравнения равновесия для машины:

$$\left. \begin{aligned} m_{\text{м}} \ddot{z}_0 + \sum \Delta R_{zi} &= 0; \quad I_y \ddot{\theta} + \sum \Delta R_{zi} l_i + h_g \sum R_{xi} = 0; \\ m_{\text{м}} \ddot{x} + \sum R_{xi} &= 0, \end{aligned} \right\} \quad (150)$$

$$\text{где} \quad \sum R_{xi} = \sum \Delta R_{xi} + \sum \Delta R_{xqi}. \quad (151)$$

Подставив выражение (151) в (150) с учетом (149), получим следующую систему уравнений (для упрощения применительно к двухосной машине):

$$\left. \begin{aligned} m_{\text{м}} \ddot{z}_0 + 4c_{\text{пр}} z_0 + 2c_{\text{пр}} \theta (l_1 - l_2) - 2c_{\text{пр}} (q_1 + q_2) &= 0; \\ I_y \ddot{\theta} + 2c_{\text{пр}} [l_1^2 + l_2^2 + h_g (l_1 - l_2)] \theta + \\ + 2c_{\text{пр}} h_g \theta (l_1 \dot{q}_1 - l_2 \dot{q}_2)/v + 2c_{\text{пр}} (l_1 - l_2 + 2fh_g) z_0 + \\ + 4I_{\text{к}} h_g \ddot{x}/r_{\text{к}}^2 + 4c_{\text{ф}} h_g x/r_{\text{к}} - 2c_{\text{пр}} h_g (q_1 \dot{q}_1 + q_2 \dot{q}_2) + \\ + 2c_{\text{пр}} h_g z_0 (\dot{q}_1 + \dot{q}_2)/v - 2c_{\text{пр}} (l_1 q_1 + l_2 q_2) - \\ - 2c_{\text{пр}} f h_g (q_1 + q_2) &= 0; \\ (m_{\text{м}} + 4I_{\text{к}}/r_{\text{к}}^2) \ddot{x} + 4c_{\text{ф}} x/r_{\text{к}} + 2c_{\text{пр}} (l_1 - l_2) \theta + \\ + 2c_{\text{пр}} \theta (l_1 \dot{q}_1 - l_2 \dot{q}_2)/v + 4c_{\text{пр}} f z_0 + \\ + 2c_{\text{пр}} z_0 (\dot{q}_1 + \dot{q}_2)/v - 2c_{\text{пр}} (q_1 \dot{q}_1 + q_2 \dot{q}_2) - \\ - 2c_{\text{пр}} f (q_1 + q_2) &= 0. \end{aligned} \right\} \quad (152)$$

Как видно, во втором и третьем уравнениях системы (152) присутствуют продольная координата x центра массы машины и ее вторая производная. Видно также, что продольные колебания связаны с вертикальными и угловыми, поскольку все три координаты входят в одни и те же уравнения.

Система уравнений (152) может быть по-разному упрощена, вплоть до того, что можно пренебречь изменениями координат z_0 и θ , т. е. оставить лишь последнее уравнение, притом в сильно сокращенном виде:

$$\left(m_{\text{м}} + \frac{1}{r_{\text{к}}^2} \sum_{i=1}^n 2I_{\text{ки}} \right) \ddot{x} + \frac{1}{r_{\text{к}}} \sum_{i=1}^n 2c_{\text{фи}} x_i = \frac{1}{v} \sum_{i=1}^n 2c_{\text{при}} (1 + f) q_i \dot{q}_i.$$

Вместе с тем именно координаты z_0 и θ в некоторых случаях могут характеризовать продольные колебания.

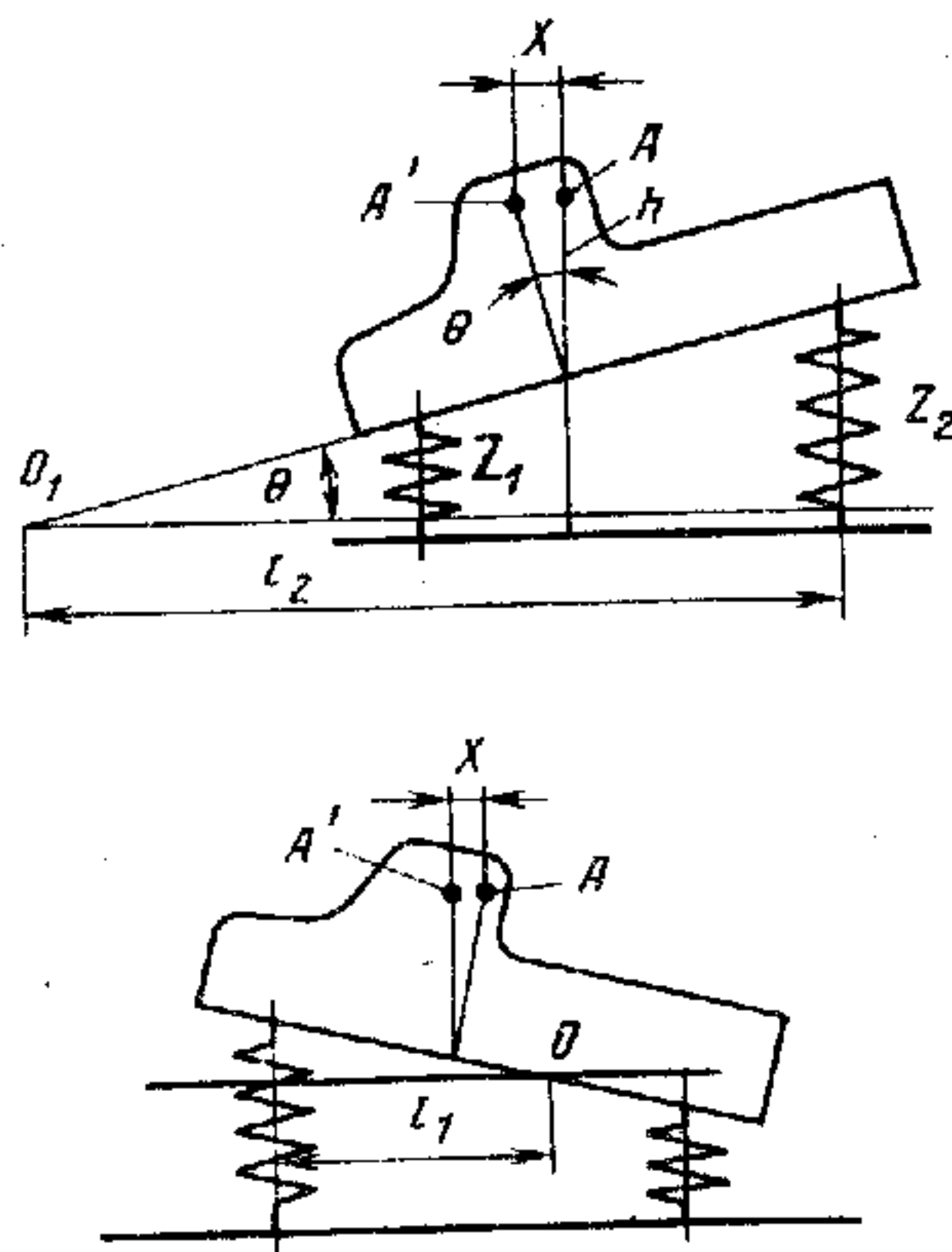
Так, рассмотрим характер колебаний точки A , расположенной на некоторой высоте h над прямой, соединяющей верхние точки подвески (рис. 112). Изображенная система имеет два центра колебаний: внутренний O и внешний O_1 , положение которых зависит от соотношения жесткостей подвесок и распределения масс, приходящихся на каждую подвеску. Нетрудно видеть, что, чем больше угловые колебания машины и чем выше располо-

Рис. 112. Возникновение продольных колебаний машины

жена точка A , тем больше амплитуда горизонтальных колебаний.

Горизонтальное перемещение точки A в A' определяется из соотношения $x/z_2 = h/l_2$ при колебаниях относительно внешнего центра колебаний и $x/z_1 = h/l_1$ при внутреннем центре колебаний. Зная частоты колебаний, можно определить и максимальные ускорения продольных колебаний.

Однако наиболее значительные продольными будут колебания в сочлененных машинах, автопоездах. Объясняется это наличием дополнительной степени свободы в шарнирах сцепного устройства, возможными зазорами в нем, неравномерностью передачи тягового и тормозного усилий.



§ 39. КОЛЕБАНИЯ НА ДОРОГАХ СО СЛУЧАЙНЫМ МИКРОПРОФИЛЕМ

При движении по дороге со случайным микропрофилем определить воздействия конкретных возбуждений на колебания машины невозможно. В этом случае воздействия при заданной скорости характеризуются корреляционной функцией и спектральной плотностью. Методы статистической динамики позволяют охарактеризовать реакцию подвески на это воздействие такими же характеристиками — корреляционной функцией или спектральной плотностью изменения координат системы или их производных.

Для расчета вынужденных колебаний от аналитически заданных воздействий существует, как это показано выше, простая алгебраическая связь, описываемая передаточной функцией.

В статистической динамике доказывается, что с помощью передаточной функции можно вычислить статистические характеристики реакции колебательной системы, т. е. определить характеристику ее движения и тогда, когда воздействие является случайным процессом. Для линейной динамической системы через передаточную функцию выражается связь спектральных плотностей $S_q(\nu)$ случайного возмущения на входе и $S_R(\nu)$ реакции системы на заданном выходе, которая определяется формулой

$$S_R(\nu) = A(\nu) S_q(\nu), \quad (153)$$

где $A(\nu) = |W_R(j\nu)|^2$ — квадрат модуля передаточной функции.

Для получения необходимого представления о колебаниях машины во время движения при случайном воздействии, достаточно знать дисперсии и спектральные плотности дисперсий величин вертикальных и угловых перемещений и ускорений кузова $S_z(\nu)$, $S_\theta(\nu)$, $S_{\dot{z}}(\nu)$ и $S_{\dot{\theta}}(\nu)$, дающих возможность оценить ощущения пассажиров, сохранность грузов, рассчитать систему вторичного поддрессоривания (например, сидений); прогибов $S_{z_g}(\nu)$ рессор или перемещений колес относительно кузова, характеризующих возможность пробивания подвески, ее прочность и долговечность; перемещений $S_{\dot{z}}(\nu)$ колес, существенных, в частности, для оценки вероятности отрыва колес от дороги, шин и сохранности дороги; радиальных деформаций $S_{\dot{z}_g}(\nu)$ шин, влияющих на долговечность шин и работу трансмиссии.

Для спектральных плотностей любых перемещений справедливы формулы типа (153). Однако спектральная плотность ускорений, как второй производной перемещений, может быть определена двумя путями:

$$S_{\ddot{z}}(\nu) = |W_z(j\nu)|^2 S_g(\nu) \text{ или} \\ S_{\ddot{z}}(\nu) = \nu^4 |W_z(j\nu)|^2 S_g(\nu).$$

Выходные координаты системы поддрессоривания при случайном воздействии оценивают с помощью средних квадратичных величин выходных координат системы и их производных. Для этого можно воспользоваться формулой

$$\sigma_R = \sqrt{2 \int_0^\infty S_R(\nu) d\nu}.$$

Однако при больших частотах среднее квадратичное значение различных величин, характеризующих колебания машины, практически не изменяется. Исходя из этого пределы интегрирования можно существенно сузить. Обычно последовательно интегрируют спектральную плотность на выходе системы в нескольких октавах.

Напомним, что, если характеристика дороги задана не спектральной плотностью, а корреляционной функцией, то следует применить соответствующие формулы преобразования.

Примерный характер спектральной плотности микропрофиля в функции так называемой путевой частоты $\lambda = \nu/v_m$, измеряемой в см^{-1} , показан на рис. 100. Спектральную плотность можно аппроксимировать также выражениями простого вида

$$S_g(\lambda) = a\lambda^{-b},$$

где a , b — коэффициенты, зависящие от характеристики дороги.

Значения коэффициента a для местности с относительно рав-

номерным составом однородных неровностей, характеризующихся примерно одинаковой интенсивностью воздействия на машину во всем диапазоне частот, составляют:

Грунтовая дорога:	
укатанная	$10^{-9} \dots 10^{-4}$
в удовлетворительном состоянии	$10^{-4} \dots 10^{-3}$
разбитая	$10^{-3} \dots 5 \cdot 10^{-3}$
Местность	$5 \cdot 10^{-3} \dots 10^{-2}$

Коэффициент b во всех случаях равен -2 .

Некоторые дополнительные формулы для определения спектральной плотности для дорог с преобладанием какого-то определенного вида неровностей приведены в прил. 15. Там же приведена формула для определения спектральной плотности в функции частоты, если известна корреляционная функция.

Поскольку для анализа основные зависимости необходимо иметь в функции частоты ν (с^{-1}), то следует пересчитать спектральную плотность $S_q(\lambda)$ в $S_q(\nu)$. В этом случае она будет зависеть уже не только от собственно микропрофиля, но и от скорости движения по нему машины (рис. 113). При движении с большей скоростью воздействие на машину, естественно, более значительно. Следует обратить внимание на то, что максимумы кривых амплитудно-частотной характеристики $W_{z_0}(\rho)$ и спектральной плотности $S_{z_0}(\nu)$ находятся приблизительно при одинаковых частотах, особенно это относится к низшей частоте. Этим подтверждается то, что интенсивные колебания корпуса даже при движении по дороге со случайным микропрофилем совершаются с частотами, близкими к низким собственным частотам. Второй максимум, хотя существенно меньше, но заметен, располагается вблизи частот, соответствующих собственным частотам колебания колес. При движении с той же скоростью по асфальтированной дороге величина спектральной плотности ускорений в несколько раз меньше.

Такая особенность колебаний машины позволяет уподоблять систему поддрессоривания машины гармоническому фильтру, настроенному на собственную частоту. Этот фильтр из множества разнообразных

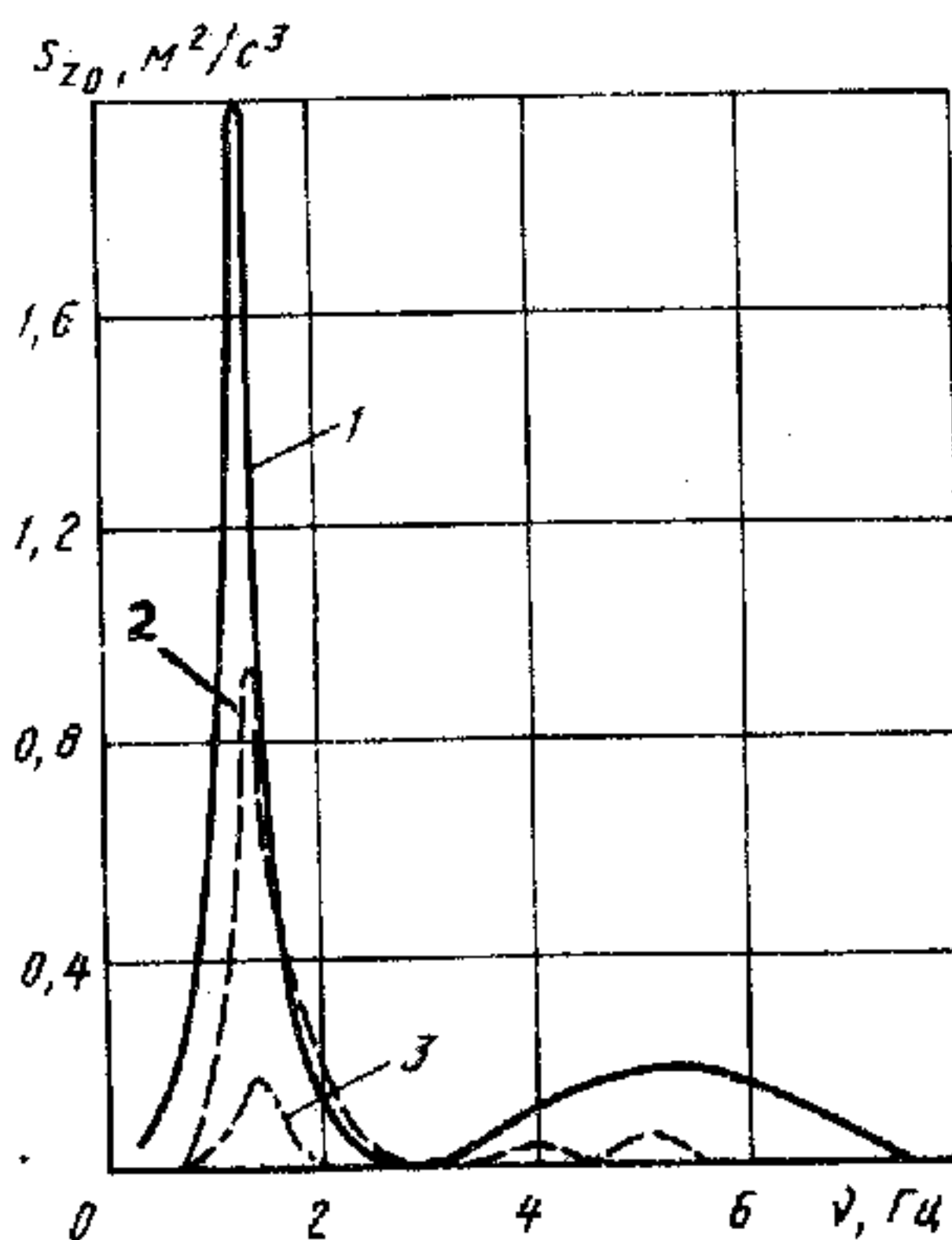


Рис. 113. Спектральная плотность ускорений центра масс автомобиля ГАЗ-66:

1 — $v_m = 60$ км/ч, грунтовая дорога; 2 — $v_m = 20$ км/ч, грунтовая дорога; 3 — $v_m = 60$ км/ч, асфальт

воздействий выделяет те, которые совершаются с собственной частотой, и реагирует на них наиболее сильно.

Пример определения параметров, характеризующих колебания машины при движении по дороге со случайным микропрофилем, приведен в прил. 17.

§ 40. ОСОБЕННОСТИ КОЛЕБАНИЙ МНОГООСНЫХ КОЛЕСНЫХ МАШИН

Движение многоосных машин по неровностям имеет некоторые особенности. Прежде всего нельзя с целью упрощения принять, что колебательная система, эквивалентная машине, распадается на отдельные независимые двухмассовые системы, как это можно допустить для двухосных машин, когда $\rho_y^2 = l_1 l_2$ [см. уравнения (143)]. Поэтому приведем анализ, исходя из наиболее полной общей модели, описываемой системой уравнений (129)—(131).

Следует учесть, что при движении по одной и той же дороге на характеристику колебаний влияют параметры частотной характеристики, а те, в свою очередь, базируются на упругодемпфирующих свойствах системы поддрессоривания, величинах поддрессоренных и неподдрессоренных масс, т. е. в итоге более всего зависят от частот собственных колебаний поддрессоренных и неподдрессоренных масс.

Напомним, что частоты собственных вертикальных и угловых колебаний поддрессоренной массы и колебаний неподдрессоренной массы определяются по формулам

$$\Omega_z = \sqrt{2 \sum_{i=1}^n \frac{c_{pi} c_{mNi}}{c_{pi} + c_{mNi}}} / m_{\Pi};$$

$$\Omega_{\theta} = \sqrt{2 \sum_{i=1}^n \frac{c_{pi} c_{mNi}}{c_{pi} + c_{mNi}}} / I_{\Pi};$$

$$\Omega_{Ni} = \sqrt{2(c_{pi} + c_{mNi})/m_i}.$$

В многоосных колесных машинах жесткости подвесок и шин одного порядка (жесткости шин больше жесткостей подвесок в 2—4 раза, а при пониженном давлении воздуха в шинах с регулируемым давлением еще меньше), поэтому упрощать эти выражения, пренебрегая податливостью шин, не следует.

Как видно, собственная частота колебаний неподдрессоренных масс не зависит ни от числа осей, ни от их размещения по базе (осевой формулы).

Собственная частота вертикальных колебаний может зависеть от числа осей. Однако это будет лишь в том случае, когда при

сохранении жесткости подвесок и шин разных осей число осей изменится, а поддрессоренная масса останется прежней или изменится не пропорционально числу осей. Обычно же в многоосных колесных машинах число осей выбирают в соответствии с ограничениями весовых нагрузок для машин определенных типов. Тогда, принимая приближенно, что суммарная жесткость подвесок и шин, так же как и величина поддрессоренной массы, изменяются пропорционально числу осей, замечаем, что в этом случае собственная частота вертикальных колебаний поддрессоренной массы не зависит от числа осей. Она не зависит также от размещения осей по базе.

При увеличении числа осей и сохранении прежней массы жесткость каждой оси можно уменьшить, чтобы не увеличивать суммарную жесткость, а тем самым и собственную частоту вертикальных колебаний. Вместе с тем в этом случае изменится собственная частота продольно-угловых колебаний, так как изменится угловая жесткость системы поддрессоривания. При равной вертикальной жесткости всех осей $2c_{zi} = 2c_{pi}c_{шNi}/(c_{pi} + c_{шNi})$

угловая жесткость машины $c_\theta = 2c_z \sum_{i=1}^n l_i^2$.

Тогда жесткость каждой оси по отношению к жесткости двухосной машины c_{z2} будет равна $c_{zn} = 2c_{z2}/n$, где n — число осей,

а сомножитель $\sum_{i=1}^n l_i^2$ должен быть равен $\frac{L^2}{4} \sum_{i=1}^n \left(\frac{k_i}{n-1}\right)^2$, где $k_i = 1, 3, 5, \dots, (n-1)$ при $n = 2m$, т. е. для четного числа осей и $k_i = 2, 4, 6, \dots, (n-1)$ при $n = 2m$ для нечетного числа осей. Таким образом, собственная частота угловых колебаний в зависимости от числа равноразмещенных по базе L осей при сохранении $I_n = \text{const}$ будет определяться по зависимости

$$\Omega_\theta = L \sqrt{c_z \sum_{i=1}^n [k_i/(n-1)]^2 / (nI_n)}.$$

Нетрудно видеть, что уменьшение жесткости каждой оси с увеличением их числа будет влиять на величину Ω_θ больше,

чем увеличение сомножителя $\sum_{i=1}^n [k_i/(n-1)]^2$, что иллюстрируется рис. 114, т. е. с увеличением числа осей угловая жесткость и собственная частота продольно-угловых колебаний машины уменьшаются.

На частоту продольно-угловых колебаний влияет размещение осей по базе машины. При одной и той же базе осевые формулы, характеризующие сближение крайних осей, в отличие от осевых формул, при которых сближены средние оси, обеспечивают большую угловую жесткость, а значит, и большую собственную частоту продольно-угловых колебаний.

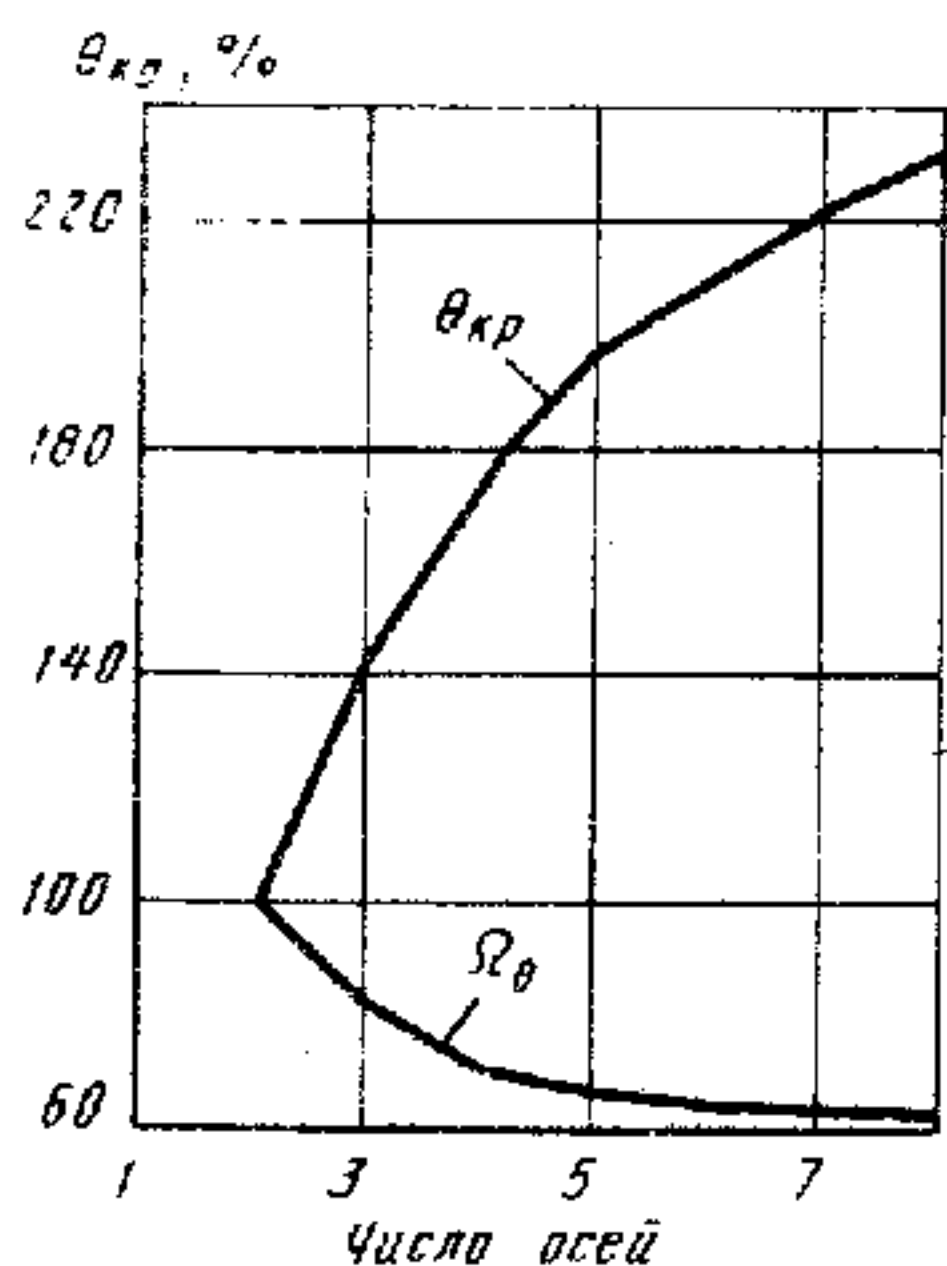


Рис. 114. Влияние числа осей на параметры колебаний

Так, если принять за основу частоты продольно-угловых колебаний при равномерном по базе размещении осей у четырехосной машины, то у машины с осевой формулой 2—2 и указанными соотношениями частота продольно-угловых колебаний увеличивается на 14%, при осевой формуле 1—2—1 — уменьшается на 4,0%. Для шестиосной машины при тех же заданных соотношениях частота продольно-угловых колебаний увеличивается при осевой формуле 2—2—2 на 9%, а при осевой формуле 3—3 на 7%. Следовательно, собственные частоты продольно-угловых колебаний зависят от размещения осей по базе машины, но осевая формула может не играть существенной роли в определении этих частот.

Более заметно влияние осевой формулы на угловые перемещения (крен) машины в продольной плоскости. Это перемещение (рис. 114) может быть определено по формуле

$$\theta_{кр} = M_{кр} / (2 \sum c_{zi} l_i^2),$$

где $M_{кр}$ — момент, действующий на подрессоренную массу машины в продольной плоскости. Такой момент создается во время колебаний машины при движении по неровностям, при разгоне и торможении. Он возрастает при увеличении высоты расположения центра подрессоренной массы. С увеличением числа осей (при той же суммарной жесткости в вертикальном направлении) продольно-угловые колебания также увеличиваются. Склонность к продольно-угловым колебаниям является особенностью многоосной машины и может ограничить уменьшение жесткости подвески. Возможны различные способы уменьшения этого недостатка, в частности увеличение жесткости подвесок передних и задних колес по сравнению с остальными, сближение крайних осей. Однако возможности применения каждого из этих способов ограничены.

Уменьшение частоты Ω_{θ} с увеличением числа осей должно положительно влиять на плавность хода, так как при этом сокращается число возможных случаев резонанса. Кроме того, абсолютные величины частот Ω_{θ} оказываются тогда в такой области, где меньше отрицательное влияние на водителя, перевозимых людей и грузы (например, у четырехосного автомобиля МАЗ-7310 $\Omega_{\theta} = 0,79$ Гц).

Поскольку суммарные коэффициенты затухания вертикальных и продольно-угловых колебаний имеют ту же структуру,

что и собственные частоты, влияние числа осей и их размещения по базе на характеристики неупругого сопротивления аналогично. На гашение вертикальных колебаний число осей и их размещение по базе не влияет при пропорциональном изменении поддрессоренной массы и числа осей. При постоянной поддрессоренной массе число осей влияет на гашение этих колебаний. Если с увеличением числа осей сохранять затухание вертикальных колебаний постоянным, то сопротивление амортизатора у каждого колеса следует уменьшать. В этом случае затухание угловых колебаний будет падать.

То же относится и к размещению осей по базе. При сближении средних осей коэффициенты затухания продольно-угловых колебаний $h_\theta = \sum_{i=1}^n k_{ai} l_i^2 / I_\Pi$ уменьшаются. Особенно сильно изменяются относительные коэффициенты затухания (коэффициенты анергичности) $\psi_\theta = h_\theta / \Omega_\theta$. С уменьшением коэффициентов затухания при прочих равных условиях увеличивается также склонность многоосной машины к угловым колебаниям.

Основное влияние на величину ψ_θ оказывает сопротивление колебаниям передней и задней осей. Установка на них амортизаторов с большими сопротивлениями является эффективным средством борьбы с угловыми колебаниями поддрессоренной массы. Сопротивление амортизаторов должно быть достаточно большим и вместе с тем обеспечивать постоянный контакт колес с дорогой. Напомним, что в многоосной машине отрыв колес существенно более вероятен, чем в двухосной, он может происходить даже в статическом положении машины.

Как было показано выше, возмущение от дороги передается машине через каждую ось с запаздыванием по отношению к первой оси в зависимости от скорости движения и расстояния между последующими осями и первой. Поскольку длины неровностей и скорости движения машины весьма различны, нельзя определить, как в общем случае будет изменяться возмущение от дороги в зависимости от числа и расположения осей многоосной машины.

Однако проведенный П. В. Аксеновым анализ показал, что при периодическом возмущении размещение осей по базе играет определенную роль в характеристике продольно-угловых колебаний машины. Так, наибольшие относительные амплитуды возмущения, соответствующие правым частям уравнений (129)—(131), при неизменной массе и моменте инерции поддрессоренной массы отмечаются у машин со сближенными крайними осями. Это означает, что «вызывать» угловые перемещения дорога с периодическим профилем будет больше, но «сопротивляться» этим возбуждениям машина будет тоже больше.

Если с увеличением числа осей пропорционально возрастают база, масса и момент инерции поддрессоренной части машины, то зависимость максимума возмущения вертикальных $Q_{z \max}$

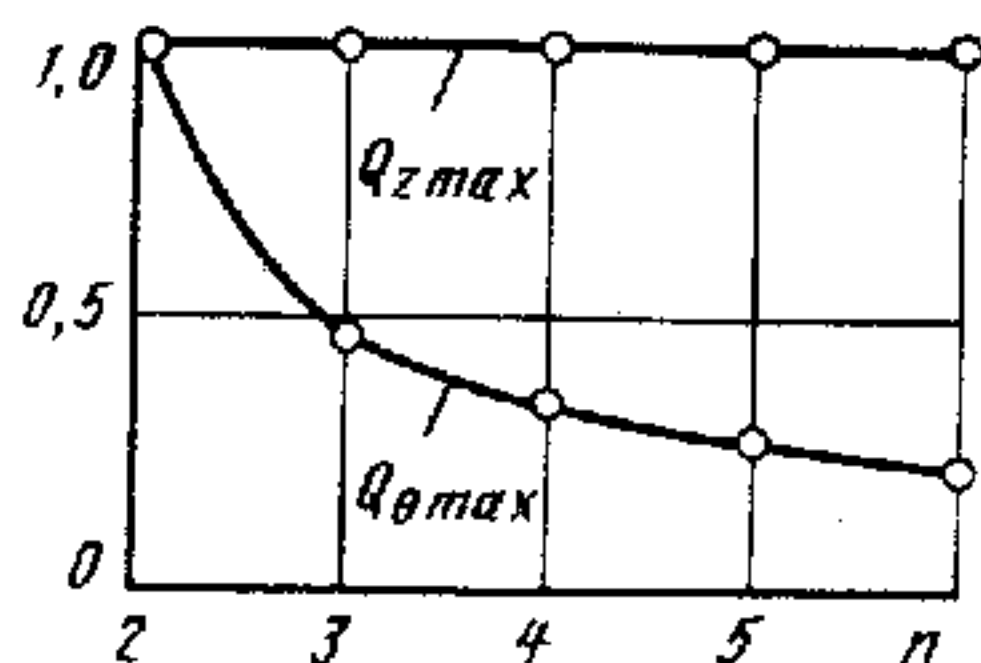


Рис. 115. Изменение максимального значения возмущающих функций в зависимости от числа осей

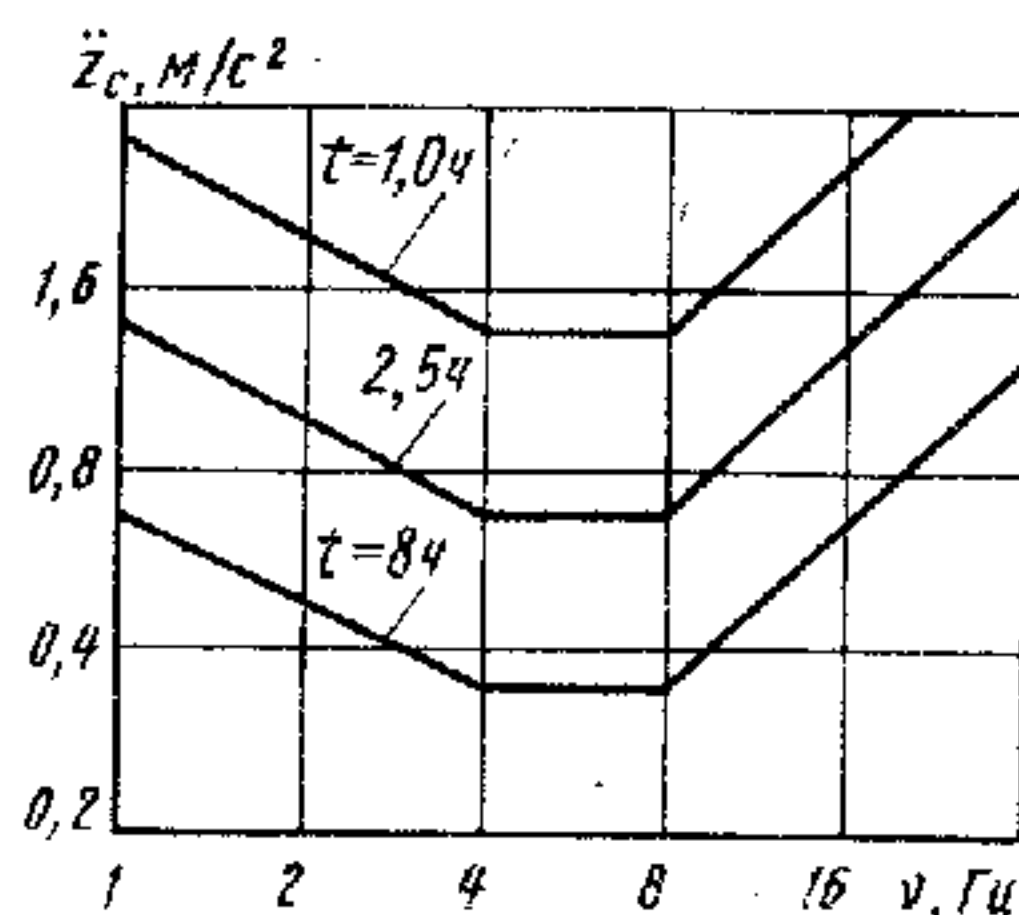


Рис. 116. Средние квадратические ускорения \ddot{z}_c , соответствующие границе утомляемости

и угловых $Q_{\theta \max}$ колебаний имеет вид, показанный на рис. 115.

В целом можно заключить, что основные закономерности колебаний многоосных машин те же, что и двухосных. Однако в силу того, что по конструктивным возможностям коэффициенты $\eta = m_{\Pi} / \sum m_i$ подрессоренных масс у многоосных машин больше, частоты собственных колебаний, как правило, меньше. Некоторые показатели колебаний многоосных машин также более благоприятны, чем у двухосных.

§ 41. ПОКАЗАТЕЛИ ОЦЕНКИ ПЛАВНОСТИ ХОДА И ИХ ОПРЕДЕЛЕНИЕ

Высокий уровень колебаний ухудшает условия работы водителя, отрицательно действует на пассажиров и сохранность перевозимых грузов. Если сохранность определенного груза обеспечивается при строго определенных требованиях по ограничению параметров колебаний (ускорений, частот и т. д.), то установление критериев оценки плавности хода для человека — задача более трудная. Это объясняется тем, что человек воспринимает колебания многими своими органами, причем разные люди, а иногда и один и тот же человек, воспринимают одни и те же колебания по-разному. Исследованием влияния колебаний — скорости, ускорений, частот — на организм человека, в том числе и на работоспособность занимались многие советские и зарубежные ученые.

Наибольшую трудность при установлении показателей плавности хода представляет объективная оценка влияния колебаний на человека. До сих пор нет единого мнения о границах уровней колебаний, которые соответствуют тому или иному действию на организм человека. Часто человека рассматривают как сложную механическую многомассовую колебательную систему, совершающую относительные перемещения. Предпринимаются попытки создания биодинамических моделей человека, определения

передаточных функций. Водитель представляется как динамическая система, на которую действуют возмущения от сиденья, пола, рулевого колеса.

Давно было отмечено, что человек, совершая при ходьбе колебательные движения с частотой, зависящей от скорости и длины шага, и с соответствующим ускорением, привык к этим характеристикам: ускорению до $0,4g$ и частоте колебания тела $1,7 \dots 2,5$ Гц ($100 \dots 150$ колебаний в минуту). Значит, колебания с такими параметрами наиболее приемлемы. Одновременно установлено, что человеческий организм наиболее чувствителен к вертикальным колебаниям в диапазоне частот $4 \dots 8$ Гц ($25 \dots 50$ с $^{-1}$) и горизонтальным — $1 \dots 2$ Гц. Установлено также, что одни и те же ускорения, возникающие при колебаниях с различной частотой, действуют по-разному.

Основными показателями плавности хода в настоящее время являются средние квадратичные величины ускорений, зафиксированные в характерных местах поддрессоренной массы (в кабине, над осью колес, центре грузовой платформы и т. д.). Наряду с основными показателями существует ряд других измерителей и критериев плавности хода: частоты и скорости колебаний, мощность колебаний и др.

Международная организация по стандартизации (ИСО) предлагает учитывать продолжительность действия колебаний. Если частота колебаний находится в пределах $4 \dots 8$ Гц и колебания действуют на сидящего или стоящего человека в течение 8 ч (условного рабочего дня), то средние квадратичные ускорения $0,1$; $0,315$ и $0,63$ м/с 2 определяют границы комфорта, допустимой и предельно допустимой утомляемости соответственно.

С изменением частоты ν и времени t воздействия эти показатели изменяются в соответствии с рис. 116. В качестве показателя принято среднее квадратичное отклонение ускорений при случайных колебаниях и амплитудное значение при гармонических воздействиях.

Поскольку ускорения действуют на человека и грузы по-разному при различных частотах, для обобщенной сравнительной оценки их приводят к одному уровню. Делают это с учетом весовых коэффициентов и, конечно, отдельно по видам и направлениям колебаний — вертикальных, горизонтальных (продольных и поперечных).

Для оценки плавности хода весь диапазон частот колебаний машины принято делить на несколько частей (полос), называемых октавами. Среднее геометрическое значение частоты соседних октав различается в 2 раза (табл. 3).

Величина эквивалентного среднего квадратичного, например вертикального, ускорения определяется, таким образом, по формуле

$$\sigma_{23} = \sqrt{\sum_{i=1}^5 (k_{vi} \sigma_{zi})^2},$$

Таблица 3

Параметр	Номер октав				
	1	2	3	4	5
Граница диапазона, Гц:					
нижняя	0,7	1,4	2,8	5,6	11,2
верхняя	1,4	2,8	5,6	11,2	22,4
Среднее геометрическое значение частоты, Гц	1	2	4	8	16
Весовой коэффициент чувствительности человека к вертикальным вибрациям k_{zt}	0,5	0,71	1,0	1,0	0,5

где i — номер октавы; σ_{zi} — средняя квадратичная величина вертикальных ускорений в i -й октаве.

Поскольку в каждой октаве, в свою очередь, одни ускорения могут соответствовать нижней, а другие — верхней границе частот, предварительно следует определить

$$\sigma_{zi} = \sqrt{\sigma_{\max i}^2 - \sigma_{\min i}^2},$$

где $\sigma_{\max i}$, $\sigma_{\min i}$ — средние квадратичные значения величин в i -й октаве.

Величины ускорений в каждой октаве могут быть найдены либо расчетным путем при моделировании, либо экспериментально при испытаниях в соответствии с определенными рекомендациями. В качестве примера такие рекомендации для грузовых автомобилей приведены в прил. 18.

Ускорения определяют на различных дорогах, с различными скоростями, причем для машин разных категорий рекомендуются наиболее характерные для движения этих машин скорости на соответствующих дорогах (прил. 19). Заметим, что эти рекомендации, хотя и являются официальными, но исходят практически из существующего уровня систем поддрессоривания. Если бы системы обеспечивали возможность движения и работоспособность при этом водителя, комфорт для пассажиров и сохранность перевозимых грузов, можно было бы повысить пределы рекомендуемых для испытания скоростей.

В качестве обобщенных показателей плавности хода машин для всей совокупности типов дорог используются средние взвешенные величины ускорений

$$\bar{\sigma}_{zs} = \sqrt{\sum_{i=1}^n \sigma_{zi}^2 \delta_i}, \quad (154)$$

где δ_i — весовые коэффициенты, приведенные в прил. 20; n — количество замеров.

Дополнительными измерителями плавности хода являются величина максимальных ускорений \ddot{z}_{\max} , действующих вверх и

вниз, измеренная в тех же характерных местах, что и средняя квадратичная величина, и средняя квадратичная величина σ_z горизонтальных продольных ускорений в кабине на уровне шеи водителя. Эти величины находят, как и другие, экспериментальным путем, но при желании можно расчетным путем определить, что величина какой-то координаты или, например, того же вертикального ускорения превысит допустимое значение. Если принять, что величины ускорений как случайной величины распределены по нормальному закону, то тогда в соответствии с формулой Гаусса можно написать, что вероятность (P) появления $\ddot{z}(t)$ большей или равной средней квадратичной величине σ_z , увеличенной в k раз,

$$P[\ddot{z}(t) \geq k\sigma_z] = e^{-k^2/2} / (k \sqrt{2\pi}).$$

Так, если в каких-то условиях определено, например, что $\sigma_z = 3,5 \text{ м/с}^2$, а требуется знать, сколь вероятно появление ускорения $\ddot{z} = 9,8 \text{ м/с}^2$, то с учетом, что $k = 9,8/3,5 = 2,8$, вероятность

$$P = e^{-2,8^2/2} / (2,8 \sqrt{2\pi}) = 0,0028.$$

Следовательно, вероятность появления ускорения, большего $9,8 \text{ м/с}^2$ составляет 0,28%.

В результате проводимых испытаний следует установить соответствие уровня ускорений значениям, допускаемым техническими условиями; скорость движения, при которой максимальные ускорения достигают регламентированных значений; оценку плавности хода. При обобщенной сравнительной оценке плавности хода лучшими являются машины с более низкими средневзвешенными значениями вертикальных ускорений, определяемых по формуле (154).

Кроме того, в СССР действуют санитарные нормы и правила СН 1102—73 по ограничению вибраций и шума на рабочих местах тракторов и сельскохозяйственных, мелиоративных, строительных и дорожных машин и грузового автотранспорта. Нормируемыми параметрами вибрации служат реальные значения скорости колебаний (м/с) в октавах. Этой скоростью определяется уровень вибрации в децибелах:

$$L = 20 \lg v/5 \cdot 10^{-8},$$

где $5 \cdot 10^{-8} \text{ м/с}$ — величина, условно принятая за стандартную и соответствующая величине действующей скорости колебаний при стандартном пороге звукового давления для тона частотой 1000 Гц.

Допустимые величины установлены для вертикальной и горизонтальной вибраций, непрерывно действующих в течение восьмичасовой рабочей смены. Наибольшая допустимая колебательная скорость по нормам в первой октаве соответствует уровню вертикальных вибраций в 128 дБ и горизонтальных — 120 дБ. Во второй октаве соответственно 123 и 117 дБ. Наименьшие значения допустимой скорости в пятой—девятой октавах соответ-

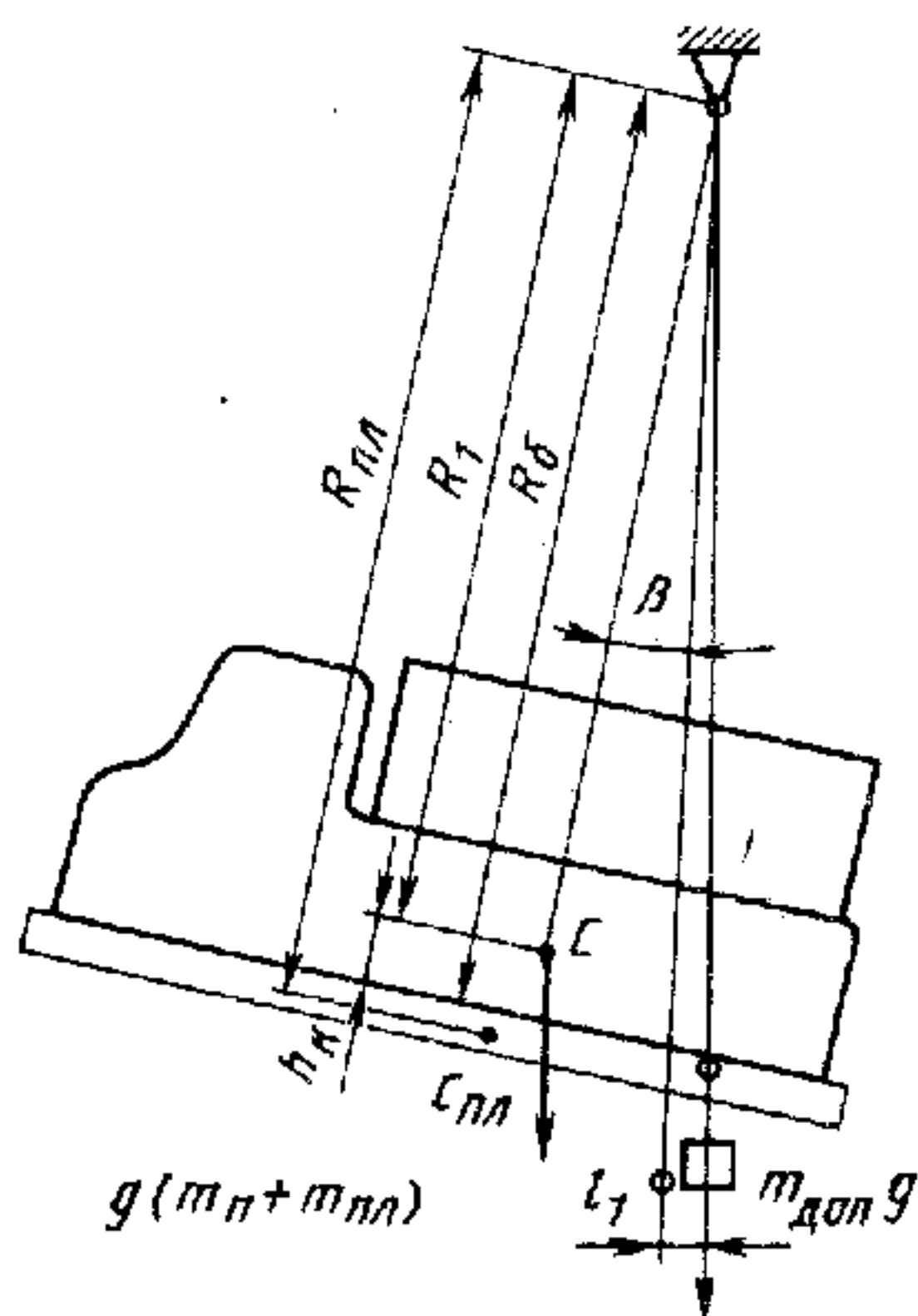


Рис. 117. Определение положения центра масс

ствуют уровню вертикальных вибраций 107 дБ, горизонтальных 116 дБ.

Более подробные сведения по испытаниям с целью определения плавности хода содержатся в отраслевой нормали ОН 025332—69. Хотя эта норма не распространяется на внедорожные машины и специальные шасси, но основные ее положения, кроме некоторых численных показателей, могут быть применимы к колесным машинам всех категорий.

Замеры ускорений производят с помощью специальных измерительных преобразователей ускорений, устанавливаемых в опре-

деленных характерных для каждого типа машины местах. Сигналы от преобразователей регистрируются осциллографом или магнитографом для последующей обработки.

Для расчета колебаний машины и плавности ее хода экспериментально находят также следующие основные параметры:

вертикальную (нормальную) жесткость (упругость) подвески c_p и шин $c_{ш.н}$;

поперечную угловую жесткость подвески $c_{пу}$;

подрессоренную и неподрессоренную массы и компоновочные параметры $m_{пл}$, m_i , L , l_i .

Могут быть также экспериментально построены АЧХ.

Характеристики жесткости подвески и шин определяют при поджатии и разгрузке упругих элементов машины, неподвижно стоящей на горизонтальном полу и опирающейся парой колес оси на тензовесы, при изменении нагрузки в диапазоне от нуля (при вывешенном состоянии колес) до удвоенной статической нагрузки. При этом замеряют усилия и перемещения оси колеса и корпуса.

Массу неподрессоренных частей оценивают взвешиванием отдельно от подрессоренных. Массу $m_{пл}$ подрессоренных частей вычисляют как разность $m_{м} - \sum m_i$. Массы, приходящиеся на отдельные оси, определяют взвешиванием при размещении соответствующей оси на тензовесах.

Положение высоты центра масс и момент инерции I_y подрессоренных масс относительно поперечной оси, проходящей через центр масс, определяют на специальном стенде. Подрессоренную часть машины подвешивают на специальной платформе к оси, относительно которой она может качаться (рис. 117). К подрес-

соренной массе на уровне одной из осей подвешивают дополнительный груз массой $m_{\text{доп}}$, в результате чего платформа с машиной отклонится от нейтрального положения на угол β , который замеряют. Тогда при равновесии

$$R_1 = l_1 m_{\text{доп}} / [(m_{\text{п}} + m_{\text{пл}}) \sin \beta],$$

где $m_{\text{пл}}$ — масса платформы.

Для определения величины I_y поддрессоренную массу машины с платформой отклоняют от положения равновесия с тем, чтобы она совершала свободные колебания относительно точки подвеса, при этом измеряют период T_1 полного колебания системы. Момент инерции корпуса с платформой

$$I_{y1} = \frac{1}{4\pi^2} (m_{\text{п}} + m_{\text{пл}}) g R_1 T_1^2.$$

Затем после снятия корпуса точно так же находят положение $R_{\text{пл}}$ центра масс $C_{\text{пл}}$ платформы и ее момент инерции.

Момент инерции поддрессоренной массы машины

$$I_y = I_{y1} - I_{\text{пл}} - m_{\text{п}} R^2,$$

где $R = R_1 + m_{\text{пл}} (R_1 - R_{\text{пл}}) / m_{\text{п}}$ — расстояние от центра поддрессоренной массы машины до оси подвеса.

Высота центра поддрессоренной массы над базовой поверхностью

$$h_{\text{н}} = R_0 - R.$$

Проводят также испытания по определению частот свободных колебаний поддрессоренных и неподдрессоренных масс с амортизаторами и без них, коэффициентов относительного демпфирования и, наконец, амплитудно-частотных характеристик (АЧХ).

§ 42. ВЛИЯНИЕ КОЛЕБАНИЙ МАШИНЫ НА НАГРУЖЕННОСТЬ ТРАНСМИССИИ И ПОТЕРИ ЭНЕРГИИ

Колесная машина представляет собой единую систему, в которой все процессы взаимосвязаны. В том числе процессы, происходящие в системе поддрессоривания, связаны с работой трансмиссии, с теми нагрузками, которые там имеются. Ниже не будем подробно и математически точно описывать связь нагрузок в трансмиссии с колебаниями машины при движении по неровностям. Рассмотрим лишь для общего представления одну из возможных моделей (рис. 118, а) воздействия колебаний машины на нагрузки в трансмиссии. Напомним, что ранее уже были рассмотрены различные модели машины и отдельного колеса. В частности, в прил. 1 приведена модель, демонстрирующая образование динамических нагрузок при качении колеса.

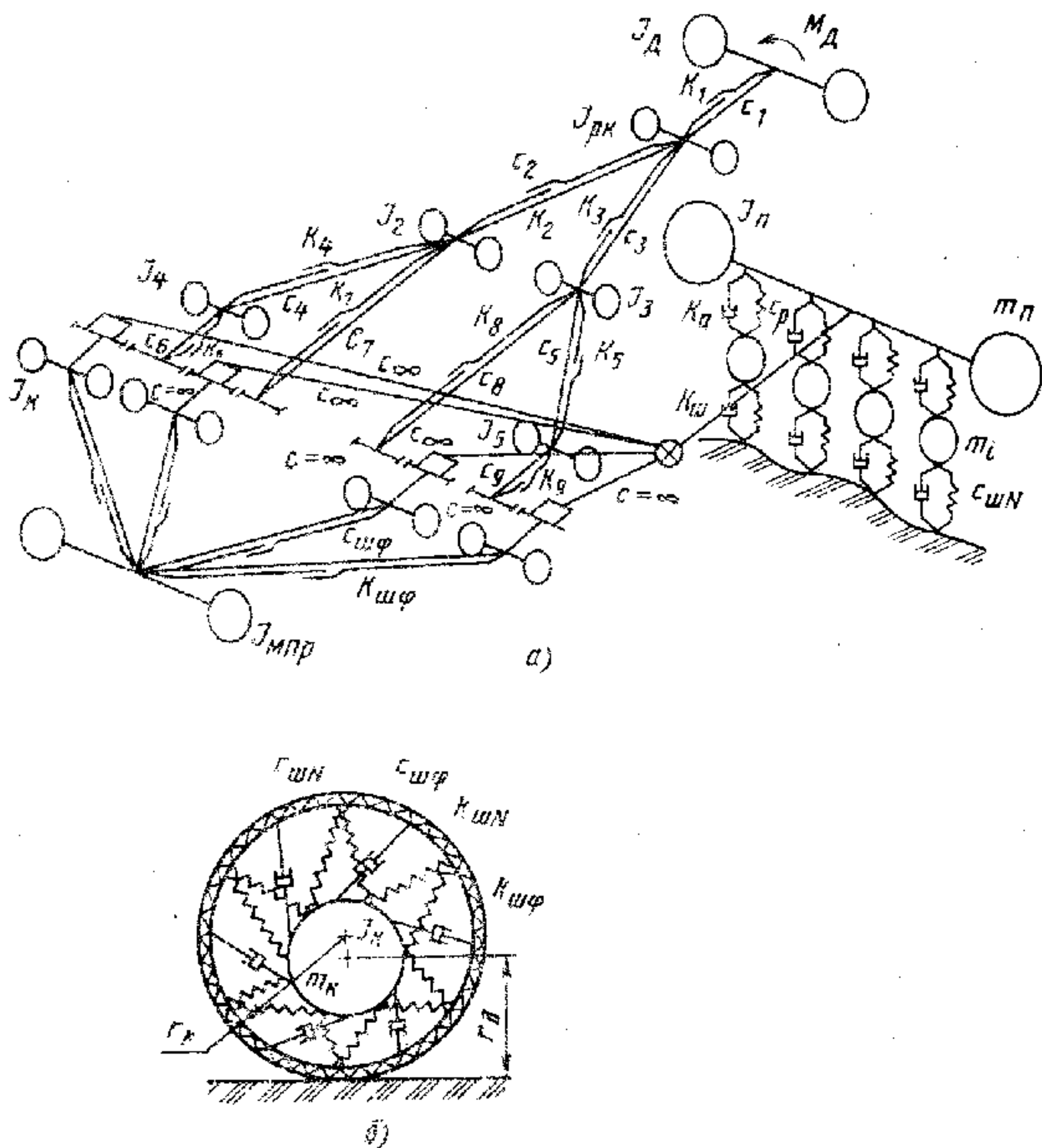


Рис. 118. Динамическая модель колесной машины.

Рассматриваемая ниже модель машины (рис. 118, а) состоит из двух подсистем, связанных между собой: подсистемы — двигатель с трансмиссией и колесами и подсистемы — подрессоренные и неподрессоренные части машины, включая колеса.

В первой подсистеме происходят вращательные движения. Крутящий момент двигателя M_D с учетом момента инерции I_D двигателя, сцепления и коробки передач (можно не объединять их в один условный «агрегат») передается к раздаточной коробке с моментом инерции $I_{рн}$ ее вращающихся частей. На участке двигатель — раздаточная коробка есть упругое сопротивление с коэффициентом угловой (крутильной) жесткости c_1 и неупругим сопротивлением (демпфированием) k_1 . Далее в зависимости от схемы трансмиссии есть некоторое количество агрегатов (раздаточные коробки, бортовые и колесные редукторы, главные передачи, карданные передачи и т. д.) с соответствующими упругими c_i и неупругими k_i сопротивлениями, включая угловую

жесткость $c_{шф}$ и неупругое сопротивление $k_{шф}$ шин. К колесам условно приведена поступательно движущаяся масса машины.

Вторая подсистема (справа на рис. 118, а) совершает вертикальные и угловые движения. Она обладает подрессоренной массой $m_{п}$, неподдрессоренными массами m_i , моментом инерции $I_{п}$, соответствующими характеристиками рессор и шин. Поперечно-угловые колебания в этой системе не учитываются.

Модель колеса (рис. 118, б) как часть этих двух подсистем может быть представлена в виде невесомого кольца с изменяющимися радиусами r_k и r_d и расположенной в центре массей $m_{п}$, а также моментом инерции $I_{п}$ относительно оси колеса. Кольцо соединено с массой упругими ($c_{шн}$, $c_{шф}$) и неупругими ($k_{шн}$, $k_{шф}$) связями.

При движении машины по неровностям в соответствии с изменением вертикальных ускорений возникают инерционные силы, которые дополнительно деформируют колеса, изменяя их динамические радиусы, а следовательно, радиусы качения. В многоосной машине, имеющей не менее трех осей и независимую подвеску каждого колеса или оси, происходит перераспределение нормальных реакций на неровностях даже при статическом положении машины.

Вследствие изменения радиусов изменяются моменты сопротивления качению, а значит, и крутящий момент трансмиссии. Изменение нормальных реакций приводит к изменению таких характеристик колеса, как тангенциальная эластичность, тангенциальная и нормальная жесткость и др.

Угловые колебания корпуса машины также являются источником возмущений крутящих моментов трансмиссии. Напомним, что при наличии активного крутящего момента, передаваемого от двигателя к ведущим колесам, всегда возникает реактивный момент, воспринимаемый соответствующими агрегатами трансмиссии и передаваемый на корпус машины. Действует такой момент и на картер ведущего моста. Для передачи реактивного момента с картера ведущего моста на корпус машины служат специальные направляющие устройства: рессоры, толкающие и реактивные штанги. Реактивный момент стремится изменить угловое положение корпуса машины по отношению к ведущему мосту, что вызывает появление момента сил. Такой же момент, только в противоположном направлении возникает, а точнее добавляется к крутящему моменту, передаваемому от двигателя. Поскольку угловое положение корпуса при движении по неровностям все время изменяется, происходят его колебания и соответственно колебание крутящего момента трансмиссии.

В многоприводных колесных машинах, у которых хотя бы часть колес имеет блокированную связь, происходит еще дополнительное изменение крутящих моментов этих колес. При переезде неровности колеса проходят различный путь и, кроме того, поворачиваются на разные углы. Это не происходит только в том

случае, если профиль дороги под связанными колесами периодический, а расстояние между осями этих колес равно длине волны профиля. Так как последнее в реальных дорожных условиях практически исключено, то можно считать, что по этой причине перераспределение крутящих моментов и дополнительные нагрузки в трансмиссии происходят всегда.

Поскольку под действием инерционных сил изменяются динамические радиусы и радиусы качения колес, в соединенных блокированной связью колесах крутящие моменты перераспределяются также вследствие разных радиусов качения. Отметим, что блокированная связь хотя бы пары колес или колес пары ведущих мостов или элемент этой связи (блокирование дифференциала при малых крутящих моментах) присутствует почти во всех многоприводных машинах.

Интенсивные вертикально- и продольно-угловые колебания корпуса машины существенно влияют на формирование нагрузок в трансмиссии как через реакции и радиусы качения колес, так и через непосредственное возмущение динамической системы машины. Наличие в этой системе большого количества инерционных масс, часть из которых укрупненно показана на рис. 118, а, упругих и демпфирующих связей накладывает свои условия на изменения возмущающих моментов, но источник их — колебания машины при движении по неровностям — остается и является одним из самых значительных, создающих динамические нагрузки не только в системе поддрессоривания, несущей системе, но и в трансмиссии. Одним из важнейших элементов этой системы является колесо, которое одновременно связано как с трансмиссией, так и с системой поддрессоривания. Его упругодемпфирующие свойства, способность изменять свой радиус, поглощающая способность играют большую роль.

При колебаниях машины на неровностях энергия двигателя расходуется на преодоление неупругого сопротивления в амортизаторах и сухого трения между листами рессор и в шарнирах направляющих устройств подвески.

Определим силу сопротивления амортизаторов. В каждом из них элементарная работа силы сопротивления $dA = P_a dz_{отн}$, где $z_{отн} = z - \zeta$ — перемещение колеса относительно корпуса машины. За один цикл относительного перемещения (колебания) каждого из колес работа силы сопротивления амортизатора

$$A_a = \int_0^{t_1} P_a dz_{отн} = \int_0^{t_1} P_a \frac{dz_{отн}}{dt} dt = \int_0^{t_1} P_a \dot{z}_{отн} dt, \quad (155)$$

где t_1 — период колебания.

Принимая, что колебание в течение цикла имеет гармонический вид $z_{отн} = z_0 \sin vt$, получаем:

$$\dot{z}_{отн} = z_0 v \cos vt,$$

где $v = 2\pi/s_1 = 2\pi v_M/s_1$; s_1 — длина неровности.

Подставив значения P_a и $\dot{z}_{отн}$ в уравнение (155), получим:

$$A_a = v^2 k_a z_0^2 \int_0^{t_1} \cos^2 vt dt = v^2 k_a z_0^2 \left(\frac{t}{2} + \frac{\sin vt}{4v} \right) \Big|_0^{t_1} = \frac{1}{2} t_1 z_0^2 v^2 k_a.$$

Для того чтобы найти условную приведенную силу P_{appr} , приравняем работу этой силы на перемещении $s_1 = v_M l_1$ работе A_a :

$$P_{appr} = A_a / l_1 = 2\pi^2 z_0^2 v_M k_a / s_1^2.$$

Для определения относительных перемещений корпуса и колес воспользуемся уравнениями (126) и (128), причем с целью установления принципиальных закономерностей и существенного упрощения анализа потерь приведем выводы формулы для двухосной машины с учетом ранее принятых допущений.

Полученными уравнениями при $\rho_y^2 = l_1 l_2$ являются (опуская индексы колес):

$$\left. \begin{aligned} m_{\Pi} \ddot{z}_{отн} + 2k_a \dot{z}_{отн} + 2c_p z_{отн} + m_{\Pi} \ddot{\zeta} &= -m_{\Pi} \ddot{q}; \\ m_{\Sigma} \ddot{\zeta} + 2k_{\Sigma} \dot{\zeta}_{отн} + 2c_{\Sigma N} \zeta_{отн} - 2k_a \dot{z}_{отн} - 2c_p z_{отн} &= -m \ddot{q}. \end{aligned} \right\} \quad (156)$$

Преобразуем (156) по Лапласу:

$$\left. \begin{aligned} m_{\Pi} p^2 z_{отн}(p) + 2k_a p z_{отн}(p) + 2c_p z_{отн}(p) + m_{\Pi} p^2 \zeta_{отн}(p) &= \\ &= -m_{\Pi} p^2 q(p); \\ m p^2 \zeta_{отн}(p) + 2k_{\Sigma} p \zeta_{отн}(p) + 2c_{\Sigma N} \zeta_{отн}(p) - 2k_a p z_{отн}(p) - & \\ - 2c_p z_{отн}(p) &= m p^2 q(p). \end{aligned} \right\} \quad (157)$$

Обозначив $m p^2 + 2k_{\Sigma} + 2c_{\Sigma N} = A$ и подставив A в первое уравнение системы (157), находим передаточную функцию относительных колебаний неподрессоренной массы оси:

$$\begin{aligned} W_{z_{отн}}(p) &= \frac{z_{отн}(p)}{q(p)} = \\ &= \frac{m_{\Pi} m p^2 - m_{\Pi} A p^2}{2m_{\Pi} k_a p^2 + (m_{\Pi} A + 2m_{\Pi} c_p) p^2 + 2k_a A p + 2c_p A}. \end{aligned}$$

Работа сил сопротивления амортизаторов

$$A_a = |W_{z_{отн}}(p)|^2 q_0^2 v k_a^2 / 2 = 2\pi^2 |W_{z_{отн}}(p)|^2 k_a q_0^2 v_M / s_1.$$

Мощность, рассеиваемая в амортизаторах $N_a = A_a / t_1$.

Сила, приведенная к продольному направлению движения машины,

$$P_{ал} = 2\pi^2 |W_{z_{отн}}(p)|^2 k_a q_0^2 v_M / s_1^2.$$

Работа силы сухого трения $P_{лтр}$ в шарнирах подвески за полный период колебания равна $4P_{лтр} z_{отн}$.

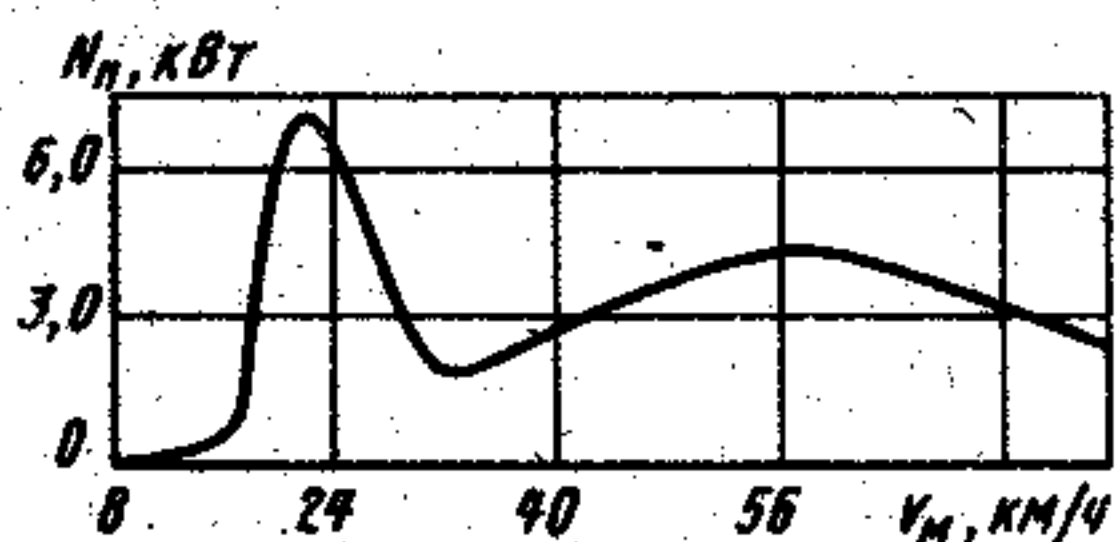


Рис. 119. Зависимость мощности потерь в подвесе от скорости машины

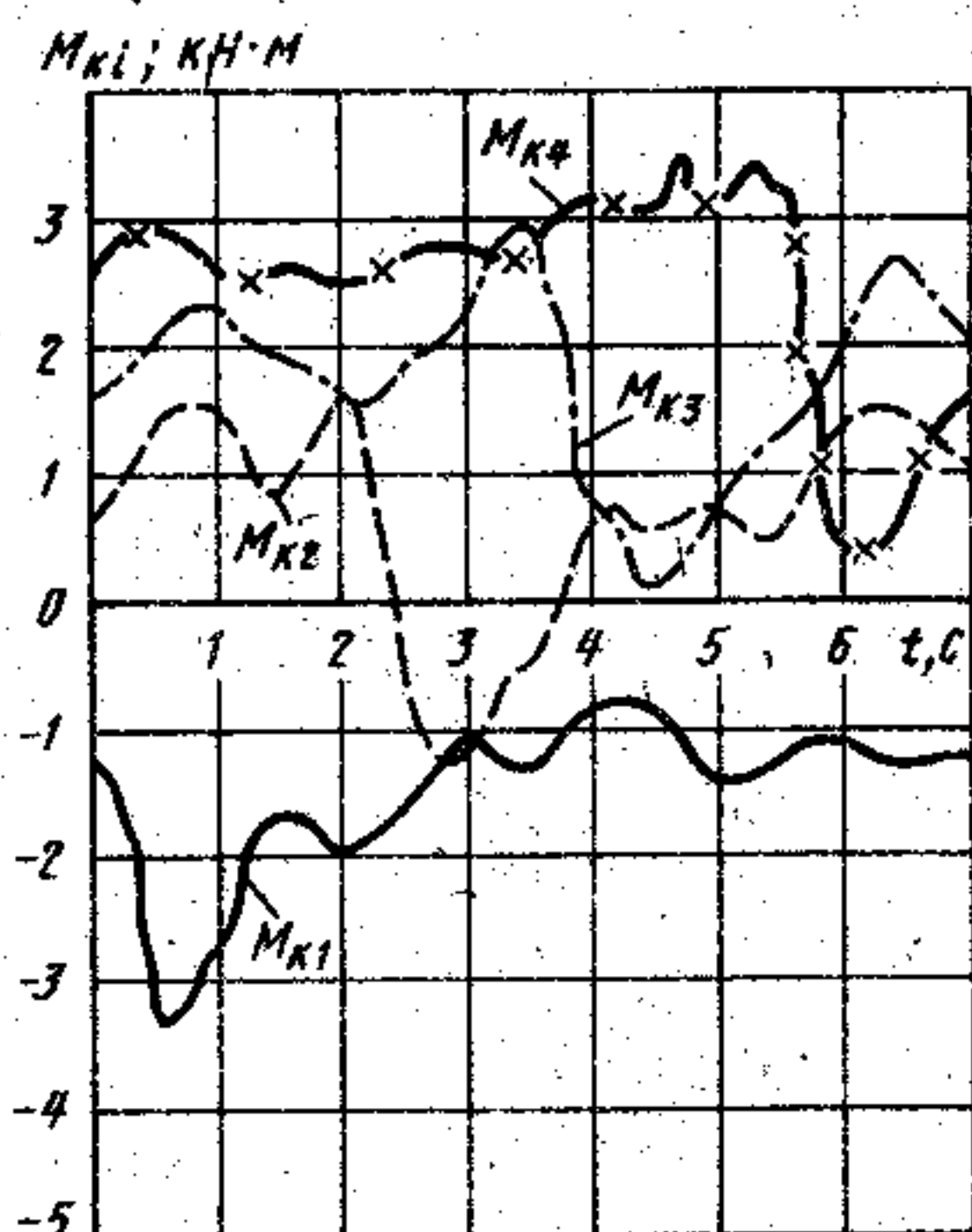
Приведенная сила сопротивления в шарнирах подвески

$$P_{\text{шрп}} = 4 \sum P_{\text{шп}} z_{\text{отн}} / s_1.$$

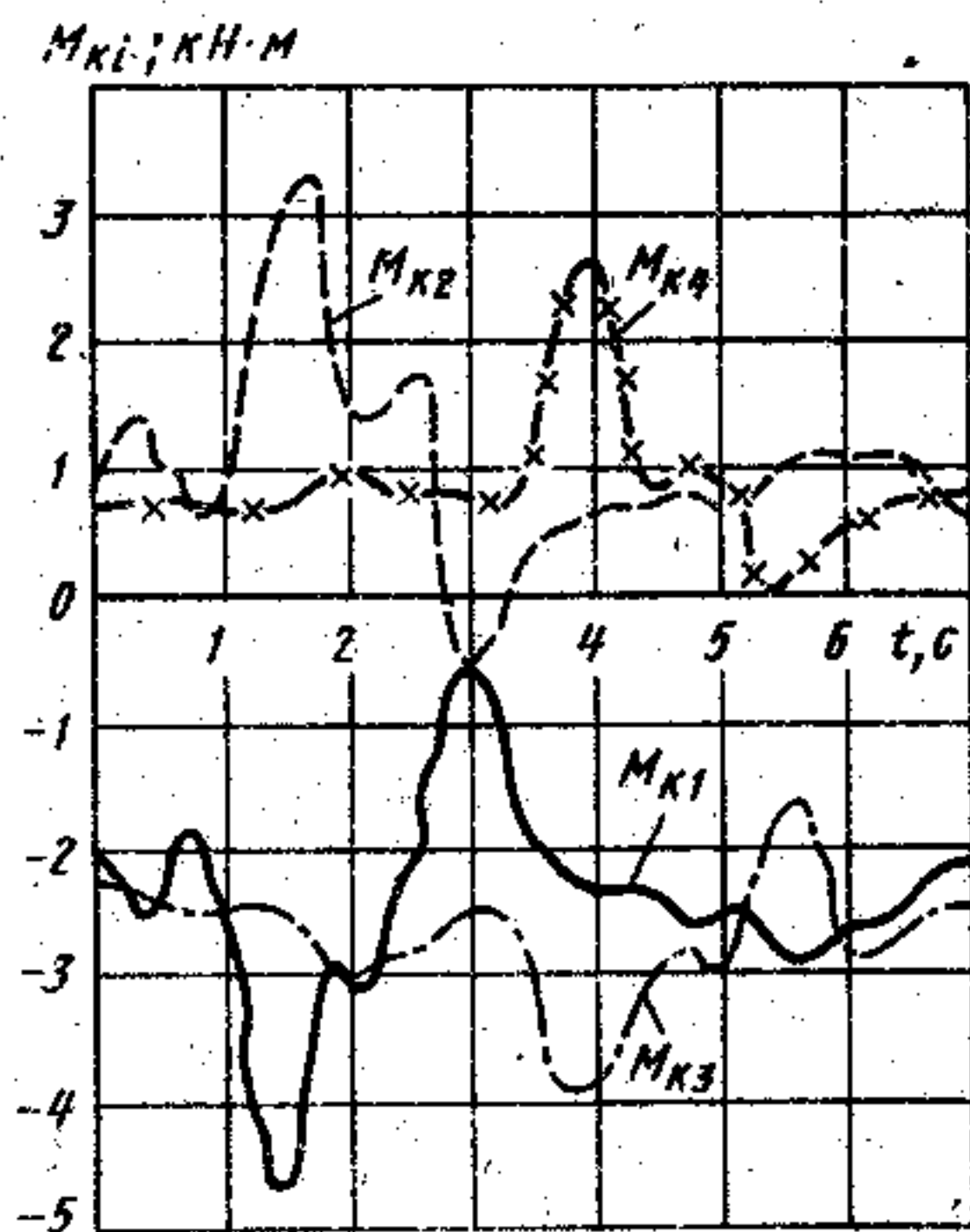
Величина мощности потерь $N_{\text{п}}$ в подвеске может быть большой (рис. 119). Как видно, потери в амортизаторах зависят от характеристики неровностей, сопротивления в амортизаторах и шарнирах и скорости движения машины.

Работа упругих сил и крутящих моментов за полный цикл колебаний, имеющих гармонический характер, равна нулю, если принять линейную зависимость деформаций от нагрузки. Работа инерционных сил и моментов, изменяющихся за цикл колебания по гармоническому закону, также равна нулю.

Движение по неровностям вызывает большие динамические нагрузки в трансмиссии любой машины. Однако эти нагрузки особенно увеличиваются при блокированной связи колес. Это видно на рис. 120, а, на котором показано изменение крутящих моментов (M_{K1}, \dots, M_{K4}) по имеющим блокированную связь колесам одного борта машины при переезде единичной синусоидальной неровности с малой, «ползучей» скоростью. В случае блокированной связи колес даже в ведомом режиме (рис. 120, б), несмотря на то что сумма крутящих моментов всех колес близка



а)



б)

Рис. 120. Крутящие моменты M_c четырех заблокированных колес борта при движении по неровности:

а — ведущий режим; б — ведомый режим

к нулю, моменты колес достигают значительных величин. В данном эксперименте заблокированы попарно первое колесо со вторым и третье с четвертым.

Вопросы для самопроверки

1. Какие статистические характеристики служат для описания микропрофиля дорожных неровностей?

2. Какие виды колебаний совершает колесная машина при движении по неровной дороге?

3. Нарисуйте схему поддрессирования машины и поясните методику составления уравнений колебаний машины в продольной плоскости.

4. Нарисуйте схему поддрессирования машины и поясните методику составления уравнений колебаний машины в поперечной плоскости.

5. При каком условии может быть ослаблена связь колебаний поддрессоренной и неподдрессоренной массы?

6. Напишите уравнение колебаний для двухмассовой колебательной системы.

7. Изобразите амплитудно-частотные характеристики ускорений машины (для двухмассовой системы) при различной жесткости рессор.

8. Изобразите амплитудно-частотные характеристики ускорений машины при различном сопротивлении амортизаторов.

9. Изобразите амплитудно-частотные характеристики ускорений машины при различной жесткости шин.

10. Поясните методику составления передаточной функции системы поддрессирования.

11. Каким образом с помощью передаточной функции получить амплитудно-частотную характеристику?

12. Как влияют число и расположение осей машины по длине базы на параметры колебаний?

13. Какими показателями оценивается плавность хода колесных машин?

14. Каким образом колебания машины при движении по неровностям влияют на нагруженность трансмиссии?

15. Какие Вы знаете методы экспериментальной оценки плавности хода?

ДВИЖЕНИЕ ПО НЕУСОВЕРШЕНСТВОВАННЫМ ДОРОГАМ И МЕСТНОСТИ

§ 43. ФИЗИКО-МЕХАНИЧЕСКИЕ ХАРАКТЕРИСТИКИ ДОРОЖНО-ГРУНТОВЫХ ПОВЕРХНОСТЕЙ

Для того чтобы определить численные значения параметров, характеризующих движение машины, как и принципиальную возможность ее движения, необходимо, что было показано, найти соотношения между силами и моментами ведущих колес и силами сопротивления движению, а также силами сцепления ведущих колес с опорной поверхностью.

При движении по неусовершенствованным дорогам и местности в качестве основной составляющей силы сопротивления движению будем рассматривать силу сопротивления качению колеса по деформируемой дороге или грунтовой поверхности, объединяя последнее одним понятием — дорожно-грунтовая поверхность. Действие сил, возникающих при движении по неровностям, рассмотрено в гл. 6. Если в условиях бездорожья колесной машине приходится двигаться по неровностям местности, например по кочкам, их можно считать жесткими, либо в некоторых случаях заменять нормальную жесткость шин приведенной жесткостью системы шина—грунт

$$c_{\text{пр}} = c_{\text{шн}}c_{\text{г}}/(c_{\text{шн}} + c_{\text{г}}),$$

где $c_{\text{г}}$ — условная жесткость грунта.

Силы взаимодействия колеса с дорожно-грунтовой поверхностью во многом определяются свойством, или характеристикой, поверхности.

К дорожно-грунтовым поверхностям относятся различные проселочные, полевые и лесные дороги, характеризующиеся тем, что на них устранены в той или иной мере препятствия для движения и в большинстве случаев налажен элементарный отвод воды, но поверхность грунта специально не подготовлена. Двигутся колесные машины и по профилированным грунтовым дорогам и по естественным грунтовым поверхностям, совершенно не приспособленным для движения, по целине, по снежным дорогам и снежным поверхностям.

Основной особенностью грунтов является то, что они представляют собой дисперсное вещество, в котором среди массы мелко раздробленных тел могут находиться влага, воздух, остатки растительных и животных организмов. Следовательно,

на механические свойства грунтов, которые в конечном итоге определяют взаимодействие колеса с грунтом, влияют размеры частиц этих твердых тел, плотность их размещения, степень заполнения пространства между частицами воздухом, влагой или продуктами органического происхождения. От этих характеристик зависит прочность связи между твердыми частицами, которая существенно меньше прочности самих частиц.

Одной из важнейших характеристик грунтов является **г р а н у л о м е т р и ч е с к и й** состав, которым оценивается содержание в грунте частиц («гранул») различного размера.

По размеру твердые частицы обычно подразделяют на **г л и н и с т ы е** (до 0,005 мм), характеризующиеся также липкостью, **п ы л е в а т о - и л и с т ы е** (0,005 ... 0,05 мм), **п е с ч а н ы е** (0,05... 2,0 мм).

Ниже приведена классификация грунтов по содержанию самых мелких, глинистых частиц:

Глинистый	Более 30%
Суглинистый	30...12%
Супесчаный	12...3%
Песчаный	Менее 3%

Глинистые и суглинистые грунты относятся также к **с в я з н ы м** грунтам, а песчаные — к **с ы п у ч и м**.

Важной характеристикой грунтов, особенно связных, является их **в л а ж н о с т ь**. Абсолютная влажность W определяется отношением массы m_v влаги, содержащейся во взятом объеме грунта, к массе m_c сухого вещества и выражается либо в относительных числах, либо в процентах.

Влажность грунта оказывает очень большое влияние на механические свойства грунтов, особенно связных. Связные грунты характеризуются наличием в них сил сцепления, зависящих от содержания влаги, вследствие чего эти грунты могут быть **т в е р д ы м и**, **п л а с т и ч н ы м и** или **т е к у ч и м и**. Вода, находящаяся в грунтах, влияет на их свойства по-разному. При незначительном увлажнении вода увеличивает связность грунта. Но с повышением содержания воды, когда она заполняет в грунте более крупные поры, связность грунта снижается. При достижении влажности, соответствующей пределу текучести, но разной для различных грунтов, грунты переходят из пластичного состояния в текучее. В этом состоянии связность грунта и его сопротивление нагрузкам ничтожны. При влажности, соответствующей пределу пластичности, грунт переходит из пластичного состояния в твердое. Разность между пределами текучести и пластичности называют **ч и с л о м** **п л а с т и ч н о с т и**.

Сыпучие грунты характеризуются отсутствием сцепления между частицами грунта в сухом состоянии.

В классификации грунтов можно выделить еще заболоченные грунты (или торф), состоящие в основном из разложившихся остатков животных или растений.

Одной из характеристик грунтов является **п о р и с т о с т ь** — отношение объема пор к объему грунта или коэффициент пористости e , представляющий отношение объема V_p пор грунта к объему V_s скелета грунта.

При выпадении осадков больше увлажняются разрыхленные грунты, например пашня, в которых относительный объем пор наибольший, меньше — задернованные (стерня, луг) и еще меньше — уплотненные грунты (например, грунтовые дороги), в которых объем пор наименьший. Снег имеет различную структуру и размеры частиц, его свойства изменяются в зависимости от внешних условий больше, чем многих грунтов.

Все грунты, а также снег, можно характеризовать, как любые вещества, **п л о т н о с т ь ю** ρ_r , т. е. отношением массы грунта к его объему $V_{гр}$.

Практически все грунты лежат на твердом основании, причем толщина мягкого слоя грунта колеблется в диапазоне от единиц до нескольких десятков сантиметров, а в остальных случаях, например на заболоченных участках, — до нескольких метров.

Из механических характеристик грунтов важнейшими для оценки движения колесных машин являются две, которые определяют взаимодействие колеса с грунтовым основанием: **н о р м а л ь н а я д е ф о р м и р у е м о с т ь** грунтов под действием основной по величине силы тяжести машины и **к а с а т е л ь н а я д е ф о р м и р у е м о с т ь** под действием тангенциальных сил колес. Во многих случаях одновременно происходят обе деформации грунтов. Так, под действием вертикальной нагрузки нормальная деформация может сопровождаться выдавливанием грунта в стороны, которое незначительно на сыпучих грунтах, но на связных грунтах в пластичном и текучем состоянии касательная деформация является основной или, по крайней мере, такой же, как нормальная. Тангенциальная сила вызывает не только уплотнение или сдвиг грунта параллельно опорной поверхности в направлении движения, но и деформацию грунта в нормальном направлении.

Характеристики грунтов изучаются широким кругом специалистов: строителями зданий, дорожниками и др. Для большей общности грунты при исследовании этих характеристик нагружают специальными штампами — площадками, посредством которых производятся давление на грунт и его деформация. Штампы могут иметь различную форму (в частности, неплоскую) и размеры. Однако в любом случае они должны быть жесткими. Установив основные закономерности деформируемости грунта при нагружении его штампом, можно затем с соответствующей коррекцией перенести их на случай деформации грунта под катящимся колесом.

Рассмотрим характер зависимости деформации грунта под действием нормальной нагрузки, причем, поскольку грунт — дисперсное вещество, будем учитывать действие на грунт не сосредоточенных сил, а давлений.

Рис. 121. Зависимость между давлением и деформацией грунта

При нормальном нагружении однородный грунт (без учета основания, т. е. при глубине мягкого слоя $H_r = \infty$) уплотняется (сжимается). С увеличением нагрузки все более уплотняемое ядро грунта перемещается вглубь, уплотняя при этом прилегающие слои грунта. При малых значениях давлений p_r деформация грунта h_r увеличивается практически пропорционально давлению (участок I кривой 1 на рис. 121).

При дальнейшем увеличении нагрузки происходит не только уплотнение грунта, но и сдвиг соседних масс грунта в стороны уплотненным ядром, действующим как клин (участок II). На этом участке сила сопротивления уплотнению больше силы сопротивления сдвигу грунта. При некотором давлении p_s , называемом несущей способностью грунта, грунт более не уплотняется (участок III), а продолжает перемещаться за счет вытеснения в стороны прилегающих масс грунта. Если, как это обычно и бывает, под слоем грунта или снега имеется относительно жесткое основание, то по мере приближения штампа или колеса к жесткому основанию возрастает плотность грунта, он оказывает большее сопротивление, и характер зависимости $h_r(p)$, т. е. деформируемость его, изменяется (кривые 2, 3).

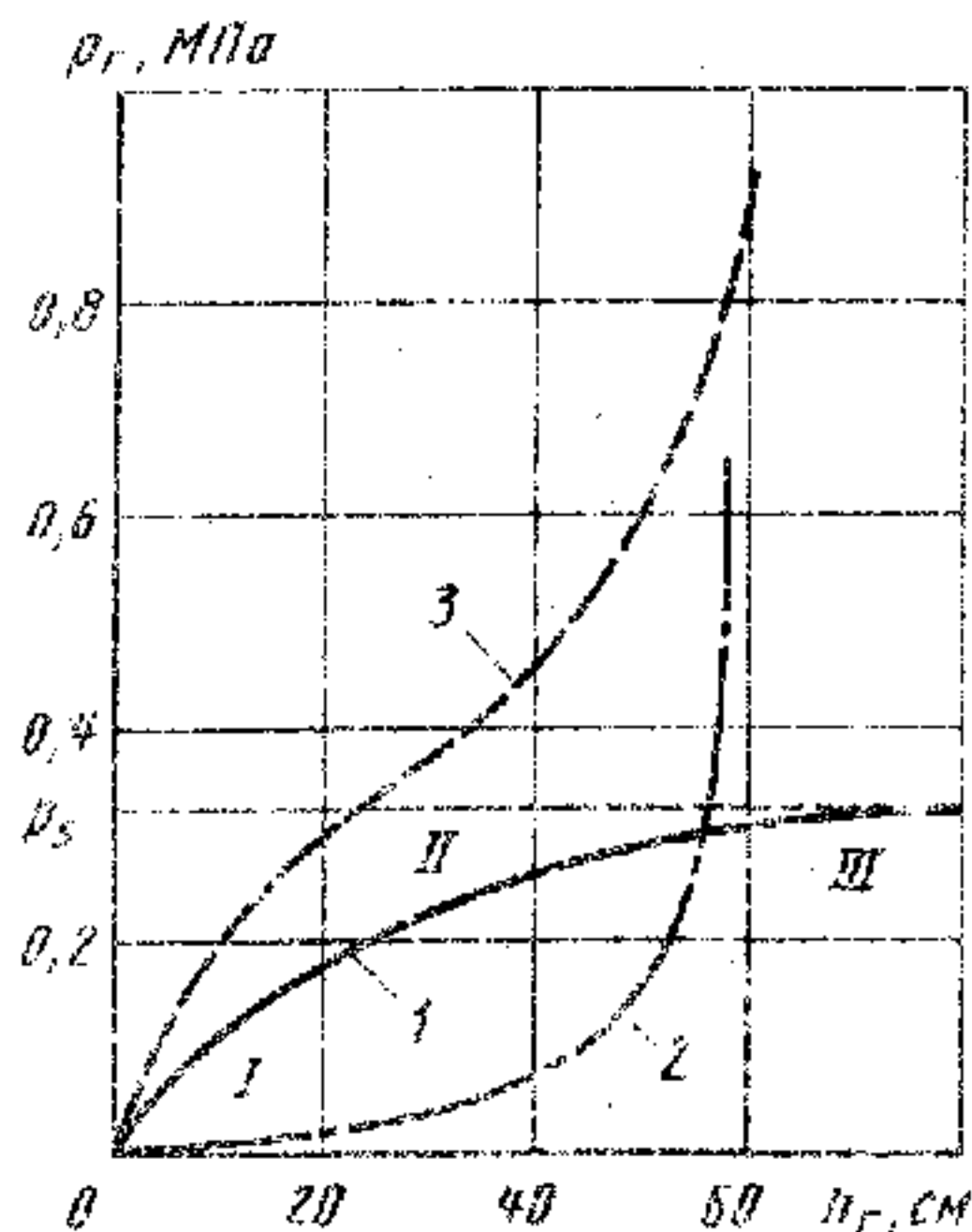
При движении машины грунт обычно не успевает полностью уплотниться под колесами первой оси, колеса второй и последующих осей продолжают его уплотнять.

Поскольку грунты весьма различны по своему составу, структуре, плотности, то их характеристики сопротивления нормальным нагрузкам также различны. Однако есть и общие закономерности, которые позволяют установить влияние определенных величин на эти сопротивления. Многие исследователи предлагали разные зависимости деформаций грунта от нагрузки. Некоторые делали это только на основе экспериментов, другие связывали воедино эксперименты с определенными аналитическими положениями.

Одной из первых является зависимость, полученная М. Н. Летошневым на основе экспериментов с деформированием грунта специальным штампом:

$$p_r = c_r h_r^n, \quad (158)^*$$

* Для удобства вычислений эту и некоторые последующие формулы пишут в виде $p_r = f(h_r)$, хотя правильнее — наоборот $h_r = f(p_r)$, так как деформация — результат определенного давления.



где p_r — давление в месте контакта вдавливаемого тела в грунт; h_r — нормальная к поверхности деформация грунта; c_r , μ — параметры грунта, определяемые экспериментально.

К сожалению, эта простейшая зависимость очень приближенно отражает характер взаимодействия не только колеса, но даже штампа. Она, в частности, не учитывает форму штампа, его размеры, а также и некоторые особенности самих грунтов.

Имеются формулы, в которые введены некоторые дополнительные параметры грунта и штампа или колеса, чем уточняется зависимость давления p_r от деформации h_r , принимаемой равной глубине колеи, и полнее отражается физическая сущность процесса деформации грунта колесом.

К таким зависимостям относится, например, формула, предложенная М. Г. Беккером:

$$p_r = (k_1/b + k_2) h_r^\mu, \quad (159)$$

где k_1 , k_2 — опытные коэффициенты; b — наименьшая ширина штампа.

Наиболее совершенной в настоящее время является зависимость, предложенная Я. С. Агейкиным:

$$p_r = E p_s h_r / (E h_r + \pi p_s a b l Q / 2), \quad (160)$$

где p_r — давление в месте контакта шины с грунтом; E — модуль деформации грунта (в отличие от модуля деформации сплошных тел он определяется по общей обратимой и необратимой деформации); p_s — несущая способность грунта; a — коэффициент, характеризующий затухание напряжений в грунте; l — коэффициент, учитывающий соотношение длины l и ширины b площади контакта; Q — параметр, учитывающий толщину мягкого слоя грунта.

Основное преимущество этой формулы состоит в том, что она, в отличие от других, базируется на параметрах, широко используемых в механике грунтов — E и p_s , а также в том, что она позволяет учесть наличие жесткого грунта под мягким слоем.

Как показывают эксперименты, деформация грунта различная при одинаковых нагрузках, но разной форме или соотношении длины и ширины вдавливаемого тела штампа или колеса. Объясняется это тем, что при погружении тела в грунт происходят не только уплотнение и сдвиг грунта, но и срез его по периметру вдавливания, а периметр зависит от соотношения l/b , которое учитывается коэффициентом l . Параметр Q учитывает, на каком расстоянии от жесткого основания находится опорная площадка колеса. Чем ближе к основанию, тем сопротивляемость грунта больше, а деформация его меньше.

Несущая способность p_s грунта зависит не только от характеристики самого грунта — его плотности, сцепления частиц грунта друг с другом, но и размеров и формы вдавливаемого тела. Она увеличивается также с увеличением глубины погружения тела и,

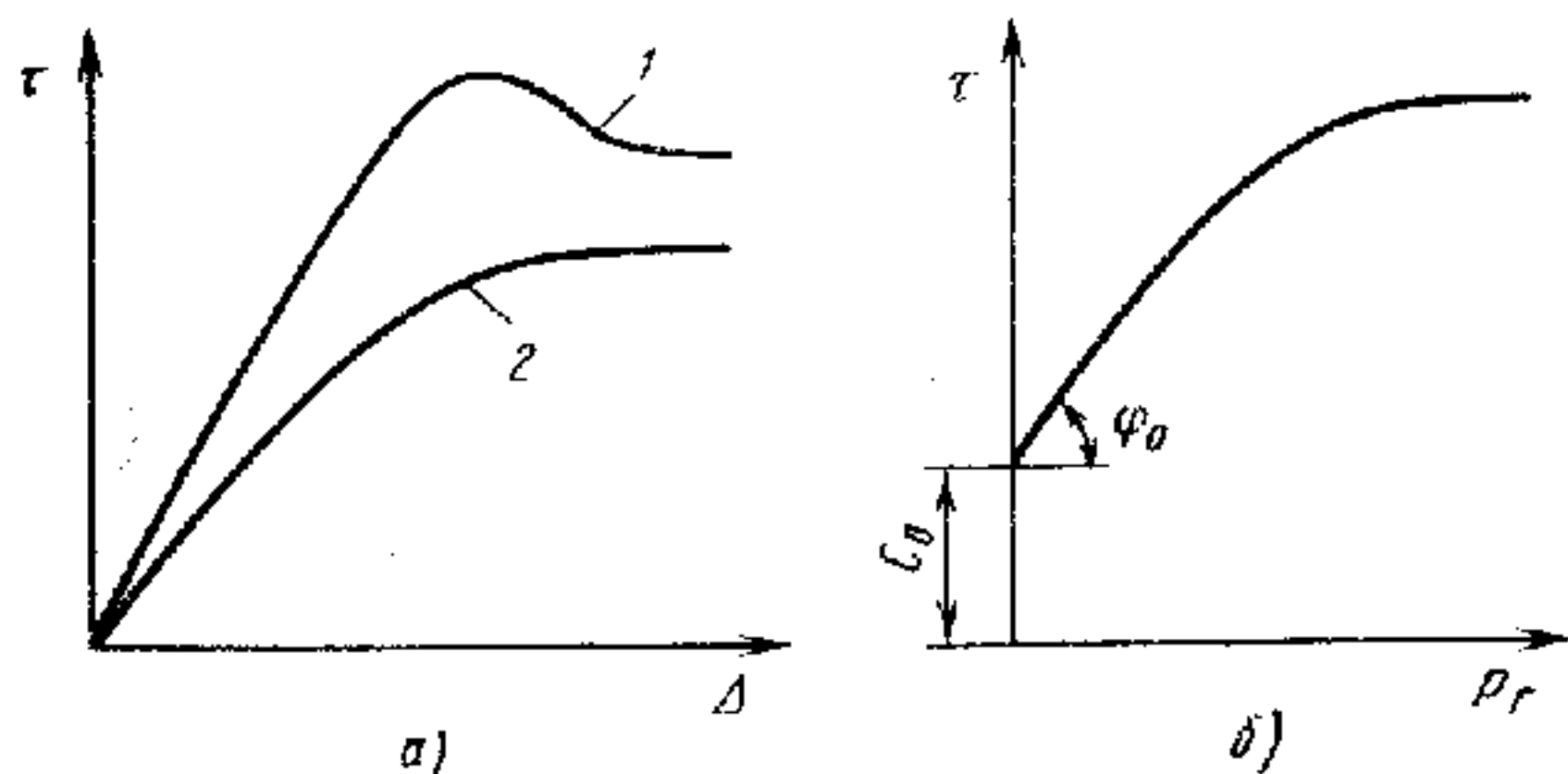


Рис. 122. Зависимость сопротивления сдвигу τ :

а — от сдвига Δ ; б — от давления p_r

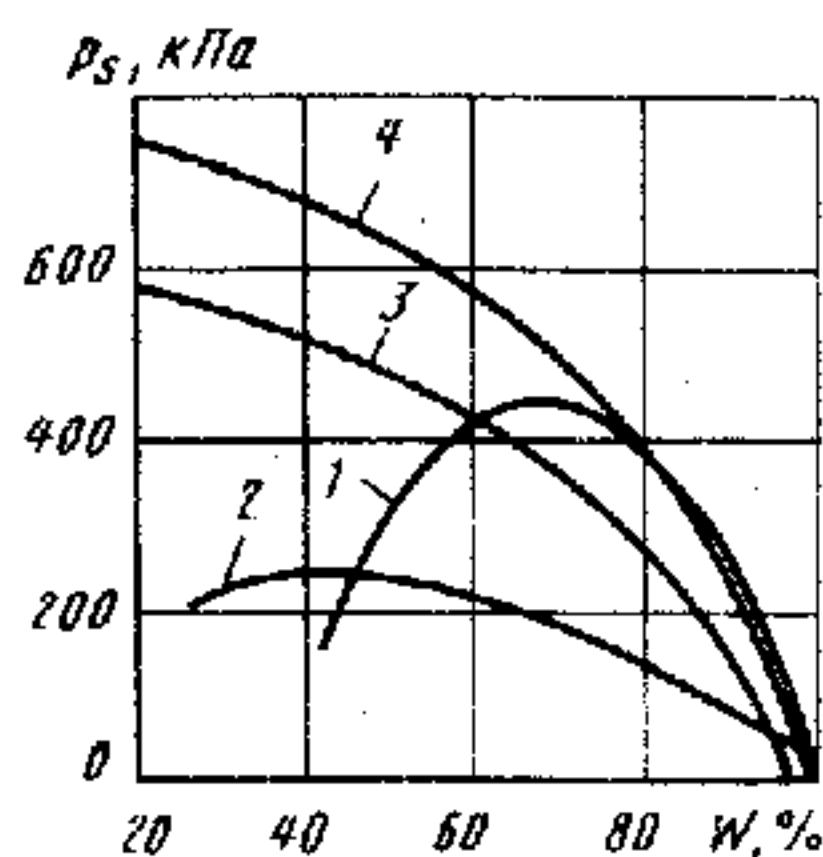


Рис. 123. Влияние влажности W на несущую способность p_s грунта:

1 — песчаного; 2 — супесчаного; 3 — суглинистого; 4 — глинистого

наконец, зависит от направления действия нагрузки. При нормальной нагрузке несущая способность максимальна, с увеличением отклонения действия силы от нормального к поверхности она уменьшается, оказываясь минимальной в случае действия лишь нагрузки касательной к опорной поверхности.

Несколько по-иному определяется несущая способность заболоченных грунтов. Она во многом зависит от толщины тонкого верхнего дернового слоя и существенно больше, чем у других грунтов, от периметра деформатора, поскольку в начальной стадии деформации относительно большим оказывается сопротивление грунта срезу.

При действии касательной силы в основном происходит сдвиг Δ грунта в направлении этой силы (рис. 122, а). Сопротивление грунта сдвигу выражается обычно зависимостью

$$\tau = c_0 + p_r \operatorname{tg} \varphi_0, \quad (161)$$

где c_0 — внутреннее сцепление грунта, которое зависит от молекулярных и капиллярных сил сцепления.

Эта составляющая c_0 , не зависящая в явном виде от внешнего давления, в наибольшей степени проявляется в связных грунтах типа глины. В сыпучих грунтах она мала или совсем отсутствует, но в них значительна вторая составляющая — внутреннее трение, возникающее в точках взаимного контакта частиц. Внутреннее трение увеличивается с повышением нормального давления p_r и так называемого коэффициента внутреннего трения, определяемого величиной $\operatorname{tg} \varphi_0$ (рис. 122, б), где φ_0 — угол внутреннего трения.

Зависимость (161) является расширенным представлением установленного в 1773 г. Кулоном закона о том, что предельное сопротивление сыпучих грунтов сдвигу есть сопротивление трению, прямо пропорциональное нормальному давлению. У связных грунтов внутреннее сцепление относительно велико (кривая 1),

а у сыпучих, например у песка, может совершенно отсутствовать (кривая 2).

В прил. 21 приведены значения параметров, характеризующих деформативные и сцепные свойства некоторых грунтов и снега.

Напомним, что одним из важнейших параметров, влияющих на характеристики грунтовой поверхности, является влажность грунта (рис. 123).

§ 44. ВЗАИМОДЕЙСТВИЕ ОДИНОЧНОГО КОЛЕСА С ГРУНТОВОЙ ПОВЕРХНОСТЬЮ

Основными, имеющими практическое значение характеристиками взаимодействия колеса с грунтовой поверхностью являются две: сопротивление качению колеса и сцепление его с этой поверхностью.

Сопротивление качению деформируемого колеса, движущегося по деформируемому грунту, определяется работой, затраченной на эти деформации. При движении по грунтовым поверхностям шина деформируется не так, как на твердой поверхности. Изменяются форма и площадь контактной поверхности шины, давления в контакте, а следовательно, и деформация шины. Основываясь на экспериментальных данных, можно принять упрощенную форму контакта, исходя из определенного свободного радиуса колеса, деформаций грунта и шины. Есть предложение заменять рассмотрение взаимодействия эластичного колеса с грунтом жестким колесом большего диаметра, эквивалентного эластичному. Такой подход имеет определенное основание, так как в зоне контакта с деформируемым грунтом шина действительно имеет больший диаметр, вернее — меньшую кривизну. Более точно разделять продольное вертикальное сечение поверхности контакта на переднюю и заднюю части. Передняя часть контакта по своему профилю ближе всего приближается к эллипсу. По мере углубления кривизна шины уменьшается до нуля, т. е. в средней и задней частях линия продольного профиля прямая (рис. 124, а), но в самом конце на небольшом участке снова переходит в кривую. С увеличением радиальной деформации шины увеличивается протяженность прямолинейного участка.

За перемещающимся колесом глубина колеи обычно меньше, чем непосредственно под колесом. Некоторые авторы объясняют это наличием упругих, хотя и небольших, свойств грунта. Более правильно считать, что в результате давления колеса грунт сдвигается вбок и вперед, а кроме того, происходит вынос части грунта из зоны контакта при пробуксовке колеса. Наиболее существенно этот эффект (отпор грунта) проявляется при больших тяговых силах и значительных осадках грунта. При увеличении сдвига грунта деформация передней части шины уменьшается, но увеличивается в средней ее части.

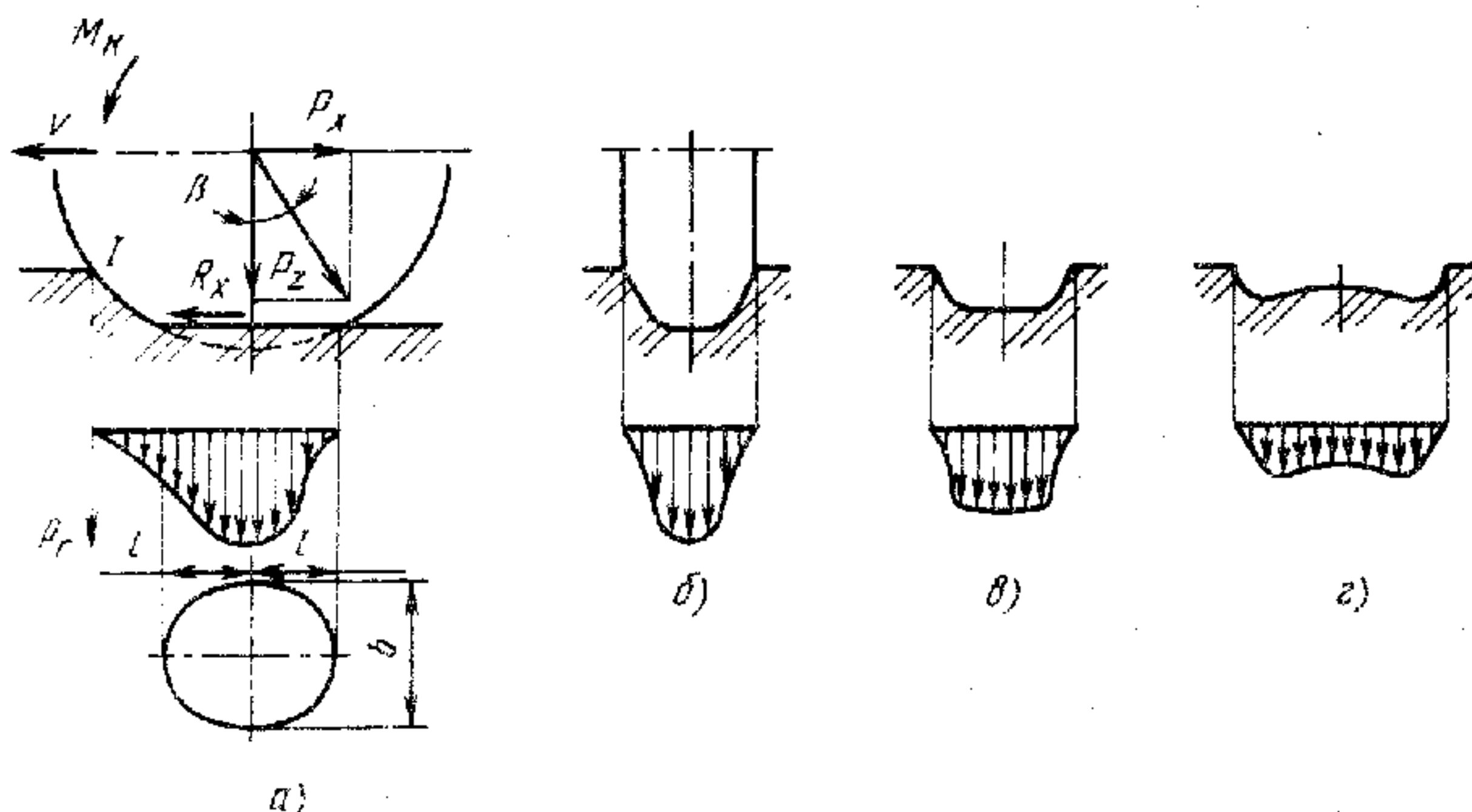


Рис. 124. Распределение давлений p_r в контакте шины с грунтом

С повышением крутящего момента колеса деформация передней части шины увеличивается, как и на твердой опорной поверхности. Если при изменении крутящего момента колеса изменяется деформация шины, в том числе ее профиль, значит, изменяются направления и значение удельных сил, действующих на грунт, т. е. эпюра нормальных и касательных сил в контакте.

Однако наибольшее влияние на форму контактной поверхности и характер распределения давлений по сечению и площади контакта на определенном грунте оказывает жесткость самой шины и особенно давление воздуха в ней, как фактора, влияющего на нормальную жесткость. Это хорошо проявляется на форме поперечного сечения профиля деформированной шины или колеи. Так, при достаточно высоком давлении воздуха в шине и ее большой нормальной жесткости сечения колеи и продольный профиль шины имеют формы, показанные на рис. 124, а и б. При меньшем давлении дно колеи получается плоским, соответственно изменяется и эпюра давлений p_r на грунт (рис. 124, в). При очень малом давлении в шине, когда жесткость боковин больше жесткости шины на уровне беговой дорожки, сечение шины имеет вогнутую форму, а эпюра давлений p_r — два горба (рис. 124, г).

Форма контактной поверхности влияет на характер деформации грунта. При большой кривизне сечения деформации сдвига грунта увеличиваются с удлинением плоской части контакта, давление и глубина погружения колеса в грунт уменьшаются. Из-за наличия двух горбов повышается несущая способность грунта, поскольку шина в этом случае погружается в грунт не как клин, относительно острым концом, раздвигая грунт в стороны, а «поджимает» под среднюю часть грунт, уплотняя его.

Очевидно, что при взаимодействии колеса с грунтом, как со всякой опорной поверхностью, давления в общих точках кон-

такта шины и грунта должны быть взаимно уравновешены. Следовательно, важно определять давления на всей площади контакта шины и деформации шины и грунта под действием этих давлений.

Давление шины на грунт зависит от двух параметров: нормальной нагрузки колеса P_z и площади F_k контактной поверхности. Площадь контактной поверхности, в свою очередь, зависит от той же нормальной нагрузки и деформативных характеристик шины и грунтовой поверхности. Так, с повышением нормальной нагрузки увеличивается нормальная радиальная деформация h_z шины. Как было показано в § 2, величина этой деформации зависит от упругости (жесткости) шины, которая, в свою очередь, зависит от конструкции шины, числа слоев корда шины, соотношения размеров шины. Наибольшее влияние на упругость шины оказывает влияние давления воздуха p_w в ней.

Данной радиальной деформации шины соответствуют определенная длина $2l$ и ширина b контактной площадки. В первом приближении форму этой площадки можно принять эллиптической с большой осью эллипса, равной $2l$ и малой — b . Однако действительная форма контакта отличается от плоской эллиптической, причем, чем больше заглубление колеса в грунт, тем больше это различие. В передней части шины, сбоку, а во многих случаях и в задней части шина контактирует с грунтом наклонными поверхностями, кривизна которых переменна, хотя с некоторым приближением может быть принята соответствующей дугам окружностей определенных радиусов.

Поскольку опорная площадка имеет такую сложную конфигурацию, радиальная деформация шины несколько отличается от той, которая была бы при той же нагрузке, но на твердой опорной поверхности. На деформируемом грунте она меньше, чем на твердой поверхности.

Определив величину контактной площадки F_k с учетом площади наклонных поверхностей, можно найти давление шины на грунт $p_{ш} = P_z/F_k$.

Давление, которое может уравновесить грунт, как было показано, зависит от многих параметров, в том числе от величины нормальной деформации h_r грунта [см. формулы (158)—(160)]. При использовании формулы (160), следует учесть, что не только само давление p_r , но и несущая способность p_s грунта изменяются в зависимости от глубины, на которой их определяют, от толщины H_r мягкого слоя грунта, увеличиваясь с приближением к жесткому основанию и уменьшением величины H_r .

Таким образом, из выражения вида $h_r = f(p_r)$ необходимо определить, какому значению h_r — максимальной деформации, равной глубине колеи, — соответствует давление грунта p_r , равное по величине давлению шины $p_{ш}$, т. е. решить, например, выражение (160) относительно h_r при $p_r = p_{ш}$.

Однако так может быть только приближенно определена глубина колеи, а затем и работа на ее образование. Для более пра-

вильного решения следует учесть уже упоминавшиеся дополнительные факторы.

Во-первых, на наклонных поверхностях контакта давление не такое, как на дне колес, на плоской ее части: чем дальше (выше) от плоского дна, тем давление меньше. Такая неравномерность должна быть учтена соответствующей поправкой, например каким-либо коэффициентом неравномерности распределения давлений.

Во-вторых, грунт обладает значительными релаксационными свойствами, т. е. напряжения и деформации распространяются в нем со значительной задержкой во времени. Поэтому при движении колеса, когда оно воздействует на отдельные элементы опорной поверхности в течение относительно короткого времени, грунт не успевает деформироваться на величину, на которую он деформировался бы при длительном нагружении. Время воздействия колеса на грунт уменьшается с повышением скорости движения и удлинением контактной поверхности. На время релаксации, как показывают эксперименты, оказывают влияние также некоторые характеристики грунта. Оно увеличивается, в частности, с увеличением угла внутреннего трения грунта.

В-третьих, на деформацию грунта определенное влияние оказывает режим качения колеса. При наличии продольной силы колеса увеличиваются напряжения сдвига в грунте, а следовательно, уменьшается сопротивление грунта нормальным нагрузкам и, таким образом, увеличивается заглубление колеса в грунт. Колесо, катящееся в свободном режиме ($R_x = 0$), прокладывает наименьшую колею.

Наконец, на величину деформации грунта оказывает влияние скорость нарастания нагрузки. Если сама нагрузка при этом не превышает статическую величину, то деформация грунта меньше, так как при интенсивном нарастании нагрузки увеличивается сопротивление грунта. Но если повышение скорости нарастания нагрузки является результатом каких-то дополнительных динамических процессов и верхний уровень колебания нагрузки существенно превзойдет сравниваемую статическую величину, то это, наоборот, может быть причиной дополнительной деформации грунта.

Сила сопротивления качению колеса по грунту может быть определена по аналогии с тем, как это показано в § 2 при определении сопротивления качению по твердой поверхности.

В дальнейшем при исследовании потерь на качение деформируемого колеса по деформируемому грунту будем различать потери на деформацию шины, характеризующиеся коэффициентом $f_{ш}$ сопротивления качению, и потери на деформацию грунта, характеризующиеся коэффициентом f_r сопротивления грунта качению колеса. В общем случае $f = f_{ш} + f_r$, однако при движении по твердой поверхности $f_r = 0$, а при качении абсолютно жесткого колеса $f_{ш} = 0$.

Работа, затраченная на деформацию грунта за один оборот колеса, равна работе, затраченной на деформацию объема грунта шириной b , высотой h_r и длиной $s = 2\pi r_k$, т. е.

$$A_r = 2\pi r_k b \int_0^{h_r} p_r dh. \quad (162)$$

Выразив эту же работу как $A_r = P_{fr} 2\pi r_k$, найдем силу сопротивления грунта качению колеса:

$$P_{fr} = b \int_0^{h_r} p_r dh. \quad (163)$$

Отсюда можно определить коэффициент сопротивления грунта качению колеса:

$$f_r = b \int_0^{h_r} p_r dh / R_z. \quad (164)$$

При движении по некоторым грунтам, особенно связным, происходит прилипание грунта к поверхности, что увеличивает сопротивление качению. Дополнительная сила P_{fl} сопротивления качению от прилипания грунта и соответствующий коэффициент f_l могут быть определены из следующих соотношений.

Работа на отрыв колеса за один его оборот от грунта

$$A_l = \int_0^s p_l b 2l dx,$$

где p_l — удельная сила прилипания грунта к колесу; $P_{fl} = p_l b 2l$; $f_l = p_l b 2l / P_z$.

При перемещении колеса по направлению движения возникает не только нормальная опорной поверхности деформация грунта, но и сдвиг грунта в направлении движения. На многих грунтах и на снегу кроме их сдвига по глубине колеи происходит нагребание (выпираание) грунта или снега колесом, т. е. так называемый бульдозерный эффект, что увеличивает сопротивление движению. При этом дополнительная сила и коэффициент сопротивления

$$P_b = p_{отп} F_b; \quad f_b = p_{отп} F_b / P_z,$$

где F_b — проекция передней части колеса, погруженной в грунт, на поперечную плоскость; $p_{отп}$ — удельное сопротивление грунта горизонтальному смещению (отпор грунта). Это сопротивление зависит от плотности грунта ρ_r , угла φ_0 внутреннего трения и коэффициента сцепления c_0 грунта.

Наконец, следует учитывать еще потери, связанные со скольжением (буксованием) колеса. Эти потери могут быть учтены так же, как при движении по твердой опорной поверхности, но

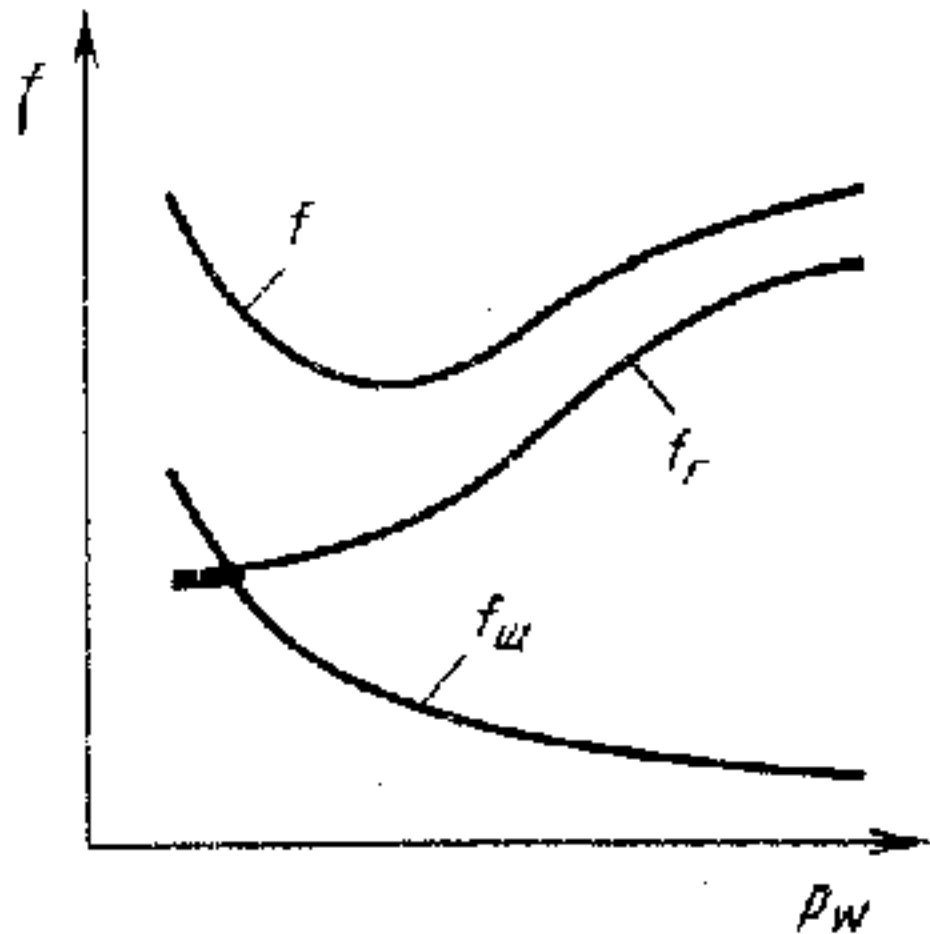
Рис. 125. Зависимость сопротивления качению колеса от давления p_w воздуха в шине

если на твердой поверхности они малы, то при движении по деформируемой поверхности они относительно велики.

Полная сила сопротивления качению колеса по грунтовой поверхности, таким образом, может быть определена как сумма всех сил сопротивления, учитывающих нормальную деформацию грунта, сдвиг его в направлении движения, прилипание грунта к колесу и, конечно, сопротивление качению самого колеса, зависящее от его радиальной и тангенциальной деформации..

Среди современных методов расчета сопротивления качению и сцепления колеса при движении по деформируемым поверхностям наиболее обстоятельной является методика, предложенная Я. С. Агейкиным. В прил. 22 рассмотрен пример с использованием этой методики. Коэффициенты сопротивления качению колеса по грунту весьма различны. Несколько расчетных значений их получено в указанном примере.

Для ориентировочных расчетов можно пользоваться приведенными ниже средними значениями коэффициентов f и ϕ сопротивления качению и сцепления, полученными на основе экспериментов:



	f	ϕ
Грунтовая сухая дорога	0,03 ... 0,05	0,5 ... 0,7
Грунтовая дорога после дождя	0,05 ... 0,15	0,3 ... 0,5
Укатанная снежная дорога	0,03 ... 0,04	0,2 ... 0,35
Снежная целина	0,1 ... 0,4	—
Скошенный луг	0,06 ... 0,08	0,6 ... 0,8
Стерня	0,08 ... 0,1	0,6 ... 0,8
Вспаханное поле	0,12 ... 0,18	0,5 ... 0,7

Однако, как показано на рис. 125, значение этих коэффициентов для одного и того же колеса, движущегося по тому же грунту, изменяется, например, в зависимости от внутреннего давления воздуха в очень широких пределах. Такое протекание зависимости $f = (f_r + f_w) = f'(p_w)$ объясняется тем, что при относительно «жесткой» шине превалирует сопротивление грунта качению, а при «мягкой» — сопротивление качению самой шины.

Сцепление колеса с грунтом может быть нарушено либо вследствие потери грунтом несущей способности, либо вследствие скольжения по выступам и срезам грунта между грунтозацепами.

В первом случае под действием суммарной силы $P = \sqrt{P_z^2 + P_x^2}$ (см. рис. 124) происходит сдвиг грунта на некотором удалении от поверхности контакта. Наибольшая сила $P_{x\text{сд}}$, при которой полностью сдвигается грунт, зависит от несущей способности грунта.

Несущая способность грунта уменьшается с увеличением угла β отклонения направления действия силы от нормали к поверхности. Подобно всякой силе сопротивления сдвигу величина $P_{\text{сд}}$ может быть определена как

$$P_{\text{сд}} = p_s F_n \cos \beta.$$

Отсюда по горизонтальной составляющей определяется коэффициент сцепления

$$\varphi = p_s F_n \cos \beta. \quad (165)$$

Во втором случае сила сцепления колеса с грунтом определяется суммой двух сил: силой $P_{\text{тр}}$, передаваемой за счет трения выступов протектора о грунт, и силой $P_{\text{ср}}$ сопротивления срезу грунта, заключенного между выступами протектора.

Сила $P_{\text{тр}} = k_n \varphi_p P_z$, где k_n — коэффициент насыщенности протектора, представляющий собой отношение площади выступов ко всей поверхности протектора; φ_p — коэффициент трения резины по грунту (см. прил. 21).

Сила $P_{\text{ср}} = \gamma (1 - k_n) F_n = (p_r \operatorname{tg} \varphi_0 + c_0) (1 - k_n) F_n$.

Тогда коэффициент сцепления

$$\varphi = (P_{\text{тр}} + P_{\text{ср}}) / P_z. \quad (166)$$

Величину коэффициента сцепления для расчетов и анализа движения машины принимают по наименьшему из значений, полученных по выражениям (165) или (166).

Движение колеса по деформируемому грунту возможно, если сумма продольных реакций колеса не превышает силы сцепления колеса φP_z . Ограничение движения колеса по грунту вызывается тем, что часть силы сцепления колеса используется на преодоление силы сопротивления грунта качению этого колеса.

Большое влияние на сцепление колеса с грунтовой поверхностью оказывают размеры и форма грунтозацепов, что частично учитывается величиной коэффициента k_n . У определенной шины коэффициент сцепления во многом зависит от влажности грунта.

§ 45. ОСОБЕННОСТИ ДВИЖЕНИЯ КОЛЕСНОЙ МАШИНЫ ПО ДЕФОРМИРУЕМОЙ ПОВЕРХНОСТИ

Движение колесной машины по деформируемым грунтам подчиняется тем же закономерностям, что и движение ее по твердой поверхности. Имеются лишь некоторые особенности, связанные главным образом с тем, что при движении по деформируемой поверхности разные колеса машины движутся в различных условиях, точнее — при различных деформациях и сцепных показателях грунта. Колеса второй оси движутся по грунту, который уже деформирован колесами первой оси, колеса последующих осей — по еще более деформированному. При этом последующие после первого проходы по той же колее как бы удлиняют продолжительность воздействия нагрузки на грунт (хотя это воздействие нельзя считать непрерывным) в 2, 3, 4 раза в зависимости от числа осей.

Между концом опорной площадки колеса предыдущей оси и началом опорной площадки последующей имеется определенное расстояние, причем обычно значительно превышающее длину самой опорной площадки; кроме того, проходит некоторое время между двумя последовательными воздействиями. После первого прохода грунт может уплотниться и остаться в этом состоянии — это наиболее характерно для связных грунтов с влажностью ниже предела пластичности и для плотного снега, если его слой относительно невелик. Колеса второй и последующих осей будут двигаться по уже уплотненному грунту, поэтому работа на его деформацию, а значит, и сопротивление грунта качению этого колеса уменьшатся.

На сыпучем грунте, например на толстом слое сухого песка или снега, когда он при низкой температуре становится менее пластичным или даже рыхлым, остаточные деформации будут малыми, после прохода колес первой оси колея может быть существенно меньше, чем была под колесами, и засыпана разрыхленным грунтом или снегом. Естественно, что в этом случае работа на деформацию грунта последующими колесами уменьшится мало, а в некоторых условиях может даже увеличиться.

В связи с тем, что по-разному может уплотниться или разрыхлиться грунт, различной будет и опорная площадка колеса, зависящая, как это было показано, не только от характеристики шины, но и от характеристики грунта. Следовательно, отличными от деформаций колес первой оси, окажутся деформации колес последующих осей и сопротивление шин качению, причем при тех же нагрузке и давлении воздуха в шинах.

Практически не уплотняются лишь грунты в текучем состоянии. Тогда движение последующих колес происходит почти в тех же условиях, что и колес первой оси.

Если грунт уплотняется и повышается его сопротивление сжатию, то при той же нагрузке колес второй и последующих осей деформация грунта под ними будет меньше, чем во время первого прохода, и уменьшается опорная площадка этих колес. Кроме того, она уменьшается за счет смещения передней части / контакта (см. рис. 124). Из-за этого давление выше, чем при первом проходе, что может несколько увеличить глубину колеи.

Хотя грунт — не упругое тело, а вязкое или вязкопластичное с незначительными упругими свойствами, некоторые авторы применяют по отношению к грунтам понятие условной «упругости», или «жесткости». Если воспользоваться этим термином, можно показать, как по мере уплотнения при последовательных проходах увеличивается условная «жесткость» $c_{г\gamma}$ грунтовой поверхности (рис. 126).

Многие эксперименты выявили, что коэффициент / сопротивления качению значительно снижается при втором проходе, меньше — при третьем и еще меньше при четвертом. Практически не наблюдаются различия в относительном изменении величины /

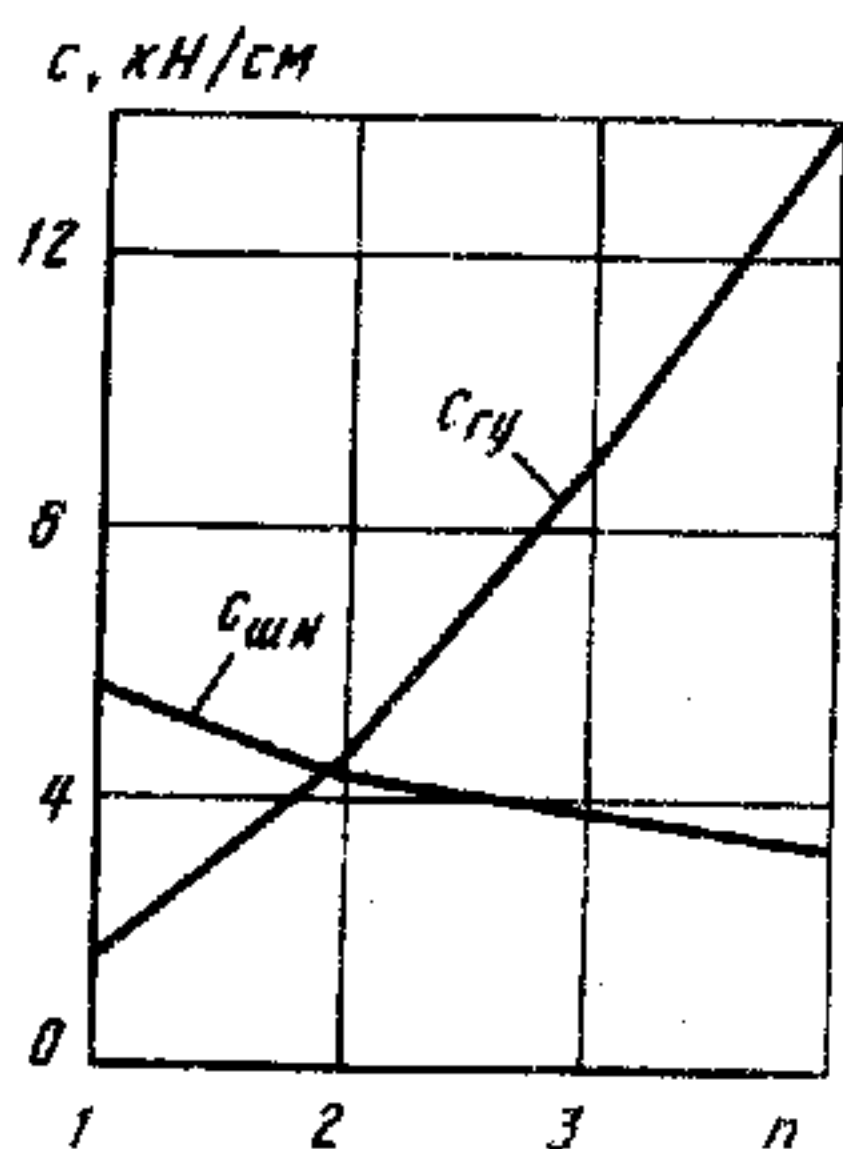


Рис. 126. Изменение характеристик $c_{гу}$ грунта и шины $c_{шн}$ в зависимости от числа n проходов по одной колее

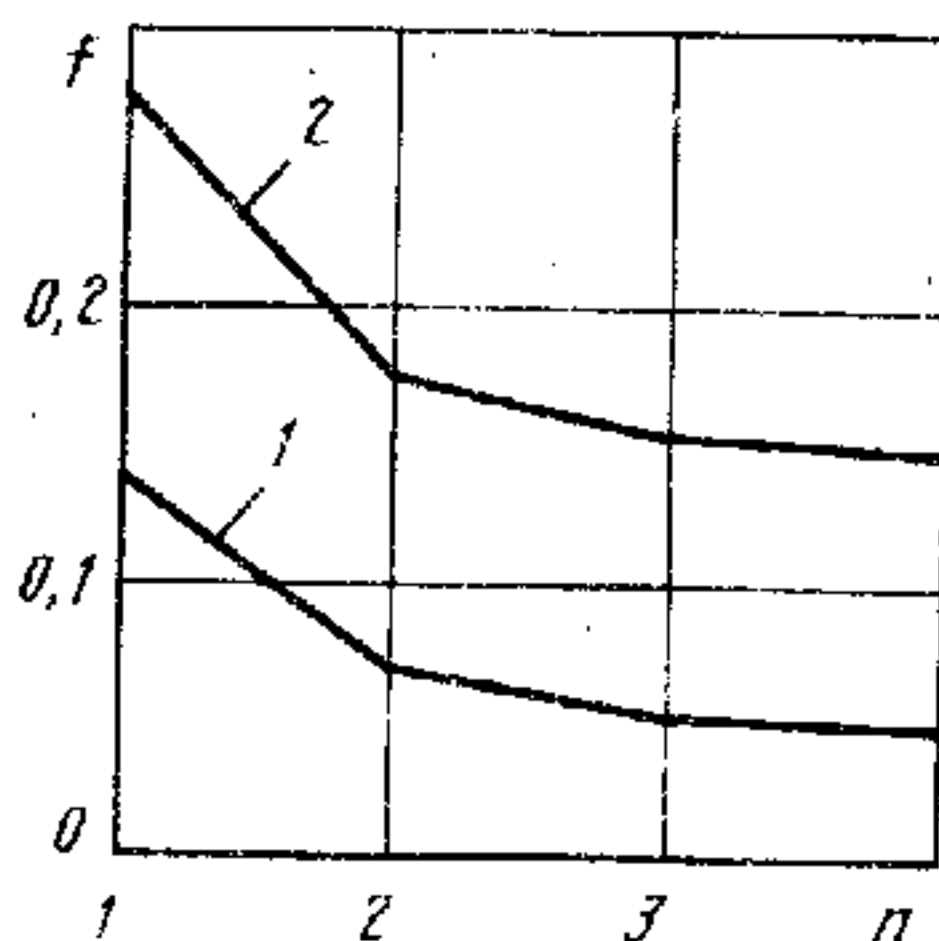


Рис. 127. Изменение сопротивления качению в зависимости от числа проходов по одной колее

при разных режимах качения (ведомом, свободном и ведущем), разных величинах нормальной нагрузки, давлении воздуха в шинах и размеров шин. На рис. 127 приведены обобщенные результаты, полученные для шин 12.00—18 (кривая 1) и 16.00—20 (кривая 2).

По тем же причинам изменяется, но в противоположную сторону, коэффициент сцепления колеса, движущегося по уплотняемому или, наоборот, разрыхляемому грунту. Однако, как показывают эксперименты, это изменение менее значительно, а в некоторых случаях и не однозначно.

Для более точного, и, что важнее, более обоснованного учета характеристик грунта при последовательных проходах колес по одной колее можно воспользоваться той же методикой, которая изложена применительно к одиночному колесу. При этом к грунту допустимо применить закон суммирования импульсов, т. е. считать, что после n проходов колеса по одной колее глубина ее будет такой же, как при однократном воздействии колеса в течение времени nT , где $T = 2l/v_m$ — продолжительность воздействия колеса при одном проходе. Принципиально схема образования колеи при последовательных проходах колес может быть такой, как показано на рис. 128. В зависимости от того, как уплотняется или разрыхляется грунт, как изменяется нагрузка каждого последующего колеса, схема может быть иной. Пример определения сопротивления качению и сцепления колес многоосной машины, движущихся по одному следу, приведен в прил. 22.

Другая особенность движения колесной машины по деформируемым грунтам состоит в том, что больше изменяются нормальные реакции колес, хотя бы потому, что на грунтах, как правило, больше моменты сопротивления качению колес, величина которых, как показано в § 8, влияет на перераспределение нормальных реакций между передними и задними колесами. Кроме того, при определении реакций в машинах с числом осей не менее трех при

независимой подвеске каждой оси или колес оси следует учитывать податливость грунта или его условную «жесткость» $c_r = R_z/h_r$, где величина h_r может быть определена по формулам (158)—(160). Поскольку реакция R_z в данном случае еще не определена, можно принять для начального уточнения расчета ее значение, соответствующее тому, которое определено без учета дополнительного перемещения колеса на величину h_r . После этого значение реакции следует уточнить. Тогда приведенная жесткость системы подвеска—шина—грунт

$$c_{пр} = c_p c_{шN} c_r / (c_p c_{шN} + c_p c_r + c_{шN} c_r).$$

Можно учесть различные перемещения колеса по мере прохода по одной колее другим способом. Примем за начальный уровень колею колес последней оси (см. рис. 128). Тогда на все остальные колеса действуют усилия «поджатия» $R_{сжk} = c_{пр} (h_{ri} - h_{rn})$. Эти дополнительные усилия перераспределяют нормальные реакции, но сумма их по-прежнему остается равной нормальной составляющей силы тяжести машины. Очень малым изменением углового положения машины вследствие разности уровней колес можно пренебречь. Составляя уравнения равновесия и применяя такие же преобразования, как в § 8, получаем выражение для дополнительной реакции, действующей на j -е колесо в результате усилия $R_{сжk}$ поджатия k -го колеса. В результате на каждое колесо кроме «основной» реакции R_{zi} , соответствующей одинаковому положению всех колес, действуют усилия $R_{сжи}$ поджатия этого колеса и дополнительные составляющие R'_z , вызванные поджатием каждого из остальных колес. В итоге нормальные реакции при неодинаковых уровнях колес, т. е. при различной глубине колеи каждого колеса,

$$R_{zi}'' = R_{zi} + R_{сжи} + \sum_{i=1}^n R'_{zi}.$$

Окончательно величину R_z , необходимую для нахождения величины h_r и последующего определения сопротивления качению

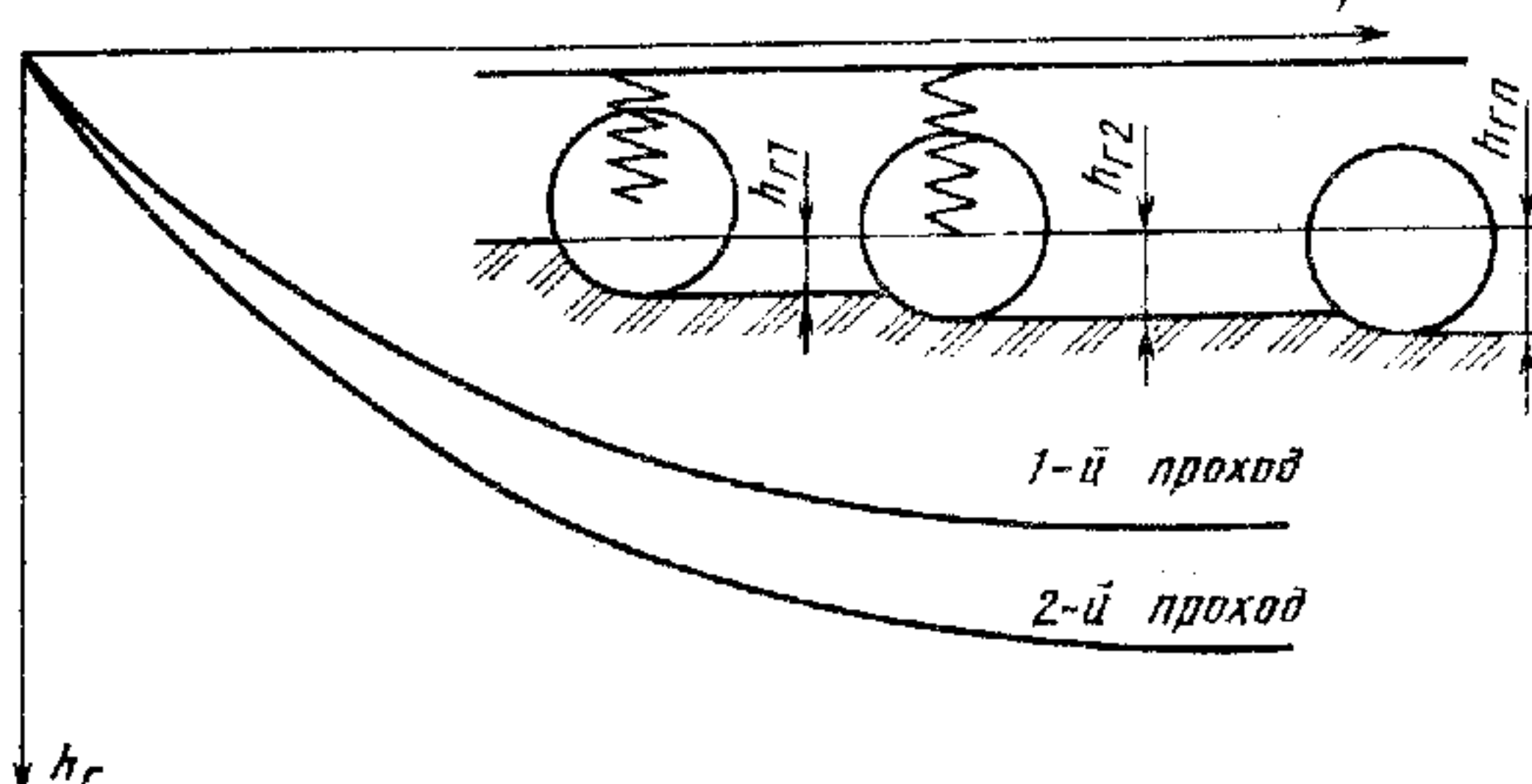


Рис. 128. Схема образования колеи при последовательных проходах колес:
 T — продолжительность действия нагрузки; h_r — глубина колеи

и сцепления колес с грунтом, вычисляют методом последовательных приближений с использованием указанных формул.

Следует иметь в виду, что при движении вне усовершенствованных дорог, т. е. именно там, где машины движутся по деформируемым грунтовым поверхностям, в большинстве случаев отсутствуют ровные горизонтальные поверхности. Поэтому при движении машины по реальной поверхности нормальные реакции практически непрерывно изменяются, причем, если машина движется не со слишком малой скоростью, то уже имеет место не статическое перераспределение реакций, а динамическое. Соответственно либо надо вносить коррективы в рассмотренную методику определения параметров, характеризующих движение машины — учитывать силы сопротивления качению и сцепления, либо считать эти параметры лишь приближенными и сравнительными.

При рассмотрении движения по твердой опорной поверхности не учитывали расчет буксования колес. Это было допустимо потому, что на твердой опорной поверхности движение осуществляется при малых внешних сопротивлениях, когда буксованием колес для практических расчетов можно пренебречь. Исключение составляют процесс разгона с большим ускорением и подъем в гору, хотя на дорогах с твердым покрытием подъемы, как известно, невелики. При движении по деформируемым грунтам сопротивление качению больше, а сцепление колес с грунтом, наоборот, в большинстве случаев меньше, т. е. буксование колес больше и им пренебрегать нельзя.

Рассмотрим, как изменяется соотношение мощностей колеса — полезной, которую можно использовать для движения машины, и мощности, расходуемой на буксование.

Уравнение мощностного баланса колеса имеет, как известно, вид (при движении с постоянной скоростью):

$$N_{\text{подв}} = N_f + N_R + N_{\delta} \text{ или } M_R \omega_R = M_f \omega_R + R_x (v_M + v_{\text{ск}}), \quad (167)$$

где $v = \omega_R r_k$; $v_{\text{ск}}$ — скорость скольжения колеса; $v_{\text{ск}} = \omega_R r'_k s_{\delta}$; r_k — радиус качения колеса без скольжения; s_{δ} — коэффициент скольжения (буксования) колеса.

Таким образом, полезная, отводимая от колеса мощность

$$N_R = P_R \omega_R r_k, \quad (168)$$

а мощность буксования

$$N_{\delta} = P_R \omega_R r'_k s_{\delta}. \quad (169)$$

Примем две наиболее характерные зависимости $\varphi = f(s_{\delta})$ (рис. 129). С сопротивлением сдвигу φ отождествим продольную реакцию колеса R_x и коэффициент сцепления φ , а со смещением δ — коэффициент буксования s_{δ} . Тогда можно зависимости $\varphi = f(\delta)$ пересчитать или графически перестроить в зависимости $s_{\delta} = f(R_x)$, а также $r_k = f(R_x)$ и $r'_k = f(R_x)$ (рис. 130).

На основе этих характеристик по формулам (168) и (169) построим зависимости полезной мощности N_R и мощности буксова-

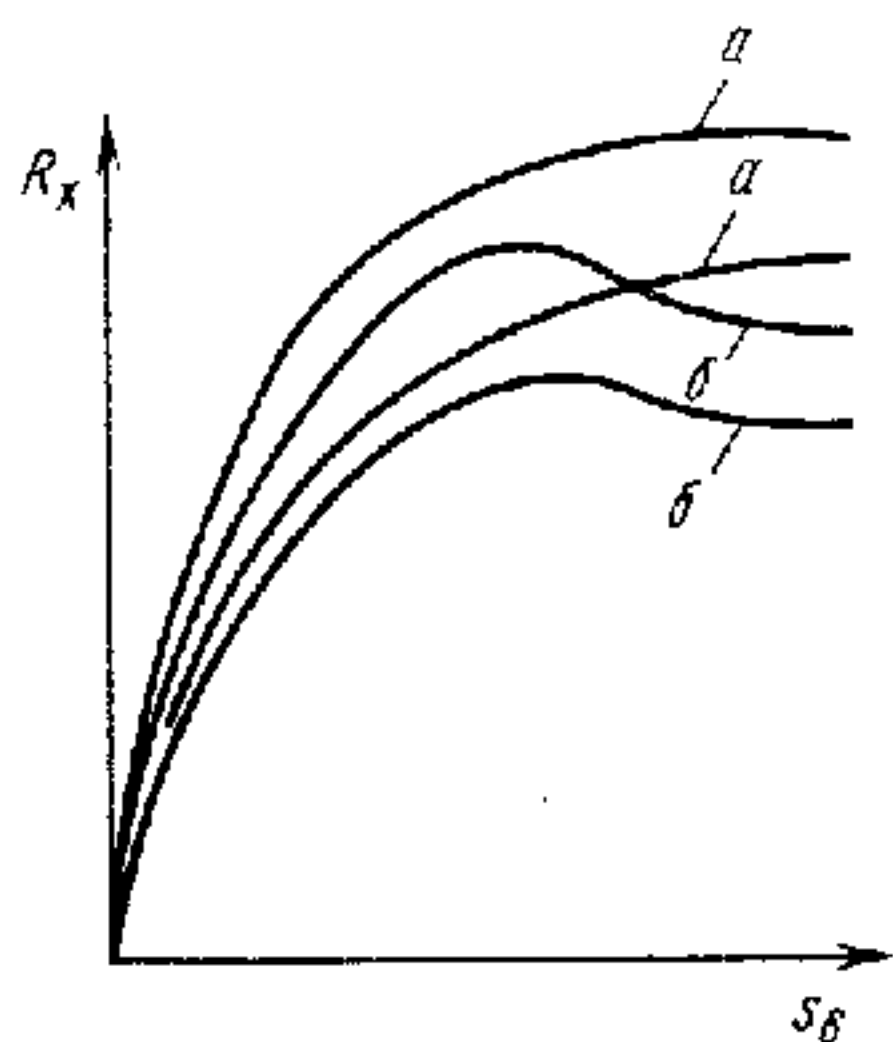


Рис. 129. Зависимости продольных реакций от коэффициента буксования: а — на песке; б — на черноземе

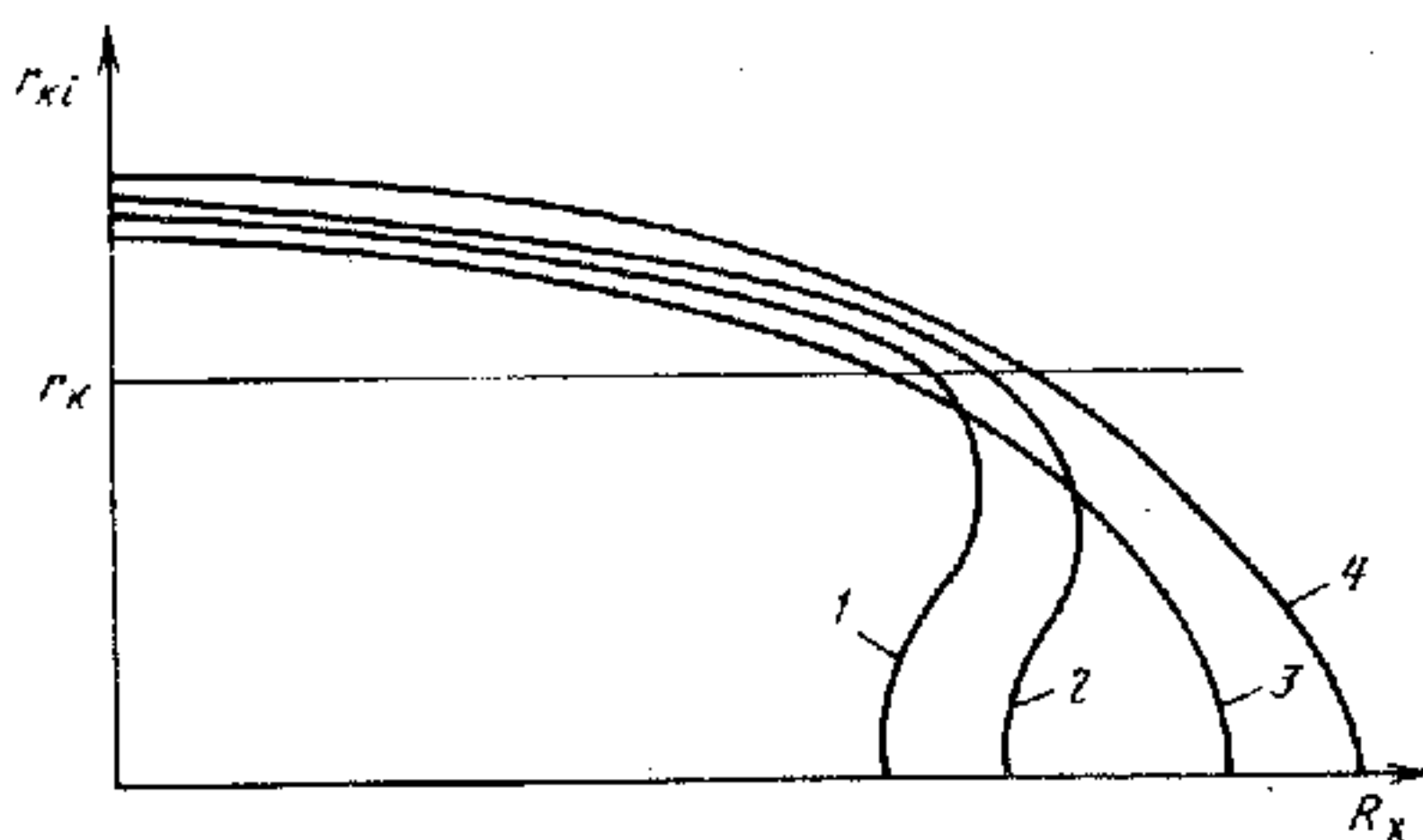


Рис. 130. К определению распределения продольных реакций при блокированной связи колес

ния N_6 от продольной реакции колеса (рис. 131) при качении его по песку и чернозему. Эти зависимости дают полное представление о том, на что расходуется мощность при увеличении продольной реакции колеса. Однако большее значение они вместе с уравнением мощностного баланса (167) имеют для вычисления продольных реакций и крутящих моментов по различным колесам машины. Знание продольных реакций колес необходимо для вычисления сил сопротивления качению и сцепления колес, а крутящих моментов — для оценки тяговых возможностей машины и нагруженности ее трансмиссии.

Распределение продольных реакций и крутящих моментов при движении по деформируемым грунтам определяют принципиально так же, как при движении по твердой поверхности, но обязательно с учетом буксования. При этом возможны два пути.

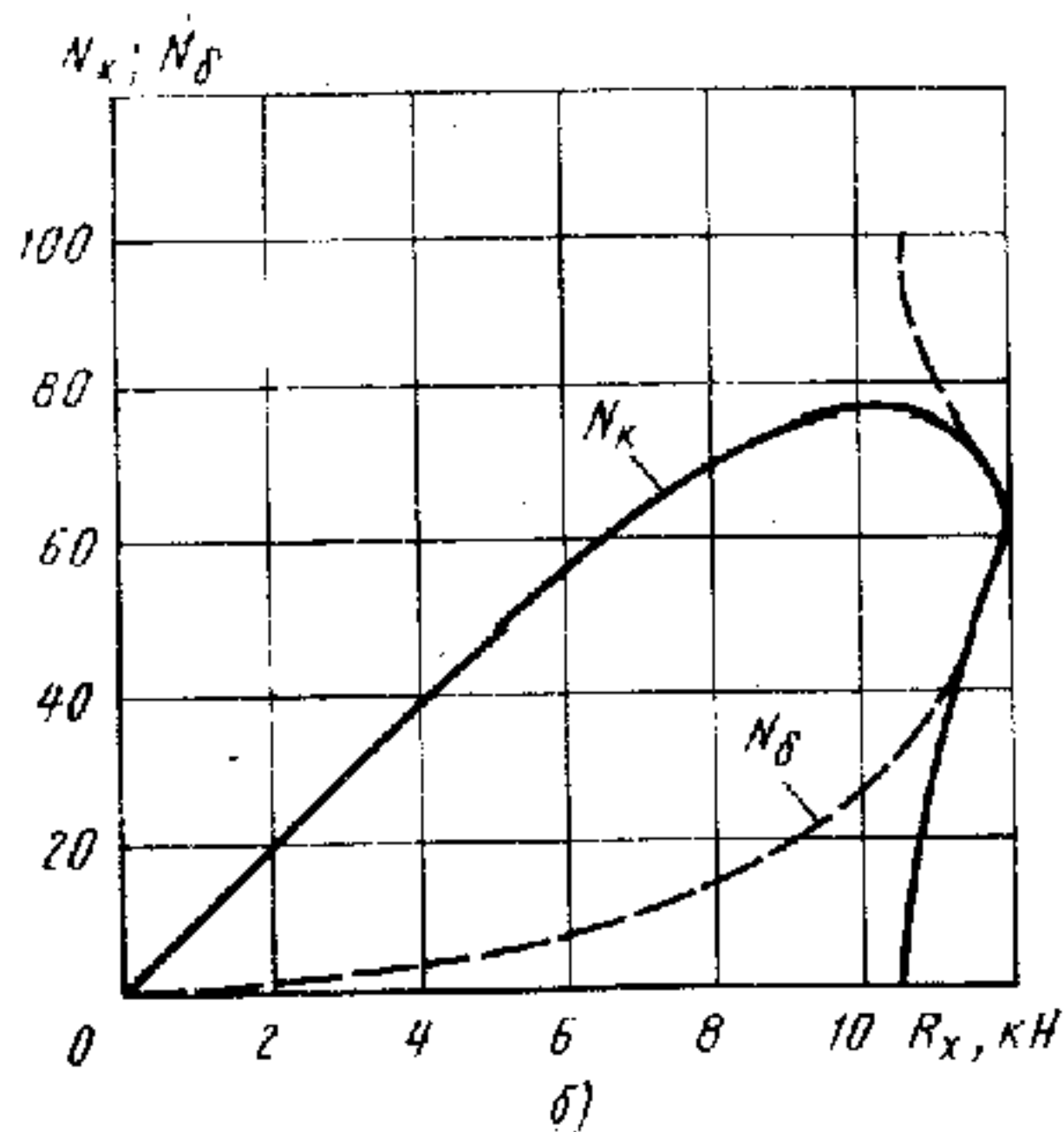
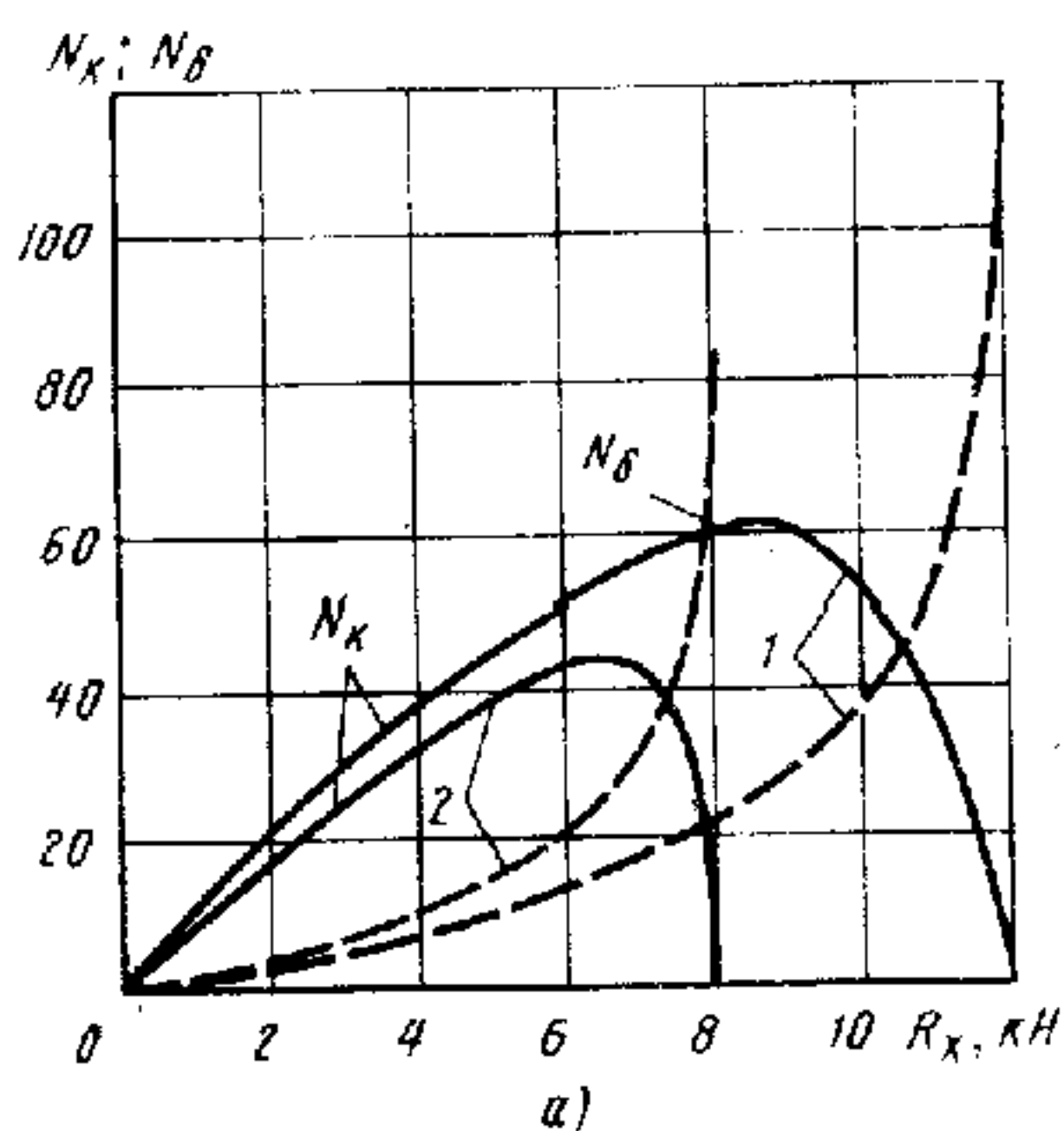


Рис. 131. Распределение мощности в зависимости от продольной силы колеса: а — при движении по песку; б — при движении по чернозему; 1 — $\varphi = 0,6$; 2 — $\varphi = 0,4$

Первый путь: в зависимости $r_k = r_{kc} - \lambda_P R_x$, где r_{kc} — радиус качения в свободном режиме, принимать величину λ_P переменной, зависящей от скольжения. Такой метод использован в прил.9 при рассмотрении распределения продольных реакций и крутящих моментов колес при повороте машины на твердой поверхности, но с учетом проскальзывания колес. В этом случае коэффициент λ_P уже является не коэффициентом тангенциальной эластичности, а коэффициентом, характеризующим изменение радиуса качения от продольной реакции или крутящего момента колеса.

Второй путь: использовать две зависимости $r'_k = r_{kc} - \lambda_P R_x$ и $r_k = r'_k (1 - s_0)$, считая λ_P — постоянной величиной, учитывающей лишь тангенциальную эластичность шины. В этом случае следует применять зависимость $s_0 = f(R_x)$.

Рассмотрим в качестве примера, как рассчитать распределение продольных реакций с учетом скольжения.

Блокированная связь колес. Продольная реакция колеса $R_{xi} = (r_{kci} - r'_{ki})/\lambda_{Pi}$. Сумма продольных реакций n колес $\sum_{i=1}^n R_{xi}$ равна сумме сил внешних сопротивлений $P_{сопр}$. Тогда, принимая, что при блокированной связи колес их радиусы качения r'_k одинаковы и равны r_k , определяем:

$$\begin{aligned} \sum_{i=1}^n R_{xi} &= P_{сопр} = \sum_{i=1}^n r_{kci}/\lambda_{Pi} - \sum_{i=1}^n r'_k/\lambda_{Pi} = \\ &= \sum_{i=1}^n r_{kci}/\lambda_{Pi} - r_k \sum_{i=1}^n 1/(1 - s_{0i}). \end{aligned}$$

Тогда

$$r_k = \left(\sum_{i=1}^n r_{kci}/\lambda_{Pi} - P_{сопр} \right) / \sum_{i=1}^n 1/[\lambda_{Pi} (1 - s_{0i})],$$

а продольная реакция j -го колеса

$$P_{xj} = \frac{1}{\lambda_{Pj}} \left[r_{kci} - \frac{\sum_{i=1}^n \frac{r_{kci}}{\lambda_{Pi}} - P_{сопр}}{(1 - s_{0j}) \sum_{i=1}^n \frac{1}{\lambda_{Pi} (1 - s_{0i})}} \right]. \quad (170)$$

Далее следует в выражение (170) подставить $s_{0i} = f(R_{xi})$, например из формулы (208) в прил. 22, и найти значение R_{xj} .

Нетрудно видеть, что непосредственно решить уравнение (170), тем более с учетом формулы (208), невозможно. Оно может быть решено путем подбора методом итерации, который легко осуществляется с помощью ЭЦВМ. Возможно также графоаналитическое решение, осуществляемое также методом подбора. При

наличии ЭЦВМ этот метод вряд ли целесообразен, но он дает представление о принципиальной структуре алгоритма.

Предположим, для каждого колеса известна зависимость $R_{xi} = f(s_{\delta i})$ (см. рис. 129) перестроенная из зависимости вида $\tau = f(\delta)$. В данном случае предположено, что все колеса движутся по одной поверхности, но $r_{kc1} > r_{kc2} > r_{kc3} > r_{kc4}$. Зная значения λ_i и задаваясь значениями $s_{\delta i}$, можно на основе рис. 129 построить графические зависимости $r_k = f(R_x)$ (см. рис. 130), где кривые 1—4 соответствуют величинам $r_{kc1} \dots r_{kc4}$. Задаваясь различными значениями r_k , находят величины R_{xi} с тем, чтобы с заданной точностью было соблюдено условие $\sum_{i=1}^n R_{xi} = P_{сопр}$.

Закономерность изменения продольных реакций и характер их соотношения те же, что при движении по твердой опорной поверхности (рис. 132, а). Однако поскольку проскальзывание оказывает на соотношение продольных реакций такое же влияние, как тангенциальная эластичность шин, разница между реакциями с увеличением проскальзывания уменьшается. Значение P_d суммарной силы сопротивления движению $P_d = \sum P_{ki}$, при которой прекращается циркуляция мощности, меньше, чем при движении по твердой опорной поверхности. В соответствии с увеличением силы сопротивления движению увеличиваются буксование колес и мощность, расходуемая на буксование. Мощность, которую можно реализовать на преодоление внешних сопротивлений, уменьшается. Снижается и скорость движения при $\omega_k = \text{const}$, становясь равной нулю при полном буксовании, что показано на рис. 132, а.

Дифференциальная связь колес. При качении двух связанных через дифференциал колес из уравнения мощностного баланса колеса определяем крутящие моменты колес

$$M_{k1,2} = M_{f1,2} + R_{x1,2} r'_{k1,2}. \quad (171)$$

Соотношение моментов колес, связанных дифференциалом,

$$M_{k2} = k_d M_{k1}. \quad (172)$$

Скорость машины с симметричным дифференциальным приводом

$$v_M = 2\omega_d r_{k1} r_{k2} / [(r_{k1} + r_{k2}) i_{кр}], \quad (173)$$

где ω_d — угловая скорость корпуса дифференциала; $i_{кр}$ — передаточное число от корпуса дифференциала до колес.

Решая совместно выражения (171)—(173) с уравнениями вида $r'_{k1,2} = r_{kc1,2} - \lambda_{1,2} R_{x1,2}$; $r_{k1,2} = r'_{k1,2} (1 - s_{\delta 1,2})$; $R_{x1,2} = f(s_{\delta 1,2})$, а также $R_{x1} + R_{x2} = P_{сопр}$, можно найти распределение продольных реакций и крутящих моментов при заданной величине $P_{сопр}$. Однако при значительных внешних сопротивлениях, при которых эта задача имеет практическое значение, мо-

менты сопротивления качению колеса существенно меньше $R_{x1,2}r'_{k1,2}$ и в пределах одной машины мало различаются. Поэтому с достаточной для практических целей точностью можно принять $R_{x2} = k_d R_{x1}$. В этом случае решение существенно упрощается. На рис. 132, б показано изменение продольных реакций четырех колес, между которыми установлены симметричные дифференциалы при $k_d = 1,0$. Там же видно, как при различных сочетаниях r_{kci} и R_{zi} изменяется скорость машины, когда $\omega_d = \text{const}$. На

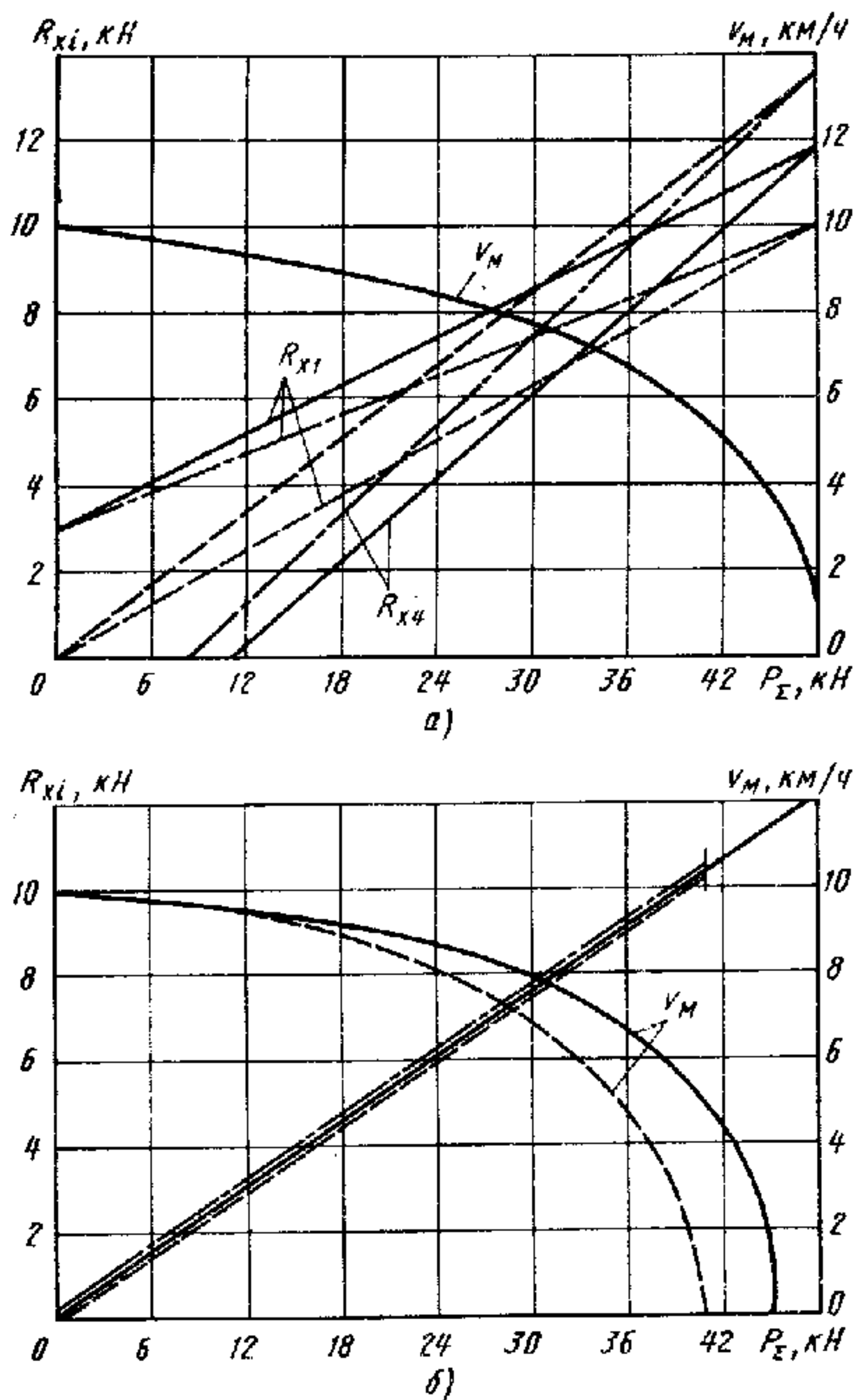


Рис. 132. Распределение продольных реакций колес борта четырехосной машины:

а — при блокированной связи колес; б — при дифференциальной связи колес

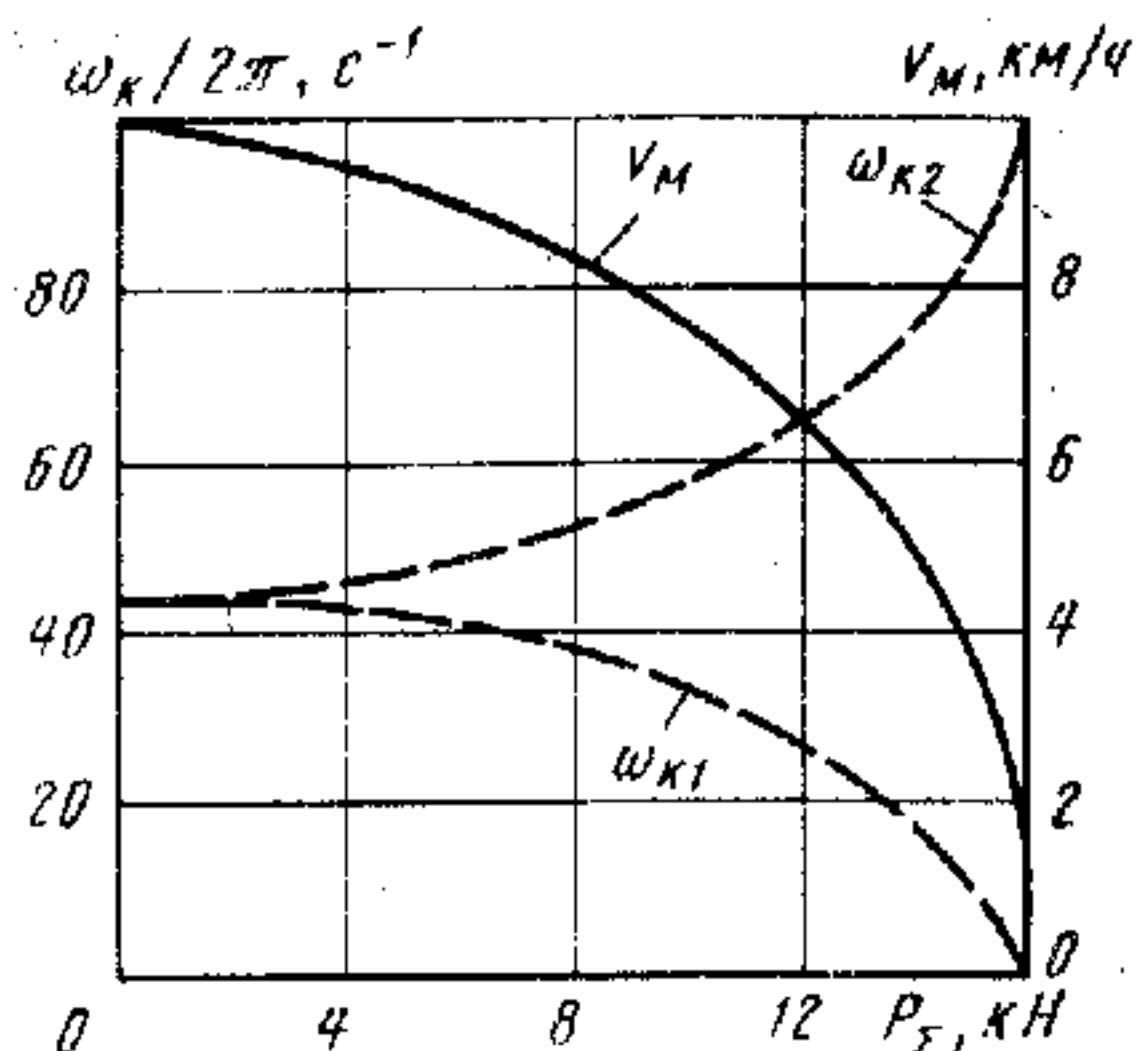
- $r_{kci,2,3,4} = 615, 605, 595, 585$ мм,
 $P_{z1...4} = 20$ кН соответственно;
- то же
 $P_{z1, 2, 3, 4} = 17, 19, 21, 23$ кН соответственно;
- $r_{kci...4} = 600$ мм, то же

Рис. 133. Изменение угловых скоростей ω_k колес и скорости v_m машины в зависимости от силы сопротивления движению

рис. 133 изображено изменение угловых скоростей двух связанных дифференциалом колес.

Криволинейное движение (поворот) машины на грунте в сравнении с поворотом на твердой поверхности имеет три особенности: увеличение сопротивления качению колеса, увеличение сопротивления боковому уводу и более равномерное распределение продольных реакций и крутящих моментов по колесам при блокированной связи колес.

При качении по криволинейной колее колесу приходится дополнительно деформировать боковые стенки колес, прокладывать более широкую колею. Энергия затрачивается не только на смятие и срез грунта за пределами колес, но и на дополнительное трение колеса о стенки колес. Вследствие этого увеличивается суммарное сопротивление качению колеса. Кроме того, при криволинейном движении последующие колеса в большинстве случаев движутся не по колее предыдущих колес, а прокладывают либо совершенно новую колею, либо частично смещенную. При прокладывании колес работа на деформацию грунта возрастает, увеличивается и сопротивление грунта качению колеса.



§ 46. ПРЕОДОЛЕНИЕ ГЕОМЕТРИЧЕСКИХ ПРЕПЯТСТВИЙ

Преодоление уклонов. При прямолинейном движении преодоление уклонов может быть ограничено недостаточной силой тяги ведущих колес; недостаточной силой сцепления этих колес; опрокидыванием машины. При криволинейном движении к этим причинам добавляется еще возможность машины совершать поворот при уменьшенных на некоторых колесах нормальных реакциях.

Предельный угол уклона «по тяге» определяется при движении машины вдоль уклона (подъема), когда курсовой угол $\varphi = 0$, а угол наклона продольной оси машины совпадает с углом α уклона.

В этом случае уравнение (22) тягового баланса, в котором в связи с малой скоростью сопротивлением воздуха можно пренебречь, приобретает следующий вид:

$$f \cos \alpha_{\max} + \sin \alpha_{\max} \leq M_{d \max} u_{\text{тр}} \eta_{\text{тр}} / G_m r_k - a_m \delta_m / g. \quad (174)$$

При движении с постоянной скоростью второе слагаемое правой части уравнения (174) отсутствует. Вместе с тем накопленная до начала подъема кинетическая энергия машины и возможность снижения скорости до минимально устойчивой могут обеспечить преодоление большего подъема или другого большего сопротивления движению, чем при постоянной скорости.

Если в начале подъема или другого участка с повышенным сопротивлением скорость машины была $v_{\text{мн}}$, а минимально устойчивая или другая минимальная скорость, допускаемая по каким-то иным условиям, равна $v_{\text{мк}}$, то кинетическая энергия, которую можно использовать на преодоление этого участка,

$$A_{\text{доп}} = \frac{G_{\text{м}}}{g} \frac{v_{\text{мк}}^2 - v_{\text{мн}}^2}{2} \delta_{\text{м}},$$

что при условно принимаемом постоянном замедлении $a_{\text{м}} = (v_{\text{мк}} - v_{\text{мн}})/t$ определяет дополнительную силу $P_{\text{доп}} = (G_{\text{м}}/g) a_{\text{м}} \delta_{\text{м}}$, которую можно использовать на преодоление сопротивления движению ($\delta_{\text{м}}$ — коэффициент приведенной массы).

Способ преодоления подъема с использованием накопленной кинетической энергии машин называют **динамическим преодолением подъема**.

Предельный угол преодолеваемого подъема, ограничиваемый недостаточностью сил сцепления ведущих колес с грунтом, может быть определен (при $a_{\text{м}} = 0$) на основе неравенства

$$\sum_{i=1}^n P_{\text{ги}} + G_{\text{м}} \sin \alpha \leq \sum_{i=1}^m P_{\text{фи}},$$

где n, m — число всех колес и ведущих колес соответственно.

Поделив все слагаемые на $G_{\text{м}} \cos \alpha$, получаем

$$\operatorname{tg} \alpha_{\text{max}} \leq \sum_{i=1}^m \varphi R_{\text{зи}} - f,$$

а при всех ведущих колесах ($m = n$)

$$\operatorname{tg} \alpha_{\text{max}} \leq \varphi - f.$$

При движении на подъем особенно неблагоприятным является значительное перераспределение нормальных реакций, приводящее к тому, что нагрузка на задние колеса может превысить несущую способность грунта, тогда как передние ведущие колеса будут реализовывать относительно малую часть суммарной силы сцепления машины. Кроме того, следует учесть, что на уклоне на грунт действуют силы, направленные не перпендикулярно, а под острым углом к поверхности, а этим существенно снижается несущая способность грунта. Так, на уклонах порядка $25 \dots 30^\circ$ допустимая по несущей способности нагрузка на колеса уменьшается по сравнению с нагрузкой на горизонтальной поверхности на связном грунте в 1,5—2 раза, а на песчаном — даже в 2,0—2,5 раза.

Движение колесных машин по уклону обычно ограничивается сцеплением колес с грунтом, а не их силой тяги.

Нередко колесным машинам приходится двигаться по уклону при $0 < \gamma < 90^\circ$. В этом случае нельзя рассматривать модель машины как плоскую в продольном или поперечном направлении.

Если составить уравнения равновесия при установившемся движении, пренебрегая моментами сопротивления качению колес и силой сопротивления воздуха и считая, что тяга на крюке отсутствует, то получаем выражения для определения нормальных реакций колес:

$$R'_{zi} = \frac{G_m \cos \alpha c_{пр i}}{2 \sum c_{пр i}} + \frac{G_m (l_1 \cos \alpha - \sum c_{пр i} l_{1i} \cos \alpha / \sum c_{пр i} + \sin \alpha \cos \gamma h_g) c_{пр i}}{2 [(\sum c_{пр i} l_{1i})^2 / \sum c_{пр i} - \sum c_{пр i} l_{1i}^2]} \times \\ \times (\sum c_{пр i} l_{1i} / \sum c_{пр i} - l_{1i}) - G_m h_g c_{пр i} \sin \alpha \sin \gamma / (B \sum c_{пр i}); \quad (175)$$

$$R''_{zi} = G_m \cos \alpha c_{пр i} / (2 \sum c_{пр i}) + \frac{G_m \left(l_1 \cos \alpha - \frac{\sum c_{пр i} l_{1i}}{\sum c_{пр i}} \cos \alpha + \sin \alpha \cos \gamma h_g \right) c_{пр i}}{2 [(\sum c_{пр i} l_{1i})^2 / \sum c_{пр i} - \sum c_{пр i} l_{1i}^2]} \times \\ \times (\sum c_{пр i} l_{1i} / \sum c_{пр i} - l_{1i}) + G_m h_g c_{пр i} \sin \alpha \sin \gamma / (B \sum c_{пр i}), \quad (176)$$

где R'_{zi} — реакции колес стороны, расположенной выше на уклоне, а R''_{zi} — ниже; l_{1i} — расстояние от первой оси до i -й; B — колея машины; $c_{пр}$ — приведенная жесткость колеса и подвески колеса.

Как видно из формул (175), (176), нормальные реакции, а значит, и силы сопротивления качению и сцепления каждого из колес зависят не только от рассмотренных ранее факторов, но и от курсового угла γ . В зависимости от сочетания различных факторов нормальные реакции могут распределяться существенно иначе, чем при $\gamma = 0$ или $\gamma = 90^\circ$. Так, при движении по уклону $\alpha = 30^\circ$ трехосной машины с равным расположением осей по базе, равной жесткостью шин и подвесок всех колес, соотношением $L/B = 3$ и $h_{ц} = 1,2$ м отношение нормальной реакции $R_{z \max}$ наиболее нагруженного колеса к реакции $R_{z \min}$ наименее нагруженного колеса равно 0,485 при $\gamma = 0$ и 90° и 0,342 при $\gamma = 45^\circ$.

Это означает, что в зависимости от схемы трансмиссии наиболее неблагоприятные условия по сцеплению колес с грунтом создаются при различных направлениях движения машины по уклону.

Преодоление пороговых препятствий. Эти препятствия состоят из выступов и уступов. Предельная величина выступа порога, эскарпа, преодолеваемого машиной, определяется либо тягово-

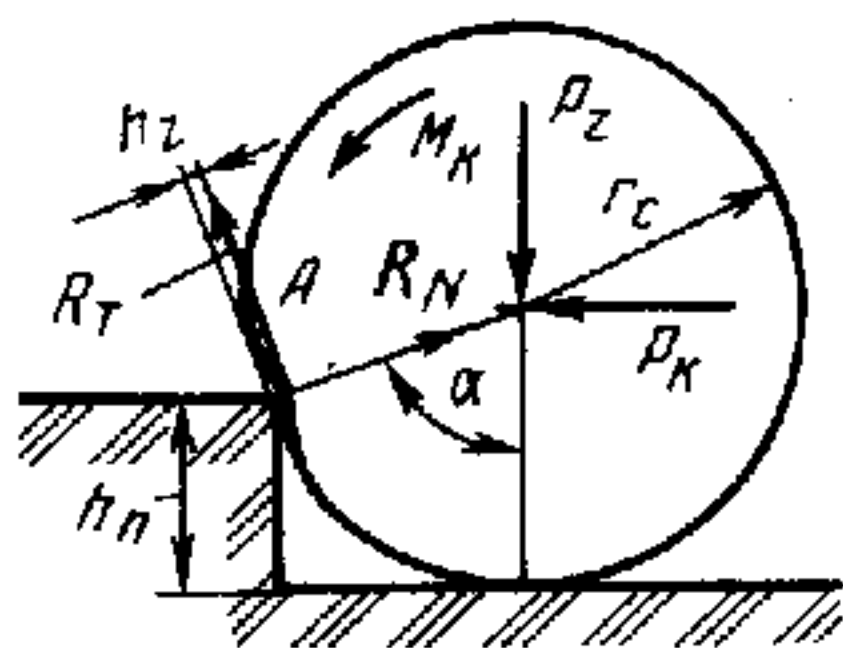


Рис. 134. Силы, действующие на колесо при преодолении порога

сцепными возможностями, либо геометрическими параметрами машины.

Определим предельную высоту h_n преодолеваемого порога, ограничиваемую тягово-сцепными возможностями (рис. 134).

Пусть на колесо, являющееся частью многоколесного движителя, действуют нормальная нагрузка колеса R_z , толкающая сила P_k , передаваемая от задних колес, крутящий момент M_k и реакции выступа: нормальная R_N и тангенциальная R_T .

Проектируя силы на направления реакций R_N и R_T , получаем:

$$\begin{aligned} R_N &= P_z \cos \alpha + P_k \sin \alpha; \\ R_T &= P_z \sin \alpha - P_k \cos \alpha. \end{aligned} \quad (177)$$

В соответствии со схемой

$$\cos \alpha = (r_c - h_n) / (r_c - h_z) = (1 - h_n / r_c) / (1 - h_z / r_c),$$

где h_z — радиальная деформация шины.

Поскольку отношение h_z / r_c для реальных шин относительно невелико, последнее выражение можно несколько упростить, приняв

$$\cos \alpha = 1 - h_n / r_c.$$

Предельным случаем для ведущего колеса является

$$R_T = \varphi_n R_N, \quad (178)$$

где φ_n — коэффициент сцепления колеса с порогом.

Для ведомого колеса можно составить отдельно уравнение моментов относительно точки A:

$$P_k (r_c - h_n) - P_z l = 0,$$

где $l = \sqrt{h_n (2r_c - h_n)}$, если пренебречь величиной h_z , откуда

$$h_n = \left(1 - P_z / \sqrt{P_z^2 + P_k^2} \right) r_c.$$

Подставив выражение (177) в (178) и разделив числитель и знаменатель на $\cos \alpha$, получим:

$$(P_z \tan \alpha - P_k) / (P_z + P_k \tan \alpha) \leq \varphi.$$

Заменив величину $\tan \alpha$ его значением через $\cos \alpha$ и решив относительно h_n , находим:

$$h_n \leq \left(1 - 1 / \sqrt{[(\varphi P_z + P_k) / (P_z - \varphi P_k)]^2 + 1} \right) r_c.$$

Это выражение может быть использовано для определения высоты преодолеваемого порога ведомым колесом при условии $\varphi_n = 0$.

Нетрудно видеть, что высота преодолеваемого порога увеличивается с увеличением радиуса колеса, коэффициента сцепления колеса с порогом. Она также зависит от отношения P_z/G_m , т. е. косвенно от числа осей машины и коэффициента сцепления.

Предположено было, что в течение всего времени преодоления порога на всех колесах машины сохраняются одинаковые нормальные реакции, обеспечивается полное сцепление колес с поверхностью дороги или пороговой неровностью. В действительности дело обстоит иначе. Как только колесо начинает въезжать на порог, а ось перемещаться вверх, во всех машинах, кроме двухосной, происходит перераспределение нормальных реакций R_z .

Так, на рис. 135, а видно, что в процессе наезда колесами первой оси четырехосной машины на порог реакции колес осей 1 и 4 увеличиваются, а колес осей 2 и 3 уменьшаются. При определенном подъеме h_1 колес оси 1, в данном случае на высоту 20 см, колеса оси 2 полностью теряют контакт с опорной поверхностью. При подъеме колес оси 1 на высоту 48 см полностью разгружаются колеса оси 3. Максимальная высота порога, которая может быть преодолена этой машиной, равна 58 см.

При подъеме колес оси 1 на такой порог колеса оси 2 оказываются поднятыми над опорной поверхностью на высоту $h_2 = 23$ см (рис. 135, б). Поэтому реакции на колесах этой оси появятся лишь при наезде этих колес на порог не меньшей высоты, причем с увеличением высоты h_2 порога под колесами оси 2 нормальные реакции колес ее оси будут увеличиваться (штриховая прямая), а реакции колес осей 1 и 4 — уменьшаться. Колеса оси 3 будут оставаться в вывешенном состоянии, но все выше подниматься от опорной поверхности.

К геометрическим параметрам, ограничивающим высоту преодолеваемого выступа или уступа, относятся, главным образом, углы проходимости. Эти углы образуются плоскостью дороги и плоскостью, касательной к окружности передних или задних колес и проходящей через точку, выступающую впереди или соответственно сзади машины.

Преодоление рвов. На максимальную ширину преодолеваемого двух- и трехосными машинами рва влияет лишь диаметр колес. Для того чтобы колесо не опустилось глубоко в ров, как показы-

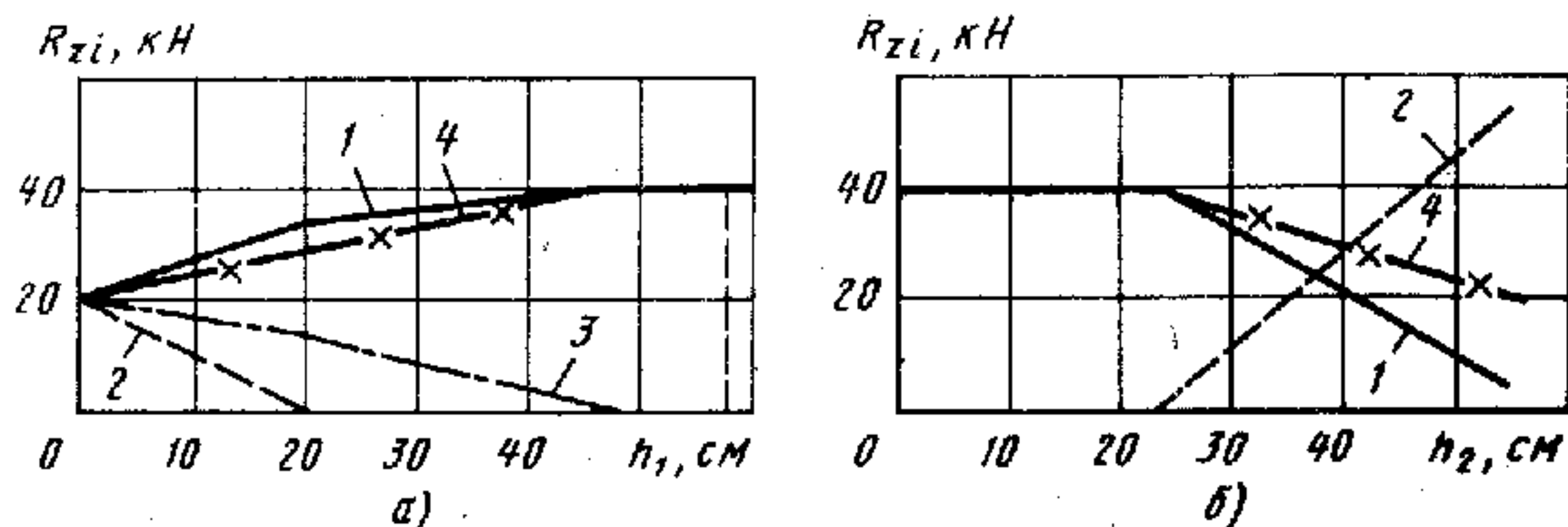


Рис. 135. Перераспределение реакций при преодолении порога

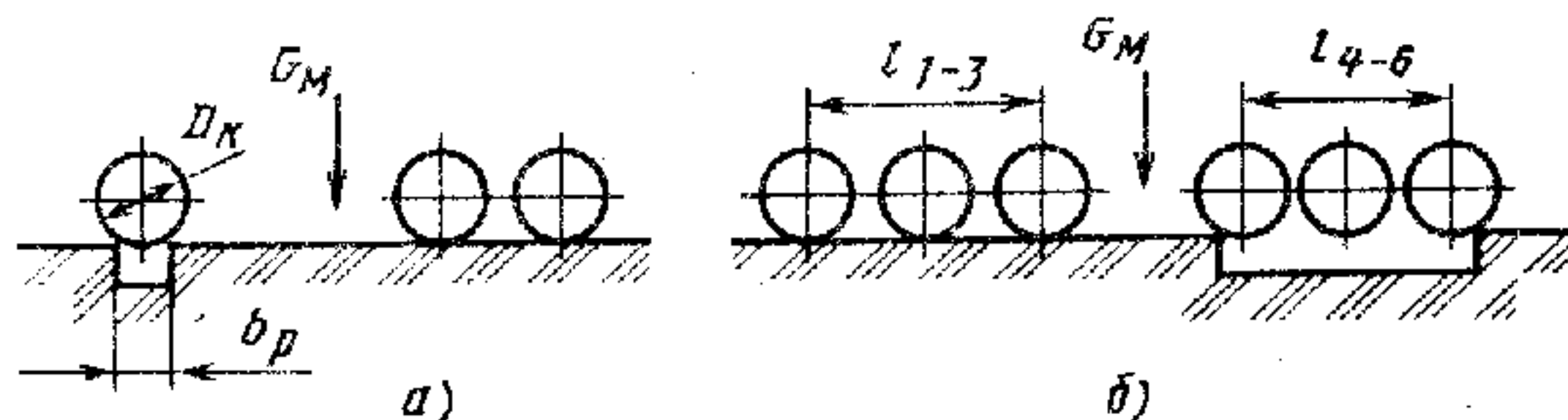


Рис. 136. Определение ширины преодолеваемого рва

вают расчеты по методике, аналогичной определению наибольшего преодолеваемого порога, ширина рва b_p не должна превышать $0,6D_k$, где D_k — наружный диаметр колеса (рис. 136, а). Исключение составляют трехосные машины с равным расположением осей по базе и центром массы в середине базы.

В машинах с числом осей более трех (рис. 136, б) этот предел возрастает на величину расстояния от первой или последней оси до оси, расположенной непосредственно перед центром массы или за ним, например l_{1-3} или l_{4-6} . Преодолеть можно ров, ширина которого не больше меньшей из этих двух величин. Заметим, что при движении со значительной скоростью при правильном использовании силы инерции машины можно преодолевать несколько более широкие рвы. Однако для этого требуется искусство водителя.

§ 47. РАСЧЕТНОЕ И ЭКСПЕРИМЕНТАЛЬНОЕ ОПРЕДЕЛЕНИЕ ПРОХОДИМОСТИ

Понятие о проходимости является комплексным, более широким, чем понятие о некоторых других эксплуатационных свойствах колесных машин. Поэтому до сих пор нет единого определения этого свойства. По одному из наиболее простых определений под проходимостью колесной машины понимается ее способность надежно двигаться по плохим дорогам и бездорожью. Однако, во-первых, само слово «надежно» неконкретно, а, во-вторых, это понятие дает качественную оценку проходимости, оставляя в стороне количественную ее сторону. Поэтому такую формулировку нельзя считать полной.

Проходимость можно подразделить на опорную и геометрическую (профильную). Первая определяет возможность движения колесных машин по грунтам и поверхностям с малой несущей способностью, т. е. по поверхностям, значительно деформируемым при движении машин. Геометрическая проходимость характеризует возможность преодоления машинами различных преград в плане и профиле, т. е. возможность преодолевать рвы, эскарпы, двигаться среди ям, деревьев и т. д.

Поскольку проходимость так или иначе связана с возможностью движения машины, то в ее измерении и оценке должны быть

показатели, от которых непосредственно зависит возможность этого движения. При оценке опорной проходимости этими показателями являются сила сопротивления движению и суммарная сила тяги колес машины, т. е. те же показатели, которые определяют возможность движения машины не только по неусовершенствованным дорогам и местности, но и в любых условиях, в том числе и по усовершенствованным дорогам. Геометрическую проходимость, кроме того, необходимо оценивать и по геометрическим параметрам машины, что будет показано ниже.

Для относительной и более объективной оценки опорную проходимость целесообразнее оценивать с помощью безразмерных показателей. Такими показателями могут быть коэффициенты проходимости:

$$P_T = 1 - R_{\psi} / \sum R_{\text{но } i \text{ max}}; \quad P_{\varphi} = 1 - R_{\psi} / \sum R_{\varphi i \text{ max}}.$$

Первое соотношение характеризует проходимость «по тяге». Чем больше сумма полных окружных сил $\sum R_{\text{но } i \text{ max}}$ ведущих колес, которая обеспечивается двигателем, трансмиссией и колесами при движении машины в условиях, определяемых силой сопротивления движению R_{ψ} , тем больше показатель проходимости, т. е. выше проходимость машины. В предельном случае, когда $\sum R_{\text{но } i \text{ max}} = R_{\psi}$, показатель $P_T = 0$ и проходимость машины минимальна. Машина при этом движется на пределе своих возможностей, не может вести дополнительный груз, в том числе и прицеп, преодолевать подъем.

Второе соотношение характеризует проходимость «по сцеплению». В нем $\sum R_{\varphi i \text{ max}}$ — сумма максимальных сил сцепления ведущих колес.

Проходимость можно оценить также по соотношению не сил, а крутящих моментов:

$$P_T = 1 - \sum M_{\psi i} / \sum M_{\text{ки}} \text{ и } P_{\varphi} = 1 - \sum M_{\psi i} / \sum M_{\varphi i},$$

где $M_{\psi i} = \psi_i R_{zi} r_{\text{ки}}$; $\psi_i = f_i \cos \alpha + \sin \alpha$; α — угол подъема.

Преимуществом этого способа является то, что при экспериментах обычно проще замерить крутящие моменты, чем силы.

Одним из возможных и наиболее правильных способов оценки проходимости является показатель

$$P = k_{\varphi} \varphi - (1 - k_{\text{сц}}) f, \quad (179)$$

где $k_{\varphi} = \sum R_{\text{ки}} / \sum \varphi_i R_{zi}$ — коэффициент использования сцепления колес с грунтом. Для машины с заблокированной связью колес или с дифференциальной связью, если нормальные реакции и коэффициенты сцепления этих колес одинаковы, коэффициент $k_{\varphi} = 1$.

Коэффициент сцепного веса $k_{\text{сц}} = \sum R_{z \text{ вш } i} / (G_M \cos \alpha)$, где $R_{z \text{ вш } i}$ — нормальная реакция i -го ведущего колеса.

Под f в выражении (179) понимается суммарный коэффициент сопротивления качению, учитывающий сопротивление грунта

(f_r), шины ($f_{ш}$), сопротивление вследствие прилипания грунта (f_{\pm}) от бульдозерного эффекта (f_c).

Показатель P в отличие от других предусматривает, что сила сцепления не затрачивается на сопротивление качению самой шины. Если машина полноприводная, как все машины повышенной и высокой проходимости, то $k_{сц} = 1$ и последнее слагаемое обращается в нуль.

Как видно, во всех предлагаемых показателях проходимости сопоставляются с небольшими различиями возможности машины, реализуемые по сцеплению ведущих колес, с сопротивлением, которое она может преодолеть за счет этого сцепления. Некоторые показатели позволяют также учесть достаточность тягового усилия для преодоления сопротивления движению и реализации максимального сцепления ведущих колес, что принципиально правильно.

В большинстве случаев колесные машины способны двигаться по деформируемым грунтам, когда глубина колеи не превышает или превышает на незначительную величину дорожный просвет. В связи с этим дополнительным показателем может быть показатель по погружению колеса в грунт $P_h = 1 - h_r/h_k$, где h_k — дорожный просвет.

Если нужно знать не предельные возможности машины в каких-то определенных единичных условиях, а проходимость по маршруту с различными на разных участках коэффициентами φ и f_r , то следует использовать вероятностный показатель проходимости

$$P_B = P [k_{\varphi}\varphi \geq f_r + (1 - k_{сц}) f_{ш} + \operatorname{tg} \alpha],$$

где P — вероятность преодоления машиной маршрута, сопротивления на котором характеризуются величинами f_r , $f_{ш}$, α , сцепление и его реализация — величинами φ , k_{φ} , $k_{сц}$.

Для этого надо иметь необходимые статистические данные по характеристикам грунтов, которые позволяют рассчитать значения f_r и φ , т. е. надо знать E , c_0 , H_r , φ_0 и другие параметры на предполагаемом маршруте, причем знать их вероятное распределение. Во многих случаях такие полные данные отсутствуют, но есть, хотя и не точные, «интегральные» значения коэффициентов f_r и φ , полученные в результате экспериментов непосредственно для машин соответствующих типов. При этом должно быть известно влияние влажности грунта, как показателя, значительно влияющего на величины f_r и φ , а также распределение влажности W на участках предполагаемого маршрута.

Рассмотренные показатели характеризуют принципиальную возможность движения машины и не оценивают эффективности этого движения. Более полное представление о машине, как о транспортном средстве, могут дать показатели, характеризующие не только «проедет или не проедет» машина по данному участку, но и

как она проедет: с какой скоростью, сколько перевезет полезного груза и т. д.

Заслуживает внимания, например, предложенная НАМИ формула

$$П = (m_{грм}s_m/t_m Q_m) : (m_{грш}s_{ш}/t_{ш} Q_{ш}),$$

где $m_{гр}$ — масса перевозимого машиной груза; s — длина преодолеваемого участка; t — время движения по этому участку; Q — масса израсходованного на этом участке топлива. Индексы «м» и «ш» обозначают соответственно величины, относящиеся к движению по участку местности, проходимость по которому определяется, и по усовершенствованному шоссе, принимаемому за эталон. Чем меньше, например, скорость $v_m = s_m/t_m$ при движении по местности в сравнении со скоростью ее движения по шоссе $v_{ш} = s_{ш}/t_{ш}$ или чем меньше масса груза $m_{грм}$, которую машина может перевезти по участку местности протяженностью s_m в сравнении с грузом $m_{грш}$, перевозимым по шоссе, тем хуже проходимость и т. д.

Есть и другие показатели эффективности или производительности колесных машин высокой проходимости, которые можно применить к любым машинам. Такими показателями являются:

$$P_c = v/v_{ш}; \quad P_{гр} = m_{гр}/m_{грш};$$

$$P_\phi = Q/Q_{ш}; \quad P_p = N/N_{ш},$$

где P_c , $P_{гр}$, P_ϕ , P_p — показатели соответственно скорости, грузоподъемности, экономичности, работоспособности одной полосы движения; v , $m_{гр}$, Q , N — соответственно скорость, полезная нагрузка, расход топлива, число машин, пропускаемых по одной полосе движения до выхода ее из строя; $v_{ш}$, $m_{грш}$, $Q_{ш}$, $N_{ш}$ — те же параметры движения по дорогам с усовершенствованным покрытием.

Предложен и такой показатель:

$P_{\phiф} = m_{гр}v/Q$, называемый показателем эффективности, который в сравнении с похожим показателем НАМИ имеет преимущество, так как позволяет оценить абсолютные возможности машины, не сравнивая их с возможностями на усовершенствованной дороге.

В последнее время все расширяется количество параметров, по которым оценивается эффективность всяких машин, в том числе и машин высокой проходимости. Предлагается, в частности, оценивать эффективность по приведенным затратам, т. е. по всем затратам как в сфере производства, так и в сфере эксплуатации машины. Это предложение наиболее правильное, хотя реализовать его сложно.

Исходя из приведенного анализа, можно считать, что в настоящее время достаточно полную объективную оценку проходимости дает формула (179). Для того чтобы рассчитать показатель проходимости по этой формуле, необходимо рассчитать при заданных

условиях коэффициенты сопротивления качению f_r и f_m и коэффициенты сцепления ϕ каждого колеса. Пример такого расчета приведен в прил. 22.

Экспериментальные методы оценки проходимости разделяются на три направления:

определение параметров грунтов, необходимых для расчета сопротивления качению и сцепления;

непосредственное нахождение коэффициентов сопротивления качению и сцепления колес машины;

определение параметров машины, характеризующих проходимость.

Для определения параметров грунта наиболее широкое распространение получили методы, основанные на вдавливании в исследуемый грунт различных штампов (пенетрометров). Пенетрометры могут отличаться по форме, размерам, способу нагружения. Наибольшее распространение получили конусные и конусно-лопастные штампы. Применяются также приборы в виде пластин с грунтозацепами. Такие приборы при деформации грунта в нормальном и касательном к поверхности грунта направлениям позволяют определить деформации и соответствующие этим деформациям усилия, что при знании других параметров, например площади, позволяет находить искомые параметры грунта: E , c_0 , ϕ_0 .

Эти параметры дают наиболее объективную оценку грунтов, но для использования их, как было показано, необходимо знать или вычислять целый ряд дополнительных коэффициентов, связанных с переходом от размера и формы штампа непосредственно к колесу.

Для определения влажности и плотности грунта существует специальный прибор — влагометр-плотномер. При этом пробы грунта берут на различной глубине.

Более близкими к реальным условиям движения машины являются методы определения параметров, характеризующих проходимость в условиях, воспроизводящих процесс взаимодействия колесного движителя с грунтом. При этом рассматривается не отдельный элемент грунта, как при оценке общих прочностных и деформативных свойств, а полупространство грунта в естественном его залегании, нагружаемое через некоторую площадку. Определяются следующие основные зависимости: нормальной нагрузки от погружения штампа; горизонтальной сдвигающей нагрузки от нормального давления на штамп; горизонтальной сдвигающей нагрузки от горизонтального смещения штампа.

Для непосредственного определения параметров взаимодействия колеса с грунтом могут быть использованы те же методы, что и при определении этих параметров на твердой опорной поверхности. К ним относятся специальные динамометрические тележки, с помощью которых по исследуемому грунту можно прокатывать установленное в этой тележке колесо и замерять необхо-

димые усилия и деформации, например динамический радиус, глубину колеи. В некоторых таких динамометрических тележках к колесу можно подводить крутящий момент, что позволяет проводить эксперименты в любом режиме качения колеса. Основными определяемыми в таких испытаниях параметрами являются коэффициенты сопротивления качению и сцепления.

Те же самые параметры, на основе которых затем вычисляют показатели проходимости P , эффективности $P_{эф}$, могут быть получены в результате испытания всей машины.

Определяют также следующие параметры: наибольшую удельную силу тяги машины на крюке, равную отношению наибольшей силы тяги на крюке к полной силе тяжести машины; удельную тяговую мощность на крюке, равную произведению наибольшей удельной силы тяги на крюке в данных дорожных условиях на скорость движения машины, при заданной силе тяги; расход топлива в заданных грунтовых условиях.

Показатели проходимости оценивают в процессе испытаний по следующим видам дорог и местности; с твердым ровным покрытием для сравнения эксплуатационных показателей с показателями, получаемыми на грунтовой дороге и местности; на грунтовых дорогах различного состояния со слоем размокшего грунта разной глубины; песчаной дороге; пашне; заболоченному лугу; снежной целине с различной высотой снежного покрова.

К параметрам машины, характеризующим опорную проходимость и подлежащим замеру, относится минимальное давление на грунт. Для этого определяют лодометром нагрузку колеса P_z , а затем под смазанную краской поверхность шины помещают бумагу и опускают колеса. Давление воздуха в шине должно быть при этом минимальным. Измеряют общую площадь F_0 отпечатка и площадь $F_{гр}$ грунтозацепов. При этом $p_{min} = P_z/F_0$; коэффициент насыщенности протектора $k_n = F_{гр}/F_0$.

Замеряют также параметры, характеризующие геометрическую проходимость. К ним относятся дорожный просвет; углы проходимости (передний и задний); ход колес, определяемый кинематикой подвески, углы перекоса осей.

§ 48. ВЛИЯНИЕ КОНСТРУКТИВНЫХ И ЭКСПЛУАТАЦИОННЫХ ФАКТОРОВ НА ПРОХОДИМОСТЬ

Основными конструктивными факторами, влияющими на сопротивление качению и сцепление колес машины с грунтовой поверхностью, т. е. в конечном итоге на проходимость, являются геометрические размеры колеса, давление воздуха в шинах, распределение силы тяжести по осям, число осей, схема и тип трансмиссии.

Размеры колес. С увеличением размера колеса (диаметра и ширины) площадь отпечатка шины на грунте возрастает. В результате снижается удельное давление колеса на грунт, вследст-

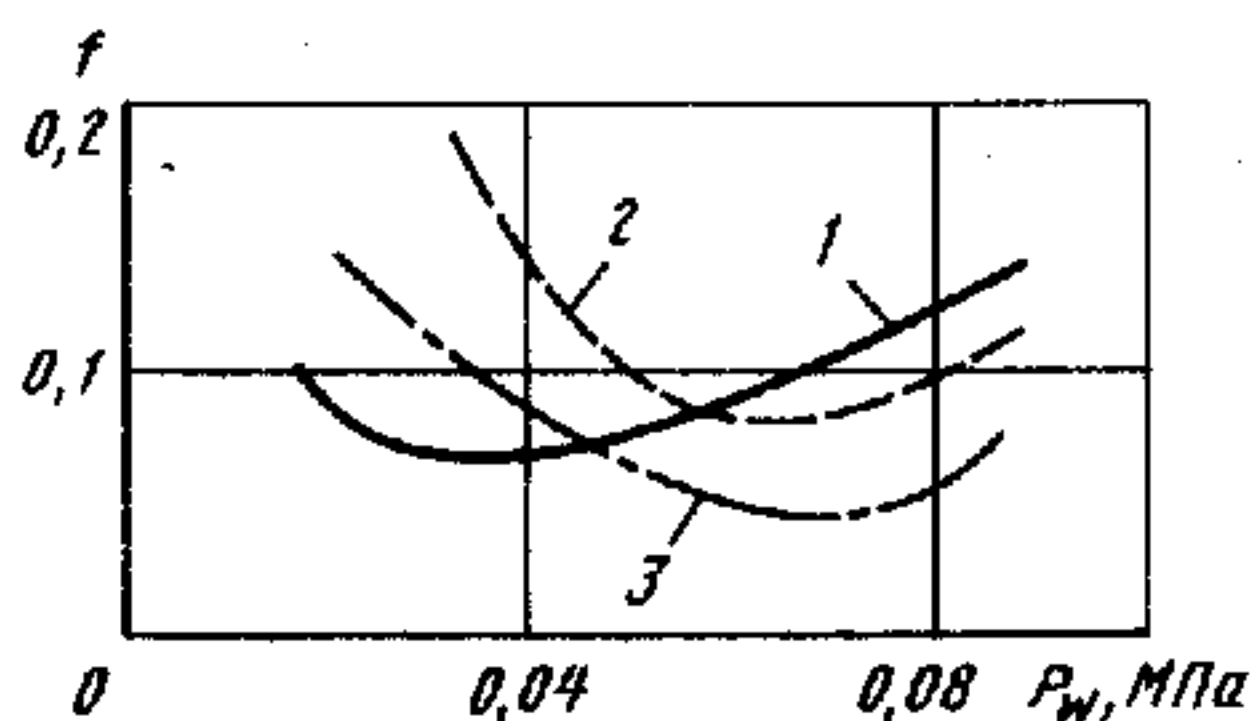


Рис. 137. Сопротивление качению пневмокатка на различных грунтах: 1 — на песке; 2 — на пахоте; 3 — на заболоченной луговине

вие чего уменьшаются глубина колеи и работа на деформацию грунта, т. е. одна из составляющих сопротивления качению.

Уменьшение удельного давления на грунт может быть в одинаковой степени достигнуто увеличением любого из указанных двух размеров, так как равные площади отпечатков обеспечивают и равные удельные давления колес. Но при движении работа на образование колеи (деформацию грунта) получается различной. При узкой колее эта работа меньше, следовательно, меньше и сопротивление качению.

Вместе с тем применение широких шин с малым внутренним давлением, например пневмокатков, может дать на деформируемых грунтах особый эффект. Если профиль колеи имеет вид, показанный на рис. 124, *г*, то появляются тангенциальные составляющие поперечных давлений, направленные в противоположные стороны, т. е. к середине колеи, поэтому средняя часть ее уплотняется. Это свойство обеспечивает машинам на пневмокатках более высокую проходимость по деформируемым опорным поверхностям, чем при использовании обычных тороидных шин.

Увеличение размера колеса, приводящее к увеличению площади отпечатка шины (контактной площадки), во многих случаях повышает коэффициент сцепления его с опорной поверхностью, что также положительно влияет на проходимость.

Определенное влияние на сопротивление качению оказывают размеры, профиль и конструкция протектора, однако это влияние не однозначно. При увеличении высоты грунтозацепов улучшается сцепление на мягких поверхностях, но увеличивается сопротивление качению. С увеличением коэффициента k_n насыщенности протектора уменьшается давление на поверхность дороги, тем самым снижается сопротивление качению, но повышается сцепление. Оптимальное значение $k_n = 0,6 \dots 0,8$.

Давление воздуха в шинах. Этот фактор — один из самых эффективных, позволяющий повысить проходимость на подавляющем большинстве деформируемых поверхностей, поскольку давление шины на грунт находится почти в прямой зависимости от давления воздуха в шине. Шины с регулируемым давлением, которые применяются на большинстве машин высокой и повышенной проходимости, допускают снижение давления до 0,09 МПа, а пневмокатки — даже до 0,01 ... 0,02 МПа. Машины на пневмокатках по многим мягким грунтам, например по сыпучему песку, движутся, практически не образуя колеи. На рис. 137 показано, как влияет давление воздуха в шинах на коэффициент со-

противления качению при движении по некоторым грунтовым поверхностям.

Число осей и колес. Выше было показано, что на уплотняющихся грунтах сопротивление качению при движении колес по одной колее уменьшается, а сцепление увеличивается. Отсюда следует, что с увеличением числа осей при заданной массе машины сопротивление качению колес всей машины уменьшается, а сцепление повышается. Исключение составляют неуплотняемые грунты, грунты в текучем состоянии, на которых сопротивление качению не зависит от числа проходов колес по одной колее.

Относительное уплотнение грунтов от прохода к проходу оказывается все меньшим. Расчеты и эксперименты показывают, что в большинстве случаев после четырех—шести проходов грунт больше не уплотняется, а сопротивление качению больше не уменьшается. Таким образом, для движения по многим грунтовым поверхностям оптимальным числом осей можно считать четыре — шесть, для некоторых — число безразлично. Следует, конечно, учитывать, что с увеличением числа осей усложняется силовой привод, увеличиваются потери в трансмиссии, усложняется управление, во многих случаях повышается сопротивление повороту машины.

Для машин, движущихся по грунтовым поверхностям, нецелесообразно применять сзади спаренные колеса, если передние колеса одинарные. Это объясняется тем, что, как правило, выигрыш в силе тяги, который может быть получен от того, что сзади будут двигаться рядом два колеса (причем это не увеличение ширины одного колеса в 2 раза), меньше, чем увеличение сопротивления качению второго колеса.

Распределение нормальных нагрузок по осям. От распределения нормальных нагрузок (реакций) по осям колес зависят силы сопротивления качению и сцепления машины, так как они опреде-

ляются выражениями соответственно $P_{fм} = \sum_{i=1}^{2n} f_i R_{zi}$ и $P_{фм} = \sum_{i=1}^{2m} \varphi_i R_{zi}$ (при условии полной реализации сцепного веса), где n и m — число всех и ведущих осей. Для полноприводных машин $m = n$.

Выразим нормальные реакции осей через нормальную реакцию предыдущей оси и некоторое приращение: $R_{zi} = R_{z(i-1)} + \Delta R_{zi}$.

Поскольку лишь колеса первой оси движутся по неуплотненному грунту, а перед вторым колесом грунт уплотнен только до величины, соответствующей реакции R_{z1} , то сопротивление качению колес второй оси можно также принять за сумму двух составляющих: первой составляющей $f_2 R_{z1}$, где f_2 — коэффициент сопротивления качению колес по грунту, уплотненному колесами

первой оси, и второй составляющей $f_1 \Delta R_{z1}$, поскольку реакции R_{z1} больше реакции R_{z2} .

Тогда в общем виде

$$P_{ji} = f_i R_{z(i-1)} + f_{i-1} \Delta R_{zi}.$$

Принимая $\Delta R_{z1} = 0$, получаем:

$$P_{jm} = f_1 \left(R_{z1} + \sum_{i=1}^n \Delta R_{zi} \right) + \\ + f_2 \left(R_{z1} + \sum_{i=1}^{n-1} \Delta R_{zi} \right) + \dots + f_n (R_{z1} + \Delta R_{zn}). \quad (180)$$

Реакция R_{z1} не может быть равна нулю, поскольку при этом за нее придется принять реакцию R_{z2} , которая, как и реакции последующих колес, будет больше исходного варианта, что приведет к увеличению ΔP_{jm} . Это означает, что условием минимальной силы сопротивления движению машины является равенство всех величин, содержащихся в выражении (180) под знаком Σ , т. е. равенства всех нормальных реакций.

Аналогично рассуждая, можно доказать, что максимальная сила сцепления $\Delta P_{\phi m}$ машины будет также при равенстве всех нормальных реакций.

Если учесть, что ряд грунтов уплотняется не совсем по линейному закону, т. е. глубина колеи растет пропорционально нагрузке в степени, несколько меньшей единицы, то можно незначительно (на единицы процентов) увеличивать нормальные реакции от колес первой оси к последней. Поскольку под действием сопротивлений движению происходит, как было показано в § 8, перераспределение нормальных реакций, в статическом положении машины можно рекомендовать равномерное распределение реакций.

Это означает, что у двухосных машин, независимо от системы и жесткости подвески, и у всех остальных машин с осями, симметрично расположенными по длине базы при равенстве жесткостей подвесок, центр масс должен располагаться в середине базы. В машинах с числом осей не менее трех, кроме машин с балансирной тележкой двух осей, необходимое распределение нормальных реакций, что известно, можно получить как за счет определенного положения центра масс, так и за счет соответствующих жесткостей подвески колес различных осей. Заметим, что для колесных машин высокой проходимости, движущихся по различным опорным поверхностям, в том числе грунтам, имеющим различную характеристику, изменение жесткостей подвесок колес различных осей может быть использовано в целях обеспечения заданного распределения нормальных реакций, оптимального для достижения наибольшей проходимости.

Схема и тип трансмиссии. Схема трансмиссии, определяемая наличием или отсутствием дифференциальной связи между осями

и колесами, имеет существенное значение в том случае, если различные колеса нагружены по-разному, либо у них различные коэффициенты сцепления с опорной поверхностью, либо — и то, и другое. В этом случае преимуществом обладает блокированная трансмиссия, так как она позволяет реализовать большую сумму продольных реакций. Наименьшую свободную силу тяги обеспечивает полностью дифференциальная трансмиссия, в узловых точках которой установлены симметричные дифференциалы с величиной $k_d = 1$. При этом сумма крутящих моментов всех ведущих колес машины равна крутящему моменту колеса, на котором этот момент по условиям сцепления минимален, умноженному на число колес, имеющих дифференциальную связь с этим колесом. При приблизительно равных моментах сопротивления качению различных колес это означает, что равны и продольные реакции колес. Максимальная по сцеплению сумма реакций, равная свободной силе тяги или силе сопротивления движению, соответственно меньше, чем при блокированной связи колес (см. рис. 132, а и б).

Однако если нагрузки колес и коэффициенты сцепления колес одинаковы, то различия в ограничении продольных реакций или суммарной силы тяги при блокированной и дифференциальной трансмиссии нет. Заметим, что реально такое различие в большинстве случаев имеется.

Преимущества блокированной связи уменьшаются с уменьшением продольных реакций колес. Как было показано, и эксперименты это полностью подтверждают, колесо, движущееся в свободном режиме, меньше деформирует грунт, и сопротивление качению такого колеса меньше. Свободный или ведущий, но при малых значениях продольных реакций режим, более вероятен у машин с дифференциальной трансмиссией.

Машины с дифференциалами повышенного трения ($k_d > 1$) занимают по возможности реализации сил сцепления промежуточное место, определяемое величиной k_d .

В многоосных машинах применяются мостовые и бортовые (так называемые Н-образные) схемы трансмиссии (6 и 8 на рис. 67). При полностью симметричном воздействии на колеса левой и правой сторон машины влияние межбортовой связи на распределение крутящих моментов и окружных сил, а значит, и на проходимость, отсутствует. В этом случае при Н-образной и мостовой схемах трансмиссии могут оказаться разными суммарные силы сцепления колес машины.

Сравним полноприводные многоосные машины с блокированной связью колес по каждой стороне и дифференциалом между сторонами при Н-образной схеме и машины с блокированной связью ведущих мостов и межколесными дифференциалами при мостовой схеме трансмиссии. Если у одного из колес или части колес изменяются коэффициенты сцепления с грунтом, то суммарная сила сцепления машины при Н-образной и мостовой схемах

изменится одинаково. Действительно, пусть в машине, имеющей k колес, p колес одной стороны имеют коэффициент сцепления φ' , а все остальные — φ . Тогда колеса этой стороны могут обеспечить силу сцепления

$$P_{\varphi\Sigma} = \varphi' \sum_{i=1}^p R_{zi} + \varphi \sum_{i=1}^{k/2-p} R_{zi}.$$

При Н-образной (бортовой) схеме трансмиссии наибольшая сила сцепления $P_{\varphi\Sigma\text{б}} = 2P_{\varphi\Sigma}$.

При мостовой схеме эта сила

$$P_{\varphi\Sigma\text{м}} = 2\varphi' \sum_{i=1}^p R_{zi} + 2\varphi \sum_{i=1}^{k/2-p} R_{zi},$$

т. е. равна силе при бортовой схеме.

Рассмотрим теперь, как влияет изменение нормальных реакций на наибольшую силу сцепления при обеих схемах трансмиссии. Примем следующие условия: 1) машина движется по неровной дороге, но продольная и поперечная оси ее остаются все время в горизонтальной плоскости, т. е. сумма нормальных реакций на колесах не изменяется и при движении по горизонтальной поверхности всегда равна силе тяжести машины, т. е.

$\sum_{i=1}^k R_{zi} = G_{\text{м}}$; 2) при движении по плоской горизонтальной поверхности сила тяжести машины распределена по всем колесам равномерно.

Предположим, что при движении по неровной дороге происходит отрыв одного из колес от дороги — случай весьма вероятный для многоосной машины, хотя в определенном смысле предельный. При движении машины по неровностям колеса воспринимают динамические нагрузки. Однако для анализа влияния распределения нормальных реакций на проходимость можно принять, что движение машины совершается с малой скоростью и нормальные реакции изменяются лишь вследствие изменения положения колес. В зависимости от высоты и длины неровностей, кинематической схемы и характеристики колес сила тяжести, приходящаяся на разгруженное колесо, может передаваться через различные колеса, оставшиеся в контакте с поверхностью.

В табл. 4 приведены коэффициенты K , позволяющие определить наибольшую силу сцепления $P_{\varphi\Sigma} = K\varphi G_{\text{м}}$ для основных вариантов перераспределения силы тяжести по колесам, приведенных на рис. 138. Во всех случаях предположено, что коэффициент сцепления всех k колес с грунтом одинаков.

Как видно из этой таблицы, наибольшие различия в значении силы сцепления $P_{\varphi\Sigma}$ могут быть в первом варианте. Во втором и шестом вариантах максимальная величина $P_{\varphi\Sigma}$ при обеих схемах трансмиссии одинакова. Выигрыш в силе сцепления при Н-образной схеме в сравнении с мостовой достигает $2\varphi G_{\text{м}}/k$

Вариант по рис. 138	Перераспределение силы тяжести, приходящейся на колесо, потерявшее сцепление с грунтом	Коэффициент K при схеме трансмиссии	
		Н-образной	мостовой
1	На любые колеса той же стороны	1	$\frac{k-2}{k}$
2	На колесо той же оси с другой стороны	$\frac{k-2}{k}$	$\frac{k-2}{k}$
3	50% на колесо той же оси с другой стороны, 50% на любые колеса этой же стороны	$\frac{k-1}{k}$	$\frac{k-2}{k}$
4	На два соседних колеса той же стороны и колесо той же оси с другой стороны равно- мерно	$\frac{3k-2}{k}$	$\frac{k-2}{k}$
5	50% равномерно на остальные колеса той же стороны, 50% равномерно на колеса другой стороны	$\frac{k-1}{k}$	$\frac{k-2}{k}$
6	На все остальные колеса равномерно	$\frac{k-2}{k-1}$	$\frac{k-2}{k-1}$

для первого варианта, что применительно, например, к четырех-осным машинам составляет 25%, а к трехосным—33% максимальной силы сцепления.

Таким образом, Н-образная схема трансмиссии при одинаковых с мостовой схемой условиях работы соответствующих колес в ряде случаев может обеспечить машине реализацию больших сил сцепления, чем мостовая. Разность этих сил уменьшается с увеличением числа осей. Попутно заметим, что выбором схемы подвески можно добиться уменьшения силы сцепления при разгрузке отдельных колес.

На опорную проходимость положительно влияют плавность и непрерывность передачи мощности от двигателя к ведущим колесам. Хотя при непрерывной передаче мощности, например при

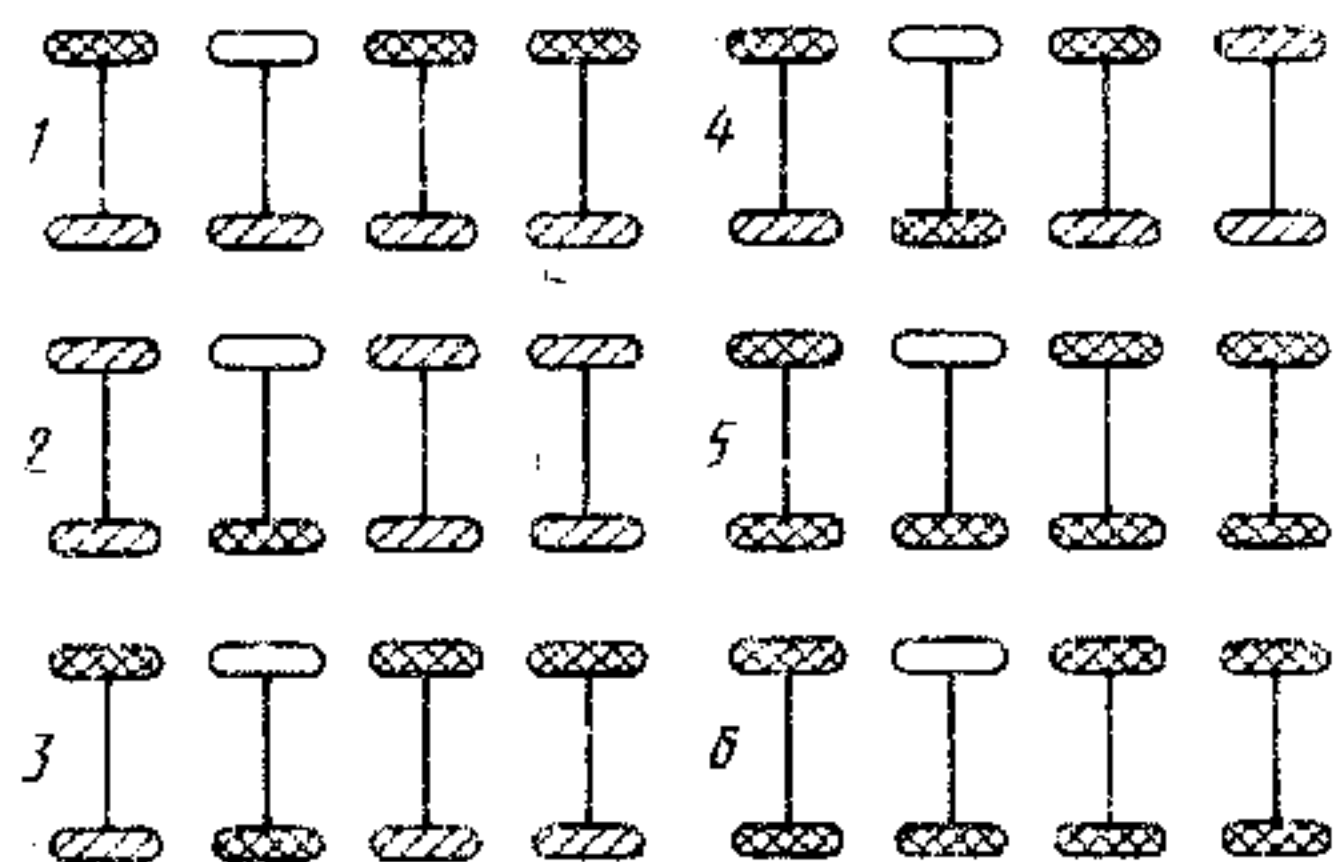


Рис. 138. Характерные случаи перераспределения силы тяжести по колесам:

а — колесо, потерявшее сцепление с грунтом; б — дополнительная сила тяжести не передается; в — дополнительно передается часть силы тяжести

— колесо разгружено полностью
— колесо нагружено весом G_M/n
— колесо нагружено дополнительно

наличии гидродинамических, гидрообъемных и электрических трансмиссий, динамические нагрузки полностью не исчезают, однако колебаний крутящих моментов и угловых скоростей в трансмиссии значительно меньше, чем при ступенчатых механических трансмиссиях. Кроме того, некоторые трансмиссии, например гидравлические, обладают способностью несколько демпфировать возникающие динамические нагрузки.

Уменьшение динамического воздействия на деформируемый грунт, плавное приложение нагрузки и возможность медленного изменения угловой скорости ведущих колес приводят к меньшей деформации и разрушению грунта и, как правило, к повышению проходимости. Преимуществом гидрообъемной и электрической трансмиссий является также возможность подвода к каждому ведущему колесу крутящего момента, величина которого соответствует моменту сцепления колеса с грунтом, что исключает или, во всяком случае, уменьшает вероятность буксования колес и повышает проходимость. В связи с этим следует отметить, что рассмотренное выше уменьшение деформации грунта за счет релаксации далеко не всегда дает реальные преимущества. Поскольку машина практически движется не по абсолютно гладкой поверхности, тем более на местности и по неусовершенствованной дороге, то с увеличением скорости увеличиваются динамические нагрузки на колеса. Поэтому, как показывают эксперименты, сопротивление качению в ряде случаев с увеличением скорости не уменьшается, а увеличивается.

Значительное повышение проходимости колесной машины может быть достигнуто, если обеспечить поочередное отталкивание колес от грунта, в процессе которого корпус машины перемещается по отношению к неподвижным колесам и грунту. Такой способ передвижения называется колесно-шагающим, даже если колеса и не поднимаются, не «перешагивают» через какие-либо препятствия, а просто движутся поочередно. На этапе передвижения (рис. 139, а) колесо I перемещается из положения I в положение II на величину шага l_n колеса. Колеса 2, 3, а также все или некоторые колеса другой стороны машины вместе с корпусом при этом неподвижны. Во время следующего этапа колеса затормаживаются и с помощью специального механизма из положения III в положение IV перемещается корпус машины, отталкиваясь от заторможенных колес, упирающихся в грунт (рис. 139, б).

Машины, в которых используется такой способ передвижения, называют колесно-шагающими. Однако принципиально такой же способ опробован в активных автопоездах, когда, отталкиваясь от заторможенного прицепа, перемещается тягач, а затем к заторможенному тягачу подкатывается прицеп.

Перемещение колеса колесно-шагающей машины может осуществляться двумя способами: с отрывом колеса от грунта и переносом его по воздуху или без отрыва от грунта с перекачиванием

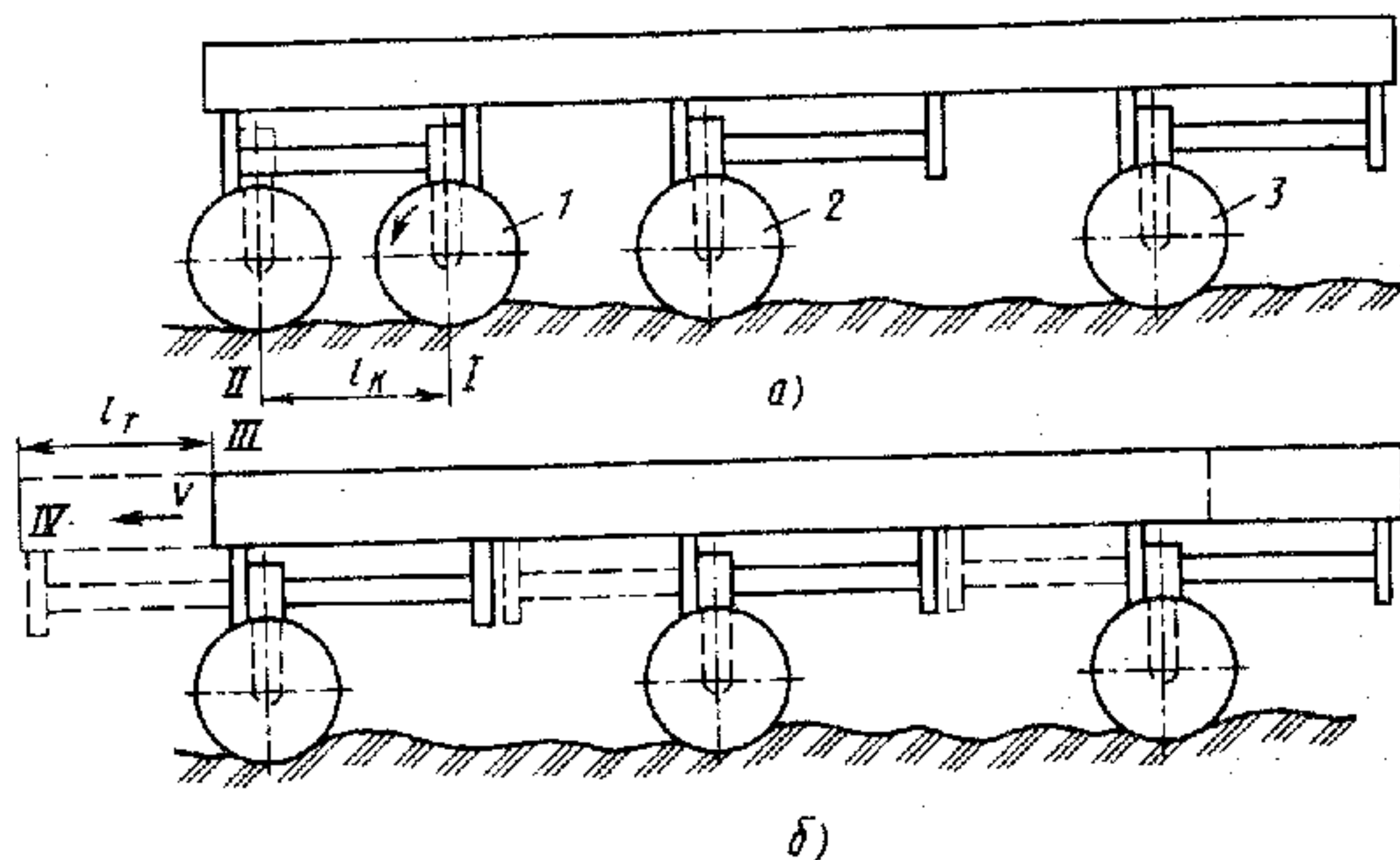


Рис. 139. Схема движения колесно-шагающей машины

колеса. При втором способе целесообразно частично или полностью разгрузить колесо от вертикальной нагрузки с целью уменьшения потерь на сопротивление качению во время передвижения колеса. Разгрузка колеса, включая и его отрыв от грунта, может быть осуществлена каким-либо специальным, например, кривошипным, механизмом. Перекатывание колес машины возможно в ведомом, ведущем или нейтральном режимах качения колеса (см. § 1).

Заторможенное колесо в процессе упорного этапа реализует силу тяги, в несколько раз большую силы тяги, развиваемой обыкновенным колесом в тех же условиях, так как оно деформирует значительный массив грунта позади себя и более равномерно сдвигает грунт в опорной площадке. В процессе деформации грунта происходит его вертикальное уплотнение, наблюдается эффект «грунтового клина» (рис. 140).

Когда корпус машины перемещается относительно оси колеса на величину l_k (см. рис. 139, б), заторможенное колесо смещается назад на величину X_k (рис. 140). Таким образом, на упорном этапе корпус перемещается на величину $l_t = l_k - X_k$. Очередностью и числом одновременно перемещающихся колес определяется «походка» колесно-шагающей машины. Тип походки либо закладывают при создании машины, либо устанавливают в процессе движения в зависимости от его условий.

Этапы переноса колеса или нескольких колес, упора какого-то колеса или

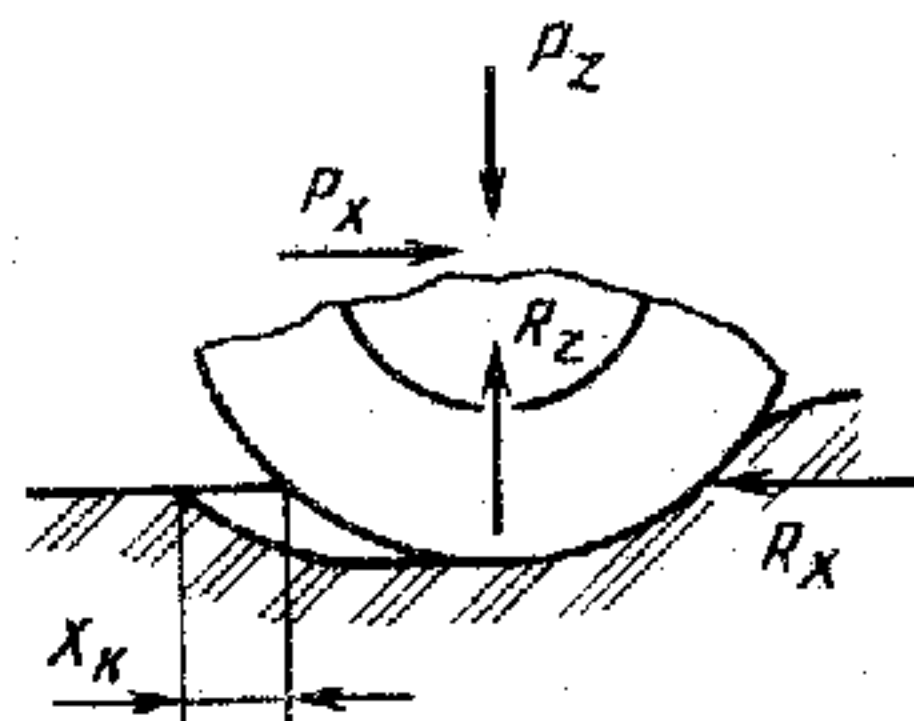


Рис. 140. Эффект «грунтового клина»

других колес и перемещения корпуса могут осуществляться как последовательно, так и одновременно, чем обеспечивается комбинированный режим движения (см. прил. 23).

В ряде случаев колесным транспортным машинам, не говоря о тракторах, выполняющих различные агротехнические работы, приходится двигаться непосредственно по полям. Особенно это бывает в ходе уборочных работ. При движении машины по полю изменяется структура почвы: образуются более крутые комки и, наоборот, еще больше измельчаются части комков. Почва в результате давления уплотняется, уменьшается доступ в нее влаги и воздуха, повреждаются корневые волоски растений, гибнут микроорганизмы, необходимые для сохранения плодородия почвы.

Установлено, что плодородие почвы ухудшается с увеличением плотности почвы выше определенной, свойственной данной почве оптимальной величины порядка $1,0 \dots 1,54 \text{ г/см}^3$. На уплотнение почвы наибольшее влияние оказывает давление колес машины, причем определенное значение имеет не только среднее, но и максимальное давление, соотношение между которыми во многом зависит от формы контактной поверхности шины. Есть ряд эмпирических формул, позволяющих определять отрицательные воздействия давлений машин на почву. В частности, в НАТИ предложен показатель u уплотняющего воздействия движителя на почву:

$$u = k_{\phi} b p_{\text{ш}} (1 + \chi \lg n),$$

где $k_{\phi} = (0,92 + 0,05L/b)^{3/2}$; L и b — длина и ширина опорной площадки; $p_{\text{ш}}$ — среднее давление в опорной площадке; n — число проходов по одной колее; χ — коэффициент, зависящий от вида и состояния почвы.

Заметим, что у обычных колесных машин давление $p_{\text{ш}}$ на почву колеблется в диапазоне $0,4 \dots 0,5 \text{ МПа}$, у автомобиля КАЗ-4540, созданного специально для сельского хозяйства, это давление равно приблизительно $0,2 \text{ МПа}$, а у машин с регулируемым давлением воздуха в шинах доходит до $0,05 \dots 0,08 \text{ МПа}$.

Пока не выяснено, как влияет продолжительность воздействия давления, а также степень буксования колес на плотность, а значит, и плодородие почвы.

§ 49. ОСНОВЫ ТЕОРИИ ПЛАВАЮЩИХ МАШИН

Для того чтобы плавающая машина выполняла свои функции, она должна обладать водоходными свойствами: плавучестью, остойчивостью, подвижностью, ходкостью, маневренностью на воде, а также быть способной въезжать в воду и выезжать из нее.

Плавучесть. Способность машины держаться на воде, не погружаясь ниже определенной плоскости, совпадающей с поверхностью воды и образующей с поверхностью машины линию — в а т е р л и н и ю, называют плавучестью.

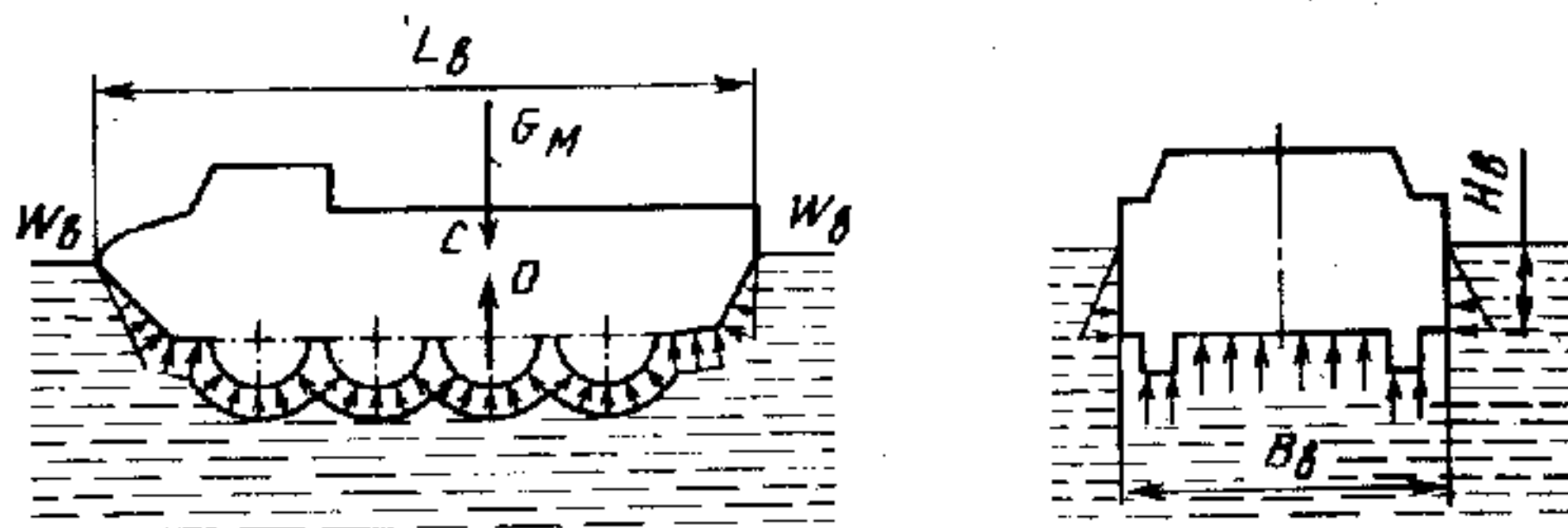


Рис. 141. Силы, действующие на свободно плавающую машину

На все части поверхности машины, расположенной в воде ниже ватерлинии, действует гидростатическое давление, нормальное к поверхности машины. Величина этого давления прямо пропорциональна расстоянию от поверхности воды. Результирующая сил гидростатических давлений воды, действующих на подводную часть машины, направлена вертикально вверх. Эту силу называют **силой поддержания**, или **силой плавучести**.

В соответствии с законом Архимеда сила плавучести (весовое водоизмещение) $Q = \rho_v v_d g$, где v_d — объем погруженной в воду части машины (объемное водоизмещение); ρ_v — плотность воды. Сила плавучести приложена в центре тяжести вытесненного объема воды. Эту точку называют **центром давления**, или **центром величины** (рис. 141).

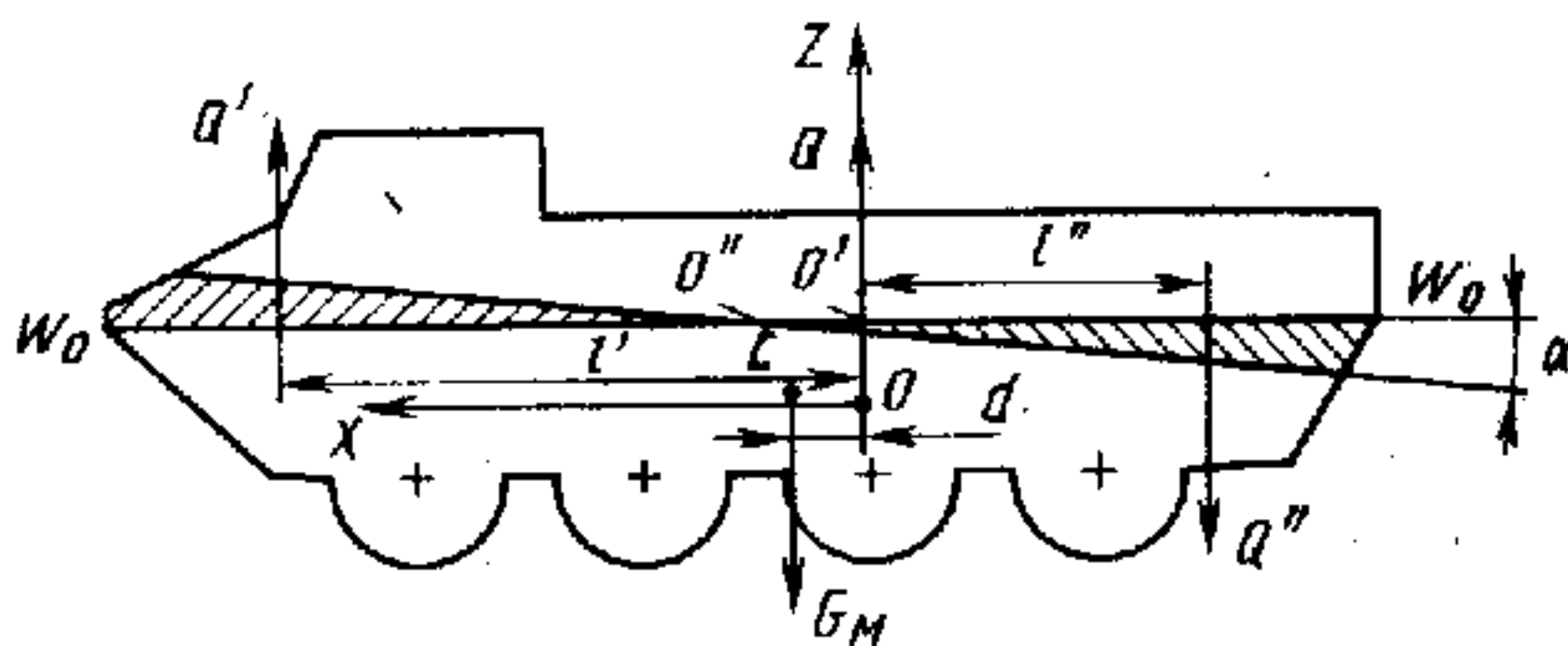
По первому условию плавучести $G_M = Q = \rho_v V_d g$.

Второе условие состоит в том, что, поскольку силы G_M и Q направлены по вертикали, для равновесия плавающей машины необходимо, чтобы центр C тяжести (массы) и центр O давления находились на одной вертикали.

Положение центра массы машины при проектировании определяют расчетным методом. Принципиально таким же методом находят и центр давления, который при проектировании определяют вместе с положением ватерлинии.

Для того чтобы найти положение центра давления, на чертеже машины наносят предполагаемое положение ватерлинии $W_0 W_0$, принимая, что она параллельна днищу машины (рис. 142). Объем, находящийся ниже ватерлинии, разбивают на несколько элементарных объемов простейшей конфигурации в виде параллелепипедов, призм и определяют вес воды, вытесненной всеми этими объемами, т. е. силу давления или водоизмещение машины.

Рис. 142. Определение положения ватерлинии машины



Приближенно водоизмещение плавающей машины (см. рис. 141)

$$V_{\Pi} = \delta_{\Pi} L_{\Pi} B_{\Pi} H_{\Pi},$$

где L_{Π} , B_{Π} — соответственно длина и ширина корпуса машины по ватерлинии; H_{Π} — заглубление машины; δ_{Π} — коэффициент полноты водоизмещения, учитывающий, что под водой находится не параллелепипед, а корпус более сложной формы с колесными нишами, колеса, мосты и т. д.; для плавающих колесных машин $\delta_{\Pi} = 0,5 \dots 0,7$.

Затем сравнивают вес воды в найденном суммарном объеме с весом машины. Если величины не совпадают, то задают другое положение ватерлинии. После того как ориентировочное положение ватерлинии найдено, определяют центры тяжести этих элементарных объемов. Далее, выбрав произвольно начало осей координат, находят положение центра давления по формулам

$$X_o = \sum_{i=1}^n V_i x_i / V_{\Pi}; \quad Y_o = \sum_{i=1}^n V_i y_i / V_{\Pi}; \quad Z_o = \sum_{i=1}^n V_i z_i,$$

где X_o , Y_o , Z_o — соответственно продольная, поперечная и вертикальная координаты центра давления; V_i — i -й элементарный объем; n — число элементарных объемов, находящихся ниже ватерлинии машины.

Если начало координат выбрано в вертикальной плоскости, проходящей через середину колеи машины, то координату Y_o можно практически принимать равной нулю, так как колесные машины, а тем более плавающие, выполняют симметричными относительно указанной плоскости.

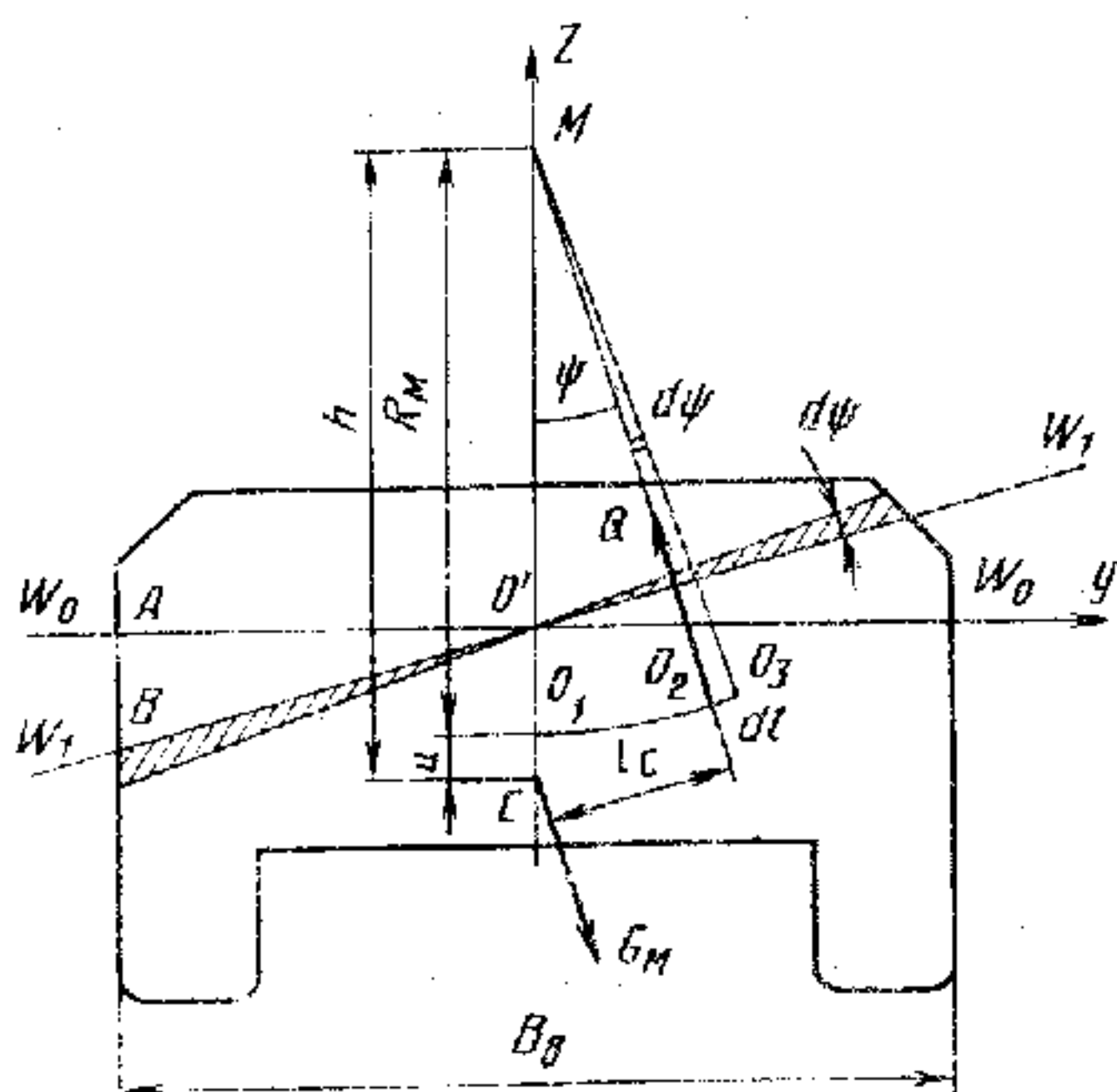
После этого проверяют второе условие плавучести. Для плавающих колесных машин рекомендуется, чтобы они имели небольшой угол наклона ($\alpha = 2 \dots 5^\circ$) к корме (см. рис. 142). Этот наклон называют дифферентом. Если в результате расчета и принятого горизонтального положения днища корпуса центр давления окажется смещенным назад по отношению к центру тяжести, то создается момент, равный Qd , который наклонит машину на угол α . При этом передняя часть машины несколько погрузится в воду, а задняя выйдет из воды, т. е. создается дифферент на нос. В соответствии с этим возникнут моменты $Q'l'$ и $Q''l''$, причем при равновесии

$$Q'l' + Q''l'' = Qd, \quad (181)$$

где Q' — сила давления объема дополнительно погруженной в воду части машины; Q'' — «потерянная» сила давления объема вышедшей из воды части машины; l' , l'' — расстояния от центров давлений указанных объемов до оси O'' , относительно которой повернется машина.

В общем случае положение оси O'' неизвестно, хотя при обычных компоновках плавающих машин ось O'' находится вблизи

Рис. 143. Схема сил, действующих на плавающую машину при крене



оси O' . Величину дифферента α определяют графически в соответствии с чертежом и выражением (181). Если ось O' окажется на одной вертикали с центром массы C , то никакого дифферента не будет. Для получения требуемого дифферента на корму необходимо сместить центр давления всей машины вперед по отношению к центру массы так, чтобы был создан момент, уравновешенный

дополнительными моментами в соответствии с выражением (181), но с другими абсолютными значениями. В случае, если найденная величина дифферента отличается от заданного, графоаналитический расчет повторяют, задавая новое положение ватерлинии, на $1 \dots 2^\circ$ смещенное от предыдущего, до тех пор, пока нужное положение ватерлинии не будет найдено.

Остойчивость. Способность плавающей машины, выведенной из положения равновесия, возвращаться в это положение после прекращения действия внешних сил называют остойчивостью. К числу возможных внешних сил, стремящихся наклонить или опрокинуть плавающую машину, относятся сила давления ветра на надводную часть машины, воздействие волн, центробежная сила при повороте и др.

Наклон машины относительно поперечной оси, как уже было указано, называют дифферентом, а наклон относительно продольной оси — креном.

Рассмотрим общее условие остойчивости машины (рис. 143). Предположим, что машина, плававшая до нарушения ее равновесия по ватерлинии W_0W_0 , получила крен на некоторый угол. Новой стала ватерлиния W_1W_1 . Вследствие крена центр давления машины переместится из точки O_1 в точку O_2 . Примем, что положение центра массы не изменилось. Точки O_1 и O_2 при наклонном положении машины не лежат на одной вертикали, а силы G_M и Q создают пару, момент которой

$$M_n = Ql_c, \quad (182)$$

где l_c — плечо статической остойчивости машины.

Этот момент называют **восстанавливающим**. Если он стремится вернуть машину в первоначальное положение, то он положителен и машина остойчива по отношению к данному

наклону. Если же момент $M_{\text{в}}$ стремится повернуть машину еще больше, то он отрицателен, а машина неустойчива для данного наклона. Наконец, если при каком-то наклоне машины точки O_1 и O_2 оказываются на одной вертикали, то восстанавливающий момент равен нулю и машина остается в таком положении. В этом случае машина считается неустойчивой при данном угле крена.

Вместо положений точки O_2 можно рассматривать положения другой точки. Такой точкой является точка M пересечения линии действия силы давления Q с продольной плоскостью симметрии при наклоне машины. Эту постоянную при малых углах крена или дифферента точку M называют м е т а ц е н т р о м (при крене — поперечным, при дифференте — продольным), а расстояние ее от центра массы — м е т а ц е н т р и ч е с к о й в ы с о т о й h . Тогда восстанавливающий момент $M_{\text{в}} = Qh \sin \varphi$.

Расстояние от метацентра до центра давления называют м е т а ц е н т р и ч е с к и м р а д и у с о м

$$R_{\text{м}} = h - a, \quad (183)$$

где a — возвышение центра давления над центром тяжести машины.

При дифференте продольный метацентр расположен всегда значительно выше центра S тяжести и поэтому восстанавливающий момент всегда положителен. Продольная остойчивость плавающих машин обычно бывает большей, и опасность опрокидывания машины через нос или корму маловероятна.

Различают остойчивость при малых и больших углах крена, а также статическую и динамическую остойчивости.

При малых углах крена (примерно до $10 \dots 15^\circ$) объем, соответствующий клину $AO'B$ (см. рис. 143) и вышедший из воды, равен объему, вошедшему в воду. При этом положение метацентра не меняется, а так как он расположен выше центра массы, то в этих случаях машина всегда остойчива.

Предположим, что площадь машины, ограниченная ватерлинией, имеет в плане форму прямоугольника длиной $L_{\text{в}}$ и шириной $B_{\text{в}}$.

Пусть наклоненная на угол φ под действием внешнего момента $M_{\text{вп}}$ машина накренилась дополнительно на бесконечно малый угол $d\varphi$. Центр давления переместился при этом из O_2 в O_3 на расстояние dl , а положение метацентра M не изменилось. Приращение восстанавливающего момента за счет входа и выхода соответствующих объемов

$$dM_{\text{в}} = 2B_{\text{в}} dQ/3.$$

Ту же величину, но за счет перемещения центра давления можно определить так:

$$dM_{\text{в}} = dlQ = R_{\text{м}} d\varphi Q.$$

Рис. 144. Диаграмма остойчивости:
1 — статической; 2 — динамической

Сопоставляя эти два выражения и заменяя $Q = \rho_v V_{\Pi} g$, получаем:

$$V_{\Pi} R_{\text{м}} d\psi = 2B_{\text{в}} dV_{\Pi}/3, \quad (184)$$

где dV_{Π} — объем бесконечно малого клина с углом $d\psi$.

В соответствии с рис. 143

$$dV_{\Pi} = \frac{1}{2} L_{\text{в}} \frac{B_{\text{в}}}{2} \frac{B_{\text{в}}}{2} d\psi. \quad (185)$$

Подставляя (185) в (184) и имея в виду, что $L_{\text{в}} B_{\text{в}}^2/12 = I_{\infty}$, т. е. моменту инерции площади, ограниченной ватерлинией, относительно продольной оси машины, получаем: $R_{\text{м}} = I_{\infty}/V_{\Pi}$.

Величину метацентрического радиуса необходимо знать для определения восстанавливающего момента по выражению (182) с учетом (183).

Для определения плеча статической остойчивости при больших углах крена существуют различные методы: аналитические, графические и графоаналитические. Не останавливаясь на изложении этих расчетных методов, приведем аналитическое выражение для плеча статической остойчивости:

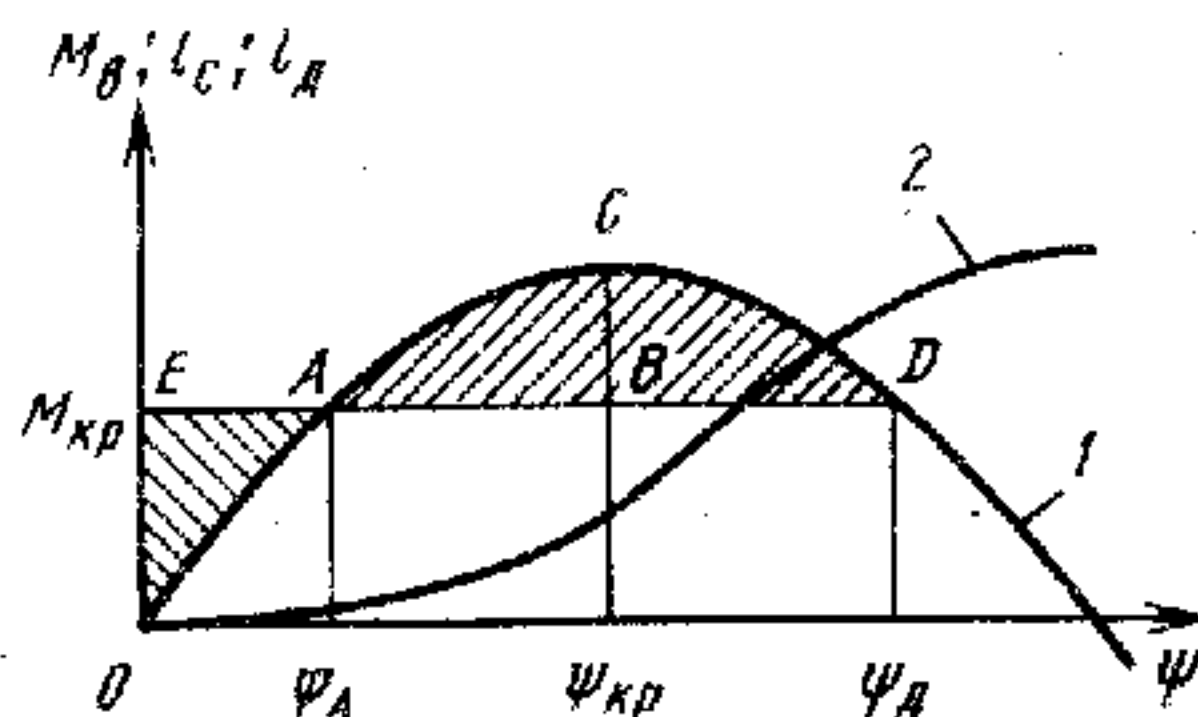
$$l_c = (y_{c1} - y_c) \cos \psi + (z_{c1} - z_c) \sin \psi - a \sin \psi,$$

где y_c, z_c — координаты центра давления в прямом положении машины; y_{c1}, z_{c1} — координаты в наклоненном на угол ψ положении.

По вычисленным значениям плеч статической остойчивости при различных углах крена можно построить кривую $l = f(\psi)$, называемую диаграммой статической остойчивости, или диаграммой Рида (кривая 1 на рис. 144). По оси ординат кроме шкалы плеч l_c статической остойчивости можно нанести шкалу восстанавливающих моментов $M_{\text{в}}$ в соответствии с выражением (182).

Диаграмма статической остойчивости дает возможность решать различные задачи, связанные с определением угла крена, при действии на машину внешних кренящих моментов.

Предположим, что на машину действует некоторый внешний кренящий момент $M_{\text{кр}}$. Он может быть приложен к машине статически и динамически. Статическое приложение кренящего момента означает постепенное нарастание его величины от нуля до заданного значения. При статическом приложении момент нарастает с увеличением угла крена так же, как и восстанавливающий момент, т. е. эти моменты в любой момент времени уравниваются.



Для определения угла крена под действием статически приложенного кренящего момента необходимо на оси ординат диаграммы Рида отложить отрезок, выражающий величину момента $M_{кр}$, и провести через конец отрезка прямую, параллельную оси абсцисс. Как видно, прямая момента $M_{кр}$ пересекает кривую I в двух точках A и D , которые соответствуют углам крена ψ_A и ψ_D при двух возможных положениях равновесия машины. Однако если положение равновесия при угле крена ψ_A является устойчивым, то при угле ψ_D — неустойчивым.

Предельная величина момента $M_{кр}$ соответствует максимальной ординате C диаграммы и максимальной остойчивости. Практически такое положение машины вряд ли будет остойчивым, т. е. более вероятно, что кренящий момент будет действовать на машину, нарастая не медленно, а быстро, иногда внезапно. Такое действие момента следует назвать динамическим, а остойчивость в этом случае — динамической остойчивостью.

Пусть на машину, находящуюся в прямом положении, начал действовать мгновенно возникший момент $M_{кр}$, величина которого в процессе крена остается постоянной. На рис. 144 такой момент изображен прямой, параллельной оси абсцисс. Под действием этого момента машина начнет крениться, приобретет угловую скорость, величина которой будет возрастать до тех пор, пока кренящий момент остается больше восстанавливающего. Достигнув положения A , при котором оба момента одинаковы, машина не остановится, а по инерции будет крениться дальше. Однако за положением равновесия A восстанавливающий момент M_v становится больше кренящего $M_{кр}$, поэтому угловая скорость крена машины уменьшается и станет равной нулю, когда работа восстанавливающего момента поглотит кинетическую энергию, которой машина обладала, придя в положение равновесия A . Машина совершит около этого положения ряд колебаний.

Определим угол, до которого внезапно приложенный момент $M_{кр}$ накренил машину. Работа, которую совершает восстанавливающая пара с моментом M_v при наклоне машины на угол $\psi_{кр}$:

$$A_v = \int_0^{\psi_{кр}} M_v d\psi = Q \int_0^{\psi_{кр}} l_0 d\psi, \quad (186)$$

где l_0 — плечо статической остойчивости, являющееся функцией угла крена. На рис. 144 эта работа определяется площадью под кривой до оси абсцисс, соответствующей углу $\psi_{кр}$.

Выражение (186) можно написать по-другому: $A_v = Q l_d$, где $l_d = \int_0^{\psi_{кр}} l_0 d\psi$ — плечо динамической остойчивости.

Зависимость $l_d = f(\psi)$ (см. рис. 144) называют диаграммой динамической остойчивости. Поскольку

эта зависимость представляет собой интегральную кривую, максимум ее соответствует точке пересечения диаграммы статической остойчивости с осью абсцисс. Максимуму диаграммы статической остойчивости соответствует точка перегиба на диаграмме динамической остойчивости.

Приложенная к машине кренящая пара с постоянным моментом $M_{кр}$ совершает работу $A_{кр} = M_{кр}\psi_d$.

Угол крена ψ_d , до которого наклонится машина под действием внезапно приложенного постоянно кренящего момента $M_{кр}$ и который называется динамическим углом крена, определится из условия равенства работ кренящей и восстанавливающей пар, т. е. равенства выражений (186) и (187) при $\psi_{кр} = \psi_d$:

$$M_{кр}\psi_d = Q \int_0^{\psi_d} l_c d\psi. \quad (187)$$

Так как зависимость $l_c = f(\theta_{кр})$ обычно представляется графически диаграммой Рида, то динамический угол крена определяют графическим путем из условия равенства площадей OEA и ACB (см. рис. 144).

Малые динамические углы крена примерно в 2 раза превышают статические углы, а большие углы — более чем в 2 раза.

Подвижность (ходкость). Эта характеристика определяет способность машины перемещаться по воде с заданной скоростью. Она зависит, с одной стороны, от сопротивления движению машины на плаву, а с другой — от мощности и тяговой характеристики водоходного движителя.

Сопротивление R_d движению машины на плаву в основном создается сопротивлением R_p давления и $R_{тр}$ трения.

Сопротивление трения вызывается вязкостью жидкости и может быть определено по формуле

$$R_{тр} = f_{тр} \rho_v S_d v_m^2,$$

где $f_{тр}$ — коэффициент трения, зависящий от длины машины и шероховатости ее поверхности (безразмерный); $f_{тр} = \{0,2 \dots 0,4\} \times 10^{-2}$; ρ_v — плотность жидкости (воды); S_d — площадь поверхности трения; v_m — скорость движения машины.

Сопротивление давления может быть представлено состоящим из двух слагаемых:

$$R_p = R_v + R_\phi,$$

где R_v — волновое сопротивление; R_ϕ — сопротивление формы.

Волновое сопротивление вызвано образованием волн при движении машины и связано с подъемом масс воды движущейся машиной, отбрасыванием их в стороны. Как сопротивление всякой среды, в которой перемещается тело, оно подобно рассмотренному

ранее сопротивлению воздуха и может быть определено по формуле

$$P_v = f_v \rho_v F v_m^2,$$

где f_v — коэффициент волнового сопротивления; F — площадь поперечного сечения подводной части машины.

Коэффициент f_v зависит от числа Фруда $Fr = v_m / \sqrt{gL_v}$, от формы и соотношений основных размеров машины.

Следует иметь в виду, что волновое сопротивление относится к корпусу машины. Вместе с тем выступающие части машины колеса, детали подвески и системы управления и др. оказывают также сопротивление, которое может быть иногда весьма значительным, достигающим 15—20% сопротивления корпуса.

Сопротивление формы, или вихревое сопротивление, возникает вследствие вызванного влиянием вязкости жидкости перераспределения гидродинамического давления по поверхности машины и в значительной степени зависит от формы, а точнее, от обтекаемости машины. При расчетах ходкости машины обычно сопротивление формы P_f отдельно не вычисляют, а учитывают совместно с волновым сопротивлением. Тогда можно записать, что

$$P_p = f_{v\Sigma} \rho_v F v_m^2,$$

где $f_{v\Sigma}$ — коэффициент, характеризующий волновое сопротивление и сопротивление формы.

Для плавающих машин величину $f_{v\Sigma}$ можно принимать равной примерно 40, т. е. она во столько же больше коэффициента сопротивления воздуха, во сколько раз плотность воды больше плотности воздуха.

Зная силу сопротивления движению плавающей машины и скорость, с которой она должна плыть, можно определить мощность ее двигателя или решать обратную задачу. Полной силе сопротивления движению должна быть равна сила тяги P_d , создаваемая водоходным движителем. Мощность, отводимая от движителя, $N_d = P_d v_m$. Эту же мощность можно выразить через мощность, отводимую от двигателя $N_d = N_{дв} \eta_{тр} \eta_v \eta_k$, где η_d — КПД водоходного движителя; η_k — коэффициент влияния корпуса.

Коэффициент η_d характеризует работу движителя в свободной воде, т. е. без влияния корпуса машины. Расположение движителя относительно корпуса и поверхности воды оказывает влияние на его работу и учитывается коэффициентом η_k .

Предельные углы входа машины в воду и выхода из воды определяются по условиям незатопляемости и тяги. В первом случае необходимо, чтобы при входе в воду машина всплыла прежде, чем вода поднимется до отверстий или люков, куда она не должна проникать. При выходе на берег машина должна находиться в плавающем состоянии, чтобы вода также не попала в люки и отверстия.

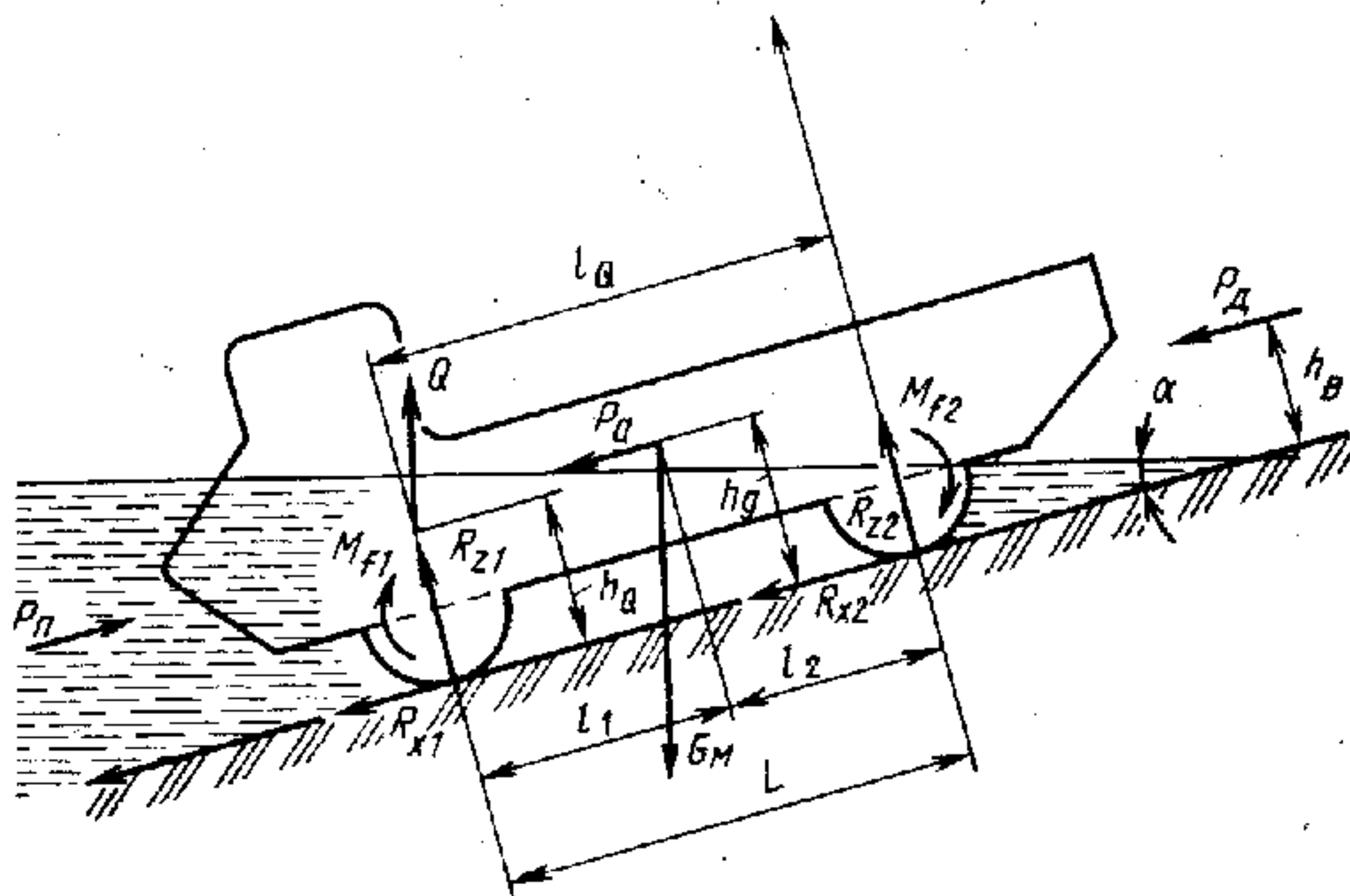


Рис. 145. Силы, действующие на машину при въезде в воду

Для того чтобы определить возможность всплытия машины при заданном угле наклона α , изобразим ее в наклоненном на этот угол положении и проведем линию поверхности воды на уровне отверстия люка (рис. 145).

Силой тяги водоходного движителя можно пренебречь, так как она возникает только в конце пути входа. В связи с малой скоростью входа можно пренебречь и силой сопротивления воды движению машины. Рассмотрим установившееся движение машины ($P_a = 0$).

Составим уравнение моментов относительно оси, проходящей через начало координат:

$$G_M \sin \alpha h_g + G_M \cos \alpha l_2 - Q \sin \alpha h_Q - Q \cos \alpha l_Q - \sum M_{fi} - R_{z1} L = 0. \quad (188)$$

Пренебрегая относительно малой величиной $\sum M_{fi} = f_m r_k \times \times (G_M - Q)$ и принимая $R_{z1} = 0$ в момент всплытия машины, получаем:

$$\operatorname{tg} \alpha = (Q l_Q - G_M l_2) / (G_M h_g - Q h_Q).$$

Поскольку практически нельзя описать аналитически форму и объем находящейся в воде части машины, как и всей машины, то такую задачу следует решать графоаналитическим методом путем нахождения силы давления Q и центра водоизмещения при различных задаваемых углах наклона машины и решения неравенства (188).

Для плавающих колесных машин необходимо, чтобы предельные углы входа в воду и выхода из воды были не менее 30° . Предельный угол выхода машины по условию незатопляемости может быть определен из уравнения, аналогичного (188), с добавлением момента $F_d h_v$ от силы тяги водоходного движителя, где h_v — высота расположения оси винта или центра выходного отверстия.

Возможность выхода машины из воды по тяге определяют из уравнения тягового баланса, аналогичного выражению (22), которое при малой постоянной скорости приобретает вид:

$$M_{\text{дв}} i_{\text{тр}} \eta_{\text{тр}} / r_k' + P_d = (f_m \cos \alpha + \sin \alpha) (G_m - Q).$$

При выходе из воды часть крутящего момента двигателя реализуется колесным движителем, а часть — водоходным, что отражено двумя слагаемыми левой части уравнения. Соотношение между силами тяги ведущих колес и водоходного движителя в процессе выхода меняется и зависит от контакта колес с грунтом, характеристики грунта, угла подъема, глубины погружения машины и водоходного движителя, а также от некоторых других факторов. Переменной из-за изменения объема подводной части оказывается и правая часть уравнения.

Предельный угол выхода машины из воды по сцеплению колес с грунтом, которое в воде за счет разгрузки от силы плавучести меньше, чем на суше, можно найти из выражения

$$\varphi (G_m - Q) \cos \alpha + P_d = (f_m \cos \alpha + \sin \alpha) (G_m - Q).$$

Вопросы для самопроверки

1. Назовите основные физико-механические характеристики дорожно-грунтовых поверхностей.
2. Каков характер зависимости деформации грунта от давления колеса?
3. Изобразите колесо, катящееся по грунту, укажите действующие при этом силы и деформации.
4. В чем состоит методика определения глубины колеи?
5. От чего зависит сцепление колеса с грунтом?
6. Как влияет схема трансмиссии на тягово-сцепные возможности колесной машины?
7. Как определить наибольший угол преодолеваемого машиной подъема?
8. Какими показателями оценивают проходимость?
9. В чем состоит методика расчетного определения проходимости?
10. Какие конструктивные параметры влияют на проходимость и каким образом?
11. От чего зависит плавучесть машин?
12. От чего зависит остойчивость плавающих машин?
13. Как определить необходимую мощность двигателя для плавающей машины?

ПРИЛОЖЕНИЕ 1 (к гл. 1)

Модели колеса

В. Л. Бидерман и др. предложили модель шины, объясняющую формирование радиуса качения колеса с учетом механических свойств шины.

Протектор 1 шины (рис. 146) представлен состоящим из слоя упругих элементов длиной h , основания которых жестко прикреплены к поверхности каркаса 2, а вершины контактируют с опорной поверхностью. Под действием нормального давления в контакте эти элементы деформируются, уменьшая высоту протекторного слоя пропорционально модулю упругости материала протектора. Эта деформация влияет на форму каркаса в зоне контакта, а следовательно, в каждой точке — на угол θ между нормалью к поверхности каркаса и вертикальной плоскостью.

Рассмотрим для удобства «обращенное» движение, когда ось колеса неподвижна, а «движется» со скоростью v дорога. При отсутствии скольжения в контакте вершины элементов протектора как бы «прилипают» к дороге и далее движутся вместе с ней со скоростью v .

Прикрепленные основаниями к каркасу элементы протектора при отсутствии связи с дорогой, как щетинки в щетке, стремятся занять положение, совпадающее с направлением нормали к поверхности каркаса. Однако связь с дорогой вызывает окружное смещение s_τ точки B относительно нормали.

На величину смещения s_τ влияет как изменение угла θ , так и изменение относительной окружной деформации каркаса в зоне контакта.

Приближенно радиус качения в свободном режиме может быть описан следующей зависимостью:

$$r_{kc} \approx r_c \left(1 + \varepsilon + \frac{2\theta_0 h}{l_k} \right),$$

где ε — средняя относительная окружная деформация каркаса (брекера) при свободном качении; θ_0 — угол между нормалью к поверхности каркаса с вертикальной плоскостью на входе в контакт; l_k — длина контактной площадки колеса.

Установлена также зависимость коэффициента, характеризующего изменение радиуса качения колеса, от ряда параметров:

$$\lambda_P \approx \frac{2}{3} \frac{s_\tau}{R_x} r_c - \frac{r_c h}{G l_k B k_H},$$

где B — ширина контактной площадки; G — модуль сдвига материала протектора; k_H — коэффициент насыщенности рисунка протектора; для шин высокой проходимости он составляет 0,4 ... 0,6, а при гладком рисунке достигает 0,95; s_τ — среднее значение изменения относительной деформации на входе в контакт от окружной силы.

Величину s_τ/R_x можно принимать примерно равной $0,5 \cdot 10^{-3} \text{ Н}^{-1}$ для радиальных шин и $1,0 \text{ Н}^{-1}$ для диагональных шин грузовых автомобилей.

На основе этой стационарной модели А. А. Купреянов разработал динамическую модель колеса также для «плоского» качения.

Колесо представляется двумя элементами: жестким ободом вместе с практически недеформируемой частью 1 шины с моментом инерции I_H (рис. 147) и

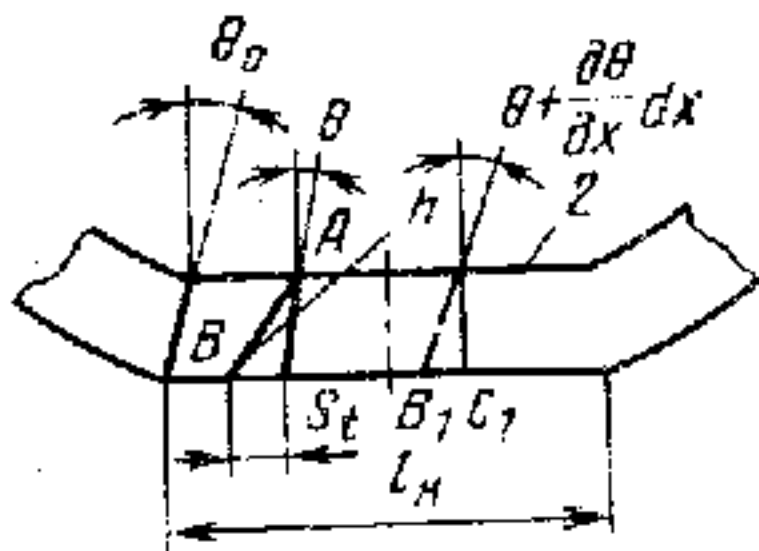
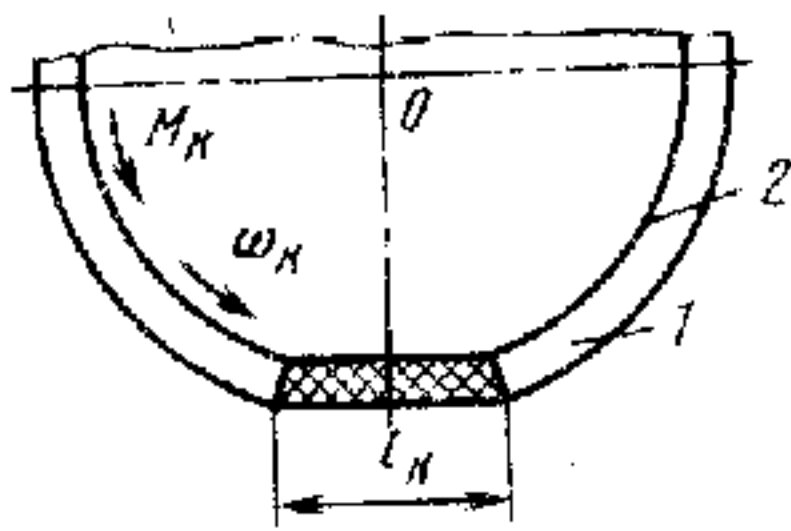


Рис. 146. К определению радиуса качения колеса

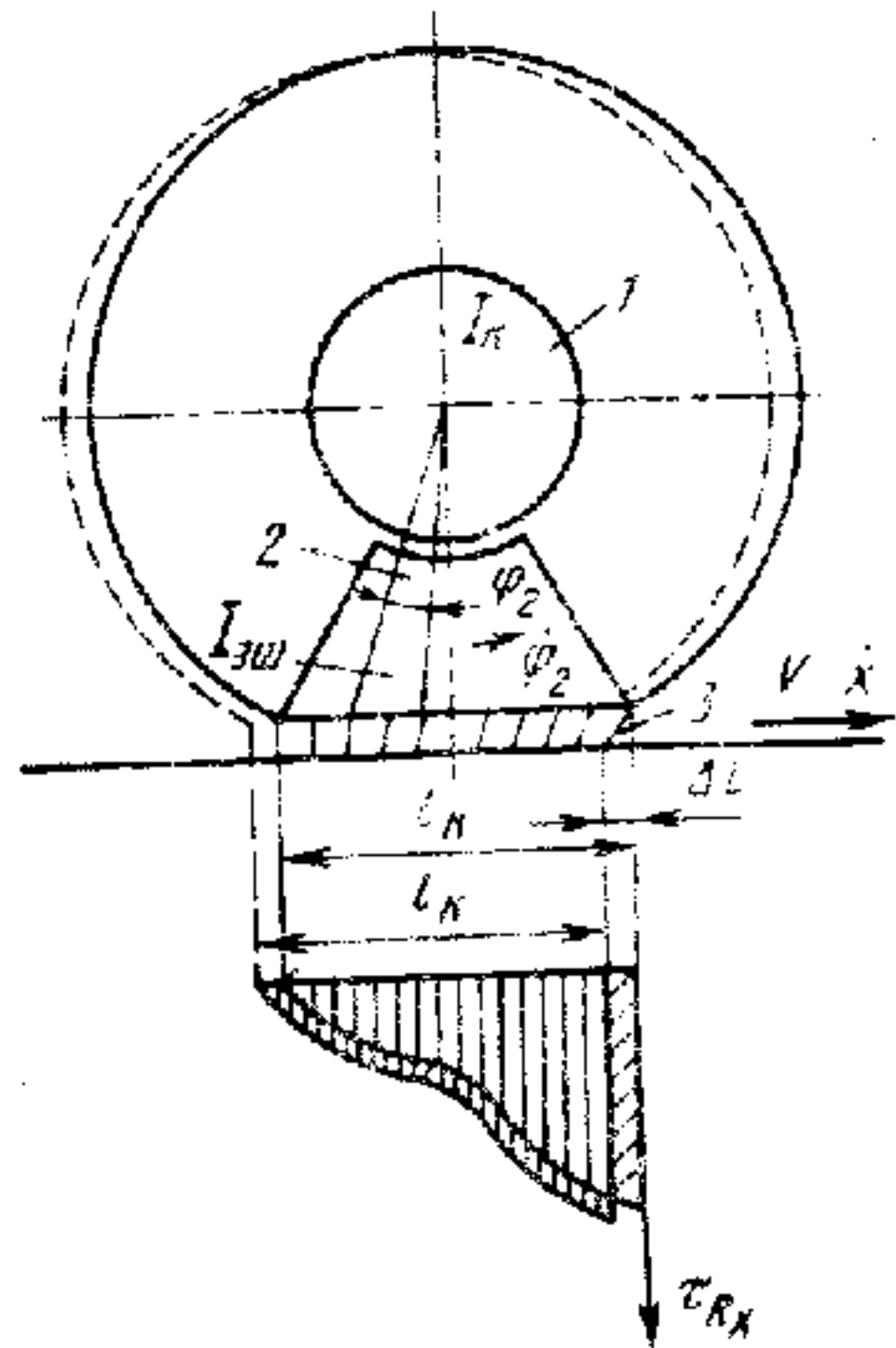


Рис. 147. Динамическая модель колеса

элементом 2 шины вместе с каркасом с моментом инерции $I_{\text{ш}}$. Эти два элемента соединены последовательно упругой связью $c_{\text{кр}}$ — приведенной крутильной жесткостью каркаса шины.

Элемент шины с моментом инерции $I_{\text{ш}}$ связан множеством упругих балочек 3 с опорной плоскостью. В процессе качения колеса при выходе из контакта последнего элемента, имевшего продольное смещение Δl относительно его основания при свободном качении каркас смещается вследствие двух независимых причин: 1) самого факта выхода нагруженного элемента и необходимости «догрузки» остальных для сохранения силового равновесия системы и 2) изменения реакции R_x на величину ΔR_x за время Δt . Это изменение реакции соответствует изменению эпюры касательных напряжений τ_{R_x} .

Уравнение связи для элементов в зоне контакта имеет следующий вид:

$$\dot{R}_x - c_k (\varphi_2 r_{\text{ко}} - \dot{x}) + \Delta l c_{\text{сд}} \dot{x} = 0,$$

где c_k — жесткость на сдвиг всего контакта; $c_{\text{сд}}$ — жесткость на сдвиг единицы длины протекторного слоя; φ_2 — абсолютный угол поворота элемента шины в зоне контакта; Δl — разность пути, пройденного основанием упругого элемента (вместе с каркасом) и его вершиной.

Если колесо включить в упрощенную динамическую модель системы двигатель—трансмиссия—колесо—подвеска (рис. 148), то ее можно описать следующей системой уравнений:

$$m_{\text{п}} \ddot{z} - c_p [z_0 - (z - \zeta)] + P_z + k_a (\dot{z} - \dot{\zeta}) = 0;$$

$$m_{\text{к}} - c_{\text{шн}} (r_0 - \zeta) + P_z + c_p [z_0 - (z - \zeta)] + k_{\text{шн}} \dot{\zeta} - k_a (\dot{z} - \dot{\zeta}) = 0;$$

$$m_{\text{м}} \ddot{x} - R_x = -P_c;$$

$$I_{\text{д}} \ddot{\varphi}_{\text{д}} + c_{\text{тр}} (\varphi_{\text{д}} - \varphi_1) + k_{\text{тр}} (\dot{\varphi}_{\text{д}} - \dot{\varphi}_1) = M_{\text{д}} (\dot{\varphi}_{\text{д}}, t);$$

$$I_{\text{к}} \ddot{\varphi}_1 - c_{\text{тр}} (\varphi_{\text{д}} - \varphi_1) - k_{\text{тр}} (\dot{\varphi}_{\text{д}} - \dot{\varphi}_1) + c_{\text{кр}} (\varphi_1 - \varphi_2) + k_{\text{кр}} (\dot{\varphi}_1 - \dot{\varphi}_2) + M_f = 0;$$

$$I_{\text{ш}} \ddot{\varphi}_2 + c_{\text{кр}} (\varphi_2 - \varphi_1) + R_x \frac{\dot{x}}{\dot{\varphi}_2} + k_{\text{кр}} (\dot{\varphi}_2 - \dot{\varphi}_1) + \frac{R_x}{c_{\text{кр}} \dot{\varphi}_2} \frac{dR_x}{dt} = 0;$$

$$\dot{R}_x - c_k (\varphi_2 r_{\text{ко}} - \dot{x}) + \Delta l c_{\text{сд}} (\dot{x} + k_1 \dot{\zeta}) = 0,$$

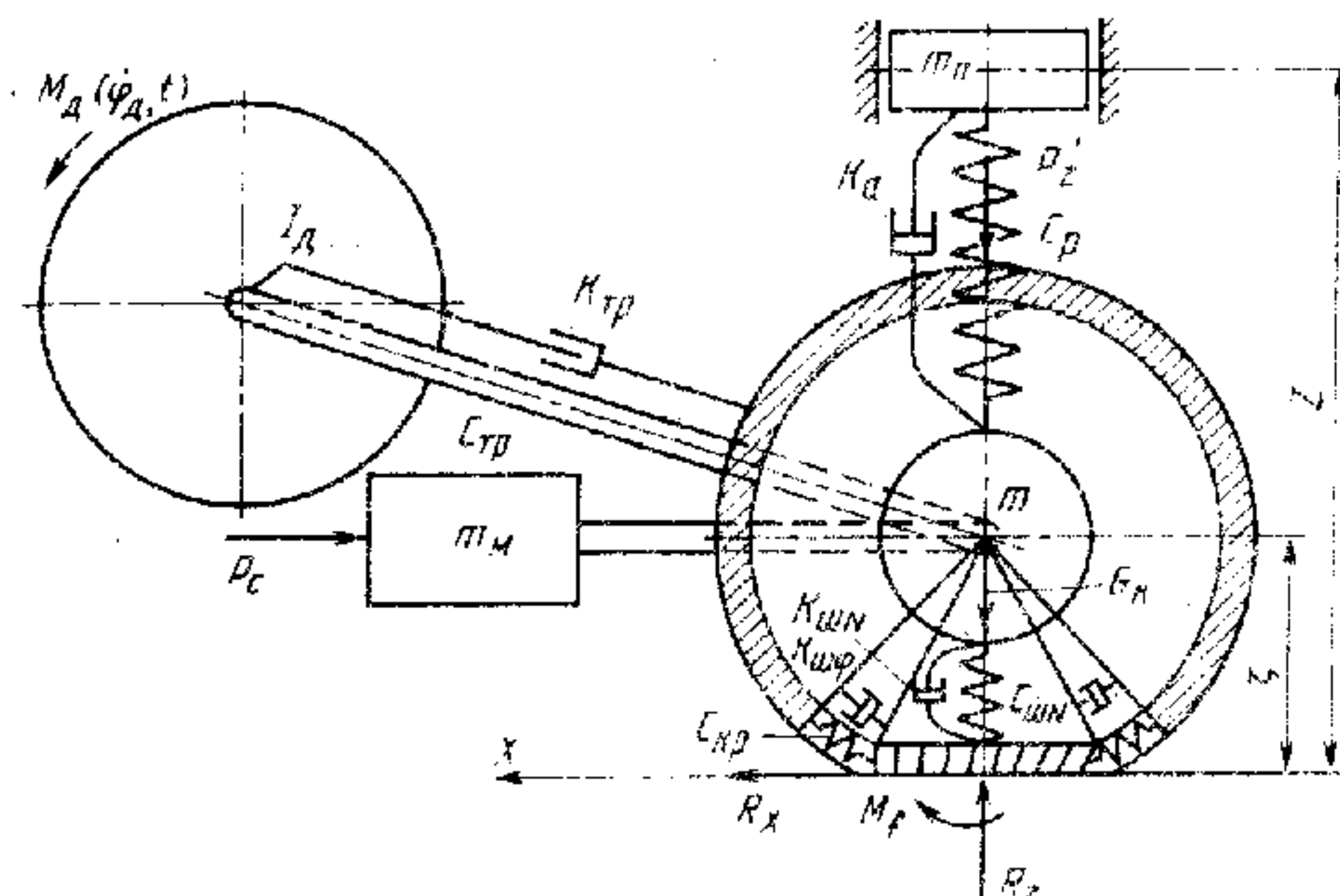


Рис. 148. Динамическая модель колеса в системе машины

где $c_p, c_{шн}, c_{кр}, c_{тр}$ — коэффициенты жесткости подвески, нормальная и угловая жесткости каркаса шины, трансмиссии; $k_p, k_{шн}, k_{кр}, k_{тр}$ — коэффициенты неупругого сопротивления в тех же частях системы соответственно; φ — абсолютный угол поворота обода колеса; z_0 — вертикальная координата центра массы $m_{ш}$ в свободном состоянии системы; l_k — длина контакта (по каркасу); $M_d(\dot{\varphi}_d, t)$ — крутящий момент двигателя; k_l — коэффициент, связывающий изменение длины контакта с координатой ζ . Вследствие того что протектор шины имеет рисунок, а некоторые шины — весьма развитые грунтозацепы, коэффициенты $c_{сд}, c_k$ и другие в процессе качения колеса непрерывно изменяются. Поэтому описанная динамическая модель позволяет не только учесть свойство колеса изменять радиус качения при неустановившемся режиме (напомним: $r_k = \dot{x}/\dot{\varphi}_2$), но и описать динамические процессы, возникающие вследствие переменности этих коэффициентов.

Заметим, что рассмотренные здесь как стационарная, так и динамическая модели колеса не столько уточняют возможные расчеты, сколько более точно раскрывают физическую сущность происходящих процессов.

ПРИЛОЖЕНИЕ 2 (к гл. 1)

Некоторые эмпирические характеристики шин

1. В. А. Петрушов и др. предложили формулу для определения коэффициента сопротивления качению в ведомом режиме:

$$f_0 = (\alpha + \beta P_z^2) (10 + p_w),$$

где P_z — нормальная нагрузка колеса, Н; p_w — давление воздуха в шине, МПа; α и β — коэффициенты, постоянные для данной шины. Эти коэффициенты для диагональных шин могут быть определены по зависимостям:

$$\alpha = 0,082 - 7,8 \cdot 10^{-8} N B_{ш}^{3/2} r_0^2 / H_{ш};$$

$$\beta = H \cdot 10^{-3} N B_{ш}^{3/2} r_0^2 - 9,75 \cdot 10^{-10},$$

где N — число слоев корда в шине; $B_{ш}$ — ширина профиля шины, см; $H_{ш}$ — высота профиля шины, см; r_0 — свободный радиус шины, см.

2. Формулы, устанавливающие влияние скорости на сопротивление качению:

$$f = 0,01 (1 + v_M/160); \quad f = f_0 [1 + (0,006v_M)^2],$$

где v_M — скорость машины; f_0 — коэффициент сопротивления качению в ведомом режиме при малой скорости (скорость в км/ч).

3. Зависимость нормальной деформации шины от нагрузки и давления воздуха в шине может быть определена по формуле

$$h_z = k_z P_z^{3/4} / (1 + p_w),$$

где k_z для широкого диапазона шин колеблется в диапазоне 0,08 ... 0,12.

ПРИЛОЖЕНИЕ 3 (к гл. 2)

Методика оптимизации передаточных чисел коробки передач

Предположим, надо определить передаточные числа промежуточных передач коробки передач, обеспечивающие наиболее высокие тягово-скоростные свойства и лучшую топливную экономичность машины. Поскольку эти характеристики оценивают по многим критериям, следует установить перечень этих критериев для данной машины и степень важности каждого из них.

Примем для оценки тягово-скоростных свойств следующие критерии:

G_1 — время разгона (с) до скорости 60 км/ч;

G_2 — время разгона (с) до скорости 80 км/ч;

G_3 — время разгона (с) на пути 400 м;

G_4 — максимальный подъем (град.) на 4-й передаче;

G_5 — максимальный подъем (град.) на 3-й передаче;

G_6 — максимальная скорость (км/ч) на подъеме 15°;

Q_1 — расход топлива в городском цикле (л на 100 км);

Q_2 — расход топлива в магистральном цикле (л на 100 км);

Q_3 — расход топлива при скорости 30 км/ч (л на 100 км);

Q_4 — расход топлива при скорости 60 км/ч (л на 100 км).

При этом показатели G_4 , G_5 , G_6 должны иметь максимальные значения, а G_1 , G_2 , G_3 , Q_1 , ..., Q_4 — минимальные. Каждый из этих показателей является функцией ряда передаточных чисел, т. е. $G_1 = t_{p60} = f_1(u_1, \dots, u_m)$; $G_2 = t_{p80} = f_2(u_1, \dots, u_m)$ и т. д. При этом для разных рядов передаточных чисел значения показателей, естественно, будут различными.

Для проектируемой машины большее значение имеют тягово-скоростные свойства. Примем (например, на основе опроса специалистов, т. е. по методу экспертных оценок), что для проектируемой машины важность каждого из частных критериев характеризуется следующими коэффициентами:

Частный кри-

терий G_1 G_2 G_3 G_4 G_5 G_6 Q_1 Q_2 Q_3 Q_4

Коэффициент

важности A . . . 0,15 0,05 0,18 0,1 0,05 0,05 0,15 0,1 0,1 0,07

Предполагается, что передаточные числа низшей u_1 и высшей u_m передач определены. Выбрано также число передач, которое после расчета передаточных чисел промежуточных передач может быть скорректировано. Заданы и другие параметры, необходимые для расчета ряда передаточных чисел коробки передач.

В диапазоне $u_1 \dots u_m$ может находиться бесчисленное множество рядов передаточных чисел. Если бы показатели G_{1-6} и Q_{1-4} зависели только от одного передаточного числа, например u_j , находящегося в этом диапазоне, то оптимальное передаточное число следовало бы искать как число, удовлетворяющее комплексному показателю, учитывающему минимумы функций $G_{1-3} = f_1(u_j)$, $Q_{1-4} = f_2(u_j)$ и максимумы функций $G_{4-6} = f_3(u_j)$ с учетом важности каждого из этих частных показателей (критериев). Это был бы одномерный поиск (см.)

Рис. 149. К выбору оптимального передаточного числа трансмиссии

рис. 149). Оптимальное передаточное число $u_{j\text{опт}}$ находилось бы в диапазоне $u'_j \dots u''_j$.

Но поскольку на каждый из показателей влияет передаточное число не одной передачи, а нескольких, то поиск экстремума превращается в многомерный поиск. Эта задача оптимизации существенно более сложная, ее изложение можно найти в специальной литературе. При этом для каждого отдельного случая необходимо составлять свою программу поиска.

Однако, так как в настоящее время уже предложено много различных рядов передаточных чисел, покажем, как найти оптимальный ряд хотя бы из трех наиболее распространенных рядов. Вычислим в качестве примера эти значения для арифметического, геометрического и гармонического рядов передаточных чисел.

Частные критерии . . .	G_1	G_2	G_3	G_4	G_5	G_6	Q_1	Q_2	Q_3	Q_4
Ряды:										
арифметический	33	63	35	12	19	20	28	23	21	23
геометрический	26	56	33	8	13	18	27	23	20	23
гармонический	23	55	32	6	8	12	28	24	19	23

С учетом весовых коэффициентов важности определяем для каждого ряда обобщенный критерий оптимальности — целевую функцию K .

В общем виде целевая функция представляется как

$$K(u_1, \dots, u_m) = \sum_{j=1}^{n_1} \gamma_j A_j G_j(u_1, \dots, u_m) + \sum_{l=1}^{n_2} A_l Q_l(u_1, \dots, u_m),$$

где j, l — порядковые номера частных критериев тягово-скоростных свойств и топливной экономичности соответственно; n_1, n_2 — число принятых критериев; $\gamma = +1$, если минимизируется значение частного критерия (например, времени разгона машины); $\gamma = -1$, если максимизируется значение частного критерия (например, максимального угла подъема).

Могут существовать ограничения на частные критерии, т. е. заданы наихудшие, но еще приемлемые их значения. Тогда вводится штрафная функция

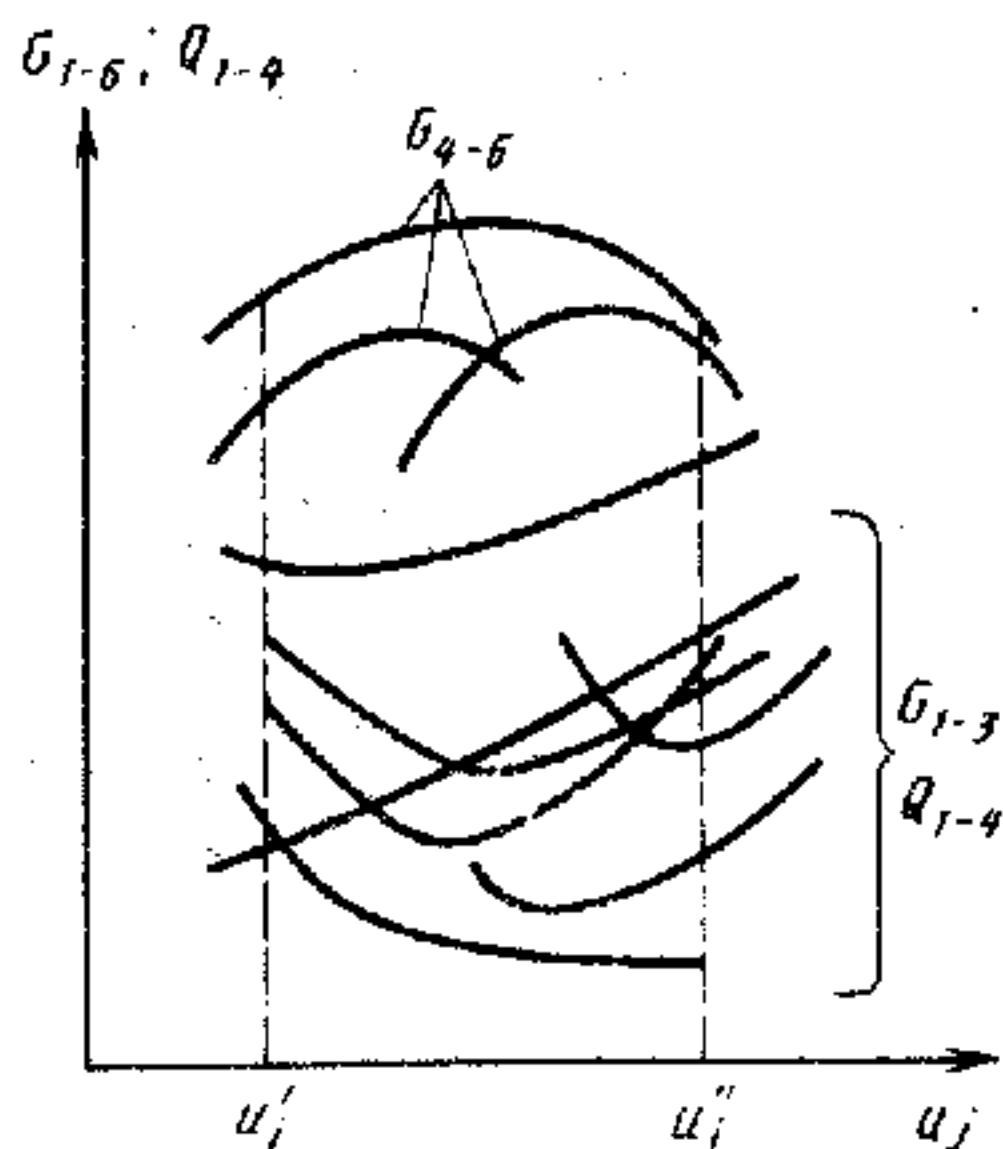
$$S(u_1, \dots, u_m) = \sum_{j=1}^{m_1} B_j \gamma_j [G_j(u_1, \dots, u_m) - \tilde{G}_j] + \sum_{l=1}^{m_2} B_l [Q_l(u_1, \dots, u_m) - \tilde{Q}_l],$$

где \tilde{G}_j, \tilde{Q}_l — наихудшие, но еще приемлемые значения частных критериев; B_j, B_l — весовые коэффициенты штрафных функций; m_1, m_2 — число введенных ограничений на штрафные функции.

По обобщенному критерию оптимальности и штрафным функциям следует строить новую целевую функцию

$$H(u_1, \dots, u_m) = K(u_1, \dots, u_m) + S(u_1, \dots, u_m).$$

В качестве оптимальных принимаются передаточные числа, соответствующие минимуму целевой функции.



Для проектируемой машины с коробкой передач, имеющей передаточные числа, составляющие ряды:
арифметический:

$$K_1 = 0,15 \cdot 33 + 0,05 \cdot 63 + 0,18 \cdot 35 + 0,15 \cdot 28 + \\ + 0,1 \cdot 23 + 0,1 \cdot 21 + 0,07 \cdot 23 - (0,1 \cdot 12 + 0,05 \cdot 19 + \\ + 0,05 \cdot 20) = 21,46;$$

геометрический:

$$K_2 = 0,15 \cdot 26 + 0,05 \cdot 56 + 0,18 \cdot 33 + 0,15 \cdot 27 + \\ + 0,1 \cdot 23 + 0,1 \cdot 20 + 0,07 \cdot 23 - (0,1 \cdot 8 + \\ + 0,05 \cdot 13 + 0,05 \cdot 18) = 20,25;$$

гармонический:

$$K_3 = 0,15 \cdot 23 + 0,05 \cdot 55 + 0,18 \cdot 32 + 0,15 \cdot 28 + \\ + 0,1 \cdot 24 + 0,1 \cdot 19 + 0,07 \cdot 23 - (0,1 \cdot 6 + \\ + 0,05 \cdot 8 + 0,05 \cdot 12) = 22,08.$$

Предположим, что штрафных функций, т. е. ограничений, нет. Таким образом, из трех рядов передаточных чисел заданным требованиям наиболее соответствует геометрический ряд как обеспечивающий минимальную величину обобщенного критерия оптимальности.

Подробно проанализировав результаты расчета и промежуточные значения, можно внести коррективы в этот ряд, провести новый расчет и сравнить с первыми результатами. Если новый обобщенный критерий окажется меньше, следует отдать предпочтение скорректированному ряду передаточных чисел.

ПРИЛОЖЕНИЕ 4 (к гл. 3)

Показатели, характеризующие дороги и переходные участки дорог

Показатель	Категория дороги				
	I	II	III	IV	V
Предельная скорость движения, км/ч:					
основная	150	120	100	80	60
на трудных участках пересеченной местности	120	100	80	60	40
на трудных участках горной местности	80	60	50	40	30
Наименьший радиус кривых в плане, м:					
основной	1000	600	400	250	125
на трудных участках пересеченной местности	600	400	250	125	60
на трудных участках горной местности	250	125	100	60	30
Наибольшие продольные уклоны, %:					
основные	3	4	5	6	7
на трудных участках пересеченной местности	4	5	6	7	9
на трудных участках горной местности	6	7	8	9	10

Установлены также соотношения между радиусами кругового участка дороги и длиной переходной кривой, обеспечивающие плавное изменение кривизны дороги:

Радиус кругового участка R , м . . .	500	400	300	250	200
Длина переходной кривой $S_{\text{п}}$, м . . .	30	35	40	45	50
Радиус переходного участка R , м . . .	100	80	60	50	30
Длина переходной кривой $S_{\text{п}}$, м . . .	70	80	90	100	110

ПРИЛОЖЕНИЕ 6 (к гл. 3)

Определение весового стабилизирующего момента

А. С. Литвинов рассмотрел кинематику поворота колеса относительно наклоненного в поперечной плоскости шкворня (см. рис. 71). Элементарная работа затрачиваемая на подъем колеса

$$dA_1 = P_z dh.$$

Работа, совершаемая при повороте управляемого колеса,

$$dA_2 = M_{\text{пк}} d\theta,$$

где $M_{\text{пк}}$ — момент сопротивления повороту, равный (без учета сил трения) весовому стабилизирующему моменту $M_{\text{ств}}$; θ — угол поворота колеса.

Приравняв работы $dA_1 = dA_2$ и решая это равенство относительно $M_{\text{ств}}$, получаем:

$$M_{\text{ств}} = P_z dh/d\theta.$$

Величина h может быть найдена из геометрических соотношений:

$$h = 2l_{\text{ц}} \cos(\beta_{\text{ш}} + \beta_{\text{к}}) \sin \beta_{\text{ш}} \sin^2(\theta/2) + \left(r_{\text{д}} - \frac{H_{\text{ш}}}{2}\right) (\cos \beta'_{\text{к}} - \cos \beta_{\text{к}}),$$

где $l_{\text{ц}}$ — длина поворотной цапфы; $\beta_{\text{ш}}$ — угол поперечного наклона шкворня; $\beta_{\text{к}}$ и $\beta'_{\text{к}}$ — угол развала колеса в положении прямолинейного движения и текущий при повороте колеса на угол θ соответственно; $r_{\text{д}}$ — динамический радиус колеса; $H_{\text{ш}}$ — высота профиля шины.

Угол $\beta'_{\text{к}}$ определяется по формуле

$$\beta'_{\text{к}} = \arcsin [\sin(\beta_{\text{ш}} + \beta_{\text{к}}) \cos \beta_{\text{ш}} - \cos(\alpha_{\text{ш}} + \beta_{\text{к}}) \sin \beta_{\text{ш}} \cos \theta].$$

После дифференцирования величины h и подстановки в формулу для $M_{\text{ств}}$ получаем:

$$M_{\text{ств}} = P_z \cos(\beta_{\text{ш}} + \beta_{\text{к}}) \sin \beta_{\text{ш}} \left[l_{\text{ц}} - \left(r_{\text{д}} - \frac{H_{\text{ш}}}{2}\right) \operatorname{tg} \beta_{\text{к}} \right] \sin \theta.$$

Следует также отметить, что наклон шкворня позволяет уменьшить плечо обкатки s . Поэтому наклон шкворня предусматривается даже у машин с высокоэластичными шинами, обеспечивающими большой упругий стабилизирующий момент.

Если шкворень колеса имеет еще наклон в продольной вертикальной плоскости (угол $\beta_{\text{ш}}$ на рис. 71), то весовой стабилизирующий момент увеличивается. В последней формуле в этом случае вместо угла $\beta_{\text{ш}}$ следует подставить $(\beta_{\text{ш}} - \alpha_{\text{ш}})$, имея в виду, что $\operatorname{tg} \alpha_{\text{ш}} = \operatorname{tg} \beta_{\text{ш}}/\operatorname{tg} \beta$.

Характеристики сопротивлений боковому уводу

Исследователи предложили различные эмпирические формулы, описывающие зависимости $k_y = f(R_z)$ и $k_y = f(R_x)$. Среди них можно рекомендовать формулу, полученную в результате обработки экспериментальных данных А. С. Литвиновым:

$$k_y = \left[2,4 \frac{R_z}{R_{z0}} - 1,8 \left(\frac{R_z}{R_{z0}} \right)^2 + 0,4 \left(\frac{R_z}{R_{z0}} \right)^3 \right] k_{y0} = q_N k_{y0},$$

где R_{z0} — нормальная реакция, при которой величина коэффициента k_{y0} максимальная.

Величина, заключенная в квадратные скобки, фактически представляет собой коэффициент коррекции q_N по нормальной нагрузке.

Для учета влияния тангенциальной реакции Д. А. Антонов предложил следующие выражения, определяющие коэффициент коррекции q_T в зависимости от значения коэффициента использования k_ϕ силы сцепления:

при тяговых нагрузках

$$q_T = \sqrt{1 - (R_x / \phi R_z)^2} / (1 + 0,375 R_x / R_z) \text{ при } k_\phi \leq 0,5;$$

$$q_T = \frac{\sqrt{1 - R_x / (\phi R_z)}}{1 + 3 \left(1 - \left| \frac{R_x}{\phi R_z} \right| \right) \left(0,08 + 0,17 \frac{R_z}{R_{z \text{ рек}}} \right) \left(1 - \frac{R_y}{R_{y \text{ упр}}} \right) \frac{R_x}{R_z}}$$

при $k_\phi > 0,5$,

где $R_{z \text{ рек}}$ рекомендуемая (номинальная) нормальная нагрузка для шины; $R_{y \text{ упр}} = \sqrt{(\phi R_z)^2 - R_x^2}$ — предельная по сцеплению боковая сила.

При тормозных нагрузках:

$$q'_T = q_T + 4\phi R_z (0,5 - R_x / \phi R_z) / (q_N k_{y0}).$$

Для учета влияния сцепления колеса с дорогой предложена такая формула коэффициента коррекции по сцеплению:

$$q_\phi = \frac{\operatorname{arctg} \left[\frac{q_N k_{y0} \pi}{2\phi R_z} (\delta - 0,026) \right]}{\frac{q_N k_{y0} \pi}{2\phi R_z} (\delta - 0,026)}.$$

Для учета изменения сопротивления уводу вследствие деформационных свойств грунта (без прокладывания колеи в грунте) можно использовать коэффициент коррекции, приближенное значение которого для многих грунтов можно определить по формуле

$$q_{\text{гр}} = [1 + (15\phi)^{-1}]^{-1}.$$

При движении по неровной поверхности коэффициент коррекции зависит от колебаний машины, но ориентировочно можно принять $q \approx 0,78 \dots 1,0$.

Наконец, для учета неустановившегося увода рекомендуется формула

$$q_H = 1 - \exp [-0,18 v_x / \delta l_K].$$

Ниже приведены значения коэффициентов сопротивления боковому уводу k_{y0} (кН/рад) для некоторых размеров шин при разном давлении p_w в шине (кПа).

Размер шины	p_w	k_{y0}	Размер шины	p_w	k_{y0}
6.50—16	220	33	14.00—20	70	85,5
9.75—18	100	43,5		200	114
	200	55		350	132
	400	75	1220×400—533	70	93
				200	125

12.00—18	300	84			350	152
13.00—18	70	77,5	1300×530—533	300	280,5
		200	115				
		350	145	260—508P	430	87,1

При отсутствии данных по значениям коэффициента он может быть очень приближенно определен по формуле

$$k_{yo} = 1000 \frac{N_{сл}}{N_{сл} + 10} D_K B_{ш} \sqrt{\frac{B_{ш}}{H_{ш}}} + \frac{6,2}{d_{ш}^3 (N_{сл} + 8)} \frac{D_K H_{ш} B_{ш}}{(D_K^2 - d_{ш}^2) d_{ш}},$$

где D_K и $d_{ш}$ — соответственно наружный и посадочный диаметры шины; $B_{ш}$ — ширина профиля шины; $N_{сл}$ — число слоев корда в шине.

ПРИЛОЖЕНИЕ 7 (к вл. 3)

Сопротивление повороту колеса

Рассмотрим поворот колеса на месте относительно точки O при эллиптической форме контакта (рис. 150). Выделим на контактной площадке на расстоянии ρ от точки O , элемент площадью $dS = \rho d\rho d\alpha$. Величина элементарной силы трения

$$dF_{\varphi} = \varphi p \rho d\rho d\alpha,$$

а элементарный момент скольжения

$$dM_c = \varphi p \rho^2 d\rho d\alpha,$$

где φ — коэффициент трения скольжения, в данном случае он соответствует коэффициенту сцепления; p — давление в площадке контакта; ρ — радиус поворота элементарной площадки; α — угол поворота элементарной площадки.

Принимаем давление, распределенное равномерно по всей площадке контакта. Оно может быть определено, как $p = P_z/F$, где $F = \pi ab$; $a = l_K/2$; $b = b_K/2$; l_K и b_K — длина и ширина опорной площадки (большая и малая оси эллипса).

В полярных координатах эллипс описывается уравнением

$$\rho = \frac{b_K^2}{l_K (1 - e \cos \alpha)},$$

где $e = \sqrt{a^2 - b^2}/a$.

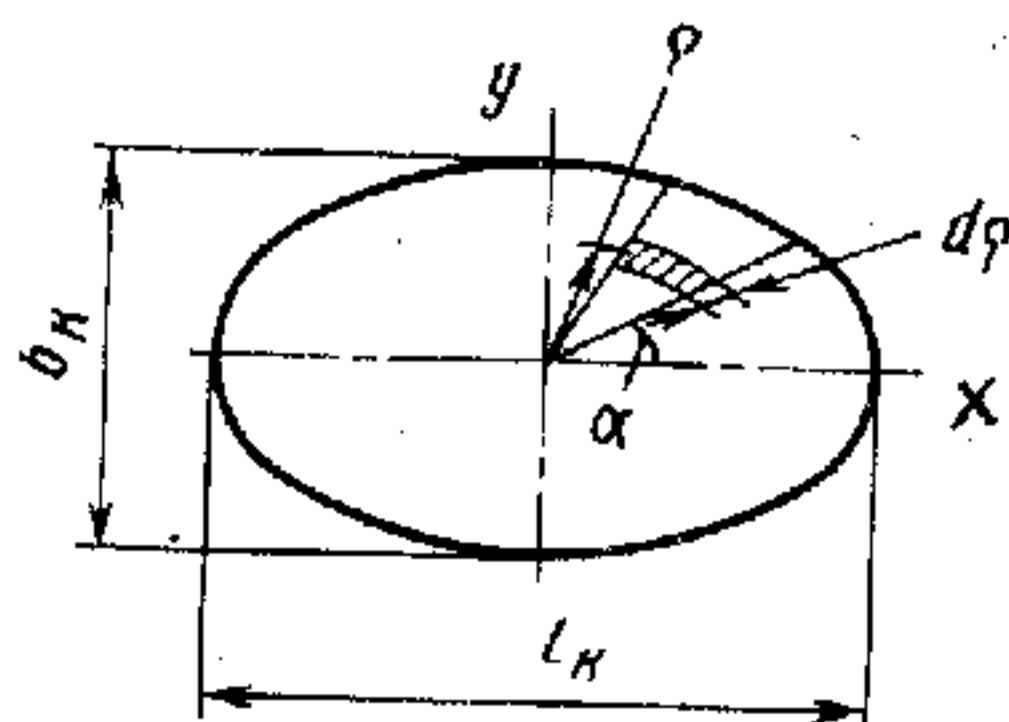
Поскольку эллипс является симметричной фигурой относительно осей xy , полный момент сопротивления скольжению

$$M_{пш \max} = 4\varphi q \int_0^{\pi/2} \int_0^{\rho} \rho^3 d\rho d\alpha = \frac{4}{3} \varphi q \rho^3 \int_0^{\pi/2} d\alpha / (1 - e \cos \alpha)^3.$$

Раскрывая второй интеграл и заменяя q , получаем окончательно:

$$M_{пш \max} = \frac{\varphi P_z b_K^5}{3\pi l_K^4 (1 - e^2)^2} \times \left[4e - e^3 + \frac{2(2 + e^3)}{\sqrt{1 - e^2}} \operatorname{arctg} \frac{1 + e}{\sqrt{1 - e^2}} \right].$$

Рис. 150. Определение момента сопротивления повороту колеса



Нормальные реакции колес при движении по косогору

Нормальные реакции колес при повороте машины с учетом перераспределения их одновременно в поперечной и продольной плоскостях после замены в выражениях (35), (36) величины G_M величинами $\sum_{i=1}^n R'_{zi}$ или $\sum_{i=1}^n R''_{zi}$ оказываются соответственно равными

$$R'_{zi} = c_{пр} \left[G_M/2 + (1,05 \dots 1,08) P_y \frac{h_g}{B} + \frac{\mu_{п}}{(1 + \mu_{п})} \frac{h_{кр}}{B} \psi_{кр} G_M \right] \times$$

$$\times \left\{ \frac{\left[\left(\sum_{i=1}^n c_i l_{1i} \right)^2 - \sum_{i=1}^n c_i l_{1i}^2 \sum_{i=1}^n c_i \right] - \left(\sum_{i=1}^n c_i l_{1i} \right)^2 + A \sum_{i=1}^n c_i l_{1i}}{\left(\sum_{i=1}^n c_i l_{1i} \right)^2 \sum_{i=1}^n c_i - \sum_{i=1}^n c_i l_{1i}^2 \left(\sum_{i=1}^n c_i \right)^2} \times \right.$$

$$\left. \frac{\left[\left(\sum_{i=1}^n c_i l_{1i} \right)^2 - \sum_{i=1}^n c_i l_{1i}^2 \sum_{i=1}^n c_i \right] - \left(\sum_{i=1}^n c_i l_{1i} \right)^2 + A \sum_{i=1}^n c_i l_{1i}}{\left(\sum_{i=1}^n c_i l_{1i} \right)^2 \sum_{i=1}^n c_i - \sum_{i=1}^n c_i l_{1i}^2 \left(\sum_{i=1}^n c_i \right)^2} \times \right.$$

$$R''_{zi} = c_{пр} \left[G_M/2 - (1,05 \dots 1,08) P_y \frac{h_g}{B} + \frac{\mu_{п}}{(1 + \mu_{п})} \frac{h_{кр}}{B} \psi_{кр} G_M \right] \times$$

$$\times \left\{ \frac{\left[\left(\sum_{i=1}^n c_i l_{1i} \right)^2 - \sum_{i=1}^n c_i l_{1i}^2 \sum_{i=1}^n c_i \right] - \left(\sum_{i=1}^n c_i l_{1i} \right)^2 + A \sum_{i=1}^n c_i l_{1i}}{\left(\sum_{i=1}^n c_i l_{1i} \right)^2 \sum_{i=1}^n c_i - \sum_{i=1}^n c_i l_{1i}^2 \left(\sum_{i=1}^n c_i \right)^2} \times \right.$$

$$\left. \frac{\left[\left(\sum_{i=1}^n c_i l_{1i} \right)^2 - \sum_{i=1}^n c_i l_{1i}^2 \sum_{i=1}^n c_i \right] - \left(\sum_{i=1}^n c_i l_{1i} \right)^2 + A \sum_{i=1}^n c_i l_{1i}}{\left(\sum_{i=1}^n c_i l_{1i} \right)^2 \sum_{i=1}^n c_i - \sum_{i=1}^n c_i l_{1i}^2 \left(\sum_{i=1}^n c_i \right)^2} \times \right.$$

где $A = G_M l_c + P_x h_g - P_w h_w - P_{пр} h_{пр} - \sum_{i=1}^n M_{fi}$

$$\psi_{кр} = P_y h_{кр} / [(1 + \mu_{п}) \sum c_{ру} l - \mu_{п} h_{кр} G_M]; \quad \mu_{п} = m_{п} / m_{н}.$$

Алгоритм и блок-схема программы расчета параметров криволинейного движения колесной машины

В § 18 рассмотрена методика расчета распределения продольных и боковых реакций, а также крутящих моментов по колесам, исходя из заданной силы внешнего сопротивления, причем показано решение «плоской» задачи.

Здесь приведем более точную методику расчета, в которой учитывается изменение нормальных реакций при криволинейном движении, влияние изменения этих реакций на радиусы качения колес, сопротивления боковому уводу, сопротивление качению и сцепление колес с опорной поверхностью, влияние крутящих моментов колес и продольных реакций на сопротивление качению, уводу, изменение тангенциальной эластичности шин.

Для того чтобы учесть существенно больше параметров и составить алгоритм решения и единую программу в общем виде для машин с большим количеством осей и разнообразными схемами трансмиссии, нецелесообразно иметь другую структуру алгоритма решения задачи.

Рассматриваем поворот машины, движущейся по плоской твердой поверхности. С машиной связана система ортогональных координат x, y, z . Центр системы координат совпадает с опорной поверхностью и находится в середине последней оси. Ось x совпадает с опорной поверхностью, лежит в плоскости симметрии машины и направлена вдоль последней оси в ту же сторону, в которую повернуты колеса передней оси. Ось z перпендикулярна к опорной поверхности. Тангенциальные R_{xi} и боковые R_{yi} реакции положительны, когда направлены вдоль положительного направления осей x и y , соответственно углы и угловые скорости положительны при повороте против часовой стрелки.

Составляем уравнения равновесия системы:

$$\left. \begin{aligned} \sum_{i=1}^n \sum_{j=1}^2 R_{xi} \cos \theta_{ij} - \sum_{i=1}^n \sum_{j=1}^2 R_{yi} \sin \theta_{ij} + m_M a_x &= 0; \\ \sum_{i=1}^n \sum_{j=1}^2 R_{xi} \sin \theta_{ij} + \sum_{i=1}^n \sum_{j=1}^2 R_{yi} \cos \theta_{ij} - m_M a_y &= 0; \\ \sum_{i=1}^n \sum_{j=1}^2 R_{xi} \sin \theta_{ij} l_{i1} + \sum_{i=1}^n \sum_{j=1}^2 R_{yi} \cos \theta_{ij} l_{i1} - m_M a_y l_c - \sum_{i=1}^n \sum_{j=1}^2 M_{\text{сп } ij} + \\ + \sum_{i=1}^n R_{xi2} \cos \theta_{i2} - \sum_{i=1}^n R_{xi1} \cos \theta_{i1} - \sum_{i=1}^n R_{yi2} \sin \theta_{i2} + \sum_{i=1}^n R_{yi1} \sin \theta_{i1} \frac{B}{2} &= 0 \end{aligned} \right\} \quad (189)$$

Задачу расчета сведем к нахождению силовых и геометрических параметров, удовлетворяющих этим трем уравнениям. В уравнениях индексом i , обозначен номер оси, индексом j — номер борта ($j = 1$ — внутренний борт; $j = 2$ — наружный борт).

Рассматривая геометрическую схему поворота, определяем зависимость углов поворота колес θ_{ij} и углов увода колес от среднего угла поворота колес первой оси θ_1 :

$$\theta_{ij} = \text{arctg} [(l_i - X_K)/(R_K - B/2)]; \quad (190)$$

$$\delta_{ij} = \theta_{ij} - \text{arctg} [(l_i - X_H)/(R_H - B/2)]. \quad (191)$$

Ускорения a_x, a_y определяются по формулам (70), (71) или для установившегося поворота с некоторым приближением

$$a_y = v^2/R_H; \quad a_x = v^2 (l_c - X_H)/R_H^2. \quad (192)$$

Момент сопротивления повороту каждого колеса находим как сумму стабилизирующего момента $M_{\text{ст}}$ и момента сопротивления скольжению колеса $M_{\text{пк}}$:

$$M_{\text{сп } ij} = M_{\text{ст } ij} + M_{\text{пк } ij}, \quad (193)$$

причем в соответствии с рекомендацией

$$M_{\text{ст}} = R_y l_K / 6 \text{ при } R_y \leq 0,5 \varphi R_z;$$

$$M_{\text{ст}} = \frac{\varphi^2 b_K R_z}{12 \text{ tg } \delta k_{y0} [3 - R_z \varphi / (|\text{tg } \delta| k_{y0})]} \text{ при } R_y > 0,5 \varphi R_z.$$

Момент $M_{\text{пк}}$ можно вычислить по формуле, приведенной в прил. 7 или по выражениям (74), (75).

Для определения нормальных реакций следует использовать формулы, приведенные в прил. 8 или § 8.

Боковые реакции запишем в виде

$$R_y = q_N q_T q_\varphi k_{y0} \delta \quad (194)$$

с соответствующими индексами i), а коэффициенты коррекции вычислим по формулам, имеющимся в прил. 6.

Для определения значений R_{xij} , k_{yij} рассмотрим мощностной баланс колеса, катящегося с уводом. В левой части запишем мощность, подводимую к колесу, в правой — расходуемую:

$$M_H \omega_K = M_f \omega_K + R_x \cos \delta v_K + R_y \sin \delta v_K.$$

Учитывая, что $v_K = \omega_K r'_K$, получаем:

$$M_K = M_f + R_x \cos \delta r'_K + R_y \sin \delta + r'_K, \quad (195)$$

где v_K — скорость колеса в направлении его качения; r'_K — радиус качения колеса без учета скольжения; $r'_K = r_{K0} + (R_y \sin \delta - R_x \cos \delta) \lambda'_P$.

Величина λ'_P может быть определена в функции от R_z по какой-либо аналитической зависимости.

С учетом скольжения радиус качения колеса

$$r_K = r_{K0} - R_x \cos \delta \lambda_P, \quad (196)$$

где λ_P — коэффициент тангенциальной эластичности, определяемый также в зависимости от R_z , например, по формуле, предложенной В. А. Петрушовым:

$$\lambda_P = \lambda'_P = \lambda_{P \text{ ном}} \left[1 - \left(1 - \frac{R_z^*}{R_z} \right) \frac{P_w}{P_w^*} \right] \quad \text{при } |R_x| \leq 0,5 R_{x \text{ пр}}; \quad (197)$$

$$\lambda_P = \frac{\lambda'}{1 - (1 - b) \left(2 \left| \frac{R_x}{R_{x \text{ пр}}} \right| - 1 \right)^2} \quad \text{при } |R_x| > 0,5 R_{x \text{ пр}},$$

где $R_{x \text{ пр}} = \sqrt{(\varphi R_z)^2 - R_y^2}$ — предельная тангенциальная реакция; R_z^* и P_w^* — характеристическое значение нормальной нагрузки и внутреннего давления для данной шины; $b = 0$ при $R_x < 0$; $b = \lambda_P R_{x \text{ пр}} / r_{K0}$ при $R_x > 0$.

В предлагаемой методике принято, что при реакциях $|R_x| \leq 0,5 R_{x \text{ пр}}$ скольжение колеса не учитывается и радиус качения $r_K = r'_K$. При возрастании тангенциальной реакции ($|R_x| > 0,5 R_{x \text{ пр}}$) радиус $r_K < r'_K$ и в предельном случае при полном скольжении ($|R_x| = R_{x \text{ пр}}$) величина $r_K = 0$, а $r'_K = r_{K0} - R_{x \text{ пр}} \cos \delta \lambda_P$.

Для определения крутящих моментов и угловых скоростей колес в ветвях трансмиссии составим систему уравнений равновесия, кинематических и силовых связей в каждой узловой точке m , подобных тем, что составлялись в случае прямолинейного движения. Проведем это на примере шестиосной колесной машины (рис. 151), имея в виду, что для машин с другим количеством осей системы уравнений составляются подобно, а с меньшим количеством осей упрощаются.

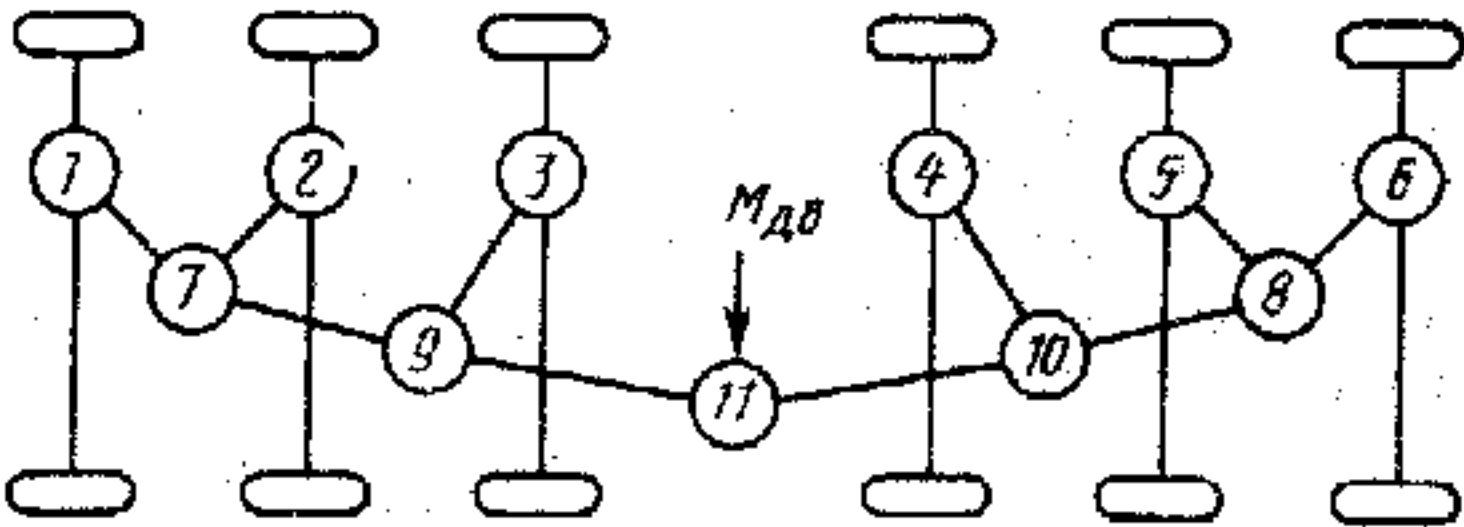
Для принятой машины возможны следующие варианты типов связей в 11 узловых точках трансмиссии (БЛ — блокированная связь; ДПВТ — дифференциал повышенного внутреннего трения; МСХ — муфта свободного хода; НД — несимметричный дифференциал; СД — симметричный дифференциал):

1	2	3	4	5	6	7	8	9	10	11
СД	СД	СД	СД	СД	СД	СД	СД	НД	НД	СД
СД	СД	ДПВТ	ДПВТ	СД	СД	МСХ	МСХ	БЛ	БЛ	СД
СД	СД	СД	МСХ	МСХ	СД	МСХ	МСХ	БЛ	БЛ	СД
СД	СД	СД	МСХ	МСХ	МСХ	МСХ	БЛ	БЛ	БЛ	СД
СД	СД	МСХ	МСХ	МСХ	СД	МСХ	МСХ	БЛ	БЛ	СД

Рис. 151. Схема трансмиссии многоосной машины

Заменяя в выражении $\omega_k = v_k/r_k$ значение r_k по приведенной выше формуле и отбрасывая величины второго порядка малости, получаем:

$$\omega_k \text{ и } -v_k \text{ и } \lambda_P R_{xij} \cos \delta_{ij} / r_k^2 \text{ и } = 0. \tag{198}$$



Далее запишем уравнения связей между крутящими моментами и угловыми скоростями в m -й узловой точке трансмиссии:

$$\begin{aligned} M_{abm} - M_{am} - M_{bm} &= 0; \\ 2\omega_{abm} - k_1\omega_{am} - k_2\omega_{bm} &= 0; \\ k_3M_{am} + k_3M_{bm} + k_4\omega_m + k_5\omega_{bm} &= 0, \end{aligned} \tag{199}$$

где M_{abm} , ω_{abm} — крутящий момент, подводимый к узлу m и угловая скорость вала, подводящего момент; M_{am} , M_{bm} , ω_{am} , ω_{bm} — крутящие моменты и угловые скорости валов, отводящих крутящие моменты. Величины k_1, \dots, k_5 зависят от того, какой механизм находится в узловой точке (см. таблицу).

Величины	СД	НД	БЛ	ДПВТ		МСХ	
				$M_b/M_a > 1$	$M_a/M_b > 1$	$M_a < 0$	$M_b < 0$
k_1	-1	-1	-1	-1	-1	0	-2
k_2	-1	-1	-1	-1	-1	-2	0
k_3	1	1	0	k_d	1	10000	0,000
k_4	0	0	1	0	0	0	0
k_5	-1	-2	0	-1	$-k_d$	-0,0001	-10 000
k_6	0	0	-1	0	0	0	0

При этом за основу взяты следующие зависимости:

а) блокирующая связь (БЛ):

$$M_{ab} = M_a + M_b; \quad \omega_a = \omega_b = \omega_{ab};$$

б) симметричный дифференциал с малым внутренним трением ($k_d \approx 1,0$) (СД):

$$M_a = M_b = 0,5M_{ab}; \quad \omega_a + \omega_b = 2\omega_{ab};$$

в) несимметричный дифференциал с малым внутренним трением (НД) с наиболее часто используемым соотношением моментов:

$$M_a = 2M_b; \quad \omega_a + \omega_b = 2\omega_{ab};$$

г) дифференциал повышенного внутреннего трения (ДПВТ):

пусть индекс «а» относится к забегающей ветви, индекс «b» — к отстающей,

тогда, если $\left| \frac{M_b}{M_a} \right| < k_d$, то ДПВТ заблокирован, а значит, $\omega_a = \omega_b = \omega_{ab}$;

если $\frac{M_b}{M_a} > k_d$, то ДПВТ разблокирован, а это означает, что $M_a = M_{ab}/(1 + k_d)$; $M_b = M_{ab}k_d/(1 + k_d)$; $\omega_a + \omega_b = 2\omega_{ab}$.

Если «а» относится к отстающей ветви, а «b» — к забегающей, то все соотношения остаются теми же с изменением индексов «а» на «b» и наоборот;

д) муфта свободного хода (МСХ): пусть индекс «а» относится к забегающей ветви, тогда, если $M_{ab} > 0$; $M_a < 0$, то $M_a = 0$ и $M_b = M_{ab}$; $\omega_b = \omega_{ab}$; если $\frac{M_a}{M_b} > 0$, то МСХ заблокирована, а $\omega_a = \omega_b = \omega_{ab}$.

Число уравнений получаемой системы можно подсчитать по закономерности $N_{ур} = 2(2n) + 3(2n - 1) = 10n - 3$, где n — число осей машины. Нетрудно подсчитать, что для четырехосной машины система должна состоять из 37 уравнений, для восьмиосной — из 77 и т. д. Решения таких систем невозможно без применения ЭВМ.

Приведенные математические описания движения машины (в данном случае установившегося), силовых и кинематических связей представляют собой математическую модель машины при криволинейном движении. В соответствии с этой моделью разработан алгоритм и составлена программа расчета, укрупненные блок-схемы которой показаны на рис. 152 и 153. Программа не приведена. На основе предлагаемой блок-схемы могут быть составлены варианты программ. Уравнения (189)—(196) необходимо объединить в одну общую систему. Поскольку эти уравнения являются нелинейными, для решения задачи следует использовать метод последовательных приближений.

Модель позволяет определить значения следующих величин: $R_{п}$ — действительный радиус поворота; $X_{п}$ — смещение полюса поворота; $R_{к}$ — кинематический радиус поворота; R_{zij} , R_{xij} , R_{yij} — нормальные, тангенциальные и боковые реакции колес соответственно; $k_{\phi ij}$ — коэффициенты использования сил сцепления колес; M_{kij} , $M_{дв}$, $M_{ам}$, M_{bm} — крутящие моменты колес, моменты на выходном валу коробки передач и в ветвях трансмиссии соответственно; ω_{zij} ; $\omega_{дв}$ — угловые скорости колес и выходного вала коробки передач; $N_{дв}$ — мощность на выходном валу коробки передач; θ_{ij} — углы поворота управляемых колес; δ_{ij} — углы увода колес; r_{kij} — радиусы качения колес.

Методика расчета приведена в предположении, что все передаточные числа трансмиссии равны 1,0, а потери в трансмиссии отсутствуют. При необходимости это нетрудно скорректировать, хотя для исследования движения машины важны внешние силы и моменты, а не то, что происходит в отдельных ее агрегатах.

Большая номенклатура получаемых в результате расчета величин служит основой для глубокого и широкого анализа различных схем трансмиссий, формул управления, осевых формул и ряда других выбираемых в ходе проектирования колесной машины параметров на главные эксплуатационные свойства машины. Тем самым этот расчет является базой (вместе с другими расчетами) для создания системы автоматизированного проектирования (САПР) колесных машин.

Исходными данными для расчета являются:

$L = l_1$, B — база и колея машины соответственно;

l_c , h_c — координаты центра массы;

l_i — расстояния от задней до i -й оси;

l_k , b_k — длина и ширина контактной площадки шины колеса, хотя они могут быть вычислены из геометрических соображений;

θ_1 — угол поворота колес первой оси;

m_m — масса машины;

r_c — свободные радиусы колес;

k_{y0} — номинальные коэффициенты тангенциальной эластичности и коэффициенты сопротивления боковому уводу при $\delta \rightarrow 0$ и $R_{zном}$;

$R_{zном}$ — нормальная нагрузка колеса, рекомендуемая для данной шины;

P_z^* , p_w^* — характеристические нагрузка и давление в шине соответственно;

c_p , $c_{шн}$ — жесткость подвески и нормальная жесткость шин, соответственно;

k_d — коэффициент блокировки дифференциала;

f , $\phi_{п}$ — коэффициенты сопротивления качению и сцепления соответственно;

v_m — скорость машины.

Расчет начинают с ввода исходных данных, причем в начале расчета следует принять:

$$\lambda_{ij} = \lambda_{ном}; \quad k_{yij} = k_{y0}; \quad R_{xij} = 0; \quad R_{п min} = R_k.$$

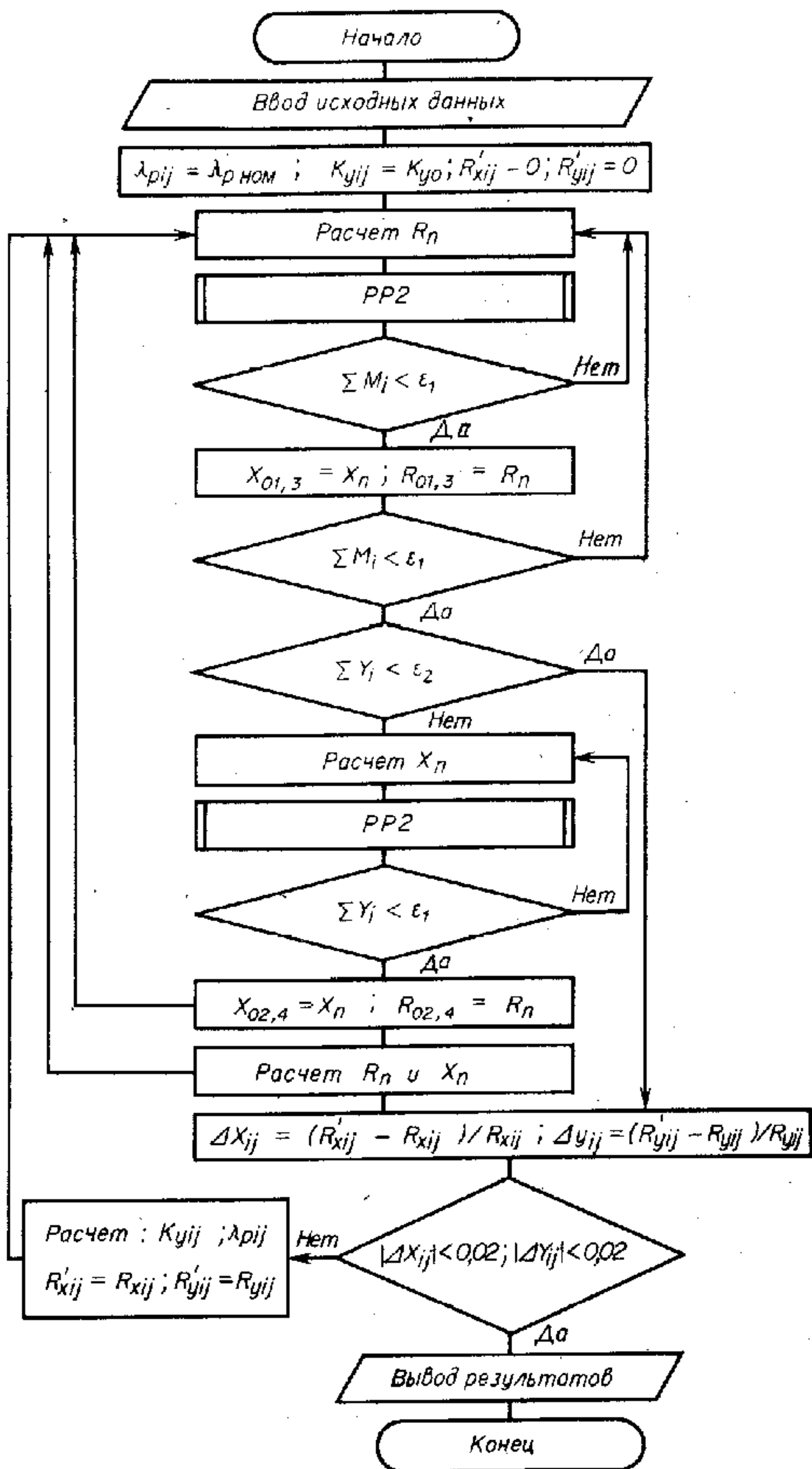


Рис. 152. Блок-схема программы расчета поворота

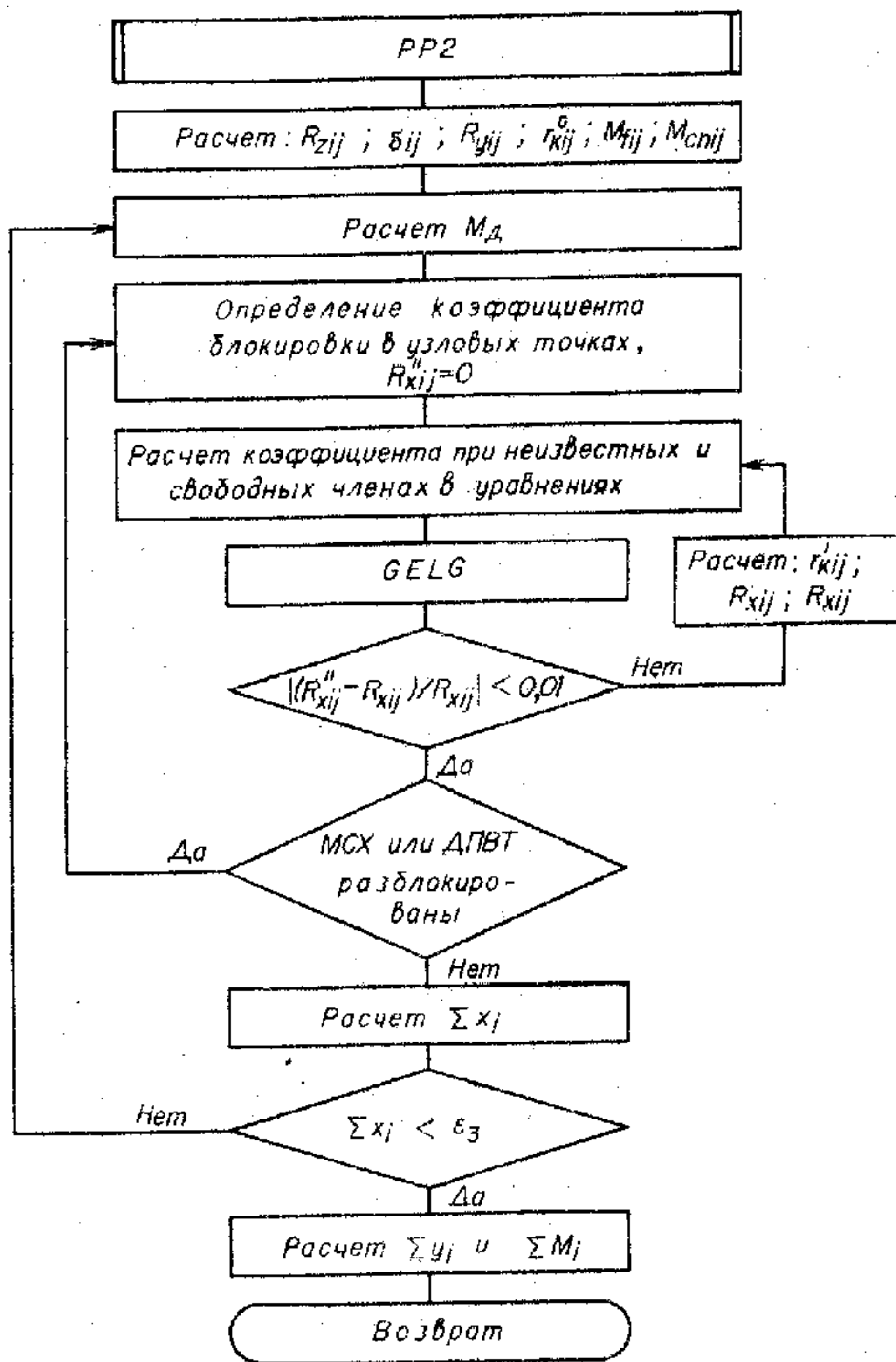


Рис. 153. Блок-схема подпрограммы расчета поворота

Это не означает, что указанные параметры (R_{Π} , X_{Π}) останутся в результате расчета в указанных пределах.

Задав $X_{\Pi} = X_{\Pi \min}$ и $R_{\Pi} = R_{\Pi \min} = R_1$, по подпрограмме PP2 (см. рис. 153) определим сумму $\sum Y$ проекций сил на ось Y и сумму моментов сил $\sum M_i$ (см. второе и третье уравнения (189)). Полученное значение $\sum M_i$ обозначим M_1 . Затем также определяем $\sum M_i$, при $R_{\Pi} = R_{\Pi \max} = R_2$ и присваиваем $M_2 = \sum M_i$. Находим отношение M_1/M_2 и по выражению $R_{\Pi} = (R_1 - kR_2)/(1 - k)$ находим новое значение R_{Π} , которое назовем R_1 или R_2 в зависимости от того, какой знак имеет $\sum M_i$ при полученном R_{Π} . При этом добиваемся такого положения, при котором M_1 и M_2 будут иметь разные знаки. Повторяем эту операцию до тех пор, пока модуль станет меньше допускаемой погрешности ε_1 . После этого найденные значения R_{Π} и X_{Π} обозначим $R_{\Pi 1}$ и $X_{\Pi 1}$. Проверяем равенства и в случае, если $\sum Y_i$ не удовлетворяет заданной точности, переходим к подбору такого X_{Π} (зафиксировав найденное R_{Π}), при котором модуль $\sum Y_i$ будет меньше заданной погрешности ε_2 .

Методика нахождения расчетного X_{Π} аналогична методике нахождения R_{Π} . После нахождения X_{Π} , при котором $|\sum Y_i| < \varepsilon_2$, присваиваем его значение величине $X_{\Pi 2}$, а зафиксированное значение R_{Π} — величине $R_{\Pi 2}$.

Расчеты по определению R_{Π} и X_{Π} , удовлетворяющие условиям $|\sum M_i| < \varepsilon_1$ и $|\sum Y_i| < \varepsilon_2$, повторяем еще по одному разу. При этом получаемые значения R_{Π} и X_{Π} присваиваем сначала $R_{\Pi 3}$ и $X_{\Pi 3}$, а затем $R_{\Pi 4}$ и $X_{\Pi 4}$. Таким образом, после этих расчетов оказываются определенными две прямые $R_{\Pi} = f_1(X_{\Pi})/\sum M_i \approx 0$ и $R_{\Pi} = f_2(X_{\Pi})/\sum Y_i = 0$, координаты точек пересечения которых должны удовлетворять условиям $|\sum M_i| < \varepsilon_1$ и $|\sum Y_i| < \varepsilon_2$. Однако из-за нелинейности решаемых уравнений эти условия могут оказаться невыполненными. Координаты точки пересечения этих прямых определяются следующим образом:

$$X_{\Pi} = (A_1 - A_2)/(k_2 - k_1); \quad R_{\Pi} = A_1 + X_{\Pi}k_1,$$

$$\text{где } k_1 = (R_{\Pi 3} - R_{\Pi 1})/(X_{\Pi 3} - X_{\Pi 1}); \quad k_2 = (R_{\Pi 1} - R_{\Pi 2})/(X_{\Pi 1} - X_{\Pi 2});$$

$$k_3 = (R_{\Pi 3}X_{\Pi 1} - R_{\Pi 1}X_{\Pi 3})/(R_{\Pi 3} - R_{\Pi 1}); \quad k_4 = (R_{\Pi 4}X_{\Pi 3} - R_{\Pi 3}X_{\Pi 4})/(R_{\Pi 4} - R_{\Pi 3});$$

$$A_1 = R_{\Pi 3}k_3/(k_3 - X_{\Pi 3}); \quad A_2 = R_{\Pi 4}k_4/(k_4 - X_{\Pi 4}).$$

Если условия точности не выполняются, то расчеты повторяют снова, но при этом диапазон изменения R_{Π} и X_{Π} уменьшается приблизительно в 10 раз. Расчет повторяют до тех пор, пока не будут одновременно соблюдаться условия $|\sum M_i| < \varepsilon_1$ и $|\sum Y_i| < \varepsilon_2$.

Затем определяют величины $\Delta x_{ij} = (R'_{xij} - R_{xij})/R_{xij}$ и $(R'_{yij} - R_{yij})/R_{yij}$ для каждого колеса, после чего проверяют условия $|\Delta x_{ij}| < 0,02$ и $|\Delta y_{ij}| < 0,02$. Если хотя бы для одного колеса эти условия не выполняются, то рассчитывают новые значения λ_{pij} и k_{yij} по зависимостям (194) и (197) и после присвоения величинам $R'_{xij} = R_{xij}$ и $R'_{yij} = R_{yij}$ новых значений весь расчет повторяют с новыми значениями λ_{pij} и k_{yij} .

Расчет заканчивают после того, как очередное уточнение λ_{pij} и k_{yij} вызовет изменение R_{xij} и R_{yij} меньше 2% по отношению к соответствующим величинам предыдущего прохода для каждого колеса. Программа заканчивается выводом на печать результатов расчета, перечисленных выше.

Для определения суммы проекций всех сил $\sum Y_i$ на ось Y и суммы моментов $\sum M_i$ всех сил относительно центра координат при известных значениях R_{Π} и X_{Π} служит подпрограмма PP2.

По подпрограмме производим расчет значений θ_{ij} , δ_{ij} , a_y , a_x , $M_{сп ij}$, R_{zij} , R_{yij} .

Задав $M_{дв} = M_{дв \min} = f m_{gr_{кс}} = M_1$, переходим к определению коэффициентов блокировки в узловых точках трансмиссии. Если в трансмиссии имеются ДПВТ или МСХ, то состояние этих механизмов определяем за один или два прохода, считая в первом эти механизмы заблокированными. После этого переходим к решению системы уравнений (194), (196) и (197) относительно неизвестных M_{kij} , ω_{nij} , $M_{ат}$, $M_{бт}$, $\omega_{ат}$, $\omega_{бт}$, R_{xij} .

Уравнение (194) нелинейное, так как r'_{kij} зависит от величины R_{kij} . Поэтому данную систему решаем также методом последовательных приближений, считая для первого прохода $r'_{kij} = r_{k0ij}$ и уточняя эти значения в следующих проходах по зависимости (196).

Для решения линеаризованной системы уравнений (195), (198) и (199) определяем коэффициенты при неизвестных и свободные члены, после чего обращаемся к стандартной программе GELG решения системы линейных уравнений. Присваиваем найденные значения R_{xij} величинам R''_{xij} , уточняем по ним значения r'_{kij} и возвращаемся к расчету коэффициентов при неизвестных и свободных членах с новыми значениями r'_{kij} . После этого снова обращаемся к программе GELG и находим новые значения R_{xij} . Из этого цикла выходим только после того, как очередное уточнение r'_{kij} вызовет изменение R_{xij} на величину менее 1% по отношению к предыдущему проходу для каждого колеса $(R''_{xij} - R_{xij})/R_{xij} < 0,01$.

Далее проверим состояние каждого ДПВТ или МСХ при наличии таковых в трансмиссии. Если найденные параметры механизма соответствуют разблокированному его состоянию, то проверка прекращается. Происходит возврат, определяется новый коэффициент блокировки в этой узловой точке и весь расчет повторяется.

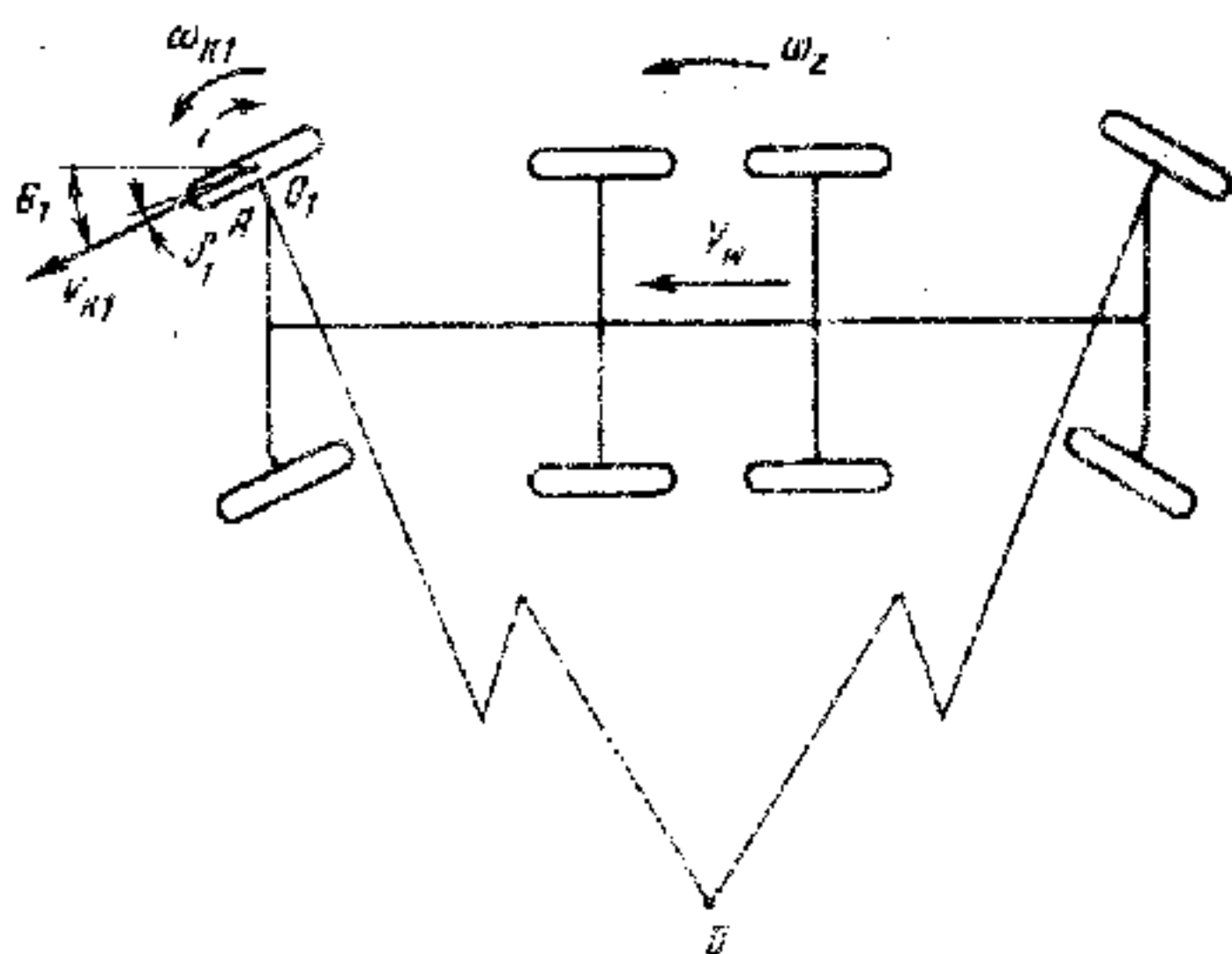
После проверки состояния всех узловых точек, имеющих ДПВТ или МСХ, определяется сумма проекций всех сил $\sum X_i$ на ось X . В случае невыполнения условия $|\sum X_i| < \varepsilon_3$ присваиваем полученное значение $X_1 = \sum X_i$, задаем новое значение $M_{дв} = M_{дв \max} = 2m_m g f_o f_{кс} = M_2$ и весь расчет повторяем. Если условие $|\sum X_i| < \varepsilon_3$ снова не выполняется, присваиваем $X_2 = \sum X_i$ и по формуле $M_{дв} = (M_1 - k_d M_2)/(1 - k_d)$, где $k_d = X_1/X_2$, вычисляем новое значение крутящего момента $M_{дв}$ на выходном валу коробки передач. Выход из этого цикла происходит лишь после нахождения значения $M_{дв}$, удовлетворяющего условию $|\sum X_i| < \varepsilon_3$. После этого определяем значения $\sum Y_i$, $\sum M_i$ и возвращаемся в основную программу.

Таким образом, после возврата из подпрограммы PP2 имеется приведенное с заданной точностью к нулю первое уравнение системы (189). Остается найти решение системы двух нелинейных уравнений что и осуществляется описанным выше способом в основной программе.

ПРИЛОЖЕНИЕ 10 (к гл. 4)

Особенности поворота машины с задними управляемыми колесами

При неустановившемся повороте система, эквивалентная машине (рис. 154) совершает сложное движение, состоящее из переносного вращения продольной оси вокруг O и вращений колес относительно O_i . Тогда поворот каждого управляемого колеса характеризуется поворотом вектора скорости v_{ki} , зависящего от угла поворота колеса и угла увода $\delta_i = \theta_i \pm \delta_i$. Нормальное ускорение точки A колеса, совершающего вращательное движение в плоскости дороги



поворота вектора скорости v_{ki} , зависящего от угла поворота колеса и угла увода $\delta_i = \theta_i \pm \delta_i$. Нормальное ускорение точки A колеса, совершающего вращательное движение в плоскости дороги

$$a_{kiN} = v_{ki} \omega_{Ai},$$

где ω_{Ai} — абсолютная угловая скорость, равная $\omega_{Ai} = \omega_z \pm \omega_i$; ω_i — угловая скорость i -го колеса (вектора v_{ki}).

Рис. 154. Схема поворота машины с передними задними управляемыми колесами

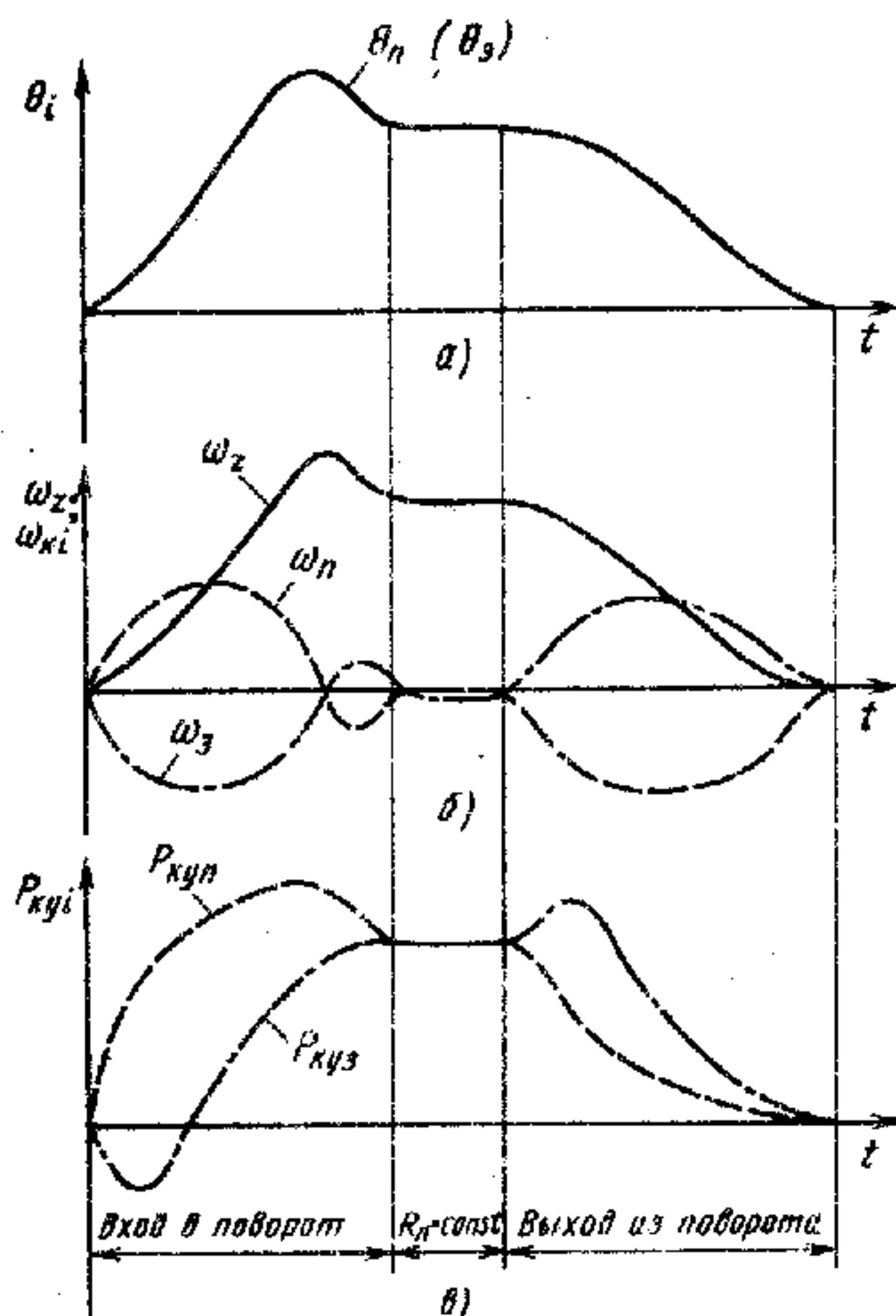


Рис. 155. Характеристики неустойчивого поворота машины с передними и задними управляемыми колесами

Для передних управляемых колес $\omega_{\text{Ап}} = \omega_z + \omega_{\text{п}}$. Для задних управляемых колес $\omega_{\text{Аз}} = \omega_z - \omega_{\text{з}}$. Боковая сила, действующая на колесо,

$$P_{\text{к yi}} = a_{\text{н i}} m_{\text{пр i}} = v_{\text{н i}} (\omega_z \pm \omega_i) m_{\text{пр i}},$$

где $m_{\text{пр i}}$ — приведенная масса, относящаяся к соответствующему колесу.

Зададимся зависимостью углов $\theta(t)$ поворота управляемых колес от времени при входе в поворот и выходе из него (рис. 155), не делая для упрощения различия между углами поворота внутренних и наружных, передних и задних колес. Зависимость $\omega_z(t)$ (рис. 155), если пренебречь запаздыванием, близка к зависимости $\theta(t)$. Сложение угловых скоростей ω_z и $\omega_{\text{ки}}$ определяет зависимости $P_{\text{к yi}}(t)$, приведенные на рис. 155. Таким образом, при неустойчивом повороте не только возрастают боковые силы в сравнении с установившимся поворотом (что было показано в § 17), но при повороте задних колес в сторону, противоположную повороту передних, на них в начальной стадии входа в поворот действуют силы, направленные в сторону, противоположную последующему направлению, т. е. направление силы меняет знак. Это отрицательно влияет на устойчивость движения, не позволяет обеспечить стабилизацию обычными конструктивными мерами.

Подобного явления можно избежать, если начать поворот машины, используя только поворот передних колес. При этом $\omega_z > 0$ при $\omega_{\text{з}} = 0$. Затем, когда на задних колесах возникнет боковая сила, следует начинать поворот задних колес, причем так, чтобы $\omega_{\text{з}} < \omega_z$. Тогда направление боковой силы не изменится и причина возникновения неустойчивости движения будет ликвидирована.

Второй особенностью поворота машин с задними управляемыми колесами является возрастание боковой силы задних колес при выходе из поворота, что может привести к заносу или его увеличению.

Классификация автотранспортных средств (ГОСТ 22895—77)
и Инструкции И 37.001.024—82

Категория	Тип автотранспортного средства	Полная масса, т	Наименование автотранспортного средства
M_1	Автотранспортные средства (АТС), предназначенные для перевозки пассажиров, имеющие не более восьми мест для сидения, кроме места водителя, или созданные на их базе модификации, предназначенные для перевозки мелких грузов	—	Автобусы, пассажирские автомобили и их модификации, а также пассажирские автопоезда
M_2	То же	Менее 5	
M_3	То же	Более 5	
N_1	АТС для перевозки грузов	Менее 3,5	Автомобили-тягачи и автопоезда
N_2	То же	Более 3,5	
N_3	»	Менее 12,0	
		Более 12,0	
N_3^T	АТС внедорожные и тягеловозы	Более 12 по 52	Грузовые автомобили — тягачи и автопоезда, а также шасси со смонтированными на них установками
N_4^T	То же	Более 52 по 100	
N_5^T	»	Более 100 по 180	
N_6^T	»	Более 180 по 250	

Нормальные реакции колес седельного автопоезда

Обозначения см. на рис. 90 и в уравнениях (118) и (119)

$$R_{z1} = (G_M/L_T) (l_{2T} + a_M h_g/g) + [G_{np} (l_{2np} + a_M h_g/g) \times \\ \times (b + a_T h_c/g)]/[L_T (L_{np} + a_M h_c/g)];$$

$$R_{z2} = (G_M/L_T) (l_{1T} - a_M h_g/g) + [G_{np} (l_{2np} + a_M h_g/g) (L_T - \\ - b - a_M h_c/g)]/[L_T (L_{np} + a_M h_c/g)];$$

$$R_{z3} = [G_{np} (l_{1np} - a_M h_g/g) + a_M h_c/g]/(L_{np} + a_M h_c/g).$$

Определение критической скорости машины при торможении

В соответствии с формулой (105) критическая скорость неустановившегося движения, хотя и слабо, зависит от ускорения (замедления) машины. Кроме того, при торможении, как было показано, значительно перераспределяются нормальные реакции между колесами различных осей, а это приводит к изменению коэффициентов сопротивления боковому уходу колес.

Изменение сопротивления боковому уходу можно учесть различным способом. Используем ниже метод, рассмотренный в § 15, т. е. с помощью коэффициентов сопротивления боковому уходу. В процессе торможения наибольшее влияние на изменение коррекции бокового ухода оказывают нормальные и продольные реакции, а также сцепление колеса с опорной поверхностью, т. е. факторы, учитываемые коэффициентами коррекции q_N , q_T и q_ϕ , причем значение последнего из них мало. Следует также иметь в виду, что процесс торможения — процесс неустановившийся, поэтому в оценке его этим методом есть определенная условность.

Если не учитывать изменения указанных коэффициентов, то зависимость критической скорости от ускорения в соответствии с формулой (105) выразится прямой 1 (рис. 156).

Для выяснения качественных зависимостей предположим наиболее простой, но одновременно и наиболее распространенный среди n -осных машин случай, когда шины выбирались исходя из оптимальной нагрузки колеса, равной $G_M/(2n)$, а также одинаковой жесткости подвесок всех колес.

Биспользовавшись рис. 87 и формулой (117), определим приращения нормальных реакций колес на горизонтальной поверхности лишь за счет силы инерции при торможении и смещение $X_{cm} = l_1 - L/2$ центра массы относительно середины базы:

$$P_{ax}h_g + G_M X_{cm} = \sum_{i=1}^{2n} \Delta R_{zi} l_i,$$

где $P_{ax} = -G_M a_T/g$; ΔR_{zi} — приращение нормальной реакции i -го колеса. Поשוольну при одинаковой жесткости подвесок

$$\Delta R_{zi}/\Delta R_{zh} = l_i/l_h,$$

где l_i , l_h — расстояния от центра массы соответственно до i -й и h -й осей, получаем:

$$\Delta R_{zi} = -l_i G_M (X_{cm} + a_T h_g/g) / \sum_{i=1}^{2n} l_i^2.$$

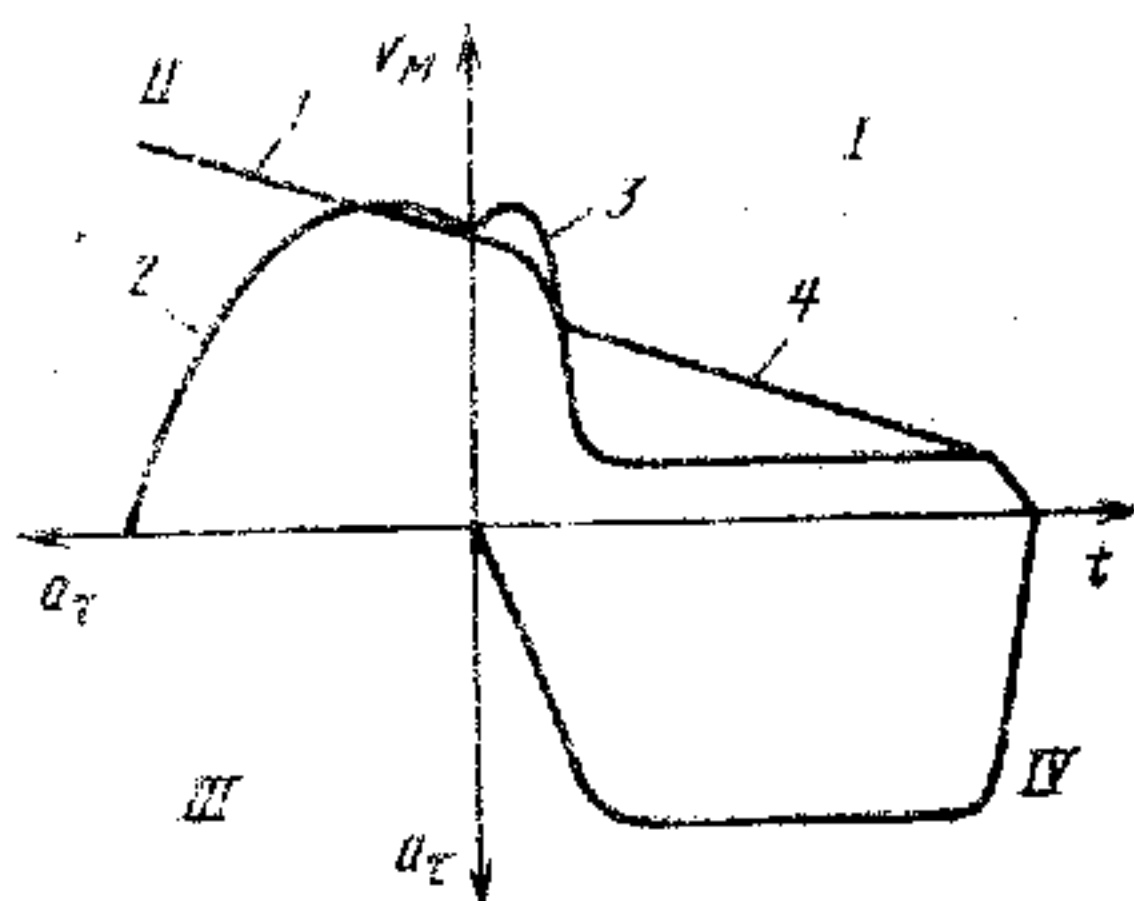


Рис. 156. Характеристика устойчивости при торможении

Предположим, что продольные реакции колес при торможении изменяются пропорционально нормальным реакциям (даже если они не будут доведены до сил сцепления), т. е. $R_{xi} = R_{zi} a_{\tau} / g$.

Тогда

$$\frac{R_{xi}}{R_{zi}} = \frac{a_{\tau}}{g} + \frac{1}{1 + \frac{\Delta R_{zi}}{\Delta R_{z \text{ ср}}}} = a_{\tau} \left/ \left\{ g \left[1 - \frac{l_j n}{\sum_{i=1}^n l_i^2} (X_{\text{см}} + a_{\tau} h g / g) \right] \right\} \right.$$

Далее следует найти величины коэффициентов коррекции коэффициентов сопротивления боковому уводу из-за изменения нормальной нагрузки и продольной силы и самих коэффициентов сопротивления боковому уводу.

Подставляя найденные значения коэффициентов сопротивления боковому уводу в формулу (105), можно установить зависимость критической скорости не только непосредственно от замедления, но и от перераспределения реакций, изменяющего упругие свойства шин (q_N, q_T). С учетом последнего зависимость критической скорости от замедления выразится уже не прямой 1, а кривой 2.

На том же рисунке в квадранте IV построена упрощенная тормозная диаграмма, а в квадранте I — развернутая во времени зависимость $v_{\text{кр}} = f(a_{\tau})$ из квадранта II (кривая 3). Кривая 4 представляет собой зависимость фактической скорости от времени в процессе торможения. Если кривая 4 лежит ниже кривой 3, то потери устойчивости не будет. Расположение этих кривых, а значит, и характеристика устойчивости при торможении зависят от величины замедления и распределения тормозных сил по колесам.

Устойчивость теряется, если при торможении уменьшаются нормальные реакции задних колес, а тормозные механизмы продолжают поддерживать на них значительные тормозные силы. Из-за этого существенно снижается сопротивление боковому уводу, и машина приобретает недостаточную поворачиваемость, которая, как известно, положительно влияет на устойчивость при движении с постоянной скоростью, но отрицательно — при замедлении. В последнем случае совпадают направления силы инерции при торможении и силы инерции, вызванной криволинейным движением вследствие увода колес.

Поскольку коэффициент коррекции q_T зависит и от коэффициента сцепления ϕ , от него же зависит и критическая скорость $v_{\text{кр}}$.

Этот метод можно условно перенести и на рассмотрение устойчивости машины в заблокированных колесах.

При полном скольжении колеса равнодействующая продольной R_x и боковой R_y реакций равна силе сцепления ϕR_z . Тогда угол между направлением силы сцепления и продольной реакцией, совпадающей со средней линией контакта колеса, определяется из выражения $\sin \delta = R_y / (\phi R_z)$.

Поскольку скольжение заблокированного колеса, теряющего устойчивость, начинается при случайных, ничтожно малых боковых воздействиях, то ему соответствуют и малые углы δ . Тогда $R_y = (\phi R_z) \delta$.

Полученное выражение аналогично известному $R_y = k_{\gamma} \delta$. Если использовать эту аналогию, которая по внешнему проявлению и результатам происходящего процесса вполне правомерна, то по принципам, установленным для колес, катящихся с уводом, можно также определить критическую скорость. Для этого достаточно в формулу (105) вместо величин k_{γ} подставить величины ϕR_{zi} .

Так как при максимальной интенсивности торможения (при условии соответствующего распределения тормозных сил по колесам) замедление $a_{\tau} = \phi g$, то получаем выражение для критической скорости при торможении

$$v_{\text{кр}}^2 = \frac{1,5g}{nh_g} \left[\sum_{i=1}^{2n} l_i^2 - X_{\text{см}} n \frac{\sum_{i=1}^{2n} l_i^3}{\sum_{i=1}^{2n} l_i^2} + \phi h_g n \frac{\sum_{i=1}^{2n} l_i^3}{\sum_{i=1}^{2n} l_i^2} \right],$$

Характеристика дорожных неровностей

Показатель неровностей	Дорога			
	маловы- ношен- ная	сильно- выношен- ная	разбитая	пересечен- ная мест- ность
Короткие импульсные дли- ной до 30 см и высотой бо- лее 3 см:				
число на 1 км	20 ... 50	50 ... 150	100 ... 200	200
высота, см:				
максимальная	5	5 ... 7	7 ... 10	10 ... 15
наиболее вероятная	3 ... 4	3 ... 5	5 ... 7	7 ... 10
Выбоины:				
число на 1 км	200	200 ... 500	300 ... 500	200 ... 300
наиболее вероятная дли- на, см	50 ... 150	100 ... 250	150 ... 300	150 ... 500
глубина, см:				
максимальная	10	10 ... 20	20 ... 30	30
наиболее вероятная	3 ... 5	5 ... 10	10 ... 15	15
среднее квадратическое	1,5	1,5 ... 3,0	3,0 ... 8,0	8,0
Ухабы:				
число на 1 км	5	5 ... 10	10 ... 20	20
наиболее вероятная дли- на, м	6 ... 9	6 ... 10	6 ... 12	8 ... 16
глубина, см:				
наиболее вероятная	3 ... 5	10 ... 20	30 ... 50	70 ... 120
максимальная	10	30	100	200

Значения коэффициентов нормированной корреляционной
функции для дорог различных типов

Тип дороги	σ_q^2 , см ⁴	A_1	A_2	α_1	α_2	β_1	β_2
Грунтовая	152,1	1,000	0	0,117	—	0,314	—
	110,3	0,634	0,366	0,017	0,153	0,144	0,581
	196,3	1,000	0,000	0,101	—	0,164	—
	102,2	1,000	0,000	0,450	—	0,414	—
	100,0	1,000	0,000	0,200	—	0,600	—
Булыжная	10,70	0,800	0,200	0,320	0,200	0,000	1,740
	6,35	0,953	0,047	0,213	0,049	0,000	1,367
	5,24	0,840	0,160	0,300	0,160	0,000	1,120
	4,39	1,000	0,000	0,450	—	0,000	—
Асфальтобетонная	0,25	1,000	0,000	0,140	—	0,000	—
	0,25 ... 1,54	1,000	0,000	0,150	—	0,000	—
	1,96	1,000	0,000	0,200	—	0,000	—

Если микропрофиль описывается нормированной корреляционной функцией вида

$$R_l(t_l) = A_1 e^{-\alpha_1 v_M |t_l|} + A_2 e^{-\alpha_2 v_M |t_l|} \cos(v_M \beta t_l),$$

где t_l — время проезда неровности длиной l , то спектральная плотность микропрофиля определяется выражением

$$S_q(v) = \sigma_q^2 \left\{ \frac{A_1 v_M \alpha_1}{\pi (v^2 + v_M^2 \alpha_1^2)} + \frac{A_2 v_M \alpha_2}{\pi} \frac{v^2 + v_M^2 (\alpha_2^2 + \beta^2)}{[v^2 + v_M^2 (\alpha_2^2 + \beta^2)]^2 - 4v^2 \beta^2 v_M^2} \right\}.$$

ПРИЛОЖЕНИЕ 16 (к гл. 6)

Уравнения колебаний при наличии балансирной подвески

Если в обычной подвеске листовые рессоры в большинстве случаев служат как упругим, так и направляющим устройством, то в балансирной подвеске рессоры выполняют функцию направляющего устройства лишь в поперечной плоскости. В продольной плоскости неподрессоренные массы удерживаются только реактивными штангами.

Расчетные схемы балансирной подвески можно представить несколько по-разному. Однако для расчета колебаний они по существу аналогичны. Воспользуемся расчетной схемой (рис. 157). Листовая рессора каждой стороны машины представлена двумя элементами: упругим устройством и жестким балансиром. Последний и осуществляет связь между неподрессоренными массами и упругими устройствами. Поскольку неподрессоренные массы мостов соединяются с балансиром рессорой так, что могут передавать только нормальные силы, а с поддрессоренной массой соединяются шарнирно, следует учитывать только линейные перемещения неподрессоренных масс.

Такая подвеска имеет три степени свободы. В качестве обобщенных координат можно принять вертикальные перемещения z_δ , ζ_1 и ζ_2 поддрессоренных и неподрессоренных масс. Конструкции балансирных подвесок обычно симметричные, т. е. $m_1 = m_2 = m$; $c_{шн1} = c_{шн2} = c_{шн}$. Тогда, составляя уравнения Лаг-

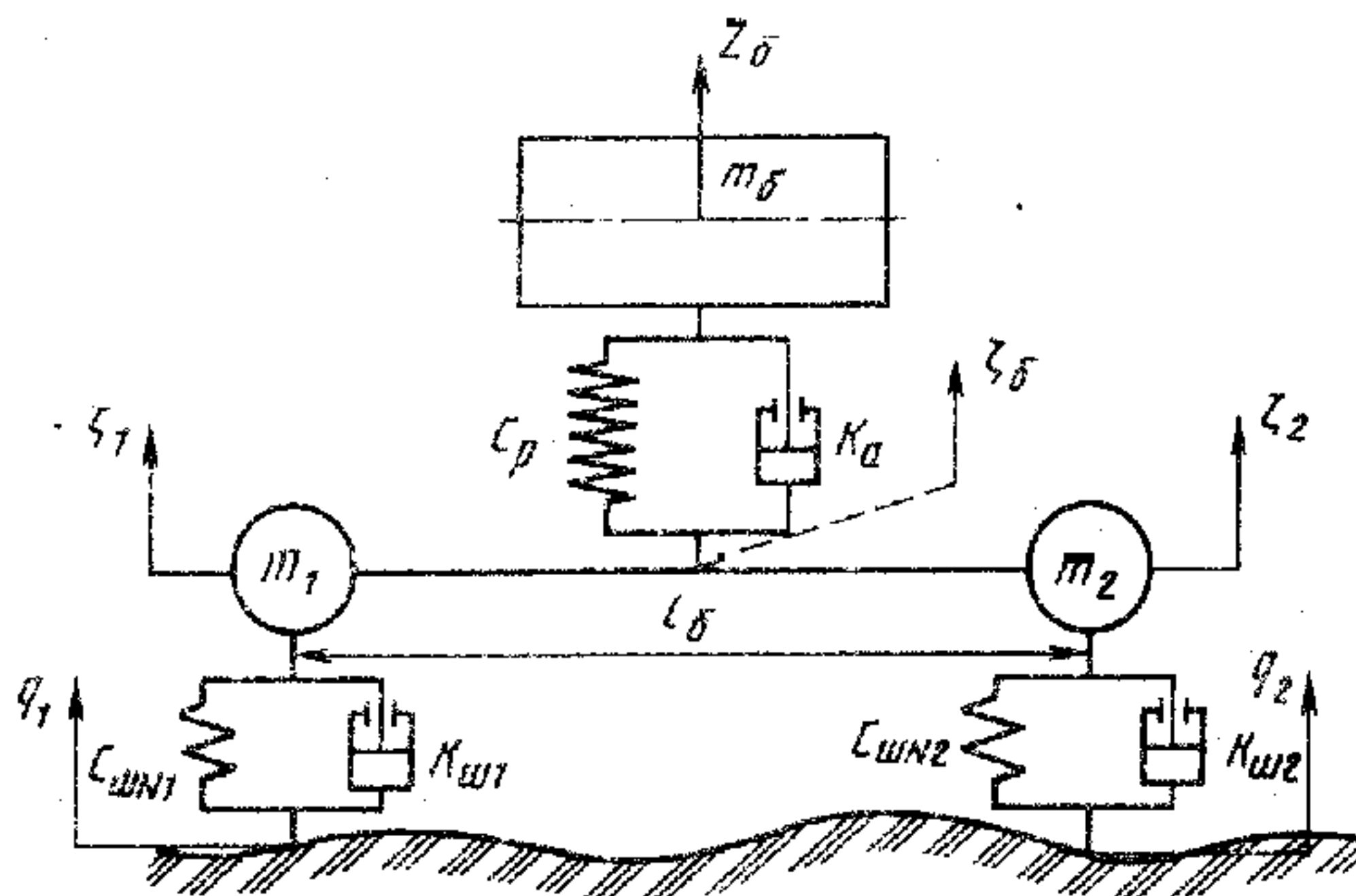


Рис. 157. Расчетная схема балансирной подвески

ранжа по указанным координатам и группируя слагаемые соответствующим образом, получаем:

$$\begin{aligned} m_6 \ddot{z}_6 + 2k_a \dot{z}_6 + 2c_p z_6 - k_a (\dot{\zeta}_1 + \dot{\zeta}_2) - c_p (\zeta_1 + \zeta_2) &= 0; \\ m \ddot{\zeta}_1 + 2k_{ш} \dot{\zeta}_1 + 2c_{шN} \zeta_1 - k_a \dot{z}_6 - c_p z_6 &= 2k_{ш} \dot{q}_1 + 2c_{шN} q_1; \\ m \ddot{\zeta}_2 + 2k_{ш} \dot{\zeta}_2 + 2c_{шN} \zeta_2 - k_a \dot{z}_6 - c_p z_6 &= 2k_{ш} \dot{q}_2 + 2c_{шN} q_2, \end{aligned}$$

где m_6 — масса машины, приходящаяся на ось балансира; $2k_a$, $2c_p$ — коэффициенты демпфирования и жесткости всей подвески, т. е. двух сторон системы подрессоривания. Для каждой оси эти коэффициенты равны соответственно k_a и c_p .

В уравнениях не учтены инерционные моменты при перемещениях самих балансиров (рессор). Однако в реальных машинах их влияние сравнительно невелико. Поэтому с достаточной для практических расчетов точностью это можно учесть, увеличив во втором и третьем уравнениях системы величину m на половину массы рессор балансирной тележки.

Если нужно знать не перемещения ζ_1 и ζ_2 осей колес, а перемещение ζ_6 оси балансира и точки, расположенной под осью (например, для определения деформации рессор), то надо принять, что $\zeta_6 = (\zeta_1 + \zeta_2)/2$ и соответственно $\dot{\zeta}_6 = (\dot{\zeta}_1 + \dot{\zeta}_2)/2$ и преобразовать систему уравнений, приняв координаты z_6 и ζ_6 :

$$\begin{aligned} m_6 \ddot{z}_6 + 2k_a \dot{z}_6 + 2c_p z_6 - 2k_a \dot{\zeta}_6 - 2c_p \zeta_6 &= 0; \\ m \ddot{\zeta}_6 + k_{ш} \dot{\zeta}_6 + c_{шN} \zeta_6 - k_a \dot{z}_6 - c_p z_6 - 2k_{ш} (\dot{q}_1 + \dot{q}_2) + c_{шN} (q_1 + q_2) &= 0. \end{aligned}$$

Следует обратить внимание на то, что на ось балансира, т. е. на рессорную массу, возмущение подается с запаздыванием в соответствии с разностью функций $q_1 - q_2$, зависящей от базы балансирной тележки и скорости движения машины. Такая конструкция отличается своей реакцией на вынужденные колебания от подвески одного моста при одинаковых параметрах. При движении балансирной тележки по неровностям дороги координата ζ_6 описывает траекторию, не совпадающую с профилем неровностей.

При движении по периодическим неровностям возмущение подрессоренной массы можно дополнительно оценить коэффициентом неодновременности воздействия:

$$\mu = |\cos(\pi l_6 / l)|,$$

где l — длина неровности.

Из формулы следует, что при $l = 0,5l_6$ и $l = l_6$ коэффициент $\mu = 1,0$, а при $l = (2/3)l_6$ и $l = 2l_6$ коэффициент $\mu = 0$.

Очевидно, в первом случае колеса балансирной тележки имеют одинаковые вертикальные перемещения, которые полностью передаются через рессору подрессоренной массе. В этом случае возмущающая сила будет максимальной при данном значении высоты неровности. Во втором случае колеса балансирной тележки получают одинаковые, но противоположные по знаку перемещения. Балансир поворачивается беспрепятственно, так как $\zeta_6 = 0$, и возмущающая сила не передается на подрессоренную массу.

ПРИЛОЖЕНИЕ 17 (к гл. 6)

Пример определения плавности хода четырехосной машины (МАЗ-7310)

Масса подрессоренная $m_{ш} = 38\,500$ кг; момент инерции подрессоренной массы $I_{ш} = 505\,600$ кг·м²; масса каждой из четырех неподдресоренных частей $m_i = 1400$ кг; жесткость подвески каждого моста $2c_{pi} = 5540$ Н/см; коэффициенты сопротивления амортизаторов моста $2k_{ai} = 200$ Н·с/см; нормальная жесткость шин моста $c_{шN} = 10\,000$ Н/см; коэффициент демпфирования шин моста $2k_{ши} = 20$ Н·с/см.

Пусть центр поддресоренной массы смещен назад от середины базы на 300 мм и расстояния от центра массы $l_1 = 415$ см; $l_2 = 195$ см; $l_3 = -135$ см; $l_4 = -355$ см.

Составим уравнения колебаний в продольной плоскости, предварительно определив входящие в них коэффициенты (см. § 35):

$$\omega_{\Pi}^2 = 4 \cdot 5540 \cdot 981 / 3850 \cdot 10 = 56,46 \text{ с}^{-2},$$

т. е. парциальная частота вертикальных колебаний поддресоренной массы $\omega_{\Pi} = \sqrt{56,46/2\pi} = 1,19$ Гц;

$\omega_{\Pi y}^2 = 5540 \cdot 298250 \cdot 981 / 5056 \cdot 10^7 = 38,1 \text{ с}^{-2}$, т. е. парциальная частота продольно-угловых колебаний $\omega_{\Pi y} = 0,98$ Гц (число 298250 = Σl_i^2);

$\omega_{\Pi i}^2 = (5540 + 10000) \cdot 981 / 1400 \cdot 10 = 1089 \text{ с}^{-2}$, т. е. парциальная частота каждой из четырех неподдресоренных масс $\omega_{\Pi i} = 5,25$ Гц.

Аналогично найдем парциальные коэффициенты затухания:

$$k_{\Pi} = 200 \cdot 120 \cdot 981 / 38500 \cdot 10 = 61,15 \text{ см} \cdot \text{с}^{-1}, \text{ где } 120 = \Sigma l_i;$$

$$c_{\Pi} = 5540 \cdot 120 \cdot 981 / 38500 \cdot 10 = 1693 \text{ см}^{-1} \cdot \text{с}^{-2};$$

$$k_y = 200 \cdot 120 \cdot 981 / 5056 \cdot 10^7 = 0,46 \cdot 10^3 \text{ см}^{-1} \cdot \text{с}^{-1};$$

$$c_y = 5540 \cdot 120 \cdot 981 / 5056 \cdot 10^7 = 1,29 \cdot 10^{-2} \text{ см}^{-1} \cdot \text{с}^{-2};$$

$$k_{\Pi 0} = 4 \cdot 200 \cdot 981 / (1400 \cdot 10) = 56,06 \text{ с}^{-1};$$

$$\omega_{\Pi 0}^2 = 4 \cdot 5540 \cdot 981 / (1400 \cdot 10) = 1552,78 \text{ с}^{-2}.$$

Таким образом, уравнения колебаний машины в соответствии с формулами (129)—(131) примут следующий вид:

$$\begin{aligned} z_0 + 2,04\dot{z}_0 + 56,46z_0 + 61,15\dot{\theta} + 1693\theta &= \\ &= 0,51(\ddot{\zeta}_1 + \ddot{\zeta}_2 + \ddot{\zeta}_3 + \ddot{\zeta}_4) + 14,2(\dot{\zeta}_1 + \dot{\zeta}_2 + \dot{\zeta}_3 + \dot{\zeta}_4); \\ \ddot{\theta} + 1,37\dot{\theta} + 38,1\theta + 0,0465 \cdot 10^{-2}\ddot{z}_0 + 1,29 \cdot 10^{-2}z_0 &= 10^{-2}[(1,61\dot{\zeta}_1 + 0,71\dot{\zeta}_2 + \\ &+ 0,49\dot{\zeta}_3 + 1,37\dot{\zeta}_4) + (44,3\ddot{\zeta}_1 + 19,7\ddot{\zeta}_2 + \ddot{\zeta}_3 + 37,9\ddot{\zeta}_4)]; \\ \ddot{\zeta}_1 + 15,41\dot{\zeta}_1 + 1089\zeta_1 - 56,06\dot{z}_0 - 1552,78z_0 - 6727\dot{\theta} - 1,86 \cdot 10^6\theta &= \\ &= 14,01\dot{q}_1 + 388,1q_1; \\ \ddot{\zeta}_2 + 15,41\dot{\zeta}_2 + 1089\zeta_2 - 56,06\dot{z}_0 - 1552,78z_0 - 6727\dot{\theta} - 1,86 \cdot 10^6\theta &= \\ &= 14,01\dot{q}_2 + 388,1q_2; \\ \ddot{\zeta}_3 + 15,41\dot{\zeta}_3 + 1089\zeta_3 - 56,06\dot{z}_0 - 1552z_0 - 6727\dot{\theta} - 1,86 \cdot 10^6\theta &= \\ &= 14,01\dot{q}_3 + 388,1q_3; \\ \ddot{\zeta}_4 + 15,41\dot{\zeta}_4 + 1089\zeta_4 - 56,06\dot{z}_0 - 1552z_0 - 6727\dot{\theta} - 1,86 \cdot 10^6\theta &= \\ &= 14,01\dot{q}_4 + 388,1q_4. \end{aligned}$$

Прежде всего, можно заметить, что связь вертикальных и продольно-угловых колебаний весьма мала; это видно из сравнения коэффициентов, входящих в одни и те же уравнения. Например, во втором уравнении коэффициенты при θ

и θ отличаются от коэффициентов при \dot{z}_0 и $\dot{\theta}_0$ приблизительно в 3000 раз. При отсутствии смещения центра массы от середины базы можно было бы воспользоваться более простыми выражениями (132)–(134), в которых совершенно отпали бы четвертые и пятые слагаемые первого и второго уравнений, а во втором уравнении очень мало изменились бы коэффициенты. Так, коэффициент $h_{\theta y}$ оказался бы равным $1,36 \text{ с}^{-1}$, $\omega_{\theta y}^2 = 37,62$, т. е. угловая частота понизилась бы всего с 0,98 до 0,97 Гц. Немного изменились бы коэффициенты в правой части этого же уравнения и отпали бы слагаемые с θ и $\dot{\theta}$ в последних четырех уравнениях.

Поскольку связь между вертикальными и угловыми колебаниями в данном случае очень слабая, можно с небольшой ошибкой определить относительные коэффициенты затухания по формулам

$$\psi_z = \frac{h_z}{\Omega_z}; \quad \psi_\theta = \frac{h_\theta}{\Omega_\theta};$$

$$\psi_{z_0} = 200 \cdot 4 / \sqrt{3850 \cdot 4 \cdot 5540 / 981} = 0,27;$$

$$\psi_{\theta_0} = 200 \cdot 298 \, 250 / \sqrt{5056 \cdot 10^7 \cdot 5540 \cdot 298 \, 250 / 981} = 0,20.$$

Для того чтобы найти описываемые перемещения, скорости и ускорения, необходимо задать конкретные зависимости $q_i(t)$. Может, например, быть задана наиболее типичная характеристика периодического профиля $q_1 = q_0 (1 - \cos vt)$, где $v = 2\pi v_M / l$; v_M — скорость машины, м/с; l — шаг неровностей, м; q_0 — амплитуда неровностей (половина расстояния между линиями выступов и впадин). Тогда для каждой последующей величины

$$\left. \begin{aligned} q_2 &= q_0 [1 - \cos v(t - \tau_2)]; \\ q_3 &= q_0 [1 - \cos v(t - \tau_3)]; \\ q_4 &= q_0 [1 - \cos v(t - \tau_4)], \end{aligned} \right\} \quad (200)$$

где $\tau_i = l_{1i} / v_M$ — время запаздывания движения i -го колеса по отношению к первому.

Соответственно следует написать и производные по типу $\dot{q}_1 = q_0 v (1 + \sin vt)$. В таком виде задача практически подготовлена для решения на ЭЦВМ с использованием библиотеки научно-технических расчетов (БНТР). В результате могут быть получены зависимости любых координат в функции времени, цифровые выражения, а также построенные непосредственно машиной графические зависимости, полностью характеризующие колебания машины при движении по конкретным заданным неровностям.

С целью дальнейшего анализа преобразуем систему уравнений по Лапласу, причем, поскольку установлена малая связь вертикальных и продольно-угловых колебаний, исключим для уменьшения громоздкости алгебраических расчетов слагаемые $\sum l_i \xi_i(p)$. Учтем также запаздывание возмущающего воздействия на следующие после первой оси колеса в соответствии с выражениями (200). Тогда в преобразованном виде система уравнений запишется так:

$$m_{\text{ш}} p^2 z_0(p) + 2(k_a p + c_p) [\sum z_i(p) - \sum \xi_i(p)] = 0; \quad (201)$$

$$I_y p^2 \theta(p) + 2(k_a p + c_p) \sum l_i z_i(p) = 0; \quad (202)$$

$$\begin{aligned} \xi_1(p) [m p^2 + 2(k_a + k_{\text{ш}}) p + 2(c_p + c_{\text{шN}})] - z_1(p) 2(k_a p + c_p) = \\ = q(p) 2(k_{\text{ш}} p + c_{\text{шN}}); \end{aligned}$$

$$\xi_2(p) [m p^2 + 2(k_a + k_{\text{ш}}) p + 2(c_p + c_{\text{шN}})] - z_2(p) 2(k_a p + c_p) =$$

$$= q(p) e^{-p\tau_1} 2(k_{\text{ш}}p + c_{\text{ш}N});$$

$$\begin{aligned} \zeta_3(p) [mp^2 + 2(k_a + k_{\text{ш}})p + 2(c_p + c_{\text{ш}N})] - z_3(p) 2(k_ap + c_p) = \\ = q(p) e^{-p\tau_1} 2(k_{\text{ш}}p + c_{\text{ш}N}); \end{aligned}$$

$$\begin{aligned} \zeta_4(p) [mp^2 + 2(k_a + k_{\text{ш}})p + 2(c_p + c_{\text{ш}N})] - z_4(p) 2(k_ap + c_p) = \\ = q(p) e^{-p\tau_1} 2(k_{\text{ш}}p + c_{\text{ш}N}). \end{aligned}$$

Складывая правые и левые части последних четырех уравнений и обозначая для краткости записей

$$A = mp^2 + 2(k_a + k_{\text{ш}})p + 2(c_p + c_{\text{ш}N}),$$

а также учитывая, что $z_i = z_0 + \theta l_i$ и соответственно в данном случае получаем

$$\begin{aligned} \sum \zeta_i(p) A - 4z_0(p) - \theta(p) \sum l_i = q(p) (1 + e^{-p\tau_1} + e^{-p\tau_2} + e^{-p\tau_3}) \times \\ \times 2(k_{\text{ш}}p + c_{\text{ш}N}). \end{aligned} \quad (203)$$

В уравнении (202) также можно сделать подстановку $z_i = z_0 + \theta l_i$. Тогда запишем:

$$\theta(p) = -z_0(p) 8(k_ap + c_p) \sum l_i / [I_p p^2 + 2(k_ap + c_p) \sum l_i^2]. \quad (204)$$

Обозначим далее $B = I_p p^2 + 2(k_ap + c_p)$ и подставим в выражение (203):

$$\begin{aligned} \sum \zeta_i(p) A - \{4 - [8(k_ap + c_p) (\sum l_i)^2] / B\} z_0(p) = \\ = q(p) (1 + \sum e^{-p\tau_i}) 2(k_{\text{ш}}p + c_{\text{ш}N}), \end{aligned}$$

откуда найдем $\sum \zeta_i(p)$.

Полученное выражение подставляем вместе с (204) в (201):

$$\begin{aligned} \left\{ m_{\text{ш}}p^2 + 8(k_ap + c_p) - \frac{16(k_ap + c_p)^2 \sum l_i}{B} - \right. \\ \left. - \frac{2(k_ap + c_p) [4B - 8(k_ap + c_p) (\sum l_i)^2]}{AB} \right\} z_0(p) = \\ = q(p) (1 + \sum e^{-p\tau_i}) 2(k_{\text{ш}}p + c_{\text{ш}N}) / A. \end{aligned}$$

Тогда передаточная функция

$$\begin{aligned} W_{z_0}(p) = \frac{z_0(p)}{q(p)} = \frac{(1 + \sum e^{-p\tau_i}) 2(k_{\text{ш}}p + c_{\text{ш}}^N)}{A \left\{ m_{\text{ш}}p^2 + 8(k_ap + c_p) - \frac{16(k_ap + c_p)^2 \sum l_i}{B} - \right.} \\ \left. - \frac{2(k_ap + c_p) [4B - 8k_ap + c(\sum l_i)^2]}{AB} \right\}} \end{aligned}$$

Ввиду громоздкости нецелесообразно приводить до конца все вычисления. Напомним, что далее следует оператор p заменить на $j\omega$, произвести алгебраиче-

ские вычисления, чтобы в итоге в большом выражении полученного комплексного числа вида $\alpha + \beta j$ найти его модуль и извлечь из него квадратный корень, т. е. вычислить. В полученное выражение войдут частота ν и запаздывание τ_i — обе величины, зависящие от скорости. Следовательно, надо задать еще величину скорости или скоростей, при которых необходимо определить АЧХ.

Полученные по этим данным АЧХ приведены на рис. 109. Как видно, наибольшие амплитуды ускорений и перемещений имеют место приблизительно при низшей и высшей собственных частотах порядка 1 и 5 Гц соответственно.

Далее зададимся корреляционными функциями или непосредственно специальными плотностями микропрофиля дорог, на которых в соответствии с отраслевой нормалью следует оценивать плавность хода машины подобного типа. Необходимые материалы имеются в литературе, а часть — в настоящем приложении. Для грунтовой дороги, например, примем корреляционную функцию, приведенную в прил. 15, которой соответствует спектральная плотность

$$S_q(\nu) = \sigma_q^2 \left\{ \frac{A_1 v_M \alpha_1}{\pi (\nu^2 + v_M^2 \alpha_1^2)} + \frac{A_2 v_M \alpha_2}{\pi} \frac{\nu^2 + v_M^2 (\alpha_2^2 + \beta_2^2)}{[\nu^2 + v_M^2 (\alpha_2^2 + \beta_2^2)]^2 - 4 v_M^2 \beta_2^2 \nu^2} \right\},$$

где σ_q — дисперсия функции микропрофиля дороги, данные о которой содержатся в таблицах вместе с остальными константами приведенного выражения.

Для определения спектральной плотности координат, характеризующих колебания машины в заданных дорожных условиях, для каждого дорожных условий пользуемся зависимостью (153). На рис. 113 приведена рассчитанная для данной машины спектральная плотность вертикальных ускорений в центре подпрессоренной массы.

Аналогично определены спектральные плотности и на других дорогах при скоростях, регламентируемых нормалью.

Далее следует по формуле (154) в нескольких октавных полосах частот вычислить среднеквадратичные отклонения вертикальных ускорений центра массы. В данном примере они вычислены для пяти октавных полос и девяти скоростей движения автомобиля МАЗ-7310:

Скорость движения, км/ч	Ускорения, м/с ² , в октавных полосах, Гц				
	0,7 ... 1,4	1,4 ... 2,8	2,8 ... 5,6	5,6 ... 11,2	11,2 ... 22,4
5	0,075	0,264	0,070	0,023	0,010
10	0,046	0,820	0,199	0,095	0,013
15	0,111	0,193	0,292	0,178	0,062
20	0,108	0,629	0,249	0,259	0,078
25	0,126	0,854	0,228	0,256	0,157
30	0,195	0,730	0,171	0,375	0,126
35	0,279	0,478	0,228	0,434	0,121
40	0,365	0,430	0,280	0,401	0,247
45	0,446	0,748	0,301	0,430	0,222

Определим величину эквивалентного среднего квадратичного ускорения σ_{23} по формуле (154) на каждой скорости в диапазоне 10 ... 20 км/ч, так как в соответствии с нормалью (см. прил. 19) для оценки плавности хода на грунтовой дороге необходимо двигаться со следующей скоростью:

Скорость, км/ч	10	15	20
σ_{23} , м/с ²	0,623	0,398	0,576

Такие же расчеты производят для движения по другим дорогам с соответствующими этим дорогам скоростями.

ПРИЛОЖЕНИЕ 18 (к гл. 6)

Предельно допустимые значения средних квадратических ускорений σ_z

Тип испытательной дороги	Диапазон скоростей движения автомобиля, км/ч	Направление действия виброускорений	Значения σ_z на сиденье водителя в октавных полосах, Гц				
			0,7... 1,4	1,4... 2,8	2,8... 5,6	5,6... 11,2	11,2... 22,4
I	30 ... 70	Вертикальное	$\frac{1,1}{1,8}$	$\frac{0,8}{1,3}$	$\frac{0,6}{1,0}$	$\frac{0,6}{1,0}$	$\frac{1,1}{1,8}$
		Горизонтальное	$\frac{0,4}{0,6}$	$\frac{0,4}{0,6}$	$\frac{0,5}{0,8}$	$\frac{0,6}{1,0}$	$\frac{0,8}{1,2}$
III	30 ... 60	Вертикальное	$\frac{1,4}{2,2}$	$\frac{1,0}{1,6}$	$\frac{0,8}{1,2}$	$\frac{0,8}{1,2}$	$\frac{1,4}{2,2}$
		Горизонтальное	$\frac{0,5}{0,8}$	$\frac{0,5}{0,8}$	$\frac{0,7}{1,0}$	$\frac{0,8}{1,2}$	$\frac{1,1}{1,6}$
IV, V	10 ... 20	Вертикальное	$\frac{2,2}{2,7}$	$\frac{1,6}{2,0}$	$\frac{1,2}{1,5}$	$\frac{1,2}{1,5}$	$\frac{2,2}{2,7}$
		Горизонтальное	$\frac{0,8}{1,0}$	$\frac{0,8}{1,0}$	$\frac{1,0}{1,3}$	$\frac{1,2}{1,6}$	$\frac{1,6}{1,9}$

Примечание. В числителе указана верхняя граница для автомобилей высшей категории качества, а в знаменателе верхняя выбраковочная граница для автомобилей первой категории качества.

ПРИЛОЖЕНИЕ 19 (к гл. 6)

Рекомендуемые скорости машин и протяженности испытательных участков

Тип дороги	Общая характеристика дороги	Диапазон скорости, км/ч	Длина участка, м
I *	Цементно-бетонная	30—70	1000
II *	Булыжная мощная дорога без выбоин	30—60	1000
III	Дорога с изношенным асфальтобетонным покрытием с выбоинами	30—60	500
IV, V	Грунтовые разбитые и булыжные профилированные	10—20	500

* Для легковых автомобилей и автобусов.

Значения весовых коэффициентов δ_i для грузовых автомобилей

Тип испытатель- ных участков дорог	Неполноприводные группы А			Неполноприводные группы Б			Полноприводные		
	С грузом	Без груза	Всего	С грузом	Без груза	Всего	С грузом	Без груза	Всего
I	$\frac{0,40}{0,20}$	$\frac{0,10}{0,20}$	$\frac{0,50}{0,40}$	$\frac{0,20}{0,10}$	$\frac{0,10}{0,10}$	$\frac{0,30}{0,20}$	0,10	0,10	0,20
III	$\frac{0,30}{0,20}$	$\frac{0,10}{0,20}$	$\frac{0,40}{0,40}$	$\frac{0,50}{0,20}$	$\frac{0,10}{0,20}$	$\frac{0,60}{0,40}$	0,40	0,10	0,50
IV	$\frac{0,05}{0,10}$	$\frac{0,05}{0,10}$	$\frac{0,10}{0,20}$	$\frac{0,05}{0,20}$	$\frac{0,05}{0,20}$	$\frac{0,10}{0,40}$	—	—	—
V	—	—	—	—	—	—	0,20	0,10	0,30
Сумма δ_i	$\frac{0,75}{0,50}$	$\frac{0,25}{0,50}$	$\frac{1,00}{1,00}$	$\frac{0,75}{0,50}$	$\frac{0,25}{0,50}$	$\frac{1,00}{1,00}$	0,70	0,30	1,00

Примечание. В числителе указаны данные для грузовых автомобилей с бортовой платформой, а в знаменателе — для автомобилей-самосвалов.

Если скорости движения на этих участках не ограничиваются, то они устанавливаются по верхнему из указанных в таблице пределов. На дорогах IV и V типов определяются также пределы скорости, ограничиваемые интенсивностью колебаний. Регистрируются также максимальные величины ускорений.

Более подробные сведения содержатся в соответствующих нормативных документах (ОСТ 37.001.252—82; ОСТ 37.001.275—84 и др.).

Значения параметров грунтовых поверхностей

Тип грунта (дорожного покрытия)	Параметры					
	ρ , г/см ³	E, МПа	H _г , см	c ₀ , МПа	φ_0 , °	φ_p
Рыхлая пахота:						
весной	1,1	0,5	35	0,008	7	0,1
летом	1,2	2,0	40	0,065	14	0,5
осенью	1,15	1,0	35	0,025	11	0,2
зимой	1,12	—	—	—	7,5	0,15

Тип грунта (дорожного покрытия)	Параметры					
	ρ , г/см ³	E , МПа	H_r , см	c_0 , МПа	φ_0 , °	φ_p
Целина:						
весной	1,2	2,0	26	0,01	7,5	0,1
летом	1,35	8,0	55	0,06	14,5	0,5
осенью	1,3	5,0	30	0,025	10	0,2
зимой	1,2	80,0	—	0,015	9	0,2
Уплотненная грунтовая поверх- ность:						
весной	1,35	6,0	31	0,025	11	0,15
летом	1,55	15,0	60	0,045	12,5	0,6
осенью	1,45	12,0	32	0,04	12	0,2
зимой	1,25	60,0	—	0,03	11	0,2
Грунтовые дороги:						
весной	1,4	8,0	32	0,03	11	0,15
летом	1,55	15,0	60	0,045	12,5	0,6
осенью	1,45	12,0	29	0,04	12	0,2
зимой	1,8	60,0	—	0,035	11,5	0,2
Сухой песок	1,4...1,8	0,3...20	10...50	0...0,004	26...36	—
Снежная целина	0,1...0,4	0,2...4,0	50...80	0,04...0,1	14...26	0,01...0,18
Заболоченный луг	1,2	1,5	200	0,006	3	0,2

ПРИЛОЖЕНИЕ 22 (к гл. 7)

**Определение параметров проходимости и затрат энергии
на движение колесной машины по грунту**

1. Исходные параметры

1.1. Параметры машины: полная масса $m_M = 40$ т; число осей $N = 4$; распределение нагрузки по колесам $P_{z1} = 4$ кН, $P_{z2} = 4,6$ кН, $P_{z3} = 5,4$ кН, $P_{z4} = 6,0$ кН; схема трансмиссии: первый вариант — блокированная по осям и второй вариант — полностью дифференциальная.

Скорость движения машины $v_M = 7,2$ км/ч.

1.2. Параметры движителя (шины $1500 \times 600 = 635$): радиус колеса $r_c = 0,8$ м (рис. 158); ширина обода $B_{об} = 0,5$ м; ширина профиля $B_{п} = 0,6$ м; высота профиля $H_{п} = 0,458$ м; ширина протектора $b_{пр} = 0,498$ м; стрела дуги беговой дорожки $h_{бд} = 0,04$ м; высота грунтозацепа $h_{гра} = 0,025$ м; коэффициент насыщенности протектора $k_p = 0,47$; число грунтозацепов $N_{гра} = 32$; давление в контакте шины с твердой опорной поверхностью при отсутствии давления воздуха в шине $p_0 = 0,175$ МПа; модуль жесткости резины протектора $E_p = 20$ МПа; давление воздуха в шине $p_{ш} = 0,2$ МПа.

1.3. Параметры грунтовой поверхности (крупнозернистый песок с коэффициентом пористости $0,55 < e < 0,7$): плотность $\rho_r = 1,69$ г/см³; угол внутреннего трения $\varphi_0 = 34^\circ$; сцепление грунта $c_0 = 0,0008$ МПа; модуль общей деформации $E_0 = 3,5$ МПа; коэффициент трения резины по грунту $\varphi_p = 0,4$; липкость грунта $p_d = 0,0001$ МПа; модуль сдвига грунта $E_1 = 0,27$ МПа; модуль сдвига резины по грунту $E' = 1$ МПа; толщина мягкого слоя грунта $H_v = 0,5$ м.

Приводимая ниже последовательность является алгоритмом решения для определения параметров проходимости. Блок-схема программы и все числовые значения, вычисленные по этой программе с помощью ЭЦВМ, приведены в конце данного приложения.

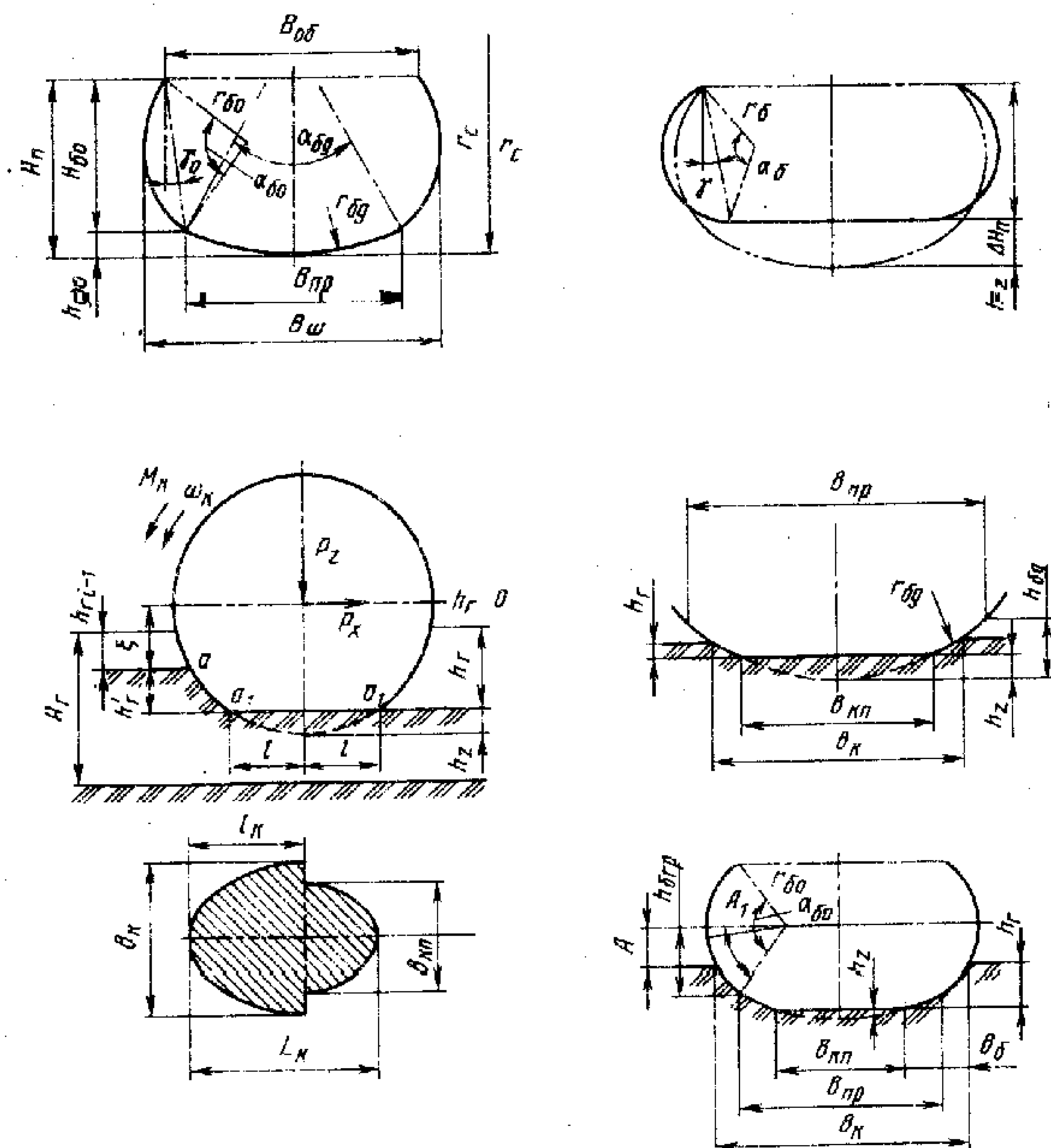


Рис. 158. Параметры шины и колес

2. Определение сопротивления качению колеса в свободном режиме.

2.1. Определяем давление колеса на грунт.

2.1.1. Длина контактной площадки колеса (соответствующая плоскому контакту при деформации шины h_z) $l_k = 2 \sqrt{2r_c h_z - h_z^2} = 0,577$ и ее площадь $F = \pi l_k B_{\text{ш}}/4 = 0,5\pi b \sqrt{2r_c h_z - h_z^2}$. До уточнения размера и формы контакта здесь и далее принимаем ширину площадки, равной $B_{\text{ш}}$.

2.1.2. Давление колеса на грунт исходя из размеров колеса и нагрузки

$$p_{\text{ш}} = P_z/F = P_z/(0,5B_{\text{ш}} \sqrt{2r_c h_z - h_z^2}). \quad (205)$$

2.1.3. Давление колеса на грунт исходя из упругих показателей колеса (p_o , $p_{\text{ш}}$) и его размеров

$$p_{\text{ш}} = 0,5 (p_o + p_{\text{ш}}) \pi h_z (B_{\text{ш}}/H_{\text{ш}} + 3H_{\text{ш}}/2B_{\text{ш}}) (1 - h_z/B_{\text{ш}})/b_{\text{пр}}. \quad (206)$$

2.1.4. Величину радиальной деформации шины h_z находим приравниванием выражения (205) к выражению (206). Решение осуществляем подбором ($h_z = 0,054$ м).

2.1.5. Давление колеса на грунт определяем по выражению, приведенному в п. 2.1.2 или 2.1.3, в которых величина h_z уже известна ($p_r = p_{\text{ш}} = 0,142$ МПа).

2.2. Определяем глубину колеи, соответствующую найденному давлению ($h_r = 0,074$ м).

2.2.1. Предварительно вычисляем ряд коэффициентов, характеризующих взаимодействие колеса с грунтом и корректирующих использование общих механических показателей применительно к данному колесу и грунту.

Параметры грунта $X_1 \dots X_3$ и коэффициенты I_1, I_2 , учитывающие влияние длины и ширины контактной площадки на несущую способность грунта:

$$W = \operatorname{tg} (45^\circ - \varphi_0/2) = 0,4887; X_1 = \rho g (1 - W)/W^3 = 0,1829;$$

$$X_2 = 2c_0 (1 + W^2)/W^3 = 0,0136; X_3 = \rho g/W^3 = 0,0597;$$

$$I_1 = 2l/(2l + 0,4b) = 0,706; I_2 = (2l + b)/(2l + 0,5b) = 1,342.$$

2.2.2. Определяем зависимость несущей способности однородного грунта от глубины колеи

$$p_{so} = I_1 X_1 b + I_2 X_2 + X_3 h_r. \quad (207)$$

2.2.3. Зависимость несущей способности от глубины колеи найдем с учетом жесткого основания:

$$p_s = 0,5 \pi p_{so} Q_1,$$

где $Q_1 = \pi/2 \operatorname{arctg} [\pi (H_r - h_r)/(2b)] = 1,87$ — параметр, учитывающий увеличение несущей способности грунта по мере приближения колеса к жесткому основанию.

2.2.4. Зависимость давления в контакте от глубины колеи определяем по выражению (160). Это выражение должно быть решено при $p_r = p_{ш}$ относительно h_r . Однако непосредственно это сделать нельзя, так как в выражение (160) входят параметры, зависящие от h_r , т. е. Q, Q_1, p_{so} . Решение возможно, если задавать различные значения h_r , при этом вычислять p_r до тех пор, пока не будет найдено значение h_r , при котором $p_r = p_{ш}$. Этот подбор находит соответствующее отражение в блок-схеме и программе расчета.

Для использования выражения (160) необходимо вычислить еще $a = 2(1 + b/H_r)/\pi = 1,4$ — коэффициент затухания напряжений в грунте; $Q = \{2 \operatorname{arctg} [(H_r - h_r)/ab]\}/\pi = 0,158$ — параметр, учитывающий толщину H_r мягкого слоя грунта; $I = (0,03 + l/b)/(0,6 + 0,43l/b) = 2,398$ — коэффициент, учитывающий соотношение длины и ширины контактной площадки.

В результате решения пп. 2.2.1—2.2.4 ориентировочно определяется глубина колеи h_r , соответствующая $p_r = p_{ш}$.

2.2.5. Для корректирования значения глубины колеи с учетом скорости деформации грунта определяем коэффициенты динамичности для колес от первой до четвертой осей:

$$k_{дi} = 2lN/(2lN + v_M/2\varphi_0),$$

где N — число последовательных проходов колес по колес. Величины $k_{дi}$ соответственно равны 0,958; 0,978; 0,986; 0,989.

2.2.6. Определяем глубину колеи $h_{гд}$, которая оказывается меньше в связи с тем, что грунт не успевает сформироваться на величину, соответствующую статической нагрузке. Для этого находим условную величину $h_{гд}$, которая сформировала бы грунт на ту же глубину, что давление p_r , при динамическом нагружении: $p_{гд} = k_{дi} p_r = 0,136$ МПа.

Глубину колеи $h_{гд}$, соответствующую этому давлению, вычислим на основе данных, накопленных при решении по п. 2.2.4.

2.3. Уточняем параметры действительного контакта шины с целью приведения его к плоскому.

2.3.1. Уточняем параметры в продольной плоскости (рис. 158) $h'_r = h_r - h_{r,i-1} = 0,0743$; $\xi = r_0 - h_z - h'_r = 0,128$ м, где $\xi > 0$; $l_k = \sqrt{r_0^2 - \xi^2} = 0,81$ м. Приведенная длина контакта $l_{кпр} = 2l + 2(l_k - l)/3 = 0,674$ м.

Если $h'_r > r_0 - h_z$, то $l_{кпр} = 2l + (l_k - l)[1 - A/(3h'_r)]$, где $A = h_{гг} + (h_{гд} - h_z) - h_r$.

2.3.2. Уточняем параметры в поперечной плоскости.

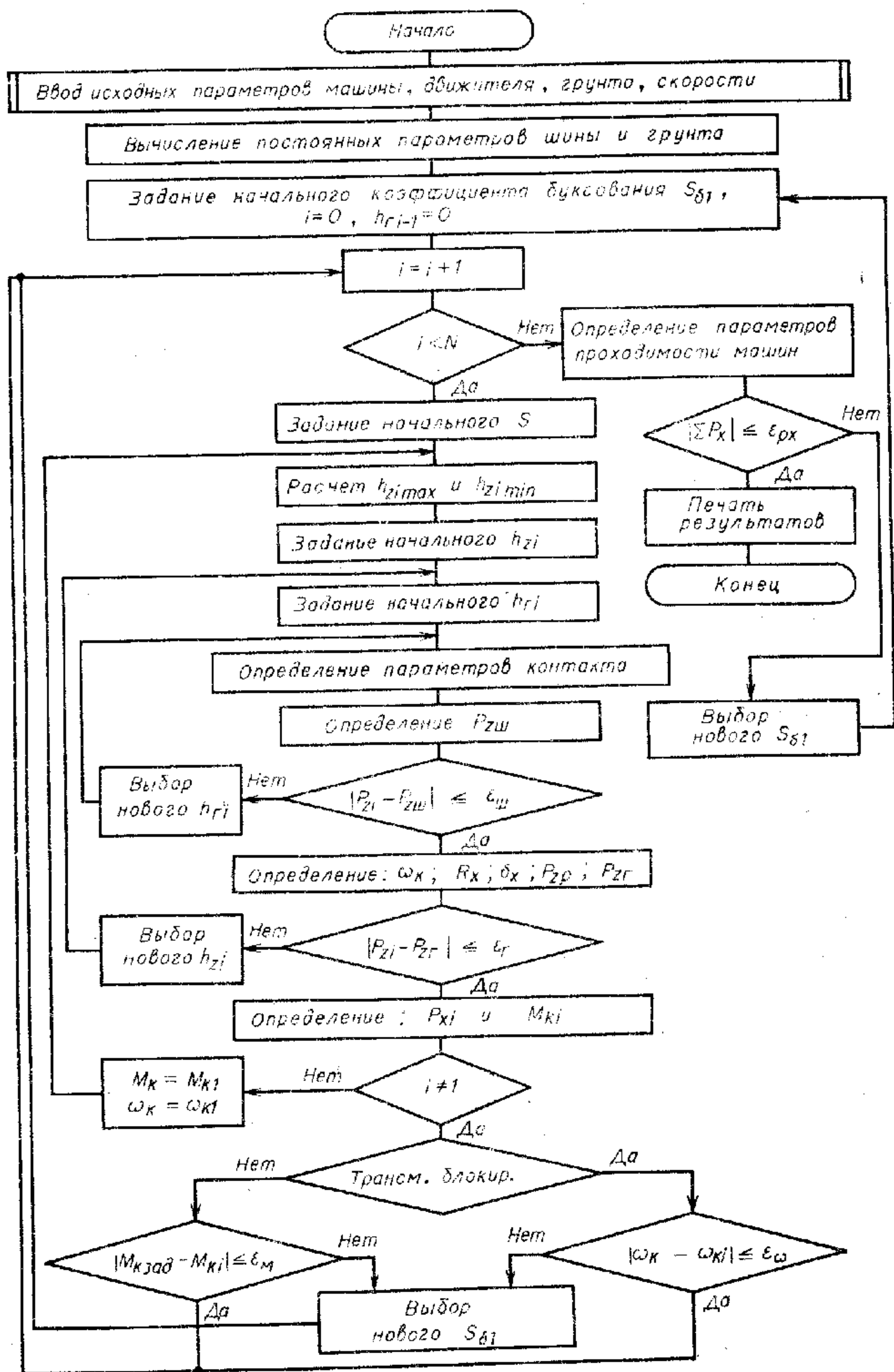


Рис. 159. Блок-схема программы расчета проходимости

2.3.2.1. Если $h_z > h_{бд}$, то $b_{кп} = b_{пр}$; $\Delta H = H_{б0} + h_{бд} - h_z$; $\gamma = \arctg [(B_{0б} - b_{бд})/2\Delta H]$;

$$\alpha_б = 2 \sqrt{6 [1 - [\Delta H/(l_б \cos \gamma)]]}; \quad r_б = l_б/\alpha_б; \quad h_{бгр} = r_б \sin (\gamma + \alpha_б/2).$$

Если $h_{бгр} - h_r > 0$, то $b_б = \sqrt{r_б^2 - (h_{бгр} - h_r)^2} - r_б \cos (\gamma + \alpha_б/2)$.

Если $(h_{бгр} - h_r) \leq 0$, то $b_б = r_б (1 - \cos (\gamma + \alpha_б/2))$.

2.3.2.2. Если $h_z \leq h_{бд}$, то $b_{кп} = 2 \sqrt{h_z 2r_{бд} - h_z}$; $h_{бгр} = r_{б0} \sin (\gamma_0 + \alpha_{б0}/2)$.

Если $h_r < (h_{бд} - h_z)$, то $b_к = 2 \sqrt{(h_z + h_r) [2r_{бд} - (h_z + h_r)]}$; $b_б = \frac{b_к - b_{кп}}{2}$.

Если $h_r \geq (h_{бд} - h_z)$, то возможны два варианта:

при $A > 0$ $b_б = [(b_{пр} - b_{кп})/2] + \sqrt{r_{бд}^2 - A^2} - r_{бд} \cos (\gamma_0 + \alpha_{б0}/2)$;

при $A \leq 0$ $b_б = r_{б0} [1 - \cos (\gamma_0 + \alpha_{б0}/2)] + (b_{пр} - b_{кп})/2$; $b_к = b_{кп} + 2b_б$; $b_{бпр} = 2b_б/3$.

Если $h_{бгр} < h_r$, то $b_{бгр} = b_б [1 - (h_{бгр}/3h_r)]$.

Приведенная ширина контакта $b_{кпр} = b_{кп} + 2b_{бпр} = 0,554$ м.

2.4. Определяем приведенную площадь контакта

$$F_{кпр} = \pi [b_{кп}l + b_{кпр}(l_{кпр} - l)]/4 = 0,281 \text{ м}^2.$$

2.5. Уточняем давление колеса на грунт и глубину колеи.

С этой целью повторяем все перечисленные операции по нахождению $p_r = p_{ш} = F_z/F_{кпр}$, причем теперь с учетом не значительно приближенного значения площади контакта, а более точного — $F_{кпр}$, варьируя величину h_z . Для сокращения диапазона вариаций в качестве $h_{z\max}$ принимаем найденное первоначально значение $h_z = h_{z\max}$, а также $h_{z\min} = 0$.

Искомые значения находим методом итерации, задавшись определенной точностью $|p_{ш} - p_r| \leq \varepsilon$.

В ходе решения вычисляем величину h_r и при каждом ее значении $p_r = f(h_r)$.

2.6. Определяем работу колееобразования за один оборот колеса, силу и коэффициент сопротивления качению по формулам (162)—(164).

2.7. Определяем сопротивление качению $R_{ш}$ самой шины в соответствии с формулами, приведенными в § 2.

3. Определяем сопротивление грунта качению колеса в ведущем режиме.

Задаваясь определенной продольной реакцией R_x , можно находить (уточнять) силу и коэффициент сопротивления качению грунта.

3.1. Определяем угол между вектором нагрузки и нормалью к поверхности грунта.

3.2. Определяем параметры, учитывающие влияние на несущую способность грунта отклонения вектора нагрузки от нормали:

$$K_{\beta 1} = (\pi - 4\beta \operatorname{tg} \varphi_0)/(\pi + 4\beta \operatorname{tg} \varphi_0);$$

$$K_{\beta 2} = (3\pi - 2\beta)/(3\pi + 2\beta).$$

3.3. Определяем несущую способность грунта:

$$p_{s\beta} = (K_{\beta 1}I_1X_1b + K_{\beta 2}I_2X_2 + X_3h_r)Q_1.$$

3.4. Пересчитываем пп. 2.2.3—2.2.6 с учетом нового значения $p_{s\beta}$. В результате получаем новое значение f_r для колеса, нагруженного продольной реакцией.

Можно задавать различные значения R_x и находить зависимость $f_r = f(R_x)$ для любого из колес.

4. Определяем максимальный коэффициент сцепления колеса с грунтом:

$$\varphi = k_H \varphi_p + (1 - k_H) (\operatorname{tg} \varphi_0 + c_0/\rho).$$

Для определения параметров проходимости всей машины необходимо учесть буксование ее колес, чтобы связать силы, реализуемые в контакте, с поступательной скоростью колес, а значит, и машины.

5. Определяем радиус качения и силовых параметров колеса.

5.1. Радиус качения колеса r_{kc} в свободном режиме вычисляем по формуле (7). Радиус качения $r_k = r_{kc} (1 - s_0)$.

5.2. Силу сопротивления грунта качению колеса P_{fg} находим, исходя из определенной продольной реакции в соответствии с п. 3.

Следует задавать буксование, начиная с малого, и по приведенному ниже полуэмпирическому выражению вычислять соответствующую ему продольную реакцию:

$$R_x = \frac{j}{1+j} P_{кпр} \left[\frac{k}{\frac{1}{\rho_{ш} k_d \varphi_0} + \frac{k_H t_{грв}}{E' |j|}} + \frac{1 - k_H}{\frac{1}{\rho_{ш} k_d \operatorname{tg} \varphi_0 + c_0 v} + \frac{(1 - k_H) t_{грв}}{E' |j|}} \right], \quad (208)$$

где $j = s_0 l_k$ — величина сдвига элементов контактной площадки; $v = 1 - j/t_{гр}$.

Свободная сила тяги колеса $P_k = R_x - P_{fg}$.

Крутящий момент колеса

$$M_k = M_{fш} + M_{fл} + R_x r_{kc}, \quad (209)$$

где $M_{fш} = P_{fш} r_{kc}$; $M_{fл} = P_{л} r_{kc}$.

Мощность колеса $N_k = M_k \omega_k$, где $\omega_k = v_M / r_k$.

Коэффициент продольной силы $K_p = R_x / P_{ш}$.

Коэффициент свободной тяги $k_T = \varphi - j_r$.

6. Повторение п. 1—5 для остальных колес с учетом существующих между ними силовых и кинематических связей.

6.1. При блокированной связи колес $\omega_{k2} = \omega_{k1}$; $r_{k2} = r_{k1}$.

Находим $s_{02} = 1 - r_k / r_{k02}$.

Для заданного буксования s_{02} определяем R_{x2} и все остальные параметры.

6.2. При дифференциальной связи колес $M_{k1} = M_{k2}$.

Путем подбора находим значение s_{02} , соответствующее величине R_{x2} , подстановка которой в уравнение для M_k приводит к $M_{k1} = M_{k2}$.

7. Определение суммарных и удельных силовых параметров машины.

Коэффициент свободной силы тяги $k_T = \sum_{i=1}^n P_{ki} / G_M = \varphi - j_r$.

Коэффициент мощностных потерь $f_N = \sum_{i=1}^n N_{ki} / (P_{zi} v_M)$.

Свободный режим качения машины будет при значении $k_T = 0$.

Постоянные параметры шины и грунтовой поверхности имеют следующие значения:

$$r_{бд} = 0,795 \text{ м}; \alpha_{бд} = 0,637 \text{ рад}; H_{б0} = 0,418 \text{ м};$$

$$\gamma_0 = 0,0024 \text{ рад}; \alpha_{б0} = 0,948 \text{ рад}; r_{б0} = 0,458 \text{ м};$$

$$l_0 = 0,434 \text{ м}; t_{грв} = 0,155 \text{ м}.$$

В табл. 1 приведены параметры взаимодействия колес с грунтом при $s_{0cp} = 0,85$ и $\omega_k = 17,03 \text{ с}^{-1}$.

Таблица 1

Номер колеса	s_0	P_z , кН	h_r , м	h_z , м	$f_{ш}$	f_r	φ	k_T
1	0,850	4,0	0,143	0,049	0,0172	0,213	0,488	0,276
2	0,849	4,6	0,208	0,059	0,0206	0,102	0,490	0,388
3	0,849	5,4	0,240	0,069	0,0232	0,067	0,487	0,420
4	0,848	6,0	0,256	0,076	0,0250	0,053	0,485	0,432

Таблица 2

Номер колеса	s_0	P_z , кН	h_r , м	h_z , м	$f_{ш}$	f_r	φ	k_T
1	0,01	4,0	0,074	0,054	0,020	0,104	0,100	—0,005
2	0,005	4,6	0,101	0,063	0,023	0,020	0,055	0,035
3	0,001	5,4	0,123	0,071	0,027	0,012	0,015	0,003
4	0,002	6,0	0,138	0,077	0,026	0,006	0,018	—0,025

Коэффициент сопротивления грунта качению колес машины:

$$f_{гр} = \sum f_{ri} P_{zi} / \sum P_{zi} = 0,1.$$

Средний коэффициент сопротивления качению шин:

$$f_{шср} = \sum f_{шi} P_{zi} / \sum P_{zi} = 0,0219.$$

В табл. 2 приведены параметры взаимодействия колес с грунтом в режиме, близком к свободному ($s_{0ср} = 0,0095$; $k_{тср} = 0,008$).

На рис. 160 показаны тяговые возможности машины с принятыми параметрами при движении по различным грунтовым поверхностям при блокированных колесах каждого борта (сплошные линии) и полностью дифференциальной трансмиссии (штриховые линии).

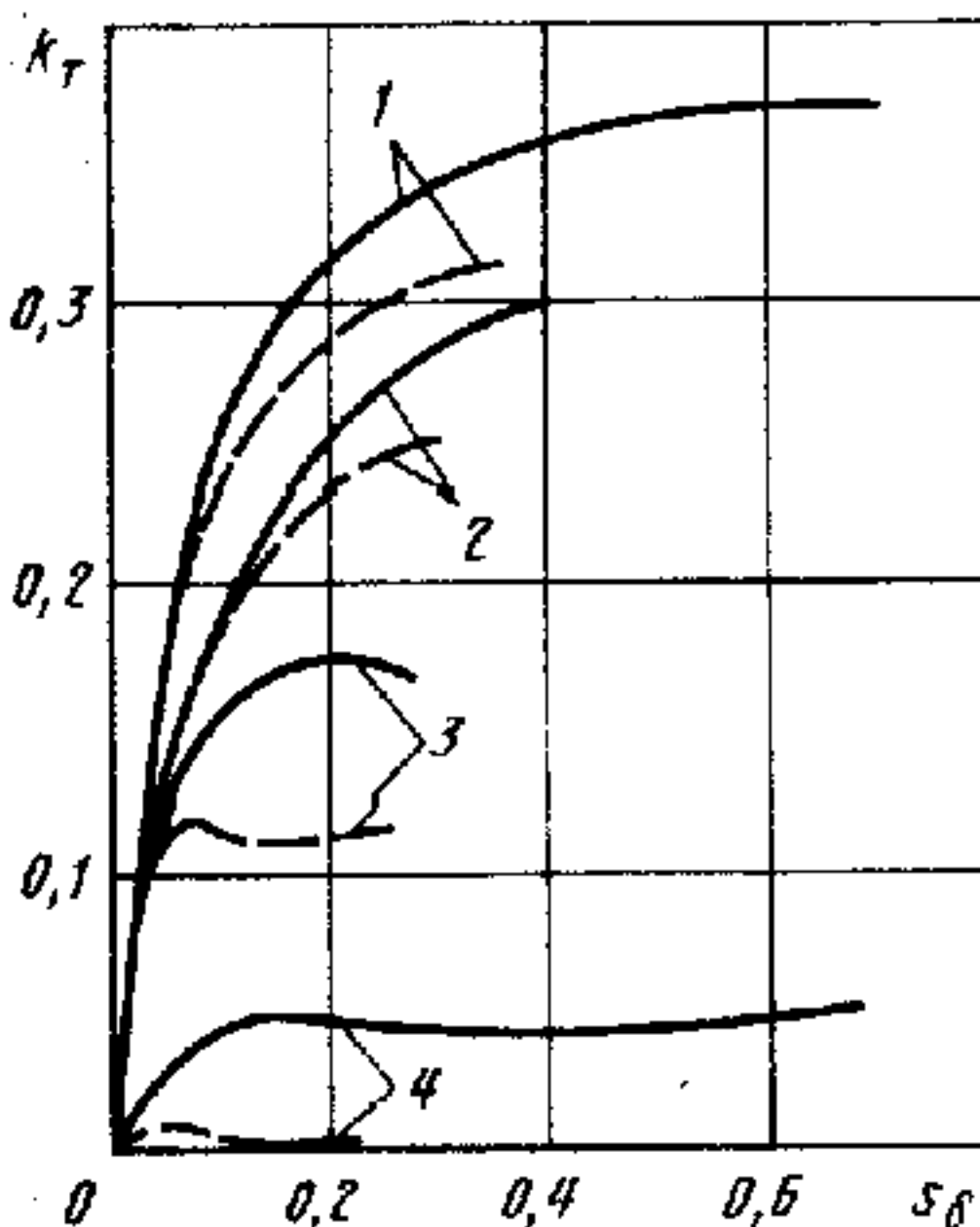


Рис. 160. Тяговые возможности машины:

1 и 2 — песок; $f = 0,055$ и $f = 0,084$; $\varphi = 0,4$ и $\varphi = 0,32$ соответственно; 3 и 4 — суглинок; $f = 0,058$ и $f = 0,102$ соответственно

Особенности движения колесно-шагающих машин

Рассмотрим основные кинематические характеристики колесно-шагающего движителя, исходя из того, что в своем действии он фактически соединяет принцип работы обычного шагающего движителя, но у которого опоры механизмов шагания являются колесами, с принципом работы чисто колесного движителя.

В этих машинах могут осуществляться два принципиально разных способа передвижения корпуса: дискретное (прерывное) и непрерывное. Осуществление этих способов связано с различными походками.

В колесно-шагающих машинах без разгрузки колес (опор) походка влияет на статическую устойчивость, так как от походки зависит форма и величина ограничиваемой перемещающимися колесами опорной площади и положение по отношению к ней проекции центра тяжести машины. Так, например, в четырехопорных шагающих или колесно-шагающих машинах может быть шесть различных походок, причем походка, при которой перемещаются последовательно сначала левое (правое), затем правое (или соответственно левое) передние колеса, а потом левое (правое) и, наконец, правое (левое) колеса, обеспечивает наибольшую статическую устойчивость, хотя приводит к наименьшей производительности.

У шестиопорных машин больше возможных походок, но для повышения надежности статического равновесия наиболее целесообразными являются следующие походки (цифрами обозначены опоры по часовой стрелке, начиная с передних; через запятую — опоры, находящиеся в одной фазе — переноса или отталкивания): 1,4,5—2,3,6; 1—4—5—2—3—6; 1,6—5,2—3,4; 1—6—5—2—3—4.

Разделив процесс передвижения колесно-шагающей машины на две фазы — фазу переноса и фазу отталкивания, определим средние скорости машины каждой из этих фаз.

Обозначим t_0 — время осуществления фазы отталкивания опор; t_{Π} — время их переноса; t_2 — интервал между моментами «приземления» последовательных опор (в случае их предварительного подъема, разгрузки); n_0 — общее количество опор (механизмов шагания); n_k — количество опор, одновременно контактирующих с опорной поверхностью. Если учесть, что при шагании возможно «перекрытие» (по времени) шага одной опоры шагом другой, т. е. одна или несколько опор начнут перемещаться с некоторой задержкой по отношению к приземлению предыдущей опоры, то следует ввести еще понятие о перекрытии, учитываемом коэффициентом перекрытия k_{Π} . В случае, если каждая последующая опора приходит в движение только в тот момент, когда остановилась предыдущая, коэффициент $k_{\Pi} = 0$.

Эффективность использования фазы отталкивания характеризуется отношением $\Pi_{\Pi} = t_0/t_{\Pi}$, которое может быть названо коэффициентом эффективности отталкивания.

Поскольку при шагании повышение проходимости осуществляется за счет отталкивания от грунта, то, естественно, чем больше фаза отталкивания по отношению к фазе переноса, тем больший силовой эффект можно получить от шагания.

Итак,

$$\Pi_{\Pi} = t_0/t_{\Pi} = v_{\Pi, \text{ ср}}/v_{0, \text{ ср}} = \left(\sum_{i=1}^{n_k} t_2 + k_{\Pi} t_0 \right) / \left(\sum_{i=n_k+1}^{n_0} t_p - k_{\Pi} t_p \right),$$

где $v_{\Pi, \text{ ср}} = \frac{1}{t_{\Pi}} \int_0^{t_{\Pi}} v_{\Pi t} dt$ — средняя скорость переноса;

$v_{0, \text{ ср}} = \frac{1}{t_0} \int_0^{t_0} v_{0t} dt$ — средняя скорость отталкивания.

Путь S_M , проходимый колесно-шагающей машиной за один цикл, определяется выражением

$$S_M = l_K (1 - k_D) (\Pi_{ш} + 1) (1 - s_{CK}) / \Pi_{ш},$$

где $s_{CK} = (l_K - l_T) / l_K = X_K / l_K$ (см. рис. 139).

Скорость передвижения

$$v_M = S_M / T_{ц} = l_K (1 - k_D) (\Pi_{ш} + 1) (1 - s_{CK}) / (\Pi_{ш} T_{ц}),$$

где $T_{ц}$ — время цикла шагания.

Как видно, скорость колесно-шагающей машины во многом зависит от коэффициентов перекрытия шага и эффективности отталкивания, причем уменьшается с их увеличением.

При непрерывных равномерных походках, когда интервалы времени между моментами приземления последовательных опор одинаковы ($t_1 = t_2 = \dots = t_i$), и постоянном максимальном числе опор, контактирующих с опорной поверхностью, коэффициент эффективности отталкивания

$$\Pi_{ш} = n_K / [n_0 (1 - k_D) - n_K]. \quad (210)$$

Так, для четырехопорной машины максимальная величина $\Pi_{ш \max} = 3$ (поочередно перемещается каждая из опор), для шестиопорной равна 5 и т. д.

Если при чисто шагающем движителе передвижение машины происходит только за счет одного вида перемещения — шагания, то колесно-шагающая машина передвигается за счет двух перемещений: шагания колеса и его вращения. Для того чтобы наиболее эффективно использовать оба вида перемещений, необходимо выполнение определенных условий. Первым условием эффективного перемещения является обеспечение перемещения колес по опорной поверхности без излишних скольжений и буксований.

Вместе с тем при шагании и перекачивании колес, т. е. при двух различных видах перемещений, колеса будут перекачиваться по опорной поверхности на этапе переноса с одной скоростью, а на этапе отталкивания — с другой.

Скорость шагания можно определить по зависимости

$$v_{шi} = \omega_{шi} l_{ш}, \quad (211)$$

где $\omega_{шi}$ и $l_{ш}$ — угловая скорость и длина условного звена механизма шагания, по которому определяется скорость шагания.

Тогда скорость передвижения машины

$$v_{Mш} = \omega_{Ki} r_K + \omega_{шi} l_{ш}. \quad (212)$$

Это условие должно соблюдаться для всех колес, находящихся как на одном, так и на другом этапах перемещения. Скорость машины (корпуса) на этапе отталкивания определяется при этом в соответствии с зависимостью

$$v_{Mш0} = v_{0i} + \omega_{Ki} r_K = \omega_{ш0i} l_{ш} (1 - s_0) + \omega_{K0i} r_K, \quad (213)$$

где $\omega_{ш0i}$ и ω_{K0i} — угловые скорости условного звена механизма шагания и колеса на этапе отталкивания; v_{0i} — скорость шагания на этапе отталкивания; s_0 — коэффициент буксования.

Скорость машины на этапе переноса

$$v_{Mшп} = \omega_{шпi} r_K - v_{шi} = \omega_{шпi} r_K - \omega_{шпi} l_{ш}. \quad (214)$$

Непрерывное равномерное движение колесно-шагающей машины будет лишь в том случае, если $v_{Mш0} = v_{Mшп}$.

Как видно, для соблюдения этого условия необходимо, чтобы угловая скорость колеса изменялась от значения ω_{K0i} на этапе отталкивания до значения $\omega_{Kпi}$ на этапе переноса. Соответствующее такому принципу изменение угловой скорости колеса может быть обеспечено специальным приводом.

В случае, когда осуществляется режим, при котором в любой момент времени переносится только одно колесо ($n_K = n_0 - 1$), реализуется наибольшая из возможных эффективность шагания. При этом $k = 0$ и в соответствии с уравнением (210) величина $\Pi_{ш \max} = n_0 - 1$. Тогда в случае так называемых непре-

рывных походок надо обеспечить такой режим движения, при котором скорость шагания на этапе переноса должна быть в $(n_0 - i)$ раз больше, чем на этапе отталкивания. Это условие, особенно в многоопорных колесно-шагающих машинах, обеспечить технически трудно.

При реализации прерывных походок указанное соотношение скоростей не требуется. В этом случае сначала поочередно в определенной последовательности перемещения вперед все колеса машины, что соответствует этапу переноса. Затем относительно неподвижных колес с помощью специального механизма перемещается относительно колес корпус машины (этап отталкивания).

При этом последовательно могут перемещаться как по одному колесу (равномерная прерывная походка), так и колеса по группам. Последний вариант называется фазной прерывной походкой. Величины поступательных скоростей корпуса машины и колес для прерывных походок определяются по уравнениям (211) ... (214), но с учетом особенностей каждого этапа движения.

Тогда скорость колеса на этапе его переноса (корпус при этом неподвижен, $v_{мпш} = 0$)

$$v_{мпш} = \omega_{мпш} l_{ш} = \omega_{кпш} r_k (1 - s_6).$$

Скорость корпуса на этапе отталкивания ($\omega_{кот} = 0$)

$$v_{мпш0} = v_{от} = \omega_{шот} l_{ш} (1 - s_6).$$

Средняя скорость движения колесно-шагающей машины при прерывных походках

$$v_{мпш} = \left(n_0 \int_0^{t_{п}} v_{мпшп} dt + \int_0^{t_0} v_{мпш0} dt \right) / T_{ц}.$$

Работа на деформацию грунта и сопротивление грунта передвижению колесно-шагающей машины могут быть определены в соответствии с методикой, рассмотренной в § 44. Необходимо при этом, конечно, учитывать характер и величину нагружения или разгрузки колеса во время этапов переноса и отталкивания, походку машины и длину шага.

При реализации в колесно-шагающей машине чисто шагающего способа, т. е. с отрывом колес от грунта, последний деформируется дискретно в нормальном к своей поверхности направлении (или близко к нему). Поэтому сопротивление движению меньше, а проходимость больше, чем в том случае, когда колеса переносятся без разгрузки. Однако если колеса перемещаются без разгрузки, они могут перемещаться прямолинейно или почти прямолинейно, что технически осуществить проще.

СПИСОК ЛИТЕРАТУРЫ

1. Агейкин Я. С. Проходимость автомобилей. М.: Машиностроение, 1981. 231 с.
2. Аксенов П. В. Многоосные автомобили. 2-е изд. М.: Машиностроение, 1989. 280 с.
3. Антонов Д. А. Расчет устойчивости движения многоосных автомобилей. М.: Машиностроение, 1984. 163 с.
4. Вонг Дж. Теория наземных транспортных средств. М.: Машиностроение, 1982. 284 с.
5. Гришкевич А. И. Автомобили: Теория. М.: Высш. шк., 1986. 208 с.
6. Литвинов А. С., Фаробин Я. Е. Автомобиль: Теория эксплуатационных свойств. М.: Машиностроение, 1989. 240 с.
7. Планетоходы/Под ред. А. Л. Кемурджяна. — М.: Машиностроение, 1982. 319 с.
8. Платонов В. Ф. Полноприводные автомобили. М.: Машиностроение, 1981. 279 с.
9. Раймпель Й. Шасси автомобиля: Амортизаторы, шины, колеса. М.: Машиностроение, 1986. 320 с.
10. Раймпель Й. Шасси автомобиля: Рулевое управление. М.: Машиностроение, 1987. 350 с.
11. Ротенберг Р. В. Подвеска автомобиля. М.: Машиностроение, 1972. 392 с.
12. Чудаков Е. А. Теория автомобиля. М.: Машгиз, 1950. 343 с.
13. Яценко Н. Н. Поглощающая и сглаживающая способность шин. М.: Машиностроение, 1978. 132 с.

ПРЕДМЕТНЫЙ УКАЗАТЕЛЬ

- А**
Автоколебания 156
Аквапланирование 26
—, скорость 26
Амортизатор 206
—, регулируемый 224
Амплитудно-частотная характеристика 219
- Б**
Баланс мощностей колеса 15
— — машины 57
— —, диаграмма 57
— тяговый, уравнение 43
- В**
Ватерлиния 292
Вещество дисперсное 252
Влагомер 282
Водоизмещение 293
— возмущающее 133
— — случайное 233
Время запаздывания 185
— реакции водителя 185
— — машины 167
— срабатывания привода 186
Высота парусности 33
- Г**
Галопирование 204
Грунт 252
—, влажность 253
— глинистый 253
—, давление 260
—, деформация 254
— заболоченный 253
—, коэффициент внутреннего трения 257
—, механическая характеристика 254
—, модуль деформации 256
—, мягкий слой 256
—, несущая способность 255
—, основание жесткое 256
—, отпор 258
—, параметры 256
— песчаный 253
—, пластичное состояние 253
—, плотность 254
—, пористость 254
—, предел текучести 253
—, прилипание 262
—, связанный 253
—, сдвиг 256
—, сопротивление 257
— — состав гранулометрический 253
—, срез 256
— суглинистый 253
— супесчаный 253
—, сцепление внутреннее 257
— сыпучий 253
— твердый 253
—, текучее состояние 253
—, угол внутреннего трения 257
—, уплотнение 255
- Д**
Давление гидростатическое 293
— колеса 8
— —, эпюра 8, 258
Движение криволинейное 87
— неустойчивое 139
— прямолинейное 40
—, уравнение 42, 119
— установившееся 44
— устойчивое 138
Двигатель водоходный 299
— колесный 6
Деформация шины (колеса) 6
Дисбаланс колеса 154
Дисперсия 200
Дифференциал 294
Дрейф машины 165
— —, угол 165
- Ж**
Жесткость — см. коэффициент жесткости
- З**
Занос боковой 135, 145
Запаздывание воздействия 211

Звено динамическое 222
Зона дорезонансная 220
— зарезонансная 220
— межрезонансная 220
— резонансная 220

К

Клин грунтовой 291
Колебания машины 203
— вертикальные 203
— вынужденные 205
— неустановившиеся 205
—, параметры 218
—, период 216, 248
— поперечно-угловые 203
— продольно-угловые 203
— продольные 230
— установившиеся 205
Колебания управляемых колес 153
Колесная машина с гидродинамической трансмиссией 65
— — с двумя двигателями 53
— — с электрической трансмиссией 70
колесо ведомое 9
— ведущее 9
— нейтральное 9
— свободное 9
— тормозное 10
— управляемое 143
Колея колеса 258
— машины, 229
Коэффициент блокировки дифференциала 49
— буксования 14
— влияния корпуса 300
— волнового сопротивления 300
— демпфирования (неупругого сопротивления) 39
— — подвески 208
— — трансмиссии 39
— — шины 247
Коэффициент жесткости подвески 47
— — — приведенный 231
— нормальной жесткости шины 10
— угловой жесткости подвески 149
— — — шины 149, 24
Коэффициент затухания колебаний 215
— — — парциальный 211
— использования сцепной силы 92
— — сцепления 182
Коэффициент коррекции 97
— — увода 97
— насыщенности рисунка протектора 264
— обтекаемости 33
— относительного затухания колебаний 215
— перекрытия шага колесно-шага-

ющей машины
— полезного действия трансмиссии 39
— полноты водоизмещения 294
— приведенной массы 42
— — — машины с гидротрансформатором 69
— прозрачности гидротрансформатора 67
— проходимости 279
— распределения поддрессоренной массы 214
— — тормозных сил 182
— скольжения (буксования) 14
Коэффициент сопротивления боковому уводу 96
— — воздуха 33
— — грунта качению колеса 262
— — качению колеса 16
— — —, дополнительный 107
Коэффициент сцепления 23
— тангенциальной эластичности 12
— трансформации гидротрансформатора 39
— трения резины по грунту 264
— удельной тормозной силы 180
— формы лобовой площади 34
Крен машины 146, 295
—, ось 146
—, плечо 148
—, центр 146
Критерий оптимальности 79
— — обобщенный 307
— — частный 307
Кривизна траектории 105
Л
Лагранжа уравнение 208
Лапласа преобразование 216
М
Микропрофиль 196
Масса машины 41
— недрессоренная 206
— ддрессоренная 206
— — приведенная 214
Машина колесно-шагающая 291
— сочлененная 89
Метацентр 296
—, высота 296
—, радиус 296
Метод октавный 241
Микропрофиль 198
—, корреляционная функция 200
— случайный 198
—, спектральная плотность 202
Модель колеса динамическая 303
— — эластичного 18
— машины динамическая 212

- — — упрощенная 43
- Момент восстанавливающий 295
 - гироскопический 154
 - двигателя крутящий 37
- Момент инерции вращающихся деталей двигателя 41
 - — — — трансмиссии 41
 - — колеса 15
 - — массы машины 106
 - — поддрессоренной массы 149
 - — приведенный 178
- Момент колеса дестабилизирующий 144
 - — крутящий 12
 - — стабилизирующий 94
 - — — весовой 143
 - — — скоростной 144
- Момент поворачивающий 90
 - реактивный 247
- Момент сопротивления качению колеса 9
 - — повороту колеса 108
 - — — машины 90
 - — — оси 109
 - — — тележки 109
- Мощность буксования колеса 268
 - двигателя 37
 - — удельная 72
 - колеса отводимая 39
 - — подводимая 39
 - потерь 39

Н

Нагрузка колеса нормальная 7

О

Обтекаемость 33

Октава 241

Опрокидывание машины 135

Оптимизация передаточных чисел 80

Остойчивость 295

- динамическая 296
- —, диаграмма 297
- статическая 295
- —, диаграмма 298

Отпор грунта 262

Отталкивание колесно-шагающей машины, время 341

- — —, коэффициент эффективности 341
- — —, фаза 341

П

Пенетрометр 282

Перенос колесно-шагающей машины, время 341

- — —, фаза 341

Плавность хода 240

Плавучесть 292

Плечо обкатки 309

- остойчивости динамической 298
- — статической 295
- Плотность спектральная микропрофиля 202
- Плоскость опорная 6
- Площадка опорная колеса 6
- Площадь машины лобовая 32
- Поверхность дорожно-грунтовая 252
 - опорная 6
 - — деформируемая 7
 - — твердая 6
- Поворачиваемость 104
 - избыточная 105
 - недостаточная 105
 - нейтральная 104
 - —, точка 142
- Поворотливость динамическая 88
 - статическая 88
 - , условия 92
- Подвеска 159
 - регулируемая 224
- Показатель проходимости 279
- Полнос поворота 101
 - рулевого управления 99
- Потери силовые 38
 - скоростные 38
- Преодоление подъема динамическое 274
 - порога 275
 - рва 277
- Профиль периодический 198
- Проходимость 278
 - геометрическая 278
 - опорная 278
 - , углы 277
- Процесс переходный 133, 139
 - разгона 57
 - торможения 185

Р

Радиус инерции машины 106

- качения колеса 11
- — — ведомого 12
- — — свободного 12
- — — без скольжения 13
- колеса динамический 10
- — свободный 10
- — статический 10
- поворота машины 101
- — — кинематический 100

Разгон, время 59

- , процесс 5
- , путь 61

Расход топлива путевой 63

Реакция машины на поворот рулевого колеса 174

- опорной поверхности боковая 93
- — — нормальная 7, 44
- — — продольная 15
- системы 233

Режим ведомый 9

- ведущий 9
- нейтральный 9
- свободный 9
- тормозной 10
- Режимы силового нагружения колеса 9
- Резонанс высокочастотный 220
 - низкочастотный 220
- «Рывок» руля 174
- Рыскание 203
- Ряд передаточных чисел коробки передач 78

С

- Сила активная 31
 - движущая 31
 - инерция 42
 - колеса боковая 93
 - — полная окружная 16
 - — продольная 9
 - — толкающая 9
 - плавучести 293
- Сила сопротивления амортизатора 248
 - — воздуха 31
 - — грунта качению 262
 - — движению 31
 - — качению 16
 - — подъему 35
 - — формы 299
- Сила сцепления колеса 23
 - толкающая 9
 - тяги колеса 9
 - — на крюке 36
- Система колебательная 205
 - — рядная 222
 - — подпрессоривания 205
 - — активная 205
- Складывание автопоезда 173
- Скольжение упругое 12
- Скорость вала двигателя угловая 41
 - — трансмиссии угловая 41
 - колебаний 243
- Скорость колеса 14
 - —, аквапланирования 26
 - — критическая 21
 - — относительная 13
 - — переносная 13
 - — скольжения 14
 - — тангенциальная 14
 - — угловая 8
- Скорость машины критическая 135, 139
 - — максимальная 56
 - — минимально устойчивая 57, 75
 - — угловая 106
 - —, заброс 174
- Смещение нормальной реакции колеса 8
- Сопротивление волновое 299
 - — сжатию 256
 - качению 17
 - неупругое (демпфирование) 20,

- 39, 206
- повороту управляемых колес 115
- упругое 38
- формы 299
- Сочлененная машина 124
- Способность шины сглаживающая 207
- Способ поворота машины 89
- Стабилизация управляемых колес 143
- Схема машины структурная 222

Т

- Тележка балансирная 45
- Торможение 177
- Торможение, диаграмма 185
 - , путь 185
 - , сила 17
 - служебное 177
 - экстренное 177
- Тормоз-замедлитель 178
- Точка направляющая 165
- Трансмиссия блокированная 50
 - дифференциальная 49
 - дифференциально-блокированная 52
- Тяговый расчет поворочный 75
 - — проектировочный 75

У

- Увод боковой 94
 - кинематический 98
 - силовой 94
- Угол боковой увода 94
 - крена динамический 149, 299
 - — статический 148
 - курсовой 165
 - направляющий 165
 - опрокидывания 151
- Управление курсовое 162
 - рулевое, закрепленное 104
 - траекторное 162
 - , формула 103
- Управляемость машины 162
 - —, критерии 170
- Уравнения возмущения 137
 - движения машины 42, 119
- Ускорение машины 42
 - — угловое 106
- Устойчивость движения машины 134
 - — —, запас 142
 - — —, условия 139
 - машины курсовая 134
 - — при торможении 188
 - — против опрокидывания 151
 - — траекторная 134

Ф

- Фактор динамический 55
- Функция возмущающая 211
 - корреляционная микропрофи-

ля 200

— — нормированная 201

— передаточная 221

— целевая 301

Х

Характеристика амплитудно-частотная 219

— гидротрансформатора нагрузочная 66

— двигателя нагрузочная 64

— — разгонная 59

— — скоростная внешняя 37

— — — частичная 37

— колебаний параметров движения 139

— машины динамическая 56

— — — с гидродинамической трансмиссией 6

— — с электрической трансмиссией 71

— — топливная 63

— — тяговая

— микропрофиля статическая 199

— разгона скоростная 61

Ц

Центр давления (величины) 293

— крена 147

— парусности 33

— поворота машины кинематический 99

— — мгновенный 100

Циркуляция мощности 51

Ч

Частота вращения вала двигателя 37

— колебаний вынужденная 216

— — парциальная 211

— — резонансная 220

— — собственная 218

Число передаточное коробки передач 75

— — трансмиссии наибольшее 74

— — — наименьшее 74

Чувствительность машины к повороту рулевого колеса 166

Ш

Шимми 156

Штамп испытательный 254

Э

Элемент демпфирующий 222

— инерционный 222

— упругий 222

Эффект бульдозерный 262

ОГЛАВЛЕНИЕ

Предисловие	3
Введение	4
Глава 1. Взаимодействие колеса с твердой опорной поверхностью	6
§ 1. Силовые и кинематические характеристики колеса	6
§ 2. Сопротивление качению колеса	17
§ 3. Сцепление колеса с опорной поверхностью	23
§ 4. Экспериментальное определение параметров и характеристик шин	27
Глава 2. Прямолинейное движение колесной машины по твердой плоской опорной поверхности	31
§ 5. Внешние силы, действующие на машину	31
§ 6. Внутренние силы и моменты	36
§ 7. Уравнения прямолинейного движения машины	40
§ 8. Нормальные реакции опорной поверхности, действующие на колеса машины	44
§ 9. Распределение крутящих моментов и окружных сил по колесам	48
§ 10. Тягово-скоростные свойства и топливная характеристика колесной машины	55
§ 11. Особенности расчета тягово-скоростных свойств колесной машины с гидродинамической и электрической трансмиссиями	65
§ 12. Выбор конструктивных параметров, обеспечивающих заданные тягово-скоростные свойства	72
§ 13. Экспериментальное определение тягово-скоростных свойств и топливной экономичности	84
Глава 3. Криволинейное движение (поворот) колесной машины	87
§ 14. Способы поворота и условия поворотливости	89
§ 15. Боковой увод колеса	93
§ 16. Кинематика поворота машины	99
§ 17. Силы и моменты, действующие на машину при криволинейном движении	105
§ 18. Распределение крутящих моментов, продольных и боковых реакций по колесам	117
§ 19. Поворот сочлененных машин	124
§ 20. Влияние конструктивных и эксплуатационных факторов на поворотливость	127

Глава 4. Устойчивость и управляемость колесной машины	133
§ 21. Определения и показатели устойчивости	133
§ 22. Устойчивость движения	135
§ 23. Занос и опрокидывание машины	144
§ 24. Колебания управляемых колес	153
§ 25. Влияние конструктивных и эксплуатационных факто- ров на устойчивость	157
§ 26. Управляемость колесной машины	162
§ 27. Экспериментальная оценка управляемости и устой- чивости колесных машин	170
Глава 5. Торможение колесной машины	177
§ 28. Силы и моменты, действующие на колесо при тормо- жении	177
§ 29. Распределение тормозных сил по осям и колесам	179
§ 30. Тормозная диаграмма и тормозной путь машины	185
§ 31. Устойчивость при торможении	188
§ 32. Нормативы и экспериментальное определение тормоз- ных свойств	193
Глава 6. Движение по неровностям и колебания колесной машины	197
§ 33. Геометрические характеристики опорной поверхности	197
§ 34. Виды колебаний колесной машины	203
§ 35. Вертикальные и продольно-угловые колебания	205
§ 36. Амплитудно-частотные характеристики и передаточ- ные функции колебательных систем	219
§ 37. Поперечно-угловые колебания	227
§ 38. Продольные колебания	230
§ 39. Колебания на дорогах со случайным микропрофилем	233
§ 40. Особенности колебаний многоосных колесных машин	236
§ 41. Показатели оценки плавности хода и их определение	240
§ 42. Влияние колебаний машины на нагруженность транс- миссии и потери энергии	245
Глава 7. Движение по неусовершенствованным дорогам и местности	252
§ 43. Физико-механические характеристики дорожно-грун- товых поверхностей	252
§ 44. Взаимодействие одиночного колеса с грунтовой по- верхностью	258
§ 45. Особенности движения колесной машины по деформи- руемой поверхности	264
§ 46. Преодоление геометрических препятствий	273
§ 47. Расчетное и экспериментальное определение проходи- мости	278
§ 48. Влияние конструктивных и эксплуатационных факто- ров на проходимость	283
§ 49. Основы теории плавающих машин	292
Приложения	303
Список литературы	344
Предметный указатель	345

УЧЕБНОЕ ИЗДАНИЕ

СМИРНОВ Глеб Анатольевич

ТЕОРИЯ ДВИЖЕНИЯ КОЛЕСНЫХ МАШИН

Редактор *В. А. Нахимсон*

Художественный редактор *С. Н. Голубев*

Технический редактор *Т. И. Андреева*

Корректоры: *О. Е. Мишина, Л. А. Ягупьева*

ИБ № 5713

Сдано в набор 16.11.89. Подписано в печать 18.04.90. Т-01775.
Формат 60×90^{1/16}. Бумага офсетная № 2. Гарнитура литературная. Печать офсетная.
Усл. печ. л. 22,0. Усл. кр.-отт. 22,0. Уч.-изд. л. 24,48.
Тираж 4300 экз. Заказ 920. Цена 1 р. 10 к.

Ордена Трудового Красного Знамени издательство «Машиностроение»,
107076, Москва, Стромьянский пер., 4

Типография № 6 ордена Трудового Красного Знамени издательства «Машиностроение»
при Государственном комитете СССР по печати. 193144, г. Ленинград, ул. Моисеенко, 10