

Проф. Г. В. ЗИМЕЛЕВ

# ТЕОРИЯ АВТОМОБИЛЯ



ГОСУДАРСТВЕННОЕ НАУЧНО-ТЕХНИЧЕСКОЕ ИЗДАТЕЛЬСТВО  
МАШИНОСТРОИТЕЛЬНОЙ ЛИТЕРАТУРЫ

Москва 1959

## ГЛАВА I

### СИЛЫ, ДЕЙСТВУЮЩИЕ НА АВТОМОБИЛЬ

Движение автомобиля происходит под действием приложенных к нему сил.

Силы, действующие на автомобиль, могут быть разбиты на три основные группы: сила тяжести (вес автомобиля), силы сопротивления движению и силы, движущие автомобиль.

Кроме того, на автомобиль могут действовать различного рода инерционные силы, характер которых определяется обстоятельствами движения.

Слагающая силы тяжести автомобиля может в зависимости от обстоятельств движения являться движущей силой (например, при движении автомобиля под гору) или силой сопротивления (например, при движении автомобиля в гору).

Для более отчетливого выявления сил, действующих на автомобиль в целом, рассмотрим вначале силы, действующие на автомобильное колесо при его движении.

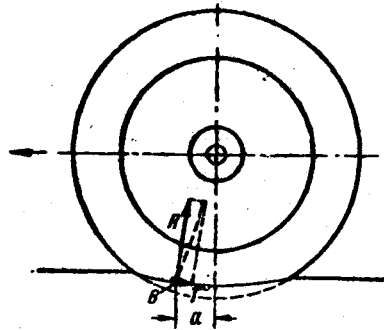
#### § 1. СИЛЫ, ДЕЙСТВУЮЩИЕ НА КОЛЕСО ПРИ ДВИЖЕНИИ

При качении автомобильного колеса его шина и дорога, по которой колесо катится, подвергаются различным деформациям, зависящим от свойств материалов шины и дороги, состояния дороги, от сил и моментов, приложенных к колесу, размеров колеса, давления воздуха в шине и от конфигурации рабочих поверхностей. Деформации шины и дороги сопровождаются внутренним трением в материале шины и дороги и трением между ними, вследствие чего при качении колеса затрачивается энергия.

Качение колеса может происходить или под действием силы, приложенной к его оси (ведомое колесо), или под действием приложенного к колесу крутящего момента (ведущее колесо). Силы и моменты, действующие на колесо, обуславливают возникновение реакций между дорогой и колесом, закон распределения которых по опорной поверхности зависит от многих факторов.

Равнодействующую всех элементарно малых реакций, приложенных к точкам опорной поверхности шины и касательных к ней, — тангенциальную реакцию между дорогой и колесом, обозначим буквой  $T$  (фиг. 1); равнодействующую всех элементарно

малых реакций, нормальных к опорной поверхности шины, — нормальную реакцию между дорогой и колесом обозначим буквой  $R$ . Нормальная реакция  $R$  приложена в некоторой точке  $B$ , смещенной от вертикали, проходящей через ось колеса, на некоторую величину  $a$  в направлении движения. На фиг. 1 показаны только реактивные силы; действующие силы и моменты для упрощения схемы опущены. Смещение точки приложения нормальной реакции вызывается главным образом тем, что вследствие упругого последования (гистерезиса) как в материале шины, так и в материале дороги нормальные реакции имеют большую величину



Фиг. 1.

в передней части площадки контакта, где колесо набегаёт на дорогу и, следовательно, где происходит нарастание деформаций, и меньшую в задней части, где происходит уменьшение деформаций.

Тангенциальная реакция  $T$  ведомого колеса (фиг. 1), представляющая собой силу трения, направлена против движения. В этом случае вследствие наличия указанной силы трения колесо будет катиться, а не скользить по поверхности дороги.

Тангенциальная реакция  $T$  ведущего колеса направлена в сторону движения и является по отношению к колесу толкающей или тяговой силой.

Нормальная реакция  $R$  определяет те сопротивления, которые возникают при качении колеса. Направление нормальной реакции зависит от соотношения деформаций колеса и дороги, по которой колесо катится (формы контактной площадки). Рассмотрим три характерных случая:

- 1) деформация дороги ничтожно мала по сравнению с деформацией колеса (качение деформируемого колеса по твердой дороге);
- 2) деформация колеса ничтожно мала по сравнению с деформацией дороги (качение жесткого колеса по мягкой дороге);
- 3) деформации колеса и дороги сравнимы (качение деформируемого колеса по мягкой дороге).

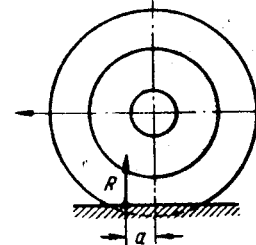
Приведенные три случая иллюстрируются схемами (фиг. 2, 3 и 4), причем для упрощения на схемах не показаны действующие силы и моменты, а также тангенциальные реакции между колесом и дорогой.

В первом случае (фиг. 2) реакция  $R$  направлена вертикально вверх и при качении на колесо действует момент сопротивления качению  $M_j = Ra$ .

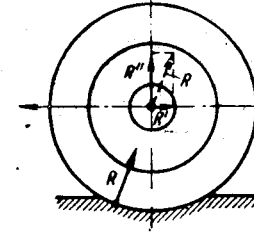
Во втором случае (фиг. 3) реакция  $R$  направлена по радиусу к центру колеса. Перенесем точку приложения указанной реакции

в центр колеса и разложим реакцию на горизонтальную  $R'$  и вертикальную  $R''$  составляющие. Горизонтальная составляющая  $R'$  представляет собой силу сопротивления качению колеса; момент сопротивления качению в данном случае равен нулю.

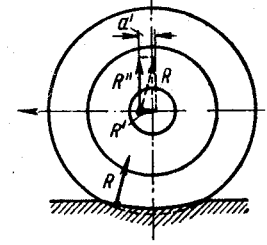
В третьем случае (фиг. 4) направление реакции  $R$  промежуточное между направлениями в предыдущих случаях. Перенесем точку



Фиг. 2.



Фиг. 3.

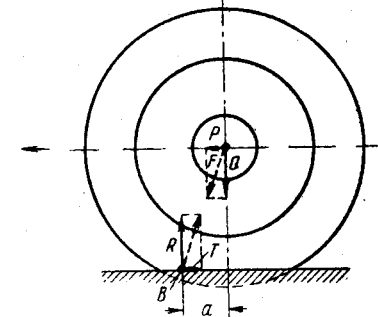


Фиг. 4.

приложения реакции на линию, параллельную полотну дороги и проходящую через центр колеса. Разложив реакцию на горизонтальную и вертикальную составляющие, приходим к выводу, что в рассматриваемом случае на колесо действует момент сопротивления качению  $M_j = R'a'$  и сила сопротивления качению  $R'$ .

Движение автомобиля, колеса которого снабжены пневматическими шинами, по дороге с твердым покрытием наиболее близко соответствует первому из рассмотренных случаев. Рассмотрим этот случай подробнее, считая, что качение колеса, нагруженного вертикальной нагрузкой  $Q$  (фиг. 5), происходит под действием силы  $P$ , приложенной к его оси (ведомое колесо). Принимаем, что сила  $P$  направлена параллельно плоскости дороги и движение автомобиля равномерное. Равнодействующую указанных сил обозначим  $F$ . Равнодействующая реакция дороги на колесо, приложенная в точке  $B$ , равна по величине силе  $F$ , но направлена противоположно. Разложим реакцию на две составляющие: перпендикулярную плоскости дороги  $R$  и параллельную плоскости дороги  $T$ . Нормальная составляющая реакции  $R$  (нормальная реакция дороги) по абсолютной величине равна вертикальной нагрузке  $Q$  и образует с ней пару сил, момент которой равен  $Ra$ .

Составляющая  $T$  (тангенциальная реакция дороги) является силой трения между колесом и дорогой, обуславливающей возможность качения колеса. Тангенциальная реакция  $T$  может меняться



Фиг. 5.

в пределах от 0 до  $R\varphi$ , где  $\varphi$  — коэффициент трения или точнее коэффициент сцепления между шиной и дорогой:

$$0 \leq T \leq R\varphi. \quad (1)$$

Тангенциальная реакция  $T$  равна силе  $P$  и образует с ней пару, плечо которой приближенно можно принять равным радиусу колеса  $r$ .

Условие равновесия колеса определится равенствами

$$Pr = Tr = Ra, \quad (2)$$

откуда

$$P = T = R \frac{a}{r}. \quad (3)$$

Таким образом, сила  $P$  представляет собой такую силу, которая, будучи приложенной к оси колеса, вместе с силой трения  $T$  образует пару сил, момент которой для поддержания равномерного качения колеса должен уравновешивать момент сопротивления качению  $M_f = Ra$ . Другими словами, сила  $P$  по абсолютному значению равна некоторой фиктивной силе сопротивления качению  $P_f$ .

Указанная сила названа фиктивной потому, что для рассматриваемого случая качения воздействие дороги на колесо не вызывает появления какой-либо силы сопротивления качению, приложенной к колесу.

Учитывая, что  $P = P_f$  и  $R = Q$ , переписываем выражение (3) в следующем виде:

$$P_f = R \frac{a}{r} = Q \frac{a}{r}, \quad (4)$$

где  $a$  — коэффициент трения второго рода.

Равенство (4) часто трактуется следующим образом: сила сопротивления качению прямо пропорциональна вертикальной нагрузке и обратно пропорциональна радиусу колеса. Однако это было бы верно только в том случае, если бы смещение  $a$  реакции не зависело от радиуса колеса и нагрузки. Вследствие этого, а также для удобства пользования формулой (4) будем считать силу  $P_f$  прямо пропорциональной действующей нагрузке  $Q$  и отношению  $\frac{a}{r} = f$ :

$$P_f = Qf, \quad (5)$$

где  $f$  — относительная величина, представляющая собой приведенный коэффициент качения колеса по дороге (коэффициент сопротивления качению), учитывающий потери, обусловленные процессом качения.

Определим условие, при котором возможно качение. Из выражений (1) и (3) находим, что

$$R \frac{a}{r} \leq R\varphi \text{ или } f \leq \varphi. \quad (6)$$

Если это условие не соблюдено, то под действием силы  $P$  колесо будет не катиться, а скользить.

Рассмотрим теперь случай, когда колесо катится под действием приложенного к нему момента  $M$  (ведущее колесо). В этом случае тангенциальная реакция  $T$  направлена в сторону движения (фиг. 6). Уравнение равновесия колеса при принятых ранее условиях (движение равномерное, сопротивлением воздуха пренебрегаем) для рассматриваемого случая будет иметь следующий вид:

$$M = Tr + Ra, \quad (7)$$

откуда

$$T = \frac{M}{r} - R \frac{a}{r} = \frac{M}{r} - Q \frac{a}{r}. \quad (8)$$

Тангенциальная реакция  $T$  представляет собой ту тяговую силу, которая передается от ведущего колеса к раме автомобиля. Так как отношение  $\frac{a}{r} = f$ , то выражение (8) может быть переписано следующим образом:

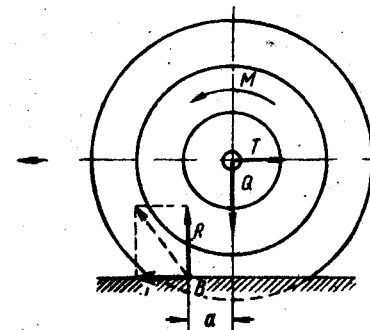
$$T = \frac{M}{r} - Rf = \frac{M}{r} - Qf. \quad (9)$$

Отношение  $\frac{M}{r}$  представляет собой окружную силу на шине ведущего колеса, которую обозначим  $P_\kappa$ . Произведение  $Qf$  — фиктивная сила сопротивления качению, обозначенная выше  $P_f$ . Следовательно, тяговая сила на ведущем колесе равна окружной силе за вычетом силы сопротивления качению:

$$T = P_\kappa - P_f. \quad (10)$$

Абсолютные величины  $P_f$  для ведомого и ведущего колес не равны, так как у ведомого и у ведущего колес, даже при одинаковых нагрузках  $Q$  на колеса и номинальных размерах шин, радиус шины  $r$ , а также смещение реакции  $a$  различны, а следовательно, различен и коэффициент качения  $f$ .

Следует заметить, что выражение (10) отражает условия, возникающие при движении эластичного колеса по жесткой поверхности,



Фиг. 6.

когда сопротивление качению обусловлено потерями в шине.

При движении по мягкому грунту сопротивление качению определяется потерями как в шине, так и в грунте. В этом случае в выражении (10) должна учитываться только та доля сопротивления качению, которая вызвана потерями в шине.

Определим условие, при котором возможно качение ведущего колеса. Для того чтобы колесо не буксовало, должно быть соблюдено неравенство (1)

$$T \leq R\varphi.$$

Учитывая выражение (9), получаем

$$\frac{M}{r} - Rf \leq R\varphi$$

или

$$\frac{M}{r} = P_k \leq R(\varphi + f). \quad (11)$$

Подводя итог изложенному выше, устанавливаем, что при качении деформируемого колеса (ведомого или ведущего) по жесткой дороге возникает момент сопротивления качению  $M_f = Ra = Qfr$ . Мощность, расходуемая на преодоление сопротивления качению, равна  $M_f\omega_k$ , где  $\omega_k$  — угловая скорость колеса.

В тех случаях когда, движение автомобиля исследуют на основании соотношения действующих сил и сил сопротивления, можно вводить в рассмотрение фиктивную силу сопротивления качению  $P_f = Rf = Qf$ .

## § 2. СИЛА ТЯЖЕСТИ АВТОМОБИЛЯ. РАСПРЕДЕЛЕНИЕ ВЕСА МЕЖДУ ОСЯМИ

Полный вес автомобиля ( $G_a$ ) складывается из собственного веса или веса негруженого автомобиля ( $G_0$ ) и полезной нагрузки ( $Q$ ), т. е.  $G_a = G_0 + Q$ .

Отношение полезной нагрузки к собственному весу автомобиля называется коэффициентом использования веса автомобиля:

$$\eta_G = \frac{Q}{G_0} = \frac{G_a - G_0}{G_0}.$$

Этот коэффициент характеризует рациональность использования металла в конструкции автомобиля. Чем выше коэффициент  $\eta_G$ , тем меньше расход металла на единицу производимой автомобилем транспортной работы. Очевидно, что этот коэффициент имеет большее практическое значение для грузовых автомобилей. Для современных грузовых автомобилей коэффициент  $\eta_G$  близок к единице, причем для автомобилей большей грузоподъемности он обычно больше, чем для автомобилей малой грузоподъемности.

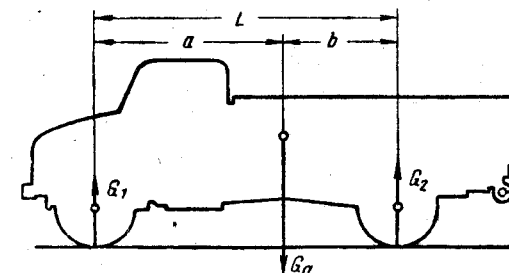
Установка на автомобиле специального оборудования (газогенераторные и газобаллонные установки, самосвальные устройства) приводит к снижению коэффициента  $\eta_G$ . Коэффициент  $\eta_G$  для автомобилей повышенной и высокой проходимости, вследствие увеличения собственного веса и ограничения грузоподъемности, меньше, чем для обычных автомобилей.

На движение автомобиля в ряде случаев влияет распределение веса автомобиля по осям, определяемое положением центра тяжести автомобиля.

Распределение веса автомобиля характеризуется нагрузками, приходящимися на переднюю и заднюю оси автомобиля, или равными им по величине нормальными реакциями дороги на колеса этих осей (фиг. 7).

Величины  $G_1$  и  $G_2$  могут быть найдены раздельным взвешиванием передней и задней частей автомобиля.

Так как при автомобиле, неподвижно стоящем на горизонтальной площадке,



Фиг. 7.

$$G_1 = G_a \frac{b}{L};$$

$$G_2 = G_a \frac{a}{L},$$

то

$$\frac{G_2}{G_1} = \frac{a}{b},$$

где  $a$  и  $b$  — расстояние от центра тяжести автомобиля до передней и задней осей в его продольной плоскости. Очевидно, что  $G_a = G_1 + G_2$ .

Отношение весов  $\frac{G_2}{G_1}$ , приходящихся соответственно на заднюю и переднюю оси автомобиля, может быть выражено следующими средними величинами:

	С полной нагрузкой	Без нагрузки
Легковой автомобиль . . . . .	1,0—1,3	0,85—1,15
Грузовой » . . . . .	2,3—3,0	1,0—1,2

Следует заметить, что при движении автомобиля приведенное распределение нагрузок между осями меняется (см. § 2, гл. IV).

### § 3. СИЛЫ СОПРОТИВЛЕНИЯ ДВИЖЕНИЮ АВТОМОБИЛЯ

Сопротивление движению автомобиля обуславливается внешним воздействием на автомобиль дороги и воздуха. Общее сопротивление движению автомобиля складывается из следующих элементов:

1. Сопротивление, вызванное уклоном продольного профиля дороги, — сопротивление подъему. Это сопротивление зависит от угла подъема дороги  $\alpha$ :

$$W_h = G_a \sin \alpha. \quad (12)$$

При малых углах подъема можно принять  $W_h \approx G_a \operatorname{tg} \alpha - G_a h$ , где  $h$  — подъем дороги, выраженной в сотых.

2. Сопротивление, вызванное взаимодействием автомобильного колеса (шины) с дорогой: деформации шины и дороги и относительного скольжения элементов шины по дороге в плоскости контакта; это сопротивление принято называть сопротивлением качению. Оно может быть определено из выражения

$$W_f = G_a f \cos \alpha, \quad (13)$$

где  $f$  — коэффициент качения шины по дороге.

3. Сопротивление воздуха движению автомобиля выражается зависимостью

$$W_w = \kappa F v^2, \quad (14)$$

где  $F$  — площадь лобового сопротивления автомобиля;  
 $v$  — скорость движения автомобиля относительно воздуха;  
 $\kappa$  — коэффициент обтекаемости.

Сопротивление подъему на горизонтальном участке равно нулю; при отрицательном значении угла  $\alpha$  (движение под уклон) сопротивление подъему становится движущей силой.

Сопротивление качению может меняться по величине, но оно всегда противодействует движущей силе.

Сопротивление воздуха движению автомобиля обычно рассматривается при неподвижной воздушной среде; в этом случае относительная скорость автомобиля равна его поступательной скорости.

Более подробно сопротивления движению автомобиля рассмотрены в главе III.

### § 4. ДВИЖУЩАЯ СИЛА АВТОМОБИЛЯ

Сила, движущая автомобиль, возникает в результате взаимодействия ведущих колес с дорогой, обусловленного крутящим моментом, передаваемым от двигателя к ведущим колесам.

Если известны момент  $M_\kappa$ , подводимый к ведущим колесам, и радиус колес  $r$ , то может быть найдена окружная сила  $P_\kappa$  на веду-

щих колесах в точках соприкосновения шин с дорогой; окружная сила направлена в сторону, обратную направлению движения автомобиля, и представляет собой воздействие колес на дорогу. Воздействие дороги на ведущие колеса — тангенциальная реакция  $T$  дороги направлена в сторону движения и является силой, движущей автомобиль. Эта сила носит название тяговой силы.

Выше, при рассмотрении сил, действующих на колесо, было установлено точное соотношение между величинами тяговой силы  $T$  и окружной силы  $P_\kappa$ . Так как эти величины в большинстве случаев весьма близки по величине, практически допустимо считать их равными и вместо величины силы  $T$  принимать величину окружной силы  $P_\kappa$ , относя разницу между  $P_\kappa$  и  $T$  к силам сопротивления. Величина  $P_\kappa$  может быть подсчитана, если известны крутящий момент на валу двигателя, передаточные числа и к. п. д. трансмиссии, а также радиус ведущих колес автомобиля.

В случае установившегося (равномерного) движения автомобиля крутящий момент на ведущих колесах  $M_\kappa$  связан с крутящим моментом двигателя  $M_e$  следующим образом:

$$M_\kappa = M_e i_T \eta_T, \quad (15)$$

где  $\eta_T$  — к. п. д. трансмиссии;

$i_T$  — передаточное число трансмиссии.

В общем случае

$$i_T = i_{\kappa} i_{p\kappa} i_0 i_6,$$

где  $i_\kappa$  — передаточное число коробки передач;  
 $i_{p\kappa}$  — передаточное число раздаточной коробки;  
 $i_0$  — передаточное число главной передачи;  
 $i_6$  — передаточное число бортовой передачи (колесных редукторов).

Для обычного двухосного автомобиля без раздаточной коробки и бортовой передачи  $i_T = i_\kappa i_6$ .

Окружная сила на шинах ведущих колес автомобиля

$$P_\kappa = \frac{M_\kappa}{r} = \frac{M_e i_T}{r} \eta_T = 716,2 \frac{N_e}{n} \cdot \frac{i_T}{r} \eta_T, \quad (16)$$

где  $r$  — радиус шины колеса, подсчитанный с учетом ее деформации, в м;

$N_e$  — мощность двигателя в л. с.;

$n$  — число оборотов вала двигателя в минуту.

При неравномерном движении автомобиля величина момента, передаваемого от двигателя к ведущим колесам, будет иной. Например, при ускоренном движении часть энергии двигателя будет затрачиваться на ускорение вращения маховика и связанных с ним

деталей; вследствие этого крутящий момент, передаваемый от двигателя к трансмиссии, будет уменьшен на величину

$$\Delta M = J_m \frac{d\omega_m}{dt},$$

где  $J_m$  — момент инерции вращающихся деталей двигателя;  $\frac{d\omega_m}{dt}$  — угловое ускорение маховика, которое при замедленном движении надо брать со знаком минус.

Таким образом, в случае, неустановившегося движения момент, подводимый к ведущим колесам,

$$M'_k = (M_e - J_m \frac{d\omega_m}{dt}) i_T \eta_T. \quad (17)$$

Часть подводимой к ведущим колесам энергии будет затрачиваться на ускорение их вращения; в соответствии с этим окружная сила на шинах ведущих колес

$$P'_k = (M_e - J_m \frac{d\omega_m}{dt}) \frac{i_T}{r} \eta_T - \sum J_{k\kappa} \frac{d\omega_{k\kappa}}{dt} \cdot \frac{1}{r}, \quad (18)$$

где  $\sum J_{k\kappa}$  — суммарный момент инерции ведущих колес;  $\frac{d\omega_{k\kappa}}{dt}$  — угловое ускорение ведущих колес.

### § 5. ХАРАКТЕРИСТИКА АВТОМОБИЛЬНОГО ДВИГАТЕЛЯ

При решении тяговых задач необходимо знать величины окружной силы  $P_k$  при различных скоростях движения автомобиля  $v_a$ . Исходными данными для нахождения  $P_k$  служат зависимости мощности или крутящего момента на валу двигателя от числа его оборотов.

Если выразить графически мощность двигателя  $N_e$ , крутящий момент  $M_e$  и удельный расход топлива  $g_e$  как функцию числа оборотов  $n$  коленчатого вала двигателя, то соответствующий график представит скоростную характеристику двигателя. Эту характеристику обычно находят экспериментальным путем. Если все указанные величины измерялись при полностью открытой дроссельной заслонке (или максимальной подаче топлива), то характеристика называется внешней; в противном случае характеристики называются частичными или дроссельными.

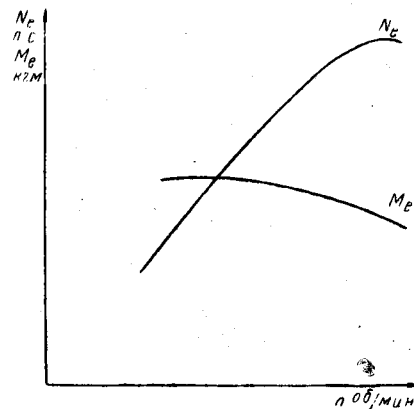
Когда характеристика двигателя используется для решения тяговых задач, на ней может быть опущена кривая, выражающая зависимость удельного расхода топлива от числа оборотов коленчатого вала.

На фиг. 8 показана типовая внешняя скоростная характеристика карбюраторного двигателя современного легкового автомобиля,

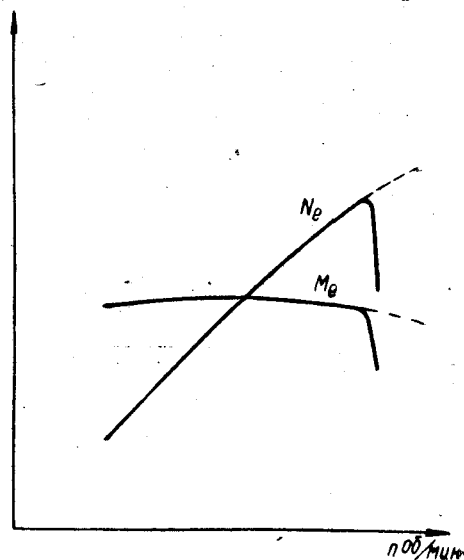
а на фиг. 9 — дизеля, имеющего ограничитель числа оборотов.

Следует иметь в виду, что характеристики, даваемые заводами-изготовителями, получают при испытании двигателя на стенде. В этом случае на двигателе не устанавливают приборы и оборудование (глушитель, вентилятор и т. п.).

При работе двигателя в реальных условиях на привод в действие всего установленного на нем необходимого оборудования затрачивается определенная доля мощности. В связи с этим мощность двигателя, используемая для движения автомо-



Фиг. 8.



Фиг. 9.

биля, примерно на 10% меньше мощности, получаемой во время стендовых испытаний.

При экспериментальном определении мощности (или крутящего момента) учитывают влияние температуры окружающего воздуха и барометрического давления.

Результаты измерений в таких случаях обычно приводят к нормальным условиям:

$$N_e^{np} = N_e \frac{760}{B} \cdot \frac{530 + t_{воз}}{545},$$

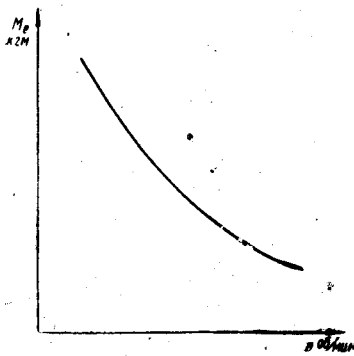
где  $N_e$  — мощность двигателя, полученная при барометрическом давлении  $B$  мм рт. ст.

$t_{воз}$  — температура окружающего воздуха в °C.

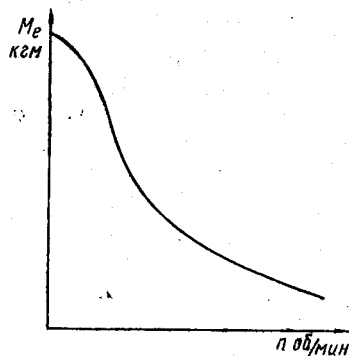
Вследствие относительно небольшого изменения величины крутящего момента двигателя (большого у карбюраторных двигателей и меньшего у дизелей) при изменении числа оборотов коленчатого вала в широком диапазоне в трансмиссии автомобиля необходимо устанавливать коробку передач.

Принципиально иной характер имеет протекание кривых крутящего момента газовых турбин (фиг. 10) и паровых двигателей (фиг. 11).

По мере уменьшения числа оборотов вала этих машин развиваемый ими момент растет. Это дает возможность полностью исключить коробку передач из трансмиссии автомобиля или сделать ее с меньшим диапазоном передаточных чисел.



Фиг. 10.



Фиг. 11.

Между числом оборотов вала двигателя и скоростью движения автомобиля (считая, что буксования ведущих колес нет) имеется следующая зависимость:

$$v = \frac{2\pi r}{60} \cdot \frac{n}{i_T} \text{ м/сек}$$

или

$$v_a = \frac{2\pi r}{60} \cdot \frac{n}{i_T} 3,6 \approx 0,377 r \frac{n}{i_T} \text{ км/час.} \quad (19)$$

Пользуясь формулами (16) и (19), по характеристике двигателя можем найти и затем выразить графически зависимость  $P_k = P(v_a)$ , которая является исходной при решении большинства тяговых задач.

### § 6. К. п. д. ТРАНСМИССИИ АВТОМОБИЛЯ

Для определения крутящего момента или окружной силы на шинах ведущих колес автомобиля по заданной мощности или крутящему моменту двигателя необходимо знать к. п. д. трансмиссии автомобиля.

Часть мощности  $N_e$ , передаваемой от вала двигателя к ведущим колесам, расходуется на преодоление трения и других сопротивлений в механизмах трансмиссии. Обозначим мощность, теряемую в механизмах трансмиссии,  $N_T$ ; тогда к. п. д. трансмиссии выразится соотношением

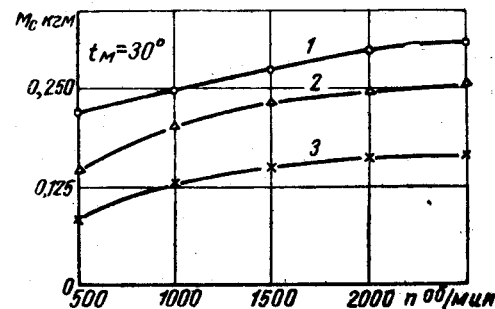
$$\eta_T = \frac{N_e - N_T}{N_e} = 1 - \frac{N_T}{N_e} \quad (20)$$

К. п. д. трансмиссии может быть найден также, если известен момент  $M_c$  сопротивлений для всей трансмиссии в целом или для каждого механизма в отдельности:

$$\eta_T = \frac{M_e - M_c}{M_e} = 1 - \frac{M_c}{M_e} \quad (21)$$

Общая затрата мощности на преодоление сопротивлений в трансмиссии складывается из потерь мощности в отдельных ее механизмах и узлах: коробке передач, раздаточной коробке, карданной передаче, главной передаче, в подшипниках ведущих колес и др.

На потерю мощности в трансмиссии наибольшее влияние оказывают механизмы, состоящие из зубчатых передач. Затраты мощности в указанных механизмах подчиняются в основном одинаковым закономерностям; поэтому более подробно рассмотрим закономерности, характеризующие потери мощности и изменения к. п. д. одного из этих механизмов, а именно коробки передач.



Фиг. 12.

Затраты мощности на преодоление сопротивления в коробке передач могут быть разбиты на две группы:

1) мощность, расходуемая на трение шестерен о масло, залитое в картер, и на его перемешивание и разбрызгивание, а также на прокачку масла по магистрали в коробках передач с принудительной подачей смазки к трущимся поверхностям;

2) мощность, расходуемая на трение между зубьями шестерен.

Затраты мощности в подшипниках и уплотняющих устройствах валов коробки передач относительно малы и их можно отдельно не рассматривать.

Затраты мощности первой группы — гидравлические потери — зависят от скорости вращения валов коробки, от вязкости масла и его температуры и, наконец, от уровня масла в коробке передач. Гидравлические потери не зависят от величины передаваемого коробкой передач крутящего момента.

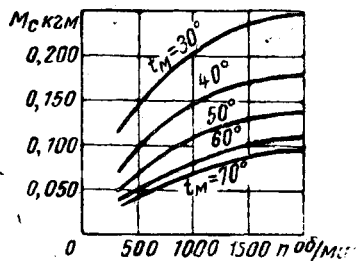
На фиг. 12 показана экспериментально найденная зависимость момента сопротивлений в трехступенчатой коробке передач легкового автомобиля от числа оборотов ее первичного вала при работе на трех различных сортах масла при температуре масла  $t_m = 30^\circ \text{C}$ : 1 — нигрол Т ( $\Delta_{100^\circ} = 4,83$ ); 2 — вискозин Э ( $\Delta_{100^\circ} = 3,53$ ) и 3 — компрессорное масло ( $\Delta_{100^\circ} = 2,89$ )\*. Испытание проводилось без нагрузки,

\* Номенклатура и характеристика масел соответствуют принятым в период испытаний.



при включенной второй передаче; температура масла в коробке передач поддерживалась равной  $30^\circ\text{C}$ . Приведенный график показывает, что в случае применения маловязких масел гидравлические потери существенно снижаются; из этого же графика видно, как растут сопротивления в коробке передач по мере возрастания числа оборотов первичного вала коробки. Так как данный опыт проводился без нагрузки, потерями второй группы можно пренебречь.

На фиг. 13 приведен график, показывающий изменение момента сопротивления в коробке передач в зависимости от числа оборотов первичного вала при различной температуре  $t_m$  масла (вискозин Э) при включенной второй передаче без нагрузки. Из графика видно, что при снижении температуры масла от  $70^\circ$  до  $30^\circ$  потери возрастают примерно в 3 раза.



Фиг. 13.

На величину потерь существенно влияет также объем масла, залитого в картер. Если объем масла в картере по сравнению с нормальным уменьшить в 2 раза, то момент сопротивлений снизится примерно в 1,5 раза; если полностью слить масло из картера, сохранив масляную пленку на поверхности зубьев, то момент сопротивлений снизится примерно в 3 раза. При высокой температуре масла эти цифры несколько снижаются, а при низкой — повышаются.

Регламентируемый заводом-изготовителем объем масла в коробке передач устанавливается из условий поддержания температуры масла в допустимых пределах, удаления с поверхностей трения продуктов износа и т. п. Произвольно снижать объем масла в картере для повышения к. п. д. механизма недопустимо.

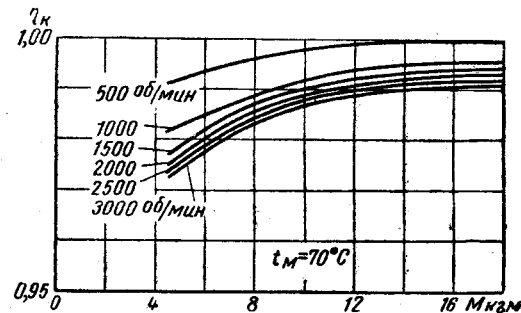
Однако для повышения к. п. д. коробок передач целесообразно применять такие формы картера, которые при надлежащем объеме масла обеспечивают погружение шестерен в масло на малую величину, а также применять принудительную подачу масла к рабочим поверхностям при «сухом» картере и т. п.

В случае работы коробки передач под нагрузкой момент сопротивлений в коробке возрастает по мере возрастания передаваемого момента. В зоне малых нагрузок момент сопротивления возрастает медленнее передаваемого момента, поэтому при увеличении передаваемого момента к. п. д. коробки передач повышается; по мере приближения передаваемого момента к максимальному значению момент сопротивлений увеличивается относительно более быстро и рост к. п. д. замедляется.

На прямой передаче, несмотря на то, что сопротивление при возрастании нагрузки практически остается постоянным, к. п. д. коробки передач  $\eta_k$  при постоянном числе оборотов вала двигателя увеличивается с возрастанием передаваемого момента (фиг. 14).

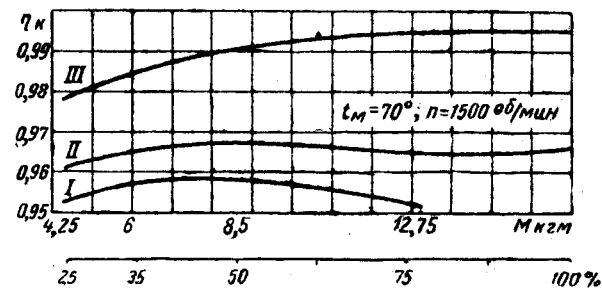
При работе коробки передач с включенными промежуточными передачами моменты сопротивлений возрастают, вследствие чего заметно снижается к. п. д. коробки, причем более интенсивно на более низких передачах.

Как видно на фиг. 15, на промежуточных передачах к. п. д. по мере возрастания передаваемого момента к. п. д.  $\eta_k$  также сначала растет, а затем начинает падать,



Фиг. 14.

что является следствием главным образом значительного роста моментов сопротивлений, вызванных увеличенным давлением на рабочих поверхностях зубьев шестерен передачи (цифрами I—III отмечены соответствующие передачи). Следует заметить, что указанное снижение к. п. д. коробки передач наблюдается не во всех случаях; так, при испытании коробки передач грузового автомобиля ГАЗ-51 ( $n = 870$  об/мин,  $t_m = 20^\circ\text{C}$ , масло — нигрол) к. п. д.  $\eta_k$  при достижении определенных значений передаваемого момента становится постоянным (фиг. 16). Цифры I—IV обозначают передачи.



Фиг. 15.

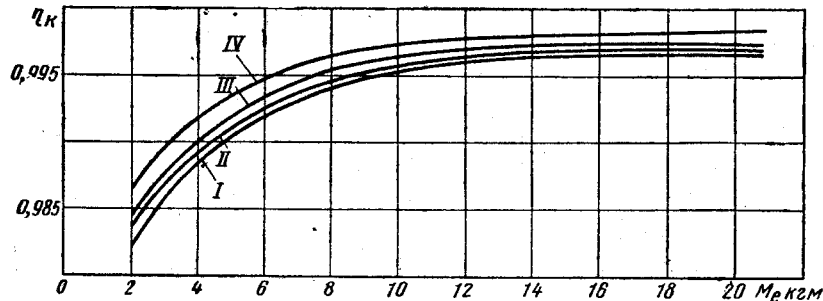
Вязкость масел, применяемых до настоящего времени для смазки механизмов, а следовательно и сопротивления в механизмах, в значительной мере зависят от температуры масла. При снижении температуры масла сопротивление в механизмах трансмиссии значительно возрастает, а к. п. д. уменьшается.

На фиг. 17 показана зависимость к. п. д. коробки передач от числа оборотов при различной температуре масла; передача прямая, крутящий момент максимальный (17 кгм).

Следует заметить, что для повышения температуры масла в механизмах трансмиссии обычного типа требуется значительное время.

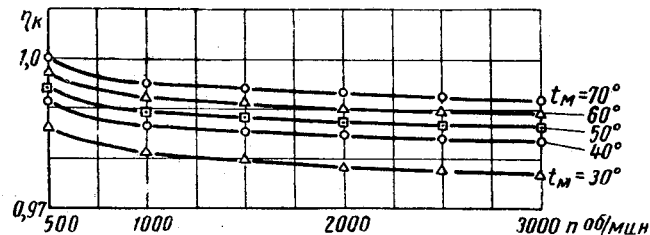
Так, например, при температуре окружающего воздуха  $t = 0^\circ$  температура масла в картерах коробки передач и главной передачи достигает  $30^\circ$  при движении в течение 25—35 мин.

Соотношение между гидравлическими и общими потерями в коробке передач зависит от сорта и температуры масла, величины передаваемого момента и скорости вращения валов коробки. По



Фиг. 16.

экспериментальным данным, при передаче максимального момента, температуре  $t_m = 30^\circ$  и числе оборотов первичного вала, равном 500 в минуту, гидравлические потери составляют около 20% полных потерь в коробке, а при 2500 об/мин — около 35%; при передаче момента, равного одной четверти максимального, доля гидравлических потерь повышается соответственно до 50 и 75%.



Фиг. 17.

На основании изложенного могут быть сделаны следующие общие выводы.

1. Потери в коробке передач возрастают с увеличением передаваемого момента, числа оборотов, вязкости масла и его уровня в картере.

2. Гидравлические потери приобретают существенное значение при большем числе оборотов, а также при небольших величинах передаваемого момента, особенно при большой вязкости масла.

3. К. п. д. коробки передач уменьшается, по мере увеличения вязкости и количества залитого в картер масла и повышения скорости вращения. При возрастании крутящего момента к. п. д. уве-

личивается, хотя потери также растут. Объясняется это тем, что рост потерь происходит медленней, чем возрастание крутящего момента.

Последний вывод указывает на то, что общий механический к. п. д. трансмиссии при переходе на низшие передачи может несколько увеличиться.

В среднем для нормальных эксплуатационных режимов к. п. д. коробки передач колеблется в пределах 0,95—0,98. К. п. д. передаточных коробок многоприводных автомобилей и главной передачи близки к приведенным выше.

Снижение гидравлических потерь в механизмах трансмиссии в холодное время года может быть достигнуто подогревом или утеплением картеров механизмов трансмиссии для снижения вязкости залитого в них масла, а также применением специальных масел, вязкость которых при снижении температуры изменяется незначительно.

Сопоставление цифровых данных рассмотренных выше испытаний показывает, что происходящее в отдельных случаях понижение к. п. д. коробки передач при включении низших передач компенсируется одновременным повышением к. п. д. главной передачи. Ввиду этого принимаемый в практических расчетах постоянный к. п. д. трансмиссии для всех передач не приводит к заметным погрешностям.

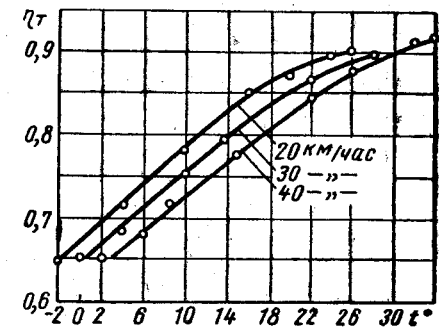
На фиг. 18 показана зависимость к. п. д. трансмиссии  $\eta_T$  автомобиля ГАЗ-51 от температуры масла в главной передаче при скоростях движения 20, 30 и 40 км/час автомобиля с полной нагрузкой.

В расчетах обычно принимают к. п. д. трансмиссии  $\eta_T = 0,8 \div 0,9$ ; нижний предел относится к тяжелым автомобилям с двойной или червячной главной передачей, с колесными редукторами и т. п.

К. п. д. трансмиссии автомобиля можно определять опытным путем при стендовых или ходовых испытаниях.

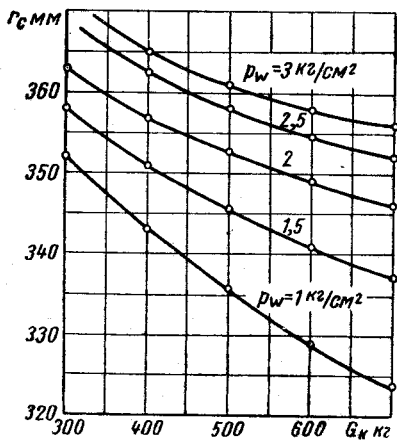
## § 7. РАБОЧИЙ РАДИУС КОЛЕСА

Для строгих расчетов и исследований следует уточнить понятие о радиусе колеса. Если расчеты или исследования связаны с установлением силовых соотношений (например, зависимости окружной силы, приложенной к площадке контакта шины с дорогой, от крутящего момента, передаваемого к колесу), то в качестве радиуса



Фиг. 18.

колеса должно быть взято расстояние от плоскости опоры до центра колеса. Это расстояние меняется для каждой данной шины в зависимости от нагрузки, давления воздуха в шине и режима движения. Если колесо находится в состоянии покоя и нагружено только

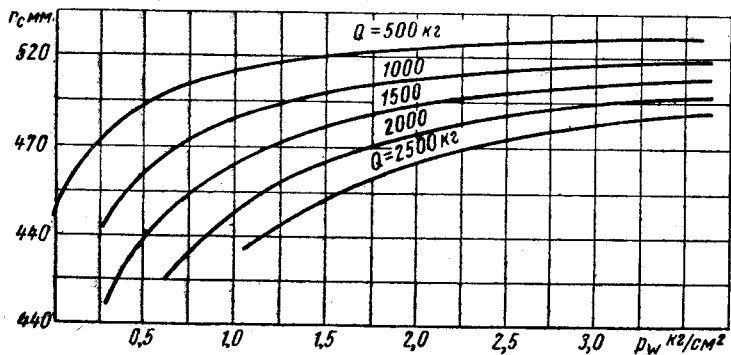


Фиг. 19.

вертикальной нагрузкой, то для шины колеса указанное расстояние (статический радиус колеса  $r_c$ ) зависит только от вертикальной нагрузки и давления воздуха в шине.

На фиг. 19 показана зависимость статического радиуса колеса с шиной размером 7,00—16'' от нагрузки при различном давлении  $p_w$  воздуха в шине, а на фиг. 20 — зависимость статического радиуса колеса с шиной размером 12,00—18'' от давления воздуха в шине при различных нагрузках.

При движении колеса расстояние от опорной плоскости до его центра (динамический радиус колеса  $r_d$ ) зависит, кроме того, от приложенных к колесу крутящего момента или тяговой силы. Радиус  $r_d$  зависит в небольшой степени и от скорости вращения колеса, увеличиваясь по мере ее возрастания. Это объясняется тем, что при повышении скорости вращения колеса центро-

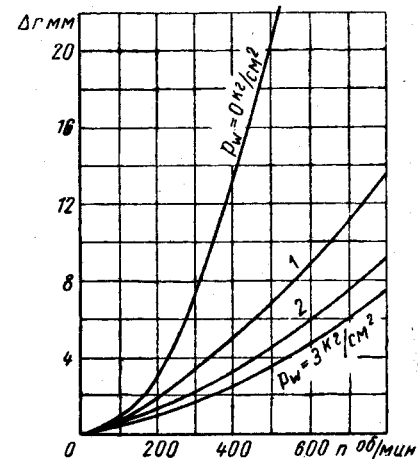


Фиг. 20.

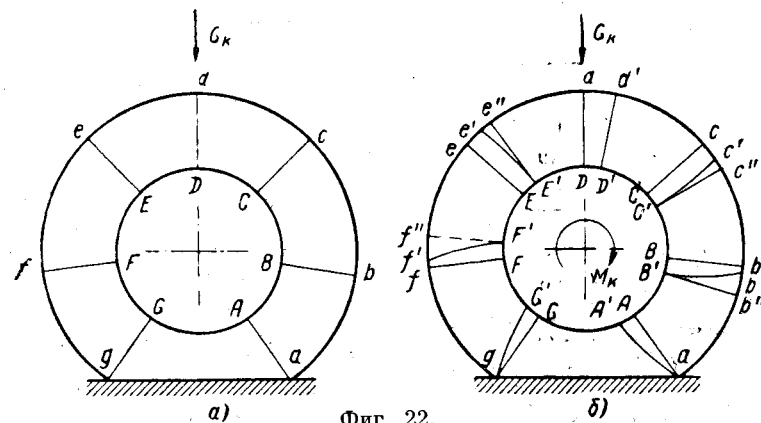
бежные силы шины вызывают некоторое увеличение ее диаметра, а следовательно и динамического радиуса. На фиг. 21 приведены опытные данные о влиянии числа оборотов свободно подвешенного колеса на радиус его шины (размером 6,00—20''). Из приведенного графика следует, что при повышении давления воздуха  $p_w$  в шине

влияние скорости вращения колеса на изменение радиуса шины уменьшается. Если колесо подвешено не свободно, а передает на опорную поверхность нагрузку, то влияние скорости его вращения на динамический радиус будет меньше.

Тангенциальные силы, приложенные в плоскости контакта шины с дорогой, вызывают некоторое скручивание шины в ее плоскости (фиг. 22). На фиг. 22, а показана смонтированная на жестком ободе эластичная шина, испытывающая радиальные деформации под действием приложенной к колесу вертикальной нагрузки. Представим, что на боковой поверхности шины нанесено несколько радиальных линий  $Aa, Bb, Cc \dots$ . Если приложить к оси колеса крутящий момент, то вследствие эластичности шины жесткий обод сместится на некоторый угол относительно ее беговой дорожки, неподвижной в зоне контакта относительно поверхности дороги, и точки  $A, B, C \dots$  перейдут в положение  $A', B', C' \dots$  (фиг. 22, б).



Фиг. 21.

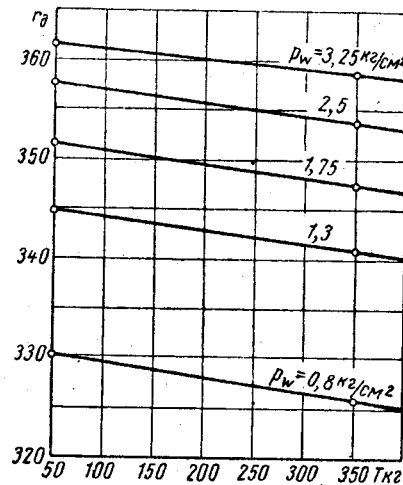


Фиг. 22.

Точка  $a$ , принадлежащая беговой дорожке и лежащая на опорной поверхности, своего положения изменить не может, если принять, что скольжения шины по дороге нет. Следовательно, линия  $Aa$  изогнется и примет вид  $A'a$ . Точка  $B$  переместится в  $B'$ ; при этом, если бы шина была в тангенциальном направлении абсолютно эла-

стична, то точка  $b$  перешла бы в точку  $b'$ . В действительности в результате сжатия участка  $ba$  точка  $b$  переместится на меньшую величину и займет некоторое положение  $b'$ . Отрезок  $bb'$  равен величине сжатия шины по дуге беговой дорожки на участке  $ba$ . Таким образом линия  $Bb$  примет вид  $B'b'$ .

Точка  $c$ , лежащая на беговой дорожке, при абсолютно эластичной в тангенциальном направлении шине перешла бы в точку  $c'$ ; в действительности же точка  $c$  займет некоторое положение  $c'$ , причем отрезок  $cc'$  характеризует суммарное сжатие шины по дуге беговой дорожки на участках  $cb$  и  $ba$ . Линия  $Cc$  примет вид  $C'c'$ . Искривление этой линии будет меньше, чем предыдущей. Очевидно, можно найти такую линию, например  $Dd$ , проекция которой на плоскость, параллельную плоскости колеса, не будет искривлена при тангенциальной деформации шины и займет положение  $D'd'$ ; точка  $d'$  при этом будет принадлежать участку беговой дорожки шины, не испытывающему тангенциальных деформаций при скручивании шины. Слева от указанной точки лежат участки



Фиг. 23.

сти шины, испытывающие не сжатие, а растяжение. Линии  $Ee$ ,  $Ff$  и  $Gg$  получают искривление и займут положения соответственно  $E'e'$ ,  $F'f'$  и  $G'g'$ . Отрезок  $ff'$  равен растяжению шины по дуге беговой дорожки на участке  $gf$ , а отрезок  $ee'$  — суммарному растяжению на участке  $ge$ .

Описанный характер деформации шины при передаче крутящего момента вызывает, с одной стороны, некоторое уплотнение элементов шины, подходящих к опорной поверхности дороги, в связи с чем радиальная деформация колеса уменьшается; с другой стороны, скручивание шины способствует приближению центра колеса к опорной поверхности дороги. Последнее обстоятельство влияет на величину динамического радиуса, вследствие чего с увеличением приложенных к колесу крутящего момента или тангенциальной силы (реакции) величина  $r_d$  несколько уменьшается. Интенсивность уменьшения динамического радиуса при этом зависит от тангенциальной упругости шины, определяемой конструкцией, формой и материалом шины, а также давлением воздуха в шине.

На фиг. 23 показано изменение динамического радиуса  $r_d$  колеса в зависимости от приложенной к колесу тангенциальной реакции при различном давлении воздуха  $p_w$  в шине размером 9,00—16''.

При исследовании движения автомобиля и установлении кинематических зависимостей, например зависимости поступательной скорости перемещения колеса от числа его оборотов, рассматривается радиус качения колеса, т. е. радиус выделенного в шине, условного недеформируемого кольца, длина окружности которого равна пути, проходимому центром колеса, катящегося по плоскости при прямолинейном движении.

Если путь, пройденный центром колеса за один оборот в прямолинейном движении по плоскости, обозначить  $S$ , то радиус качения

$$r_k = \frac{S}{2\pi}. \quad (22)$$

Очевидно, что радиус качения жесткого катка при условии, что ни буксования, ни скольжения не происходит, равен его геометрическому радиусу. То же самое было бы и в том случае, если бы беговая дорожка шины представляла собой кольцо, например, из гибкой стальной ленты, которая допускает деформацию шины в радиальном направлении, но не может растягиваться или сжиматься в тангенциальном направлении; путь, пройденный центром колеса за один оборот, при отсутствии буксования или скольжения был бы равен периметру беговой дорожки, длина которого оставалась бы неизменной при всех условиях качения. Соответственно радиус качения колеса с подобной шиной был бы равен геометрическому радиусу беговой дорожки в свободном состоянии.

Однако, как уже отмечалось, эластичная шина деформируется не только в радиальном, но и в тангенциальном направлении, вследствие чего радиус качения отличается от радиуса шины в свободном состоянии.

Тангенциальная деформация зависит от типа шины, устройства ее каркаса, рисунка и высоты беговой дорожки и т. п., а также от режима работы шины (скорости движения, сил и моментов, действующих на шину).

Теоретически радиус качения колеса, имеющего эластичную шину, может быть определен исходя из следующих соображений.

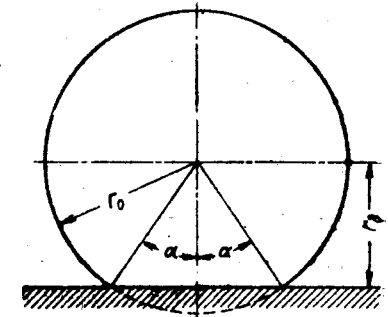
Если катящееся колесо, допускающее тангенциальную деформацию, повернется на угол  $2\alpha$ , то путь, пройденный центром колеса (фиг. 24):

$$S = 2r_0 \sin \alpha, \quad (23)$$

где  $r_0$  — радиус шины в свободном состоянии.

Разложим  $\sin \alpha$  в ряд:

$$\sin \alpha = \alpha - \frac{\alpha^3}{3!} + \frac{\alpha^5}{5!} - \frac{\alpha^7}{7!} + \dots$$



Фиг. 24.

Ввиду сравнительной малости угла  $\alpha$  достаточно ограничиться первыми двумя членами ряда. Подставив полученное значение  $\sin \alpha$  в уравнение (23), получим

$$S = 2r_0 \left( \alpha - \frac{\alpha^3}{3!} \right). \quad (24)$$

Путь, пройденный центром колеса при повороте на угол  $2\alpha$ , выразим через радиус качения:

$$S = 2r_k \alpha. \quad (25)$$

Исключая величину  $S$  из выражений (24) и (25), получаем

$$2r_0 \left( \alpha - \frac{\alpha^3}{3!} \right) = 2r_k \alpha$$

или

$$r_k = r_0 \left( 1 - \frac{\alpha^2}{3!} \right). \quad (26)$$

Если вместо радиуса колеса в свободном состоянии ввести динамический радиус  $r_0$ , т. е. расстояние от центра катящегося колеса до опорной плоскости, то найдем, что

$$2r_k \alpha = 2r_0 \operatorname{tg} \alpha,$$

Разложим  $\operatorname{tg} \alpha$  в ряд:

$$\operatorname{tg} \alpha = \alpha + \frac{1}{3} \alpha^3 + \frac{2}{15} \alpha^5 + \dots$$

Ограничиваясь первыми двумя членами ряда, после подстановки полученного значения  $\operatorname{tg} \alpha$  находим

$$r_k = r_0 \left( 1 + \frac{\alpha^2}{3} \right). \quad (27)$$

Исключив из выражений (26) и (27) угол  $\alpha$ , получим

$$r_k = \frac{3r_0 r_0}{r_0 + 2r_0}. \quad (28)$$

Это выражение можно записать в следующем виде:

$$r_k = \frac{3r_0}{1 + 2 \frac{r_0}{r_0}}.$$

Так как при деформации шины всегда  $r_0 < r_0$ , то  $r_k > r_0$ . Если записать выражение (28) в виде

$$r_k = \frac{3r_0}{\frac{r_0}{r_0} + 2},$$

то из тех же соображений приходим к выводу, что  $r_k < r_0$ .

Таким образом, из выражения (28) следует, что теоретический радиус качения колеса  $r_k$  лежит в интервале между свободным  $r_0$  и динамическим  $r_0$  радиусами.

В действительных условиях движения явление деформации шины колеса протекает значительно сложнее, что затрудняет точное определение радиуса качения аналитическим путем.

На величину радиуса качения существенное влияние оказывает момент, передаваемый колесом. Выше при рассмотрении схемы тангенциальной деформации шины колеса, передающего момент, было установлено, что участки шины, подходящие к площадке контакта шины с дорогой, находятся в сжатом состоянии. Чем больше момент, подводимый к шине, тем больше будет сжатие указанных участков шины, в результате чего путь, проходимый колесом за один оборот, уменьшается; соответственно этому по мере увеличения передаваемого момента уменьшится и радиус качения колеса. На фиг. 25 показана зависимость радиуса качения от передаваемого колесом крутящего момента (размер шины 7,00—16'',  $p_w = 2 \text{ кг/см}^2$ , нагрузка номинальная).

Наоборот, если к колесу, имеющему эластичную шину, приложить тормозной момент (в этом случае тангенциальная реакция дороги направлена в сторону, противоположную направлению движения), то к площадке контакта шины с дорогой будут подходить участки шины, находящиеся в растянутом состоянии. В соответствии с этим радиус качения заторможенного колеса будет увеличиваться по мере возрастания приложенного к колесу тормозного момента.

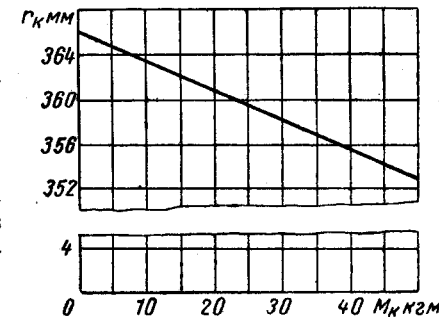
Как видно из приведенного выше, динамический радиус колеса и радиус его качения зависят от ряда факторов и могут быть определены для шины каждого типа только опытным путем; кроме того, в процессе движения автомобиля отмеченные выше факторы меняются. Поэтому введение точных значений динамического радиуса и радиуса качения значительно усложнило бы расчеты движения автомобиля. Учитывая также, что пределы практически возможных отклонений указанных величин от их средних значений невелики, представляется возможным принимать при расчетах некоторую среднюю величину — рабочий радиус колеса, т. е. радиус колеса с учетом возможных деформаций его шины, и выражать его в зависимости от радиуса шины в свободном состоянии:

$$r = \lambda r_0, \quad (29)$$

где  $\lambda$  — коэффициент деформации шины.

На основании опытных данных коэффициент деформации шины может быть принят следующим:

Шины низкого давления . . . . .	0,930—0,935
» высокого давления . . . . .	0,945—0,950
» полумассивные . . . . .	0,96—0,98

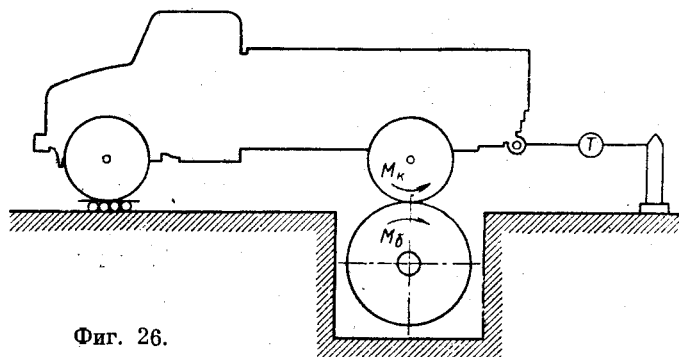


Фиг. 25.

Необходимо подчеркнуть еще раз, что в тех случаях, когда проводятся точные исследования и расчеты, следует пользоваться экспериментально найденными значениями  $r_k$  и  $r_d$  для данной шины, учитывая действительные условия движения колеса.

### § 8. ЭКСПЕРИМЕНТАЛЬНОЕ ОПРЕДЕЛЕНИЕ ОКРУЖНОЙ СИЛЫ НА ШИНАХ ВЕДУЩИХ КОЛЕС

На фиг. 26 показана наиболее распространенная схема стенда для испытания автомобилей (стенда с беговыми барабанами). Ведущие колеса автомобиля опираются на беговые барабаны, вал которых установлен в подшипниках неподвижных опор. При вращении ведущих колес барабаны вращаются со скоростью, пропорциональной скорости вращения ведущих колес автомобиля.



Фиг. 26.

Заданное сопротивление вращению ведущих колес может быть создано торможением барабанов при помощи механического, гидравлического или электрического тормозного устройства. Автомобиль при этом удерживается на месте посредством тросов или тяг, прикрепленных к неподвижной стойке. В систему крепления может быть включен тягомер (динамометр).

Тормозное устройство должно обеспечивать возможность измерения тормозного момента  $M_b$ , прикладываемого к барабанам, и кроме того, измерения числа оборотов барабанов  $n_b$ , а следовательно, и их окружной скорости. Если предположить, что между колесом и барабаном проскальзывание отсутствует, то окружная скорость барабанов пропорциональна окружной скорости ведущих колес и, следовательно, поступательной скорости автомобиля при выбранном режиме его работы.

По показаниям тормозного устройства или динамометра и по окружной скорости барабанов устанавливают искомую зависимость между окружной силой и скоростью, которую развивает автомобиль.

Методика проведения стендовых испытаний описана в специальных руководствах и поэтому в данном учебнике не приводится.

## ГЛАВА II

### ТЯГОВАЯ МЕХАНИКА АВТОМОБИЛЯ

Совместное рассмотрение движущих сил и сил сопротивления движению позволяет составить ряд уравнений, определяющих основные закономерности движения автомобиля. Основным из этих уравнений является дифференциальное уравнение движения автомобиля, вывод которого дается ниже.

Исследуя указанное уравнение применительно к различным случаям движения автомобиля, можно найти максимальную скорость движения и оценить способность автомобиля преодолевать повышенные дорожные сопротивления (например, подъемы) и его приемистость, т. е. способность к быстрому разгону. Совокупность этих качеств определяет среднюю техническую скорость автомобиля, являющуюся в конечном итоге обобщающим параметром, которым определяются тяговые качества автомобиля при движении его в заданных условиях.

Значимость отдельных качеств автомобиля при общей оценке его тяговых качеств зависит от назначения автомобиля и конкретных условий его эксплуатации.

### § 1. ДИФФЕРЕНЦИАЛЬНОЕ УРАВНЕНИЕ ДВИЖЕНИЯ АВТОМОБИЛЯ

Обозначим сумму сил внешних сопротивлений, испытываемых автомобилем при движении, через  $\sum W$ :

$$\sum W = W_f + W_h + W_w.$$

Выразим элементарно малую работу равнодействующей сил, приложенных к автомобилю, в общем случае движения, учитывая при этом уравнение (18):

$$dA = (P'_k - \sum W) dS = \left[ \left( M_e - J_m \frac{d\omega_m}{dt} \right) \frac{i_T \eta_T}{r} - \sum J_{nc} \frac{d\omega_k}{dt} \cdot \frac{1}{r} - \sum W \right] dS. \quad (30)$$

В соответствии с изложенным выше в этом выражении учтена затрата или приращение работы, связанная с изменением

кинетической энергии (живой силы) вращающихся масс — маховика и ведущих колес.

Кинетическая энергия поступательно движущейся массы, а также неучтенной вращающейся массы ведомых колес может быть выражена следующим образом:

$$T_a = \frac{m_a v^2}{2} + \sum \frac{J_{\kappa n} \omega_{\kappa}^2}{2}, \quad (31)$$

где  $m_a$  — масса автомобиля, равная  $\frac{G_a}{g}$ ;

$J_{\kappa n}$  — суммарный момент инерции ведомых колес.

Зависимость между поступательной скоростью движения автомобиля и угловыми скоростями маховика и колес в предположении, что колеса автомобиля катятся без буксования и скольжения, определится из следующих соотношений:

$$\omega_{\kappa} = \frac{v}{r}; \quad \omega_m = \omega_{\kappa} i_T = \frac{v}{r} i_T.$$

Отсюда

$$\frac{d\omega_{\kappa}}{dt} = \frac{dv}{dt} \cdot \frac{1}{r}; \quad \frac{d\omega_m}{dt} = \frac{dv}{dt} \cdot \frac{i_T}{r}.$$

Приведенное выше выражение для кинетической энергии  $T_a$  может быть переписано следующим образом:

$$T_a = \frac{G_a v^2}{2g} + \sum \frac{J_{\kappa n}}{2} \cdot \frac{v^2}{r^2}, \quad (32)$$

откуда

$$dT_a = v dv \left( \frac{G_a}{g} + \sum J_{\kappa n} \frac{1}{r^2} \right). \quad (33)$$

Элементарно малое изменение указанной кинетической энергии должно быть равно элементарно малой работе сил, приложенных к автомобилю:

$$dT_a = dA$$

или

$$v dv \left( \frac{G_a}{g} + \sum J_{\kappa n} \frac{1}{r^2} \right) = \left( M_e \frac{i_T \eta_T}{r} - J_m \frac{dv}{dt} \cdot \frac{i_T}{r^2} \eta_T - \sum J_{\kappa e} \frac{dv}{dt} \cdot \frac{1}{r^2} - \sum W \right) dS. \quad (34)$$

Учитывая, что  $\frac{M_e i_T \eta_T}{r} = P_{\kappa}$ ;  $v = \frac{dS}{dt}$ , и обозначая

$$\sum J_{\kappa e} + \sum J_{\kappa n} = \sum J_{\kappa},$$

после необходимых преобразований окончательно находим

$$\frac{dv}{dt} = \frac{P_{\kappa} - \sum W}{\frac{G_a}{g} + \frac{J_m i_T^2}{r^2} \eta_T + \sum \frac{J_{\kappa}}{r^2}}. \quad (35)$$

Второй и третий члены знаменателя правой части уравнения (35) представляют как бы ту дополнительную поступательно движущуюся массу, которая оказала бы на процесс неравномерного (например, ускоренного) поступательного движения автомобиля такое же влияние, как моменты инерции маховика и колес при их неравномерном вращении. Ввиду этого указанные величины могут быть условно названы приведенными массами соответственно маховика и колес, а весь знаменатель правой части уравнения (35) — приведенной массой автомобиля.

Обозначим отношение приведенной массы маховика к массе автомобиля через  $\gamma$  и отношение приведенной массы колес к массе автомобиля через  $\xi$ , тогда

$$\frac{J_m i_T^2}{r^2} \eta_T = \gamma \frac{G_a}{g} \quad (36)$$

и

$$\sum \frac{J_{\kappa}}{r^2} = \xi \frac{G_a}{g}. \quad (37)$$

Подставив эти выражения в уравнение (35), получим

$$\frac{dv}{dt} = \frac{P_{\kappa} - \sum W}{\frac{G_a}{g} (1 + \gamma + \xi)}. \quad (38)$$

Обозначим далее

$$1 + \gamma + \xi = \delta, \quad (39)$$

где  $\delta$  — коэффициент учета вращающихся масс автомобиля.

При движении автомобиля с выключенным сцеплением, например, при торможении или движении накатом, в уравнении (39) следует принять  $\gamma = 0$ . Подставив уравнение (39) в уравнение (38), приходим к основной форме дифференциального уравнения движения автомобиля:

$$\frac{dv}{dt} = \frac{g}{\delta G_a} (P_{\kappa} - \sum W). \quad (40)$$

Отметим, что в уравнении (40)  $P_{\kappa}$  представляет собой величину тяговой силы в случае установившегося движения. При неравномерном, например ускоренном, движении автомобиля следовало бы учитывать, как влияет на величину тяговой силы затрата энергии двигателя на приращение кинетической энергии всех вращающихся деталей, расположенных между коленчатым валом двигателя и точкой приложения тяговой силы, в частности, на приращение кинетической энергии маховика двигателя и ведущих колес автомобиля. При этом в общем выражении кинетической энергии автомобиля надо было бы исключить соответствующие члены. Такой подход отражал бы истинную физическую сторону явления. Однако,

так как во всех расчетах и исследованиях исходят из величин  $P_{\kappa}$ , экспериментально найденных для установившегося движения, то целесообразно относить приращение кинетической энергии маховика и ведущих колес ко всей системе автомобиля, тем более что на конечные результаты и выводы это влияния не оказывает. Данный прием не обеспечивает абсолютно точных конечных результатов только в случае исследования разгона, сопровождающегося частичным буксованием ведущих колес. В то же время законы сцепления шин с дорогой в этих условиях еще достаточно не изучены, а сама задача не имеет существенного практического значения.

Необходимо отметить также, что при неустановившемся движении характер рабочих процессов двигателя фактически несколько видоизменяется, что может оказать известное влияние, в частности, на величину тяговой силы.

Интегрирование и анализ выведенного выше дифференциального уравнения движения автомобиля дают возможность оценивать тяговые свойства рассматриваемого автомобиля и решать все основные задачи, связанные с его прямолинейным движением в различных условиях.

Выше были рассмотрены отдельные величины, входящие в дифференциальное уравнение движения автомобиля. В частности, величина  $\sum W$ , как указывалось, может быть представлена в следующем виде [см. выражения (12), (13) и (14)]:

$$\begin{aligned} \sum W &= W_f + W_h + W_w = \\ &= G_a f \cos \alpha + G_a \sin \alpha + \kappa F v^2, \end{aligned} \quad (41)$$

где  $v$  — скорость автомобиля в м/сек, или

$$\sum W = G_a (f \cos \alpha + \sin \alpha) + \frac{\kappa F v_a^2}{3,6^2}, \quad (42)$$

где  $v_a$  — скорость автомобиля в км/час.

Если принять, что  $\cos \alpha \approx 1$  и  $\sin \alpha \approx \operatorname{tg} \alpha$  (допустимость этого для малых углов  $\alpha$  была отмечена выше), то

$$f \cos \alpha + \sin \alpha \approx f + \operatorname{tg} \alpha = f + h.$$

Обозначая сумму  $f + h = \psi$ , получаем

$$\sum W = G_a \psi + \frac{\kappa F v_a^2}{3,6^2}. \quad (43)$$

Величина  $\psi$  называется коэффициентом суммарного сопротивления дороги, так как при заданном типе шин этот коэффициент определяет сопротивление, обусловленные профилем, покрытием и состоянием дороги.

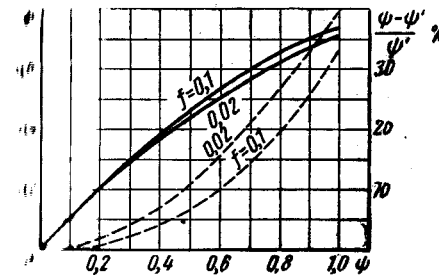
При увеличении угла  $\alpha$  указанная замена точного значения величины  $f \cos \alpha + \sin \alpha$  приближенным ( $f + h$ ) может вызывать существенную ошибку. Для оценки этой ошибки обозначим:

$$\psi' = f \cos \alpha + \sin \alpha.$$

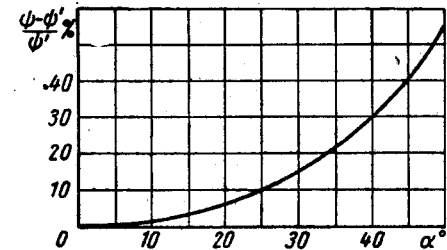
Разделив все члены равенства на  $\cos \alpha$ , получим

$$\frac{\psi'}{\cos \alpha} = f + \operatorname{tg} \alpha. \quad (44)$$

Так как  $\psi = f + \operatorname{tg} \alpha$ , то очевидно, что соотношение между коэффициентом  $\psi'$  и  $\psi$  будет меняться в зависимости от значения  $f$ ; при определенной постоянной величине  $\psi$  увеличение коэффициента  $f$  будет соответствовать уменьшению угла  $\alpha$ . В этом случае разница между  $\psi'$  и  $\psi$  будет также уменьшаться. На числовые значения указанного соотношения изменение  $f$  влияет, однако,



Фиг. 27.



Фиг. 28.

мало. На фиг. 27 показаны результаты подсчетов при двух резко разнящихся между собой значениях  $f$ , равных 0,02 и 0,1. Разница в величине  $\psi'$  для обоих случаев даже при больших значениях  $\psi$  весьма невелика. Там же штриховой линией показана величина ошибки в процентах, получающаяся в том случае, когда вместо значения  $\psi'$  принято приближенное значение  $\psi$ . Чтобы выразить эту же ошибку непосредственно в зависимости от угла подъема  $\alpha$ , напишем на основании уравнения (44):

$$\frac{\psi - \psi'}{\psi'} \cdot 100\% = \frac{1 - \cos \alpha}{\cos \alpha} \cdot 100\%.$$

Из построенного по этому выражению графика (фиг. 28) следует, что при углах подъема около  $25^\circ$  ( $h = 0,456$ ) ошибка достигает 10%. Таким образом, при значительных углах подъема, которые могут преодолевать автомобили специальных типов, заменять величину  $f \cos \alpha + \sin \alpha$  величиной  $f + h$  не следует.

Перепишем теперь уравнение (40), подставив в него вместо  $\sum W$  действительное значение сопротивлений по уравнению (41):

$$\frac{dv}{dt} = \frac{g}{\delta G_a} \left( P_{\kappa} - G_a f \cos \alpha - G_a \sin \alpha - \frac{\kappa F v_a^2}{3,6^2} \right). \quad (45)$$

Если известна связь между  $P_{\kappa}$  и  $v_a$ , то по приведенному выражению можно установить для каждого рассматриваемого автомобиля при заданных условиях движения зависимость ускорений, развиваемых



автомобилем, от скорости движения. Эту зависимость можно использовать для оценки тяговых качеств автомобиля и для решения некоторых частных задач.

## § 2. КОЭФФИЦИЕНТ УЧЕТА ВРАЩАЮЩИХСЯ МАСС

Подставив в уравнение (39) значения  $\gamma$  и  $\xi$ , находим

$$\delta = \frac{\frac{G_a}{g} + J_m \frac{i_T^2}{r^2} \eta_T + \sum J_k \frac{1}{r}}{\frac{G_a}{g}} \quad (46)$$

Таким образом, для определения величин  $\delta$  необходимо знать моменты инерции вращающихся деталей двигателя и колес автомобиля; остальные вращающиеся массы автомобиля, моменты инерции которых малы, обычно не учитываются.

Общий момент инерции вращающихся деталей двигателя в основном определяется моментами инерции маховика, деталей сцепления, вращающихся вместе с маховиком, и коленчатого вала в сборе с шатунами.

Момент инерции маховика может быть определен, если известны его размеры и удельный вес металла, из которого он изготовлен. Несколько труднее найти подсчетом момента инерции вращающихся деталей сцепления, коленчатого вала и шатунов; еще более трудоемок подсчет моментов инерции колес в сборе с шинами ввиду их сложной конфигурации и неоднородности материалов, из которых изготовлены шины. Поэтому более целесообразно находить указанные моменты инерции опытным путем, методами, излагаемыми в курсах прикладной механики.

Моменты инерции вращающихся деталей двигателя в среднем колеблются в пределах: для легковых автомобилей 0,02—0,07, для грузовых автомобилей 0,04—0,3 кгм/сек<sup>2</sup>.

При этом момент инерции собственно маховика составляет 65—80% общего момента инерции вращающихся деталей двигателя.

Величины моментов инерции колес в сборе с шиной, тормозным барабаном и ступицей в среднем колеблется в пределах: для легковых автомобилей 0,10—0,30 кгм/сек<sup>2</sup>, для грузовых автомобилей 0,70—2,5 кгм/сек<sup>2</sup>.

Приведенные величины не применимы для автомобильных колес специальных типов.

Момент инерции колеса с шиной без тормозного барабана и ступицы составляет в среднем до 90—95% момента инерции колеса в сборе.

При подсчете суммарного момента инерции колес следует учитывать, что задние колеса грузовых автомобилей в большинстве случаев имеют двойные скаты.

Пользуясь приведенными выше данными и формулами (36), (37) и (39), можно подсчитать для соответствующих автомобилей величины  $\gamma$ ,  $\xi$ , а затем и  $\delta$ .

В качестве примера в табл. 1 приведены значения коэффициента  $\delta$  для некоторых автомобилей.

Таблица 1

Коэффициент учета вращающихся масс

Автомобиль	Передачи				
	Первая	Вторая	Третья	Четвертая	Пятая
М-20 «Победа»	1,39	1,14	1,07	—	—
ЗИЛ-110	1,20	1,10	1,06	—	—
ГАЗ-51	1,77	1,21	1,09	1,06	—
ЗИЛ-150	2,32	1,40	1,16	1,07	1,06
ЗИЛ-151	6,46	2,57	1,54	1,18	1,13
МАЗ-200	2,62	1,52	1,17	1,08	1,06

Данные табл. 1 показывают, что приведенная масса автомобиля на низких передачах может быть в несколько раз больше действительной поступательно перемещающейся массы.

В тех случаях, когда точное значение коэффициента  $\delta$  не известно, и проведение соответствующих экспериментов затруднительно, можно подсчитывать  $\delta$  по приближенной эмпирической формуле, предложенной акад. Е. А. Чудаковым:

$$\delta = 1 + \sigma i_k^2.$$

Для современных автомобилей величина  $\delta$  колеблется в пределах 0,04—0,09.

Указанной формулой не учитывается изменение коэффициента  $\delta$  в зависимости от изменения веса автомобиля. Например, для грузового автомобиля без нагрузки коэффициент  $\delta$  больше, чем для автомобиля с полной нагрузкой, в среднем на прямой передаче на 5% и на первой передаче на 50%.

Для трех- и четырехосных автомобилей коэффициент  $\delta$  может доходить до величины, большей чем для двухосных, вследствие увеличения суммарного момента инерции колес, а также возрастания общего передаточного числа трансмиссии из-за наличия понижающей ступени в раздаточной коробке.

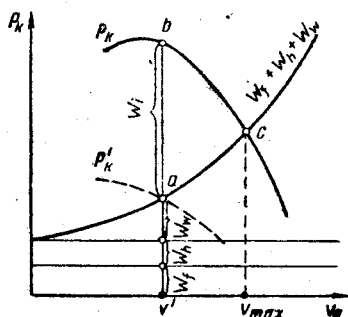
Коэффициент  $\delta$  существенно увеличивается также при установке на автомобиль шин большого диаметра с широким профилем, имеющих большой момент инерции.

## § 3. ТЯГОВЫЙ БАЛАНС АВТОМОБИЛЯ

Сделав перестановку членов в уравнении (45), получим

$$P_{\kappa} = G_a f \cos \alpha + G_a \sin \alpha + \frac{\kappa F v_a^2}{3,6^2} + \frac{\delta G_a}{g} \cdot \frac{dv}{dt}. \quad (47)$$

Последний член этого выражения представляет собой то дополнительное сопротивление движению, которое обусловлено поступательным ускорением  $\frac{dv}{dt}$  автомобиля, имеющего приведенную массу



Фиг. 29.

$\frac{\delta G_a}{g}$ . Это сопротивление можно назвать сопротивлением разгону и обозначить  $W_j$ .

Уравнение (46), показывающее, что при движении автомобиля тяговая сила  $P_{\kappa}$  в каждый данный момент равна сумме всех сил сопротивления, представляет собой так называемый *тяговый баланс автомобиля*. В общем виде выражение тягового баланса может быть написано следующим образом:

$$P_{\kappa} = W_f + W_h + W_w + W_j. \quad (48)$$

Для анализа тягового баланса удобно воспользоваться его графической интерпретацией. С этой целью отложим в координатах  $P_{\kappa}$ ,  $v_a$  кривую, представляющую для рассматриваемого автомобиля зависимость тяговой силы на ведущих колесах от скорости (фиг. 29). Далее, проведем кривые сопротивлений движению в зависимости от скорости, последовательно суммируя их ординаты:

$$W_f = G_a f \cos \alpha;$$

$$W_h = G_a \sin \alpha;$$

$$W_w = \frac{\kappa F v_a^2}{3,6^2}.$$

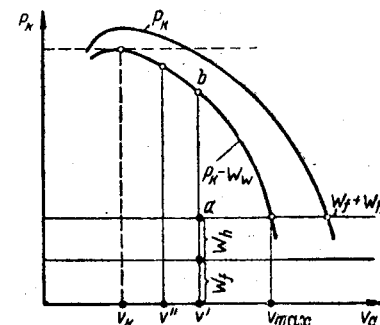
Коэффициент качения  $f$  зависит от скорости движения автомобиля; однако в тех пределах, в которых практически изменяется скорость, коэффициент  $f$  можно считать постоянным.

Полученный график носит название *тяговой диаграммы автомобиля*. Так как при любой скорости движения  $v_a$  тяговая сила  $P_{\kappa}$  равна сумме всех сил сопротивления, то очевидно, что отрезок  $ab$ , заключенный между кривой  $P_{\kappa}$  и кривой суммарного сопротивления ( $W_f + W_h + W_w$ ), представляет собой остающуюся тяговую силу

$W_j$ , которая используется для ускорения поступательного движения автомобиля. Определив  $W_j$  по графику или из выражения (48), зная величину  $\delta$ , находим ускорение автомобиля при данной скорости и при заданных дорожных условиях.

Точка с пересечения кривой  $P_{\kappa}$  с кривой суммарного сопротивления ( $W_f + W_h + W_w$ ), в которой тяговая сила, используемая для создания поступательного ускорения, становится равной нулю, характеризует переход автомобиля от ускоренного движения к равномерному (ускорение становится равным нулю). Таким образом, точка с определяет максимальную скорость рассматриваемого автомобиля при полностью открытой дроссельной заслонке и заданных дорожных условиях.

Если почему-либо требуется обеспечить равномерное движение при меньшей скорости, например, при скорости  $v'$ , то водитель должен прикрыть дроссельную заслонку, уменьшив тем самым тяговую силу на ведущих колесах. Уменьшенной тяговой силе на фиг. 29 соответствует штриховая кривая  $P'_{\kappa}$ , точка пересечения  $a$  которой с кривой суммарного сопротивления и определит максимальную скорость автомобиля при данных условиях.



Фиг. 30.

Пользуясь тяговой диаграммой, можно решать и другие задачи. В частности, можно определять те сопротивления, которые может преодолеть автомобиль при заданной скорости. Однако эту задачу легче решить, если представить указанную диаграмму в несколько ином виде.

Перегруппируем члены выражения тягового баланса таким образом, чтобы в левой части стояли члены, не зависящие от веса автомобиля:

$$P_{\kappa} - \frac{\kappa F v_a^2}{3,6^2} = G_a f \cos \alpha + G_a \sin \alpha + \frac{\delta}{g} G_a \frac{dv}{dt}. \quad (49)$$

Разность  $P_{\kappa} - \frac{\kappa F v_a^2}{3,6^2}$  представляет собой избыточную тяговую силу, которая может быть использована для преодоления сопротивления дороги и ускорения движения автомобиля. Для построения графика по выражению (48) откладываем вниз от кривой  $P_{\kappa}$  отрезки, соответствующие значениям  $W_w$  при различных скоростях движения (фиг. 30), и проводим через концы этих отрезков плавную кривую, выражающую зависимость разности сил  $P_{\kappa} - W_w$  от скорости движения автомобиля. Параллельно оси откладываем

прямые, представляющие собой сопротивление качению  $W_f$  и сопротивление подъему  $W_h$ , последовательно суммируя их ординаты.

По аналогии с предыдущим нетрудно прийти к выводу, что отрезок  $ab$ , заключенный между кривой  $P_k - W_w$  и горизонталью, представляющей суммарное сопротивление дороги  $W_f + W_h$  будет равен тому остающемуся усилию  $W_j$ , которое при скорости  $v'$  может быть использовано для разгона автомобиля. Точка пересечения указанной кривой с горизонталью определит максимальную скорость  $v_{\max}$  в заданных условиях.

Из графика видно, что чем меньше ускорение, развиваемое автомобилем при данной скорости, тем большие сопротивления дороги он сможет преодолеть. И, наоборот, чем меньше сопротивления дороги, тем с большим ускорением сможет двигаться автомобиль.

Для равномерного движения в выражении тягового баланса (49) последний член следует приравнять нулю, после чего получим

$$P_k - \frac{\kappa F v_a^2}{3,6^2} = G_a f \cos \alpha + G_a \sin \alpha. \quad (50)$$

В этом случае вся избыточная тяговая сила расходуется только на преодоление сопротивления дороги.

Таким образом, чтобы найти то максимальное сопротивление дороги, которое автомобиль может преодолеть при заданной скорости, например  $v''$ , следует провести через точку, соответствующую  $v''$ , вертикаль до пересечения с кривой  $P_k - W_w$  и полученное значение избыточной тяговой силы подставить в левую часть уравнения (50).

Деля обе части этого уравнения на  $G_a$ , получаем

$$\frac{P_k - \frac{\kappa F v_a^2}{3,6^2}}{G_a} = f \cos \alpha + \sin \alpha. \quad (51)$$

Обозначим отношение избыточной тяговой силы к полному весу автомобиля буквой  $D$ , тогда

$$D = f \cos \alpha + \sin \alpha. \quad (52)$$

Пользуясь этим выражением и зная величину  $D$ , можно найти при заданном значении коэффициента качения  $f$  максимальный угол преодолеваемого подъема.

Если допустить, что искомый угол мал, и считать, что  $\cos \alpha \approx 1$  и  $\sin \alpha \approx \operatorname{tg} \alpha$ , то

$$\operatorname{tg} \alpha = h \approx (D - f), \quad (53)$$

Для точного решения уравнения (52) выразим  $\cos \alpha$  через  $\sin \alpha$ . В результате получим квадратное уравнение

$$(1 + f^2) \sin^2 \alpha - 2D \sin \alpha + (D^2 - f^2) = 0.$$

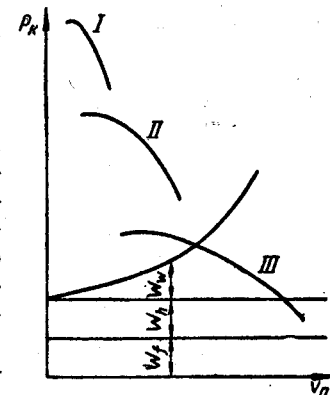
Уравнение это имеет два корня. Рассматривая только тот корень, который при реальных соотношениях величин  $D$  и  $f$  является вещественным и положительным, находим

$$\sin \alpha = \frac{D - f \sqrt{1 - D^2 + f^2}}{1 + f^2}. \quad (54)$$

Так как для рассматриваемого случая  $1 > D > f$ , то данный корень вещественный и положительный. Сопоставляя уравнения (53) и (54), приходим к выводу, что точное значение максимального угла преодолеваемого подъема будет несколько меньше, чем значение, определяемое по приближенной формуле (53).

Максимальное сопротивление дороги, которое вообще может преодолеть автомобиль при установившемся движении на данной передаче, определяется максимальным значением избыточной тяговой силы  $P_k - W_w$ . Для нахождения указанного сопротивления достаточно провести горизонтальную линию, касательную к кривой  $P_k - W_w$  (фиг. 30). Точка касания определит максимальное значение избыточной тяговой силы, по которому и подсчитывается максимальное значение преодолеваемых сопротивлений. Одновременно точкой касания определяется и та скорость, при которой автомобиль преодолевает максимальное сопротивление.

При включении нижней передачи тяговая сила возрастает, и величина преодолеваемых сопротивлений увеличивается. Для иллюстрации этого положения на фиг. 31 показана примерная тяговая диаграмма автомобиля, имеющего трехступенчатую коробку передач. Цифры I—III обозначают соответствующие передачи в коробке передач.



Фиг. 31.

#### § 4. ПОНЯТИЕ ОБ УСТОЙЧИВОСТИ РАБОТЫ СИСТЕМЫ ДВИГАТЕЛЬ—АВТОМОБИЛЬ

В настоящей главе рассматривается вопрос об устойчивости работы системы двигатель — автомобиль т. е. вопрос о возможности движения автомобиля в различных условиях без произвольной остановки двигателя.

Устойчивость собственно автомобиля в отношении возможности его опрокидывания или бокового скольжения рассмотрены в главе VIII.

Пользуясь диаграммой движения автомобиля, например в форме, изображенной на фиг. 29, можно установить, будет ли устойчивой в заданных условиях работа автомобильного двигателя. Для этого рассмотрим кривую, выражающую зависимость тяговой силы  $P_k$  от скорости, совместно с кривой, представляющей зависимость суммарного сопротивления движению от скорости (фиг. 32). Допустим, что при некоторой скорости  $v'$  автомобиль движется равно-

мерно, чему соответствует равенство  $P_k' = \sum W'$ . Если в результате каких-либо случайных обстоятельств скорость автомобиля изменится на  $\Delta v$ , то указанное равенство будет нарушено. При отрицательном значении  $\Delta v$ , т. е. при уменьшении скорости, сила  $P_k < \sum W$ ; вследствие этого, если не переключить передачу, скорость автомобиля и число оборотов коленчатого вала двигателя будут быстро уменьшаться до тех пор, пока двигатель не остановится. При положительном значении  $\Delta v$ , т. е. при увеличении скорости, сила  $P_k > \sum W$ ; в этом случае скорость автомобиля будет расти до тех пор, пока она не будет принудительно ограничена или пока при некотором значении скорости  $v''$  не наступит новое равновесное состояние  $P_k'' = \sum W''$ . Таким образом, при скорости  $v'$  движение оказывается неустойчивым.

Проанализируем теперь характер движения автомобиля при скорости  $v''$ . При случайном увеличении скорости возникает неравенство  $P_k < \sum W$ , в результате чего скорость уменьшается до первоначальной величины  $v''$ . При случайном уменьшении скорости получается неравенство  $P_k > \sum W$ , вследствие чего скорость увеличивается и вновь достигает величины  $v''$ .

Таким образом, скорость самовыравнивается, и, следовательно, при скорости  $v''$  движение устойчиво.

В общем виде условие устойчивости движения автомобиля можно сформулировать следующим образом: если при произвольно малом случайном отклонении скорости автомобиля от равновесной возникает избыточная тяговая сила ( $P_k - \sum W > 0$ ), стремящаяся усугубить начавшееся отклонение (увеличить скорость при ее случайном увеличении или уменьшить при случайном уменьшении), то движение автомобиля является неустойчивым. Если при случайном отклонении скорости автомобиля от равновесной, возникает избыточная тяговая сила ( $P_k - \sum W$ ), стремящаяся восстановить равновесную скорость, то движение является устойчивым.

Математическую интерпретацию неустойчивого движения получим, рассматривая кривые, показанные на фиг. 32. Для зоны скорости  $v'$  имеем

$$\text{tg } \alpha'_k > \text{tg } \alpha'_w,$$

где  $\text{tg } \alpha'_w$  — тангенс угла наклона касательной к кривой  $\sum W$ ;

$\text{tg } \alpha'_k$  — тангенс угла наклона касательной к кривой  $P_k$ .

Но

$$\text{tg } \alpha'_k = \frac{dP_k}{dv}; \quad \text{tg } \alpha'_w = \frac{d\sum W}{dv}.$$

Следовательно, неустойчивому движению отвечает неравенство

$$\frac{dP_k}{dv} > \frac{d\sum W}{dv}. \quad (55)$$

В зоне скорости  $v''$  величина  $\text{tg } \alpha_w''$  имеет положительное значение, т. е.

$$\text{tg } \alpha_w'' = \frac{d\sum W}{dv} > 0;$$

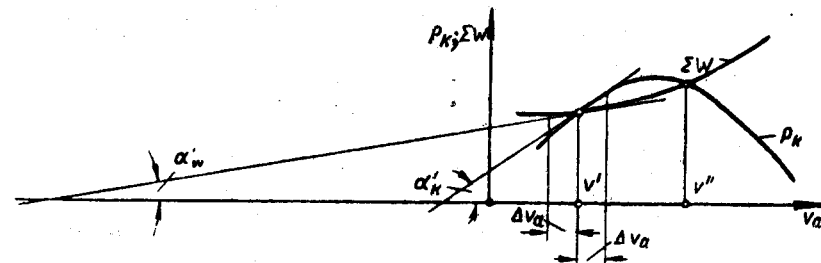
величина  $\text{tg } \alpha_k''$  имеет отрицательное значение, т. е.

$$\text{tg } \alpha_k'' = \frac{dP_k}{dv} < 0.$$

Следовательно, неравенство

$$\frac{dP_k}{dv} < \frac{d\sum W}{dv} \quad (56)$$

отвечает устойчивому движению.



Фиг. 32.

Чем больше угол между кривыми  $P_k$  и  $\sum W$ , тем интенсивнее будет восстанавливаться нарушенное равновесие этих сил и тем скорее условия движения будут возвращаться к исходным. Угол между кривыми  $P_k$  и  $\sum W$ , в свою очередь, зависит от характера их протекания. Чем резче с увеличением скорости  $v_a$  нарастает кривая  $\sum W$  и чем круче падает кривая  $P_k$  в зоне равновесного состояния, тем устойчивее движение. Отсюда, в частности, следует, что движение автомобиля с карбюраторным двигателем будет более устойчивым, чем автомобиля с дизелем, так как характеристика дизеля значительно более пологая, чем карбюраторного двигателя.

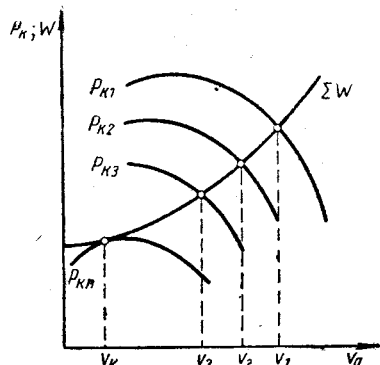
Паровой двигатель и газовая турбина имеют характеристики гиперболического типа с возрастанием момента по мере уменьшения числа оборотов; в соответствии с этим движение парового или газотурбинного автомобиля будет более устойчивым, чем движение автомобиля с двигателем внутреннего сгорания — дизелем или карбюраторным.

Рассмотрим условия перехода от устойчивого движения к неустойчивому. При этом возможны два случая.

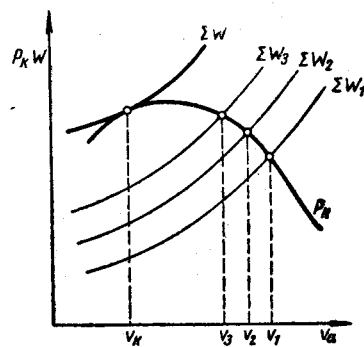
Допустим, что движение происходит по дороге с неизменным сопротивлением при различной степени открытия дроссельной

заслонки. В этом случае на тяговой диаграмме, кроме кривой зависимости тяговой силы  $P_{к1}$  от скорости  $v_a$  при полностью открытой дроссельной заслонке, могут быть проведены кривые  $P_{к2}$ ,  $P_{к3}$ , ..., соответствующие различной степени открытия дроссельной заслонки (фиг. 33).

Если при полностью открытой дроссельной заслонке равновесная скорость равна  $v_1$ , то по мере прикрытия заслонки равновесная скорость будет уменьшаться и получать значения  $v_2$ ,  $v_3$ , ... Минимальная степень открытия дроссельной заслонки, при которой движение еще возможно, определится условием касания кривой  $P_k$  соответ-



Фиг. 33.



Фиг. 34.

ствующей частичной характеристики к кривой  $\Sigma W$ . При некоторой скорости  $v_k$  обе кривые имеют общую касательную, т. е.

$$\frac{dP_k}{dv} = \frac{d\Sigma W}{dv}. \quad (57)$$

Данный случай можно рассматривать как граничный. При случайном увеличении скорости возникнет неравенство  $\frac{dP_k}{dv} < \frac{d\Sigma W}{dv}$ , т. е. движение устойчиво. При случайном уменьшении скорости появится неравенство  $\frac{dP_k}{dv} > \frac{d\Sigma W}{dv}$ , т. е. движение неустойчиво, и начавшееся падение скорости будет продолжаться до тех пор, пока двигатель не перестанет работать, если только не будет увеличена степень открытия дроссельной заслонки или включена передача с большим передаточным числом.

Второй возможный случай перехода от устойчивого движения к неустойчивому соответствует движению при постоянном положении дроссельной заслонки, но по дорогам с изменяющимся сопротивлением (фиг. 34). Равновесное состояние, соответствующее движению по дороге, характеризуемой кривой суммарных сопротивлений  $\Sigma W_1$ , определится скоростью  $v_1$ .

При возрастании сопротивления ( $\Sigma W_2$ ,  $\Sigma W_3$ , ...) равновесные скорости получают значения  $v_2$ ,  $v_3$ , ...

Максимальному сопротивлению, которое может преодолеть автомобиль, соответствует кривая  $\Sigma W$ , касательная к кривой  $P_k$ . Скорость  $v_k$  в соответствии с изложенным выше будет отвечать граничному случаю

$$\frac{dP_k}{dv} = \frac{d\Sigma W}{dv}.$$

Указанную скорость принято называть критической.

Из изложенного следует, что каждому положению дроссельной заслонки соответствует своя определенная величина критической скорости автомобиля, зависящая от характера сопротивлений, возникающих при движении.

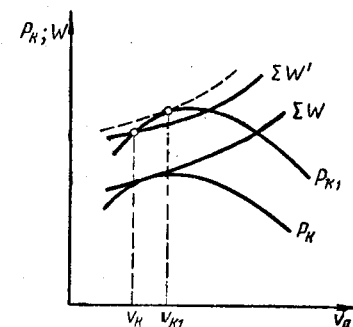
Ниже будет показано, что для практических выводов наибольшее значение имеет критическая скорость автомобиля, соответствующая случаю движения автомобиля при полностью открытой дроссельной заслонке.

Ранее отмечалось, что движение со скоростями, меньшими критической, является неустойчивым; поэтому может возникнуть вопрос, возможно ли вообще движение автомобиля с такими скоростями. Опыт показывает, что в определенных условиях движение со скоростями, меньшими критической, возможно.

Представим, например, что движение происходит с критической скоростью  $v_k$  при минимальном открытии дроссельной заслонки и заданном сопротивлении  $\Sigma W$  (фиг. 35). Далее, пусть сопротивление движению начинает постепенно возрастать, а водитель — постепенно увеличивать открытие дроссельной заслонки так, что скорость движения остается постоянной и равной  $v_k$ . Когда сопротивление движению достигнет некоторой постоянной величины  $\Sigma W'$ , для сохранения постоянной скорости движения  $v_k$  водитель установит дроссельную заслонку в некотором постоянном положении (кривая  $P_{k1}$ ). При таком положении дроссельной заслонки критическая скорость автомобиля, в соответствии с ранее изложенным, будет равна  $v_{k1}$ ; автомобиль же будет двигаться со скоростью  $v_k$ , причем  $v_k < v_{k1}$ .

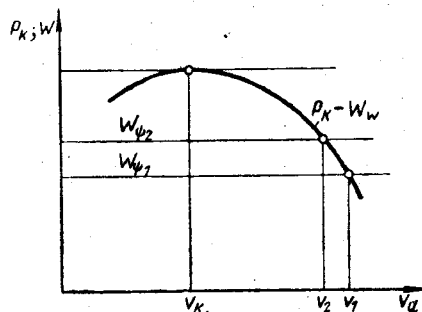
Если теперь вследствие какого-либо случайного обстоятельства скорость автомобиля начнет падать или возрастать, то водитель, воздействуя на дроссельную заслонку, сможет поддерживать в определенных пределах скорость движения на желательном уровне.

Когда дроссельная заслонка открыта полностью, то характер движения несколько меняется; если скорость под влиянием каких-



Фиг. 35.

либо случайных обстоятельств возрастает, то водитель, уменьшив открытие дроссельной заслонки, имеет возможность восстановить первоначальную скорость. При падении же скорости под влиянием случайных обстоятельств (например, при повышении сопротивления движению) водитель восстановить скорость уже не может, и она будет снижаться до тех пор, пока двигатель не перестанет работать. При этом следует иметь в виду, что это происходит не мгновенно, а в течение некоторого времени. За это время причина, вызвавшая падение скорости, может быть устранена (например, автомобиль выйдет на участок дороги с меньшим сопротивлением, вследствие чего скорость автомобиля начнет повышаться) или водитель, учитывая обстоятельства движения, включит более низкую передачу.



Фиг. 36.

на фиг. 32, то можно установить, будет ли устойчивым движение автомобиля, сопоставляя зависимости  $P_k - W_w = P(v_a)$  и  $W_\psi = W(v_a)$ .

Движение будет устойчивым, если

$$\frac{d(P_k - \sum W)}{dv} < \frac{dW_\psi}{dv}, \quad (58)$$

и неустойчивым, если

$$\frac{d(P_k - \sum W)}{dv} > \frac{dW_\psi}{dv}. \quad (59)$$

На фиг. 36 видно, что при движении по дороге, характеризуемой коэффициентом суммарного сопротивления  $\psi_1$ , равновесное состояние, соответствующее устойчивому движению, будет при скорости  $v_1$ , а в случае движения по дороге, характеризуемой коэффициентом  $\psi_2$ , — при скорости  $v_2$ .

Граница устойчивого движения определится скоростью, соответствующей точке касания прямой, параллельной оси абсцисс, и кривой  $(P_k - W_w)$ ; отсюда следует, что критическая скорость,

при включенной наиболее низкой передаче и полностью открытой дроссельной заслонке движение автомобиля со скоростью меньше критической практически невозможно, так как случайное нарушение равновесного состояния вызовет невосстанавливаемое снижение скорости, в результате чего двигатель перестанет работать.

Если имеется тяговая диаграмма движения, как показанная на фиг. 32, то можно установить, будет ли устойчивым движение автомобиля, сопоставляя зависимости  $P_k - W_w = P(v_a)$  и  $W_\psi = W(v_a)$ .

Движение будет устойчивым, если

и неустойчивым, если

ниже которой скорость автомобиля становится неустойчивой, всегда соответствует максимуму кривой  $(P_k - W_w) = P(v)$  или кривых, производных от нее.

При рассмотрении устойчивости работы системы двигатель — автомобиль не учитывались особенности работы двигателя в случае установки на нем регулятора, а также при наличии на автомобиле бесступенчатой автоматической передачи или гидромукты.

### § 5. ДИНАМИЧЕСКАЯ ХАРАКТЕРИСТИКА АВТОМОБИЛЯ

Выше было показано, что, зная зависимость величины избыточной тяговой силы от скорости автомобиля, можно решать основные задачи по определению параметров движения автомобиля. Однако эта величина не может быть непосредственно использована в качестве измерителя для сравнительной оценки тяговых качеств автомобиля. Действительно, если, например, два автомобиля неодинакового веса развивают равную избыточную тяговую силу, то очевидно, что тяговые качества будут выше у более легкого автомобиля. Поэтому нужен такой измеритель, который позволял бы давать сравнительную оценку автомобилям по их тяговым качествам независимо от веса. В качестве такого измерителя принята предложенная Е. А. Чудаковым удельная избыточная тяговая сила, названная им *динамическим фактором* автомобиля.

На основании уравнения (49) можно написать

$$D = \frac{P_k - \sum W}{G_a} = f \cos \alpha + \sin \alpha + \frac{\delta}{g} \cdot \frac{dv}{dt}, \quad (60)$$

При незначительных углах подъема ( $\cos \alpha \approx 1$ ,  $\sin \alpha \approx 0$ ) можно принять

$$D \approx \psi + \frac{\delta}{g} \cdot \frac{dv}{dt}. \quad (61)$$

При равномерном движении

$$D = f \cos \alpha + \sin \alpha \approx \psi. \quad (62)$$

При помощи динамического фактора автомобиля можно не только оценивать тяговые качества автомобиля, но и достаточно просто решать ряд тяговых задач.

Зная динамический фактор  $D$  на прямой передаче, можно определить его значение для любой другой передачи. Если на прямой передаче

$$D = \frac{P_k - \frac{\kappa F v_a^2}{3,6^2}}{G_a}, \quad (63)$$

то на промежуточной передаче, которой соответствует передаточное число  $i_k$ , при сохранении того же режима работы двигателя тяговая сила на ведущих колесах возрастет, а скорость движения автомобиля уменьшится в  $i_k$  раз, и новое значение динамического фактора будет

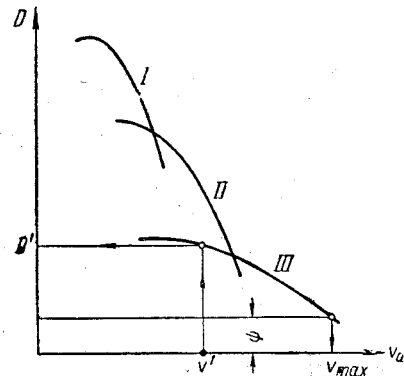
$$D_{i_k} = \frac{P_k i_k - \frac{\kappa F v_a^2}{3,6^2 i_k^2}}{G_a} \quad (64)$$

При движении на низших передачах с малыми скоростями второй член числителя уравнения (64) ввиду его малости можно не принимать во внимание.

Исключив из уравнений (63) и (64) значение  $P_k$ , после преобразования получим

$$D_{i_k} = D + \frac{\kappa F v_a^2}{3,6^2 G_a} \left( \frac{i_k^3 - 1}{i_k^2} \right) \quad (65)$$

В эту формулу следует подставлять значения  $D$  и  $v_a$  на прямой передаче; при этом нужно помнить, что новое значение динамического фактора будет соответствовать и новому значению скорости, равному  $\frac{v_a}{i_k}$ .



Фиг. 37.

Если величину динамического фактора на каждой передаче отложить на графике в зависимости от скорости, то получим так называемую динамическую характеристику автомобиля (фиг. 37). Число кривых на этом графике равно числу передач. На фиг. 37 и последующих фигурах соответствующие передачи обозначены римскими цифрами. При помощи динамической характеристики весьма просто решается большинство тяговых задач.

При установившемся движении автомобиля, т. е. при движении его с максимальной для заданных условий скоростью, динамический фактор  $D$  согласно уравнению (62) равен коэффициенту суммарного сопротивления  $\psi$ . Следовательно, если на динамической характеристике автомобиля провести горизонтальную прямую на расстоянии  $\psi$  от оси абсцисс ( $\psi$  должно быть отложено в том же масштабе, что и динамический фактор  $D$ ) до пересечения с кривой динамической характеристики, то графически будет найдена та скорость, при которой  $D = \psi$ . Эта скорость для данных условий движения и будет максимальной.

Если, наоборот, требуется найти максимальное сопротивление, которое автомобиль может преодолеть при движении на некоторой заданной скорости  $v'$  и определенной передаче, достаточно провести прямую, перпендикулярную к оси абсцисс в точке, соответствующей указанной скорости. Проектируя точку пересечения этой прямой с кривой динамической характеристики на ось ординат, находим, чему равен динамический фактор  $D'$  автомобиля на данной передаче, а следовательно и то максимальное сопротивление, которое может при этом преодолеть автомобиль.

Чтобы найти максимальное сопротивление, которое вообще может преодолеть автомобиль при установившемся движении на той или другой передаче, надо провести горизонтальную прямую, касательную к соответствующей ветви динамической характеристики. Точка пересечения этой прямой с осью ординат определит максимальное значение динамического фактора, а следовательно и максимальное сопротивление, преодолеваемое автомобилем на данной передаче.

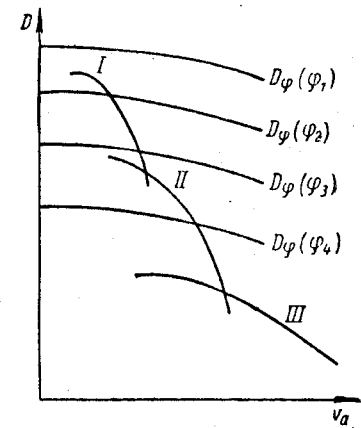
В действительных условиях движения величина максимального преодолеваемого сопротивления может иногда ограничиваться буксованием. Чтобы учесть это обстоятельство, подставим в выражение динамического фактора (64) максимальное значение тяговой силы, которая может быть передана без буксования ведущих колес  $P_{k \max} = R\varphi^*$ , где  $R$  — суммарная нормальная реакция между дорогой и колесами рассматриваемой оси.

Тогда

$$D_\varphi = \frac{R\varphi - \frac{\kappa F v_a^2}{3,6^2}}{G_a} \quad (66)$$

Нанеся на динамическую характеристику автомобиля соответствующие кривые  $D_\varphi$  при различных значениях коэффициента сцепления (фиг. 38), можно выделить области практического использования динамических качеств автомобиля, найденных по параметрам двигателя для случая равномерного движения. Значения динамического фактора, соответствующие участкам кривых  $D$ , лежащим выше точек пересечения их с кривыми  $D_\varphi$ , в данных условиях движения не могут быть использованы.

\* Подробнее о величинах  $R$  и  $\varphi$  см. в главе IV.



Фиг. 38.

Так как буксование обычно наблюдается на низших передачах при малых скоростях движения, то вторым членом числителя в выражении (66) можно пренебречь и приближенно считать

$$D_{\varphi} = \frac{R_{\varphi}}{G_a}. \quad (67)$$

Другими словами,  $D_{\varphi}$  пропорционально суммарной нормальной реакции между дорогой и ведущими колесами. В соответствии с этим значение  $D_{\varphi}$  для автомобиля со всеми ведущими колесами будет значительно выше, чем для автомобиля только с задними ведущими колесами; автомобиль со всеми ведущими колесами сможет преодолеть без буксования большие сопротивления, т. е. проходимость (вездеходность) его будет значительно выше.

Общее число осей автомобилей, и в том числе ведущих, зависит в основном от назначения автомобиля и его общего веса. Для автомобилей повышенной и высокой проходимости применяются компоновки с двумя, тремя и четырьмя ведущими осями. При этом при движении по хорошей дороге у двухосных и трехосных автомобилей выключается привод к одной из осей (обычно передней), а у четырехосных автомобилей — обычно к двум осям.

Следует указать, что при увеличении числа ведущих осей автомобиля усложняется компоновочная схема автомобиля и его конструкция, что в условиях движения по плохим дорогам и вне дорог окупается повышением проходимости автомобиля и его грузоподъемности.

Максимальный динамический фактор колеблется в среднем в пределах:

	Первая передача	Прямая передача
Легковые автомобили . . . . .	0,25—0,40	0,08—0,150
Грузовые » . . . . .	0,3—0,5	0,004—0,06

## § 6. ВЛИЯНИЕ ПАРАМЕТРОВ АВТОМОБИЛЯ НА ЕГО ТЯГОВЫЕ КАЧЕСТВА

Рассмотрим зависимость динамических качеств автомобиля от основных параметров самого автомобиля: веса, фактора обтекаемости и передаточного числа главной передачи. Вначале установим зависимость динамического фактора от веса автомобиля.

При неизменных прочих параметрах автомобиля величина его динамического фактора изменяется обратно пропорционально весу, зависящему от величины полезной нагрузки. Если при заданном весе  $G_a$  динамический фактор автомобиля равен  $D$ , то при некотором измененном весе  $G'_a$

$$D_G = D : \frac{G'_a}{G_a}$$

или

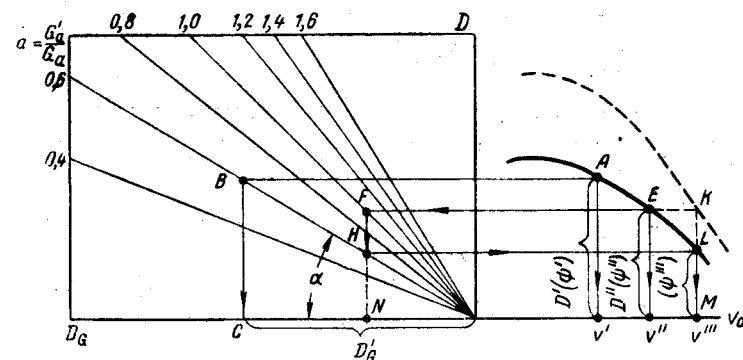
$$D_G = \frac{D}{a}, \quad (68)$$

где

$$a = \frac{G'_a}{G_a}.$$

Если, например, известен динамический фактор для груженого автомобиля, то, пользуясь выражением (68), можно найти динамический фактор для негруженого или частично груженого автомобиля.

Динамический фактор в зависимости от нагрузки автомобиля можно определять графически. Допустим, что для данного исходного веса  $G_a$  автомобиля динамическая характеристика построена; продолжим влево ось абсцисс динамической характеристики (фиг. 39) и будем откладывать на ней значения  $D_G$  и том же масштабе, в котором отложены по вертикальной оси значения  $D$ .



Фиг. 39.

Проведем затем из начала координат ряд наклонных лучей, характеризующихся углами  $\alpha$ , выбранными так, чтобы  $\operatorname{tg} \alpha = a = \frac{G'_a}{G_a}$ . Пусть при некоторой скорости  $v'$  динамический фактор при исходном весе автомобиля равен  $D'$ . Преодолеваемое при этом суммарное сопротивление дороги определяется коэффициентом  $\psi'$ . Из точки  $A$  динамической характеристики проведем прямую, параллельную оси абсцисс, до пересечения с лучом, характеризующим изменение веса автомобиля (например,  $a = 0,6$ ). Опустим из точки  $B$  перпендикуляр на ось абсцисс. Точка  $C$  определит новое значение динамического фактора  $D_G$ .

Приведенный график можно использовать для нахождения скоростей движения при изменении веса автомобиля. Допустим, что при заданном весе автомобиля  $G_a$  при движении по дороге, характеризуемой коэффициентом суммарного сопротивления  $\psi''$ , максимальная скорость автомобиля равна  $v''$ ; из точки  $E$  проводим параллельно оси абсцисс прямую, соответствующую значению  $D'' = \psi''$ , до пересечения с прямой  $a = 1$ .

Из точки пересечения  $F$  опускаем перпендикуляр к оси абсцисс до встречи с прямой, соответствующей новому, измененному весу, например  $a = 0,6$ . Из полученной точки  $H$  проводим прямую, параллельную  $EF$ , до пересечения с кривой динамической характеристики; точка  $L$  определит новое значение скорости  $v'''$ .

Действительно, для изменившегося веса автомобиля можно построить новую динамическую характеристику (штриховая кривая на фиг. 39), причем



ординаты новой и исходной кривых будут относиться как  $\frac{G_a}{G'_a}$ . Максимальная скорость  $v'''$  автомобиля весом  $G'_a$  при сопротивлении  $\psi''$  определится точкой  $M$ , т. е. основанием перпендикуляра, опущенного из точки  $K$  на ось абсцисс. Этот перпендикуляр пересечет в точке  $L$  исходную динамическую характеристику. В этой же точке указанную кривую пересечет и прямая, параллельная оси абсцисс, проведенная из точки  $H$ , что следует из равенства отношений

$$\frac{HN}{FN} = \frac{G'_a}{G_a} = \frac{LM}{KM}.$$

На основании изложенного можно также сделать вывод, что нахождение максимальных скоростей при изменении веса автомобиля, когда  $\psi = \text{const}$ , равнозначно условному пропорциональному изменению  $\psi$  при неизменном весе. Применительно к фиг. 39 имеем

$$\psi''' = \psi'' \frac{G'_a}{G_a}.$$

Чтобы выявить зависимость динамического фактора от фактора обтекаемости при прочих неизменных параметрах автомобиля, сопоставим величину динамического фактора при первоначальном значении фактора обтекаемости  $kF$

$$D = \frac{P_{\kappa} - \frac{\kappa F v_a^2}{3,6^2}}{G_a}$$

с величиной динамического фактора при новом измененном значении фактора обтекаемости  $(kF)'$ :

$$D_{\kappa F} = \frac{P_{\kappa} - \frac{(\kappa F)' v_a^2}{3,6^2}}{G_a}.$$

Исключая из этих выражений значения  $P_{\kappa}$ , находим

$$D_{\kappa F} = D + \frac{[\kappa F - (\kappa F)'] v_a^2}{3,6^2 G_a} = D + \frac{\kappa F v_a^2}{3,6^2 G_a} (1 - b), \quad (69)$$

где

$$b = \frac{(\kappa F)'}{\kappa F}.$$

Если при неизменных прочих параметрах изменить передаточное отношение главной передачи, то новое измененное значение динамического фактора будет

$$D_{i_0} = \frac{P_{\kappa} \frac{i'_0}{i_0} - \frac{\kappa F v_a^2}{3,6^2} \left(\frac{i_0}{i'_0}\right)^2}{G_a} = \frac{P_{\kappa} c - \frac{\kappa F v_a^2}{3,6^2 c^2}}{G_a},$$

где  $i_0$  — заданное передаточное число главной передачи;  
 $i'_0$  — новое измененное передаточное число главной передачи;

$$c = \frac{i'_0}{i_0}.$$

Сопоставляя это выражение с общим выражением динамического фактора, находим

$$D_{i_0} = Dc + \frac{\kappa F v_a^2}{3,6^2 G_a} \left(\frac{c^3 - 1}{c^2}\right). \quad (70)$$

Если при неизменном значении  $i_0$  включить промежуточную передачу коробки передач, то величина  $c$  будет характеризовать изменение общего передаточного числа всей трансмиссии, т. е.  $c$  будет равно передаточному числу  $i_{\kappa}$  коробки передач. В этом случае выражение (70) совпадает с приведенным выше выражением (65).

Рассмотренные соотношения дают возможность провести динамический анализ в процессе проектирования автомобиля и выбора основных его параметров; в особенности в тех случаях, когда задан базовый автомобиль и в него вносят те или другие конструктивные изменения. Если при этом фактор обтекаемости изменяется в небольших пределах, то можно не учитывать второго члена правой части уравнения (69) ввиду его малости.

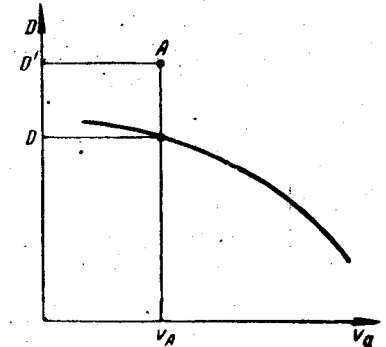
В результате последующего уточнения передаточное число главной передачи обычно также изменяется мало, поэтому величина  $c$  оказывается близкой к единице. Следовательно, вторым членом правой части уравнения (69) также можно пренебречь. Окончательно получим

$$D_{i_0} \approx D \frac{i'_0}{i_0}. \quad (71)$$

Несколько сложнее решается задача о таком изменении передаточного числа главной передачи, которое могло бы обеспечить требуемое изменение (например, увеличение) величины динамического фактора автомобиля при неизменной скорости движения. Предположим, что задана динамическая характеристика автомобиля (фиг. 40) и что при некоторой скорости  $v_A$  динамический фактор равен  $D$ ; требуется так изменить передаточное число главной передачи, чтобы динамический фактор увеличился до величины  $D'$ .

Пользуясь указанной динамической характеристикой и уравнением

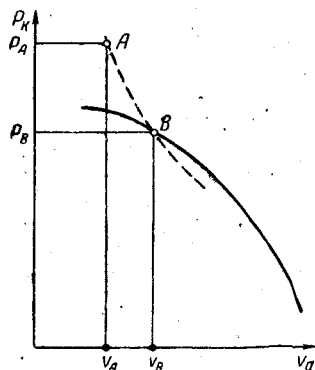
$$P_{\kappa} = G_a D + \frac{\kappa F v_a^2}{3,6^2},$$



Фиг. 40.

строим кривую зависимости тяговой силы  $P_k$  от скорости (фиг. 41). Вне этой кривой отмечаем точку  $A$ , которая соответствует требуемой новой величине динамического фактора  $D'$  при скорости  $v_A$ .

На кривой  $P_k = P(v_a)$  находим такую точку  $B$ , которая после пропорционального увеличения тяговой силы и уменьшения скорости совпала бы с точкой  $A$ . Обозначим координаты искомой точки  $B$  через  $P_B$  и  $v_B$ , а заданной точки через  $P_A$  и  $v_A$ .



Фиг. 41.

Исходя из обратно пропорционального изменения тяговой силы и скорости, можем написать.

$$\frac{P_A}{P_B} = \frac{v_B}{v_A},$$

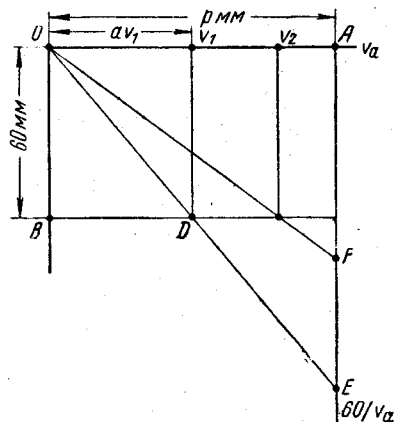
откуда

$$P_B = \frac{P_A v_A}{v_B}.$$

Принимая различные значения скорости  $v_B$ , строим по известным координатам  $P_A$  и  $v_A$  точки кривой, соответствующей последнему уравнению. Пересечение этой кривой с кривой  $P_k$  и определит искомую точку  $B$ . Очевидно, что указанная кривая будет проходить и через точку  $A$ . Зная числовую величину  $P_B$  или соответствующую ей скорость  $v_B$ , находим искомую зависимость

$$\frac{P_A}{P_B} = \frac{v_B}{v_A} = \frac{i'_0}{i_0}.$$

Если построенная кривая не пересекает исходную кривую  $P_k = P(v_a)$ , то это значит, что путем изменения передаточного числа



Фиг. 42.

невозможно увеличить динамический фактор в заданном отношении на заданной передаче при неизменной скорости движения.

Аналогично решается задача по нахождению нового передаточного числа главной передачи для изменения в заданном соотношении скорости движения при определенном сопротивлении дороги.

## § 7. ВРЕМЯ ДВИЖЕНИЯ АВТОМОБИЛЯ НА ПЕРЕГОНЕ

Рассмотренный выше способ определения при помощи динамической характеристики автомобиля установившейся скорости его движения при различном сопротивлении дороги позволяет решить один из важных вопросов эксплуатации автомобиля: определение времени движения автомобиля на заданном перегоне. Действительно, если можно определить скорость движения  $v_1, v_2, v_3, \dots$  км/час на отдельных участках перегона, имеющих соответственно длину  $S_1, S_2, S_3, \dots$  м, (перегон разбиваем на участки, исходя из постоянства дорожных сопротивлений  $\psi_1, \psi_2, \psi_3, \dots$  в пределах каждого участка), то время движения на каждом участке в минутах определится следующим образом:

$$t_1 = \frac{60}{v_1} S_1; \quad t_2 = \frac{60}{v_2} S_2;$$

$$t_3 = \frac{60}{v_3} S_3 \dots$$

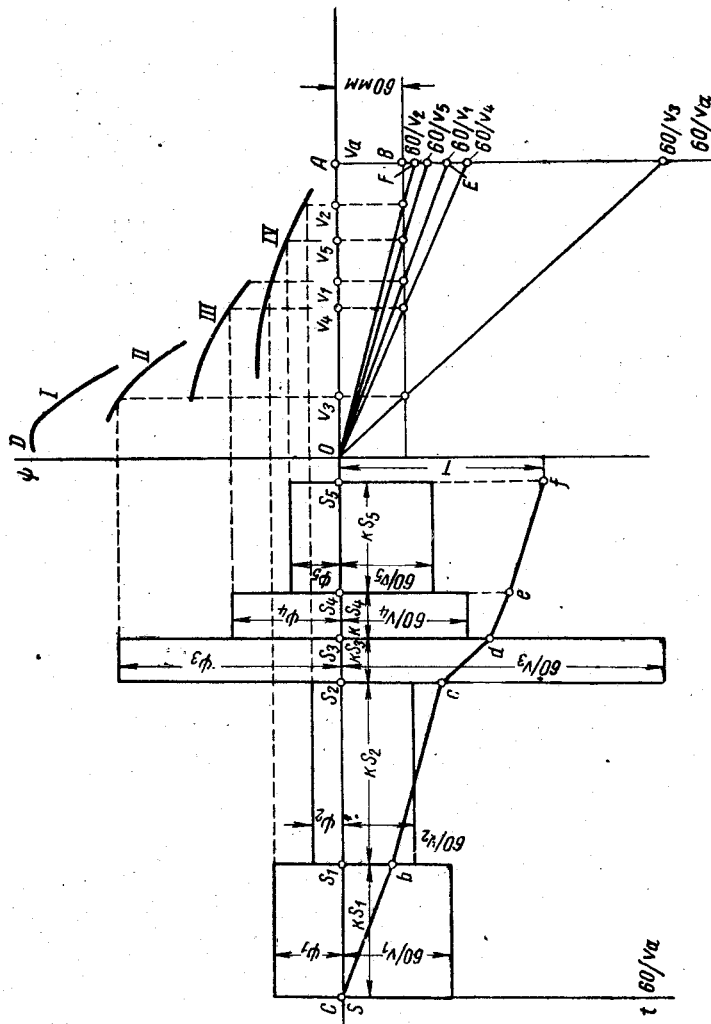
Общее время движения на всем перегоне

$$T = \sum t = 60 \left( \frac{S_1}{v_1} + \frac{S_2}{v_2} + \frac{S_3}{v_3} + \dots \right). \quad (72)$$

Эта задача может быть решена графически. Предварительно найдем графически отношение  $\frac{60}{v}$ . Отложим на оси абсцисс отрезок  $OA$ , равный  $p$  мм (фиг. 42). По оси ординат отложим отрезок  $OB$ , равный 60 мм. Проведем через точку  $B$  горизонтальную линию и спроектируем на нее точку, соответствующую скорости  $v_1$ . Если теперь из начала координат проведем через полученную точку  $D$  прямую, то точка  $E$  пересечения этой прямой с вертикальной прямой, проведенной через точку  $A$ , даст отношение  $\frac{60}{v_1}$ .

Действительно, если масштаб скоростей был принят 1 км/час =  $a$  мм, то расстояние от начала координат до точки, соответствующей скорости  $v_1$ , определится величиной  $av_1$ . Рассматривая подобные треугольники  $ODD$  и  $OAE$ , находим

$$\frac{AE}{OA} = \frac{60}{av_1} \quad \text{или} \quad AE = \left( \frac{p}{a} \right) \frac{60}{v_1}.$$



Фиг. 43.

Для другого значения скорости, например  $v_2$ , тем же путем получаем отрезок  $AF = \frac{P}{a} \cdot \frac{60}{v_2}$ .

Длина отрезка  $OA$  и масштаб, в котором отложена скорость, определяют масштаб искомой величины  $\frac{60}{v}$ ; при принятых условиях этот масштаб равен  $\frac{P}{a}$ .

Для графического нахождения времени движения автомобиля на перегоне предварительно нужно вычертить характеристику дороги на данном перегоне. Последняя представляет собой график, по оси абсцисс которого отложены в определенном масштабе длина  $S$  отдельных участков, составляющих в совокупности весь перегон, а по оси ординат — коэффициенты суммарного сопротивления  $\psi$  на каждом участке (фиг. 43). Для оси  $S$  выбираем масштаб 1 км — к мм.

Рядом с этим графиком строим динамическую характеристику рассматриваемого автомобиля так, чтобы ось  $v_a$  была продолжением оси  $S$ , а масштабы  $D$  и  $\psi$  были одинаковы. Проектируя величины  $\psi$  отдельных участков на ось  $D$  и продолжая проектирующие линии до пересечения с кривой динамической характеристики на той или другой передаче, получаем скорости установившегося движения  $v_1, v_2, v_3 \dots$  на отдельных участках перегона.

При длинных перегонах и значительном количестве отдельных участков такой способ практически представляет известные затруднения. В этом случае удобнее вычертить динамическую характеристику отдельно на кальке и, накладывая ее на отдельные участки дорожной характеристики, находить искомые скорости.

Далее находим величины  $\frac{60}{v_1}, \frac{60}{v_2}, \frac{60}{v_3}, \dots$ , что выполнено графически рассмотренным выше способом в правом нижнем квадранте графика, после чего по уравнению (72) подсчитываем общее время  $T$  движения автомобиля на перегоне.

Если найденные величины  $\frac{60}{v_1}, \frac{60}{v_2}, \frac{60}{v_3} \dots$  отложить на соответствующих участках, как показано в левом нижнем квадранте графика, то площади полученных прямоугольников в соответствующем масштабе представят время движения на каждом участке, а сумма этих площадей — общее время  $T$  движения на перегоне. Указанное обстоятельство позволяет построить кривую времени движения  $t = t(S)$  как веревочную кривую. Для этого из точки  $C$  проводим прямую  $Cb$ , параллельную лучу  $OE \left(\frac{60}{v_1}\right)$ ; из точки  $b$  проводим прямую  $bc$ , параллельную лучу  $OF \left(\frac{60}{v_2}\right)$ , и т. д.

Рассматривая подобные треугольники  $CS_1b$  и  $OAE$ , находим для первого участка

$$\frac{S_1 b}{CS_1} = \frac{AE}{OA},$$

откуда

$$S_1 b = \frac{CS_1 \cdot AE}{OA} = \frac{\kappa S_1 \left(\frac{p}{a}\right) \frac{60}{v_1}}{p} = \frac{\kappa}{a} \cdot \frac{60}{v_1} S_1 = mt,$$

где  $m = \frac{\kappa}{a}$  — масштаб, в котором откладывается время движения автомобиля: 1 мин. =  $m$  мм;  
 $p$  — длина отрезка  $OA$  в мм.

Ордината  $S_2 c = m(t_1 + t_2)$  представляет общее время движения на первом и втором участках. Конечная ордината веревочной кривой  $S_5 f$  представляет, таким образом, в том же масштабе общее время движения автомобиля на перегоне.

Зная общее время движения автомобиля на перегоне  $T$  мин. и общую протяженность перегона  $S$  км, можно определить среднюю возможную скорость движения автомобиля на рассматриваемом перегоне:

$$v_{cp} = 60 \frac{S}{T}.$$

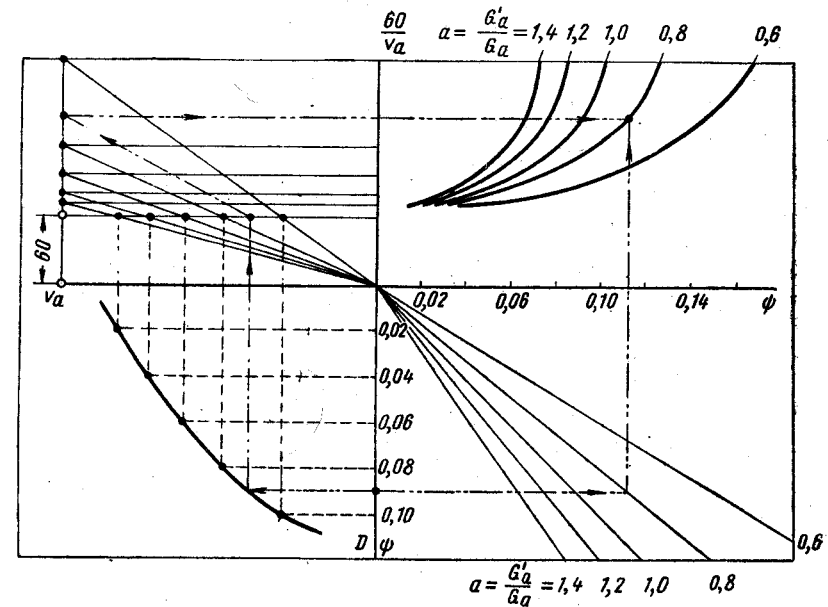
Заметим, что при пользовании рассмотренным способом нахождения времени движения автомобиля на перегоне вводятся некоторые допущения; в частности считаем, что скорость при переходе с одного участка на другой изменяется мгновенно. В действительности же скорость изменяется (увеличивается или уменьшается) постепенно.

Таким образом, при принятом допущении в случае перехода на участок с меньшим сопротивлением получается некоторая ошибка, направленная в сторону уменьшения времени движения, а при переходе на участок с большими сопротивлениями — в сторону увеличения времени движения. По сравнению с общим временем движения автомобиля на перегоне эти ошибки окажут весьма малое влияние на конечные результаты подсчетов. Кроме того, следует иметь в виду, что на длинных перегонах в большинстве случаев имеется известное чередование участков с повышенными и пониженными сопротивлениями (например, подъемы и спуски), вследствие чего указанные ошибки будут компенсировать одна другую.

Необходимо также помнить, что при указанном выше способе определения времени движения автомобиля предполагается, что автомобиль движется на каждом участке с максимально возможной скоростью. Снижение скорости на отдельных участках, вызванное требованиями безопасности движения (например, на поворотах, при движении на спусках) или правилами регулирования, а также время стоянки автомобиля у переездов, светофоров и т. п. в каждом конкретном случае нужно учитывать особо.

Чтобы быстро определять время движения данного автомобиля на любом перегоне, не вычерчивая каждый раз предварительно характеристики дороги, можно заранее для данного автомобиля построить так называемую интерполя-

ционную кривую для величины  $\frac{60}{v_a}$ , т. е. кривую зависимости этой величины от коэффициента суммарного сопротивления дороги. Желательно иметь несколько интерполяционных кривых, соответствующих различному весу автомобиля; это позволит анализировать работу автомобиля на любом перегоне при различной степени его загрузки. Такие интерполяционные кривые показаны на фиг. 44: в левом нижнем квадранте построена динамическая характеристика автомобиля для одной какой-либо передачи. Находим установившиеся скорости движения автомобиля при различных значениях суммарного коэффициента сопротивления дороги, взятых через равные интервалы (например 0,02; 0,04;



Фиг. 44.

0,06 и т. д.). Затем изложенным выше способом графически получаем величины  $\frac{60}{v_a}$  и откладываем их в правом верхнем квадранте против соответствующих им значений  $\phi$ . Для получения интерполяционных кривых при различном весе автомобиля (или при различных значениях отношения  $\frac{G'_a}{G_a}$ ) строим в правом нижнем квадранте ряд лучей, соответствующих различным значениям  $\frac{G'_a}{G_a} = a$ , как это было пояснено выше (см. фиг. 39). При этом следует помнить, что преодолеваемые сопротивления, так же как и величины динамического фактора, обратно пропорциональны весу автомобиля.

Для лучшего пояснения техники построения интерполяционных кривых на фиг. 44 штриховыми линиями со стрелками показан порядок нахождения одной из точек интерполяционной кривой при  $\phi = 0,09$  и  $\frac{G'_a}{G_a} = 0,8$ .

## § 8. РАЗГОН АВТОМОБИЛЯ

## 1. Ускорение автомобиля

Ускорение, которое может развить автомобиль при заданных условиях движения, в значительной мере характеризует тяговые качества автомобиля: чем больше ускорение, тем выше при прочих равных условиях средняя скорость движения, а следовательно, и тяговые качества автомобиля.

Ускорение автомобиля может быть определено непосредственно на основании формулы (61):

$$j_a = \frac{dv}{dt} = (D - \psi) \frac{g}{\delta} \quad (73)$$

Как видим, ускорение автомобиля тем больше, чем больше величина динамического фактора и чем меньше коэффициент суммарного сопротивления дороги. На величину ускорения в значительной мере влияет величина коэффициента учета вращающихся масс автомобиля. При увеличении этого коэффициента ускорение автомобиля снижается.

Таким образом, по динамической характеристике автомобиля и величине сопротивлений дороги можно определить ускорение автомобиля при любой заданной скорости.

Понятие о разгоне автомобиля включает и вопросы трогания автомобиля с места. Параметры, характеризующие трогание с места, в значительной степени зависят от характеристики механизма сцепления, а также от соотношения между интенсивностью включения сцепления и открывания дроссельной заслонки.

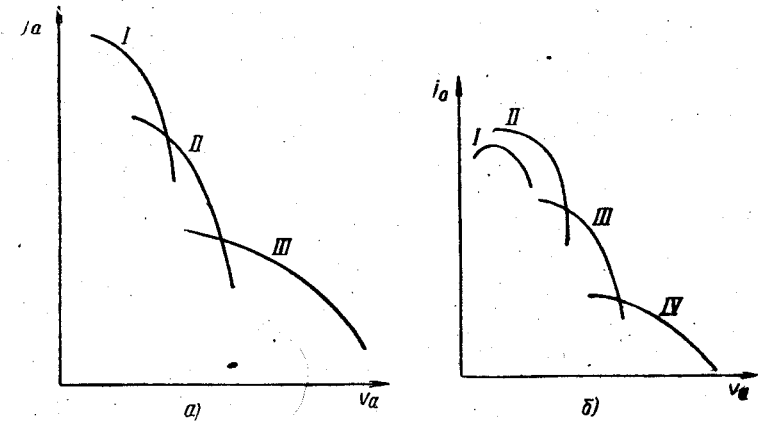
Рассмотрение вопросов трогания автомобиля с места осложняется тем, что между тягачом и прицепом имеется упругая связь. Вследствие этого трогание с места тягача и прицепа осуществляется по времени раздельно; часть кинетической энергии тягача воспринимается упругим элементом сцепки и затем используется для трогания с места прицепа.

В настоящей работе вопросы трогания автомобиля с места не рассматриваются и делается допущение, что разгон автомобиля начинается с некоторой ранее установившейся скорости.

Кривые ускорения автомобиля в зависимости от скорости подобны кривым динамической характеристики, однако взаимное расположение кривых, соответствующих отдельным передачам, несколько иное, так как при переключении передач изменяется величина коэффициента учета вращающихся масс, от которой зависит ускорение. На фиг. 45, а показано типичное протекание кривых ускорения легкового автомобиля с трехступенчатой коробкой передач. Для грузовых автомобилей, снабженных четырех- или пятиступенчатой коробкой передач, кривые ускорения приобретают в отдельных случаях несколько иной вид (фиг. 45, б): кривая, соответствующая первой передаче, может лежать ниже кривой, соответствующей второй передаче. Объясняется это тем, что вследствие

большого передаточного числа коробки передач на первой передаче коэффициент  $\delta$  может получить весьма большое значение, что резко снизит ускорение автомобиля.

При нахождении величины ускорения указанным выше способом неизбежна некоторая неточность. Динамический фактор подсчитывается на основании результатов испытаний двигателя или автомобиля на установившемся режиме. При разгоне, когда режим работы двигателя неустановившийся, мощность и крутящий момент двигателя будут ниже, чем при работе на установившемся режиме. Это



Фиг. 45.

объясняется ухудшением наполнения двигателя, обеднением рабочей смеси (которое не компенсируется в достаточной мере впрыском дополнительного топлива при помощи насоса-ускорителя, имеющегося на большинстве карбюраторов), нарушением теплового режима двигателя, отставанием работы автомата опережения зажигания и рядом других второстепенных причин. Снижение мощности двигателя в период разгона вследствие указанных явлений может достигать 7—8%.

Абсолютные значения ускорения в среднем колеблются в следующих пределах (в  $м/сек^2$ ):

Легковые автомобили:	
на первой передаче . . . . .	2,0 — 2,5
на прямой передаче . . . . .	0,8 — 1,2
Грузовые автомобили:	
на первой передаче . . . . .	1,7 — 2,0
на прямой передаче . . . . .	0,35 — 0,50

Так же как и величина динамического фактора, величина ускорения может ограничиваться сцеплением между ведущими колесами

автомобиля и дорогой. Максимальное по условиям сцепления ведущих колес с дорогой ускорение

$$j_{\varphi} = (D_{\varphi} - \psi) \frac{g}{\delta}. \quad (74)$$

Так как максимальное ускорение возможно только на низших передачах при соответственно малых скоростях, сопротивлением воздуха можно пренебречь. Тогда, учитывая выражение (66), получим

$$j_{\varphi} = \left( \frac{R_{\varphi}}{G_{\alpha}} - \psi \right) \frac{g}{\delta}, \quad (75)$$

а, в частности, для автомобиля со всеми ведущими колесами

$$j_{\varphi} = (\varphi - \psi) \frac{g}{\delta}. \quad (76)$$

Ускорение автомобиля, полностью характеризуя способность автомобиля к быстрому разгону, в то же время не дает достаточно наглядного представления о приемистости автомобиля. Чтобы выявить приемистость автомобиля в наиболее наглядной форме и дать возможность сравнивать различные автомобили по этому показателю, в теории автомобиля определяют также время и путь разгона. Время разгона, выражаемое обычно в секундах, представляет собой то время, в течение которого автомобиль увеличивает скорость движения в заданных пределах; путь разгона, выражаемый обычно в метрах, соответственно представляет тот путь, который проходит автомобиль при увеличении скорости в заданных пределах.

## 2. Определение времени и пути разгона

Время и путь разгона можно определить различными методами. Рассмотрим два из них: графо-аналитический и графический.

Первый метод, для которого требуется большое число построений и вспомогательных расчетов, дает более точные результаты и лучше отражает физическую сторону вопроса. Преимуществом второго метода является простота и быстрота всех построений.

Графо-аналитический метод определения времени и пути разгона автомобиля. Из общего выражения для ускорения автомобиля

$j_a = \frac{dv}{dt}$  находим, что

$$dt = \frac{dv}{j_a}. \quad (77)$$

Следовательно, если автомобиль развивает в данный момент ускорение  $j_a$ , то бесконечно малое приращение скорости  $dv$  произойдет в течение бесконечно малого времени  $dt$ . Чтобы найти конечное время, в течение которого автомобиль получит конечное приращение

скорости, определяемое заданным интервалом изменения скоростей от  $v_0$  до  $v_n$ , нужно взять интеграл обеих частей выражения (77):

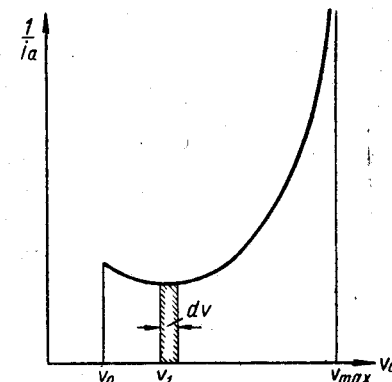
$$\int_0^t dt = \int_{v_0}^{v_n} \frac{dv}{j_a}$$

или

$$t = \int_{v_0}^{v_n} \frac{dv}{j_a}. \quad (78)$$

Правая часть непосредственно проинтегрирована быть не может, так как аналитически выраженной функциональной связи  $j_a = j(v)$  обычно не бывает<sup>1</sup>. Поэтому для нахождения искомых величин будем пользоваться методом графического интегрирования.

В предыдущем разделе были рассмотрены графики, представляющие зависимость ускорения автомобиля от скорости его движения. На основании подобного графика можно построить кривые обратных ускорений, т. е. кривые, показывающие зависимость величин  $\frac{1}{j_a}$  от скорости. На фиг. 46 показан примерный вид такой кривой для какой-либо передачи.



Фиг. 46.

Проведем ординату, соответствующую произвольно выбранной скорости  $v_1$ , и дадим затем этой ординате приращение  $dv$ . Площадь штрихованной элементарно малой площадки

$$\Delta = dv \frac{1}{j_a} \text{ 3,6 } ab,$$

где  $a$  и  $b$  — соответственно масштабы скорости и обратного ускорения:

$$1 \text{ км/час } (v_a) - a \text{ мм (или 1 м/сек - 3,6 } a \text{ мм);}$$

$$1 \text{ сек}^2/\text{м} - b \text{ мм.}$$

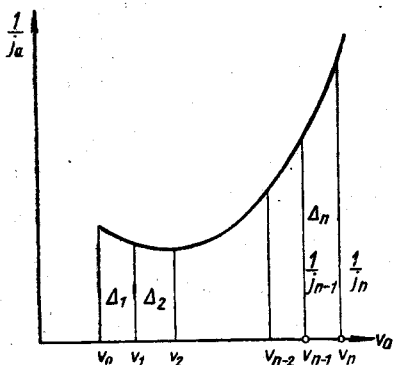
Следовательно,

$$dv \frac{1}{j_a} = dt = \frac{\Delta}{3,6 ab}.$$

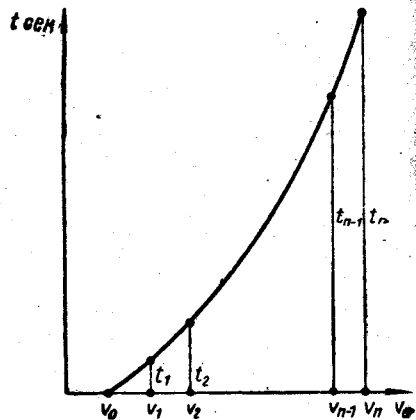
<sup>1</sup> См. ниже § 13, главы II.

Как видим, бесконечно малое время разгона при бесконечно малом приращении скорости соответствует в определенном масштабе площади рассмотренной элементарно малой площадки. Конечное время разгона при конечном изменении скорости соответствует в том же масштабе всей площади, заключенной между осью абсцисс, кривой обратных ускорений и вертикалями, соответствующими начальной и конечной скоростям разгона.

Разобьем весь интервал скоростей ( $v_0 - v_n$ ), в пределах которых происходит разгон автомобиля, на ряд отдельных участков:  $v_0 - v_1$ ,  $v_1 - v_2, \dots, v_{n-1} - v_n$  (фиг. 47). Если последовательно определять время разгона  $t$  от начальной скорости  $v_0$  до скорости  $v_1$ , затем от



Фиг. 47.



Фиг. 48.

той же начальной скорости до скорости  $v_2$  и т. д. и затем откладывать в координатах  $(t, v)$  полученные значения времени разгона против соответствующих скоростей, то получим так называемую кривую времени разгона (фиг. 48). Подсчет времени разгона на отдельных участках ведется при этом следующим образом:

$$t_1 = \frac{\Delta_1}{3,6 ab};$$

$$t_2 = \frac{\Delta_1 + \Delta_2}{3,6 ab};$$

$$\dots \dots \dots$$

$$t_n = \frac{\Delta_1 + \Delta_2 + \dots + \Delta_n}{3,6 ab}.$$

При определении времени разгона процесс разгона рассматривался до сих пор на какой-либо одной передаче. Так же как для разгона на одной передаче, может быть определено время разгона

на всех передачах. С этой целью следует построить график обратных ускорений для всех передач (фиг. 49), а затем определять время разгона и строить кривую так же, как было указано выше.

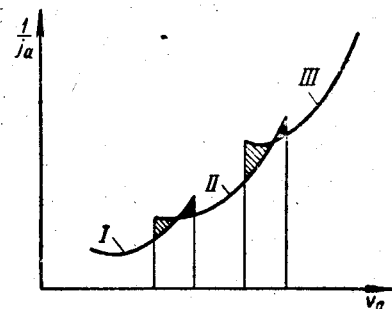
Приведенный график дает возможность решать ряд вопросов, связанных с разгоном автомобиля на промежуточных передачах, и, в частности, позволяет устанавливать наиболее выгодные по условиям разгона моменты перехода с одной передачи на другую. Как видно из графика, площадь, определяющая разгон, а следовательно, и время разгона, минимальная в том случае, когда переключение с низших передач на высшие будет происходить при скоростях движения, соответствующих точкам пересечения кривых обратных ускорений на различных передачах. Если переключать передачи при меньших или больших скоростях, площадь, определяющая время разгона, будет увеличиваться и, следовательно, на разгон потребуется больше времени.

Такое положение может возникнуть, например, при наличии ограничителя числа оборотов у двигателя. При этом кривые обратных ускорений могут не пересекаться и время разгона будет больше, чем при отсутствии ограничителя.

Так как приведенный график используется для сравнительного анализа преимуществ отдельных автомобилей, субъективный фактор — время, затрачиваемое водителем для перехода с одной передачи на другую, обычно не учитывается.

Ранее были разобраны способы нахождения максимальной скорости движения автомобиля  $v_{\max}$  при заданных сопротивлениях дороги. Эта скорость была определена как скорость установившегося движения, которая дальше увеличиться не может; ускорение при этом равно нулю ( $j_a = 0$ ) и следовательно  $\frac{1}{j_a} = \infty$ . Соответственно с этим кривая обратных ускорений асимптотически приближается к вертикальной прямой, проходящей через  $v_{\max}$ . Таким образом, время разгона до максимальной скорости также равно бесконечности.

Этот вывод на первый взгляд несколько противоречит обычному представлению о движении с «максимальной скоростью». Однако в действительности противоречия нет. При достижении высоких скоростей, близких к максимальной, нарастание скорости происходит настолько медленно, что оно не может быть ни замечено, ни отражено даже наиболее точными практически применяемыми измерительными приборами. Такое движение условно считают равномерным, установившимся, а соответствующую скорость — максимальной.



Фиг. 49.

Максимальной скорости, найденной графически, в действительном движении достигнуть невозможно. Однако разница между обеими указанными скоростями ничтожно мала.

Если имеется кривая времени разгона, то, пользуясь ею, можно найти путь разгона автомобиля в данных пределах изменения скорости, а также построить кривую пути разгона. Из общего выражения скорости  $v = \frac{dS}{dt}$  находим

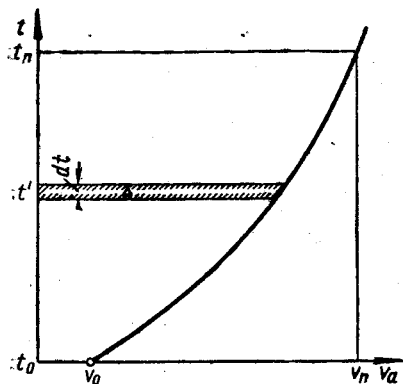
$$dS = v dt. \quad (79)$$

Выражение (79) показывает, чему равен бесконечно малый путь, проходимый автомобилем в процессе разгона в течение бесконечно малого времени  $dt$ . Чтобы найти конечный путь, который пройдет автомобиль в процессе разгона при изменении времени разгона в пределах  $t_0 - t_n$ , нужно проинтегрировать обе части выражения (79):

$$\int_0^S dS = \int_{t_0}^{t_n} v dt,$$

откуда

$$S = \int_{t_0}^{t_n} v dt; \quad (80)$$



Фиг. 50.

Правая часть выражения (80) по причинам, аналогичным приведенным для выражения (78), непосредственному интегрированию не поддается. Поэтому в данном случае также применимо графическое интегрирование.

Допустим, что кривая времени разгона автомобиля построена (фиг. 50). На этой кривой выберем произвольную точку, соответствующую произвольному значению времени разгона  $t'$ . Дадим элементарно малое приращение времени разгона  $dt$ . Площадь заштрихованной элементарно малой площадки

$$\Delta = v dt 3,6 am,$$

где  $a$  и  $m$  — масштабы, в которых отложены на графике соответственно время разгона и скорость:

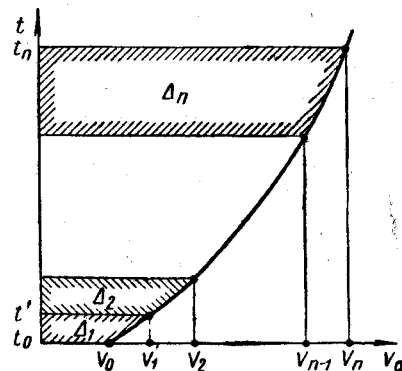
$$1 \text{ км/час} - a \text{ мм (или } 1 \text{ м/сек} - 3,6 a \text{ мм); } 1 \text{ сек.} - m \text{ мм.}$$

Таким образом, бесконечно малый путь разгона при бесконечно малом приращении времени разгона соответствует в определенном масштабе площади рассмотренной элементарно малой площадки. Очевидно, что конечный путь разгона при конечном изменении времени разгона от  $t_0$  до  $t_n$  соответствует (в том же масштабе) пло-

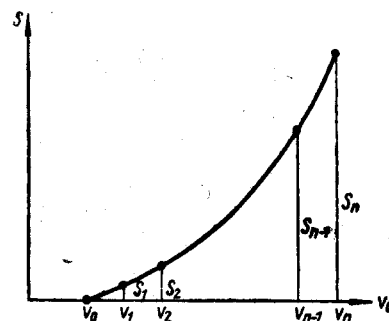
щади, заключенной между осью ординат, кривой времени разгона и горизонтальными, соответствующими начальному и конечному времени разгона:

$$S = \int_{t_0}^{t_n} v dt = \frac{\sum \Delta}{3,6 am}.$$

Так как кривая времени разгона дает зависимость между временем разгона и скоростью, то пределы изменения времени разгона можно заменить соответствующими пределами изменения скорости



Фиг. 51.



Фиг. 52.

разгона, что представляет большие практические удобства. Заметим, что время  $t_0$  и скорость  $v_0$  соответствуют началу разгона. Для построения кривой пути разгона можно пользоваться тем же методом, что и при построении кривой времени разгона. Разбиваем весь интервал скоростей  $v_0 - v_n$  (фиг. 51), соответствующий времени разгона, на ряд отдельных участков:  $v_0 - v_1$ ;  $v_1 - v_2$ ;  $v_2 - v_3$ ; ...;  $v_{n-1} - v_n$ . Последовательно определяя пути разгона  $S_1$  (от начальной скорости  $v_0$  до скорости  $v_1$ ), затем  $S$  (от той же начальной скорости  $v_0$  до скорости  $v_2$ ) и т. д. и откладывая в координатах  $(S, v_a)$  полученные значения пути разгона против соответствующих скоростей, получим так называемую кривую пути разгона автомобиля (фиг. 52).

Подсчет путей разгона на отдельных участках ведется при этом следующим образом:

$$\begin{aligned} S_1 &= \frac{\Delta_1}{3,6 am}; \\ S_2 &= \frac{\Delta_1 + \Delta_2}{3,6 am}; \\ &\dots \\ S_n &= \frac{\Delta_1 + \Delta_2 + \dots + \Delta_n}{3,6 am}. \end{aligned}$$



Выше указывалось, что при сравнительном анализе приемистости отдельных автомобилей время, затрачиваемое на переключение передач, не учитывается. В действительности время, необходимое для переключения с одной передачи на другую, в среднем колеблется от 1,5 до 2 сек., что в конечном итоге оказывает некоторое влияние на общее время и путь разгона автомобиля.

**Графический метод определения времени и пути разгона автомобиля.** По приведенному выше методу нахождения кривых времени и пути разгона автомобиля требуются вспомогательные построения, в частности, нужно построить кривую обратных ускорений. В случае применения графических методов, широко используемых в железнодорожных тяговых расчетах (методы Ломоносова, Липеца, Лебедева и др.) и переработанных применительно к вопросам тяговой механики автомобиля, отпадает необходимость в таких построениях.

Допустим, что для динамической характеристики автомобиля (фиг. 53) приняты следующие масштабы: по оси абсцисс 1 км/час —  $a$  мм (или 1 м/сек —  $3,6 a$  мм); по оси ординат 1 кг/кг —  $c$  мм.

Примем, что кривая времени разгона  $t = t(v)$  отложена на той же графике вниз от оси скоростей, причем масштаб времени принят следующий: 1 сек. —  $m$  мм. Про-

ведем прямую  $AA$ , касательную к этой кривой в точке, соответствующей некоторой произвольно выбранной скорости  $v'$ , и обозначим угол между этой касательной и вертикалью через  $\gamma$ .

Тогда

$$\operatorname{tg} \gamma = \frac{dv}{dt} \cdot \frac{3,6a}{m}. \quad (81)$$

Из общего дифференциального уравнения движения автомобиля, выраженного в форме

$$\frac{dv}{dt} = \frac{g}{\delta} (D - \psi),$$

и уравнения (81) исключим величины  $\frac{dv}{dt}$ ; тогда

$$\operatorname{tg} \gamma = \frac{3,6ag}{m\delta} (D - \psi). \quad (82)$$

Проведем горизонтальную прямую  $BB$  на расстоянии  $\psi$  от оси абсцисс. Спроектируем далее величину динамического фактора,

соответствующего выбранной скорости  $v'$ , на ось ординат и из полученной точки  $D'$  проведем линию  $D'P$ , перпендикулярную к касательной  $AA$ . Очевидно, что  $\angle D'PO = \gamma$ .

Тангенс этого угла

$$\operatorname{tg} \gamma = \frac{(D - \psi)c}{O'P}. \quad (83)$$

Исключая из уравнений (82) и (83) величину  $\operatorname{tg} \gamma$ , находим

$$\frac{3,6ag}{m\delta} = \frac{c}{O'P},$$

откуда

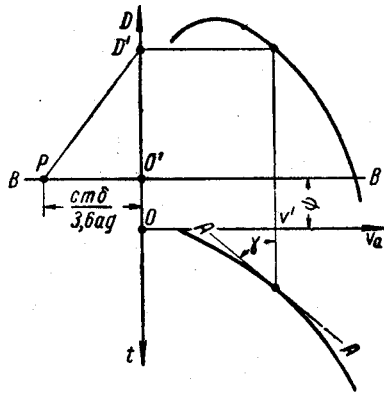
$$O'P = \frac{cm\delta}{3,6ag}. \quad (84)$$

На основании изложенного можно сделать следующий вывод: если отложить на прямой, характеризующей суммарные сопротивления дороги, полюс  $P$  на расстоянии от оси ординат  $O'P = \frac{cm\delta}{3,6ag}$  и провести из этого полюса луч  $PD'$ , то касательная к искомой кривой времени разгона в точке, соответствующей выбранной скорости, будет нормальна к указанному лучу.

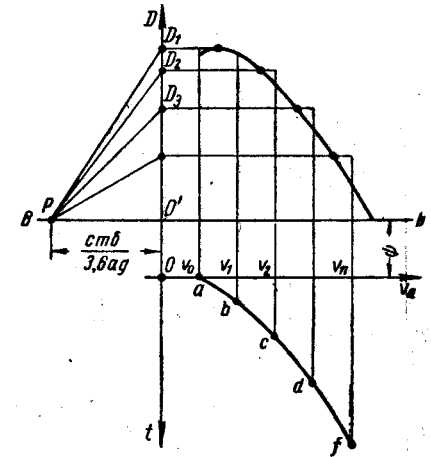
Приведенные соображения носят общий принципиальный характер. Для решения поставленной задачи они непосредственно не могут быть использованы, так как, зная углы наклона касательных к кривой и одну из координат точек касания, построить саму кривую еще невозможно. Поэтому для практического применения этот метод следует несколько видоизменить.

На заданной динамической характеристике автомобиля (фиг. 54) разобьем весь интервал скоростей  $v_0 - v_n$  на ряд отдельных участков:  $v_0 - v_1$ ;  $v_1 - v_2$ ; ... и т. д. и будем считать в пределах каждого участка величину динамического фактора постоянной и равной среднему значению  $D_{cp}$ . При этом ускорение в пределах каждого участка будет постоянным, и кривая времени разгона представит собой некоторую ломаную линию, к построению которой и перейдем.

Проведем вниз от начала координат ось  $t$  и горизонтальную прямую  $BB$  на расстоянии  $\psi$  от оси абсцисс; отложим полюс  $P$  на расстоянии от оси ординат, равном  $O'P = \frac{cm\delta}{3,6ag}$ . Спроектируем на ось ординат средние значения динамического фактора для отдельных участков  $D_1, D_2, D_3, \dots$  и проведем лучи  $PD_1, PD_2, PD_3, \dots$ . Из точки  $a$ , лежащей на оси абсцисс, отложим отрезок  $ab$  перпендикулярно



Фиг. 53.



Фиг. 54.

лучу  $PD_1$ , из точки  $b$  — отрезок  $bc$  перпендикулярно лучу  $PD_1$  и т. д. Полученная ломаная линия  $abc...f...$  и представит графически искомую зависимость времени разгона от скорости. Чем больше взято участков в заданном интервале скоростей для разгона, тем ближе совпадает полученная ломаная линия с точной кривой времени разгона.

Приведенные выше уравнения при этом видоизменяются. Например, для первого участка согласно выражению (81) тангенс угла между отрезком ломаной линии и вертикальной прямой

$$\operatorname{tg} \gamma_1 = \frac{\Delta v_1}{\Delta t_1} \cdot \frac{3,6 a}{m}. \quad (85)$$

Величина среднего ускорения на первом участке

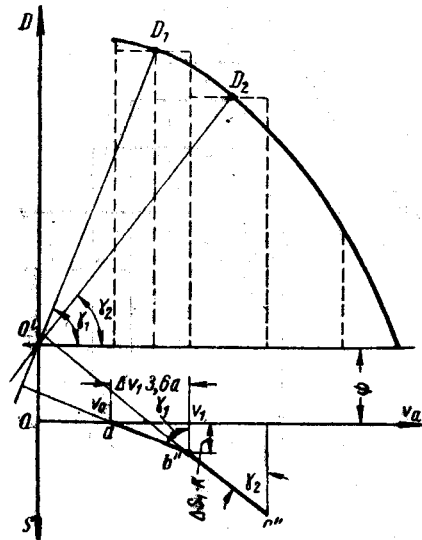
$$j_{1cp} = \frac{\Delta v_1}{\Delta t_1} = \frac{g}{\delta} (D_1 - \psi). \quad (86)$$

Исключая величину  $\frac{\Delta v_1}{\Delta t_1}$  из выражений (85) и (86), находим

$$\operatorname{tg} \gamma_1 = \frac{3,6 ag}{m\delta} (D_1 - \psi). \quad (87)$$

Из треугольника  $D_1O'P$  имеем

$$\operatorname{tg} \gamma_1 = \frac{(D_1 - \psi)c}{O'P}, \quad (88)$$



Фиг. 55.

откуда после исключения величины  $\operatorname{tg} \gamma_1$  снова получаем уравнение (84).

Кривую пути разгона можно построить графическим путем, пользуясь найденной кривой времени разгона или непосредственно по заданной динамической характеристике, т. е. без построения кривой времени разгона.

Допустим, что на графике (фиг. 55) приведена заданная динамическая характеристика автомобиля. Разбиваем, как и ранее, весь интервал скоростей на отдельные участки и рассматриваем средние значения динамического фактора на каждой из них. Соединяем точки  $D_1, D_2...$  кривой динамического фактора, соответствующие указанным средним значениям, с точкой  $O'$  и далее из точки  $a$ , соответствующей начальной скорости разгона  $v_0$ , откладываем отрезок  $ab''$ , перпендикулярный к  $O'D_1$ , из точки  $b''$  — отрезок  $b''c''$ , перпендикулярный к  $O'D_2$ , и т. д. Полученная ломаная линия  $ab''c''$  и представит зависимость пути разгона от скорости.

Из треугольника  $O'mD_1$  для первого участка имеем

$$\operatorname{tg} \gamma_1 = \frac{(D_1 - \psi)c}{v_{1cp} 3,6 a}, \quad (89)$$

где  $c$  — масштаб динамического фактора.

Но

$$(D_1 - \psi) \frac{g}{\delta} = j_{1cp} = \frac{\Delta v_1}{\Delta t_1} = \frac{\Delta v_1}{\Delta S_1} v_{1cp}. \quad (90)$$

Поэтому, исключая из уравнений (89) и (90) выражение  $\frac{D_1 - \psi}{v_{1cp}}$ , получаем

$$\operatorname{tg} \gamma_1 = \frac{\Delta v_1}{\Delta S_1} \cdot \frac{\delta}{g} \cdot \frac{c}{3,6 a}. \quad (91)$$

Если отрезок  $ab''$  действительно представляет собой зависимость пути разгона от скорости на первом участке, то нужно, чтобы

$$\operatorname{tg} \gamma_1 = \frac{\Delta v_1}{\Delta S_1} \cdot \frac{3,6 a}{k}. \quad (92)$$

Приравняв правые части уравнений (91) и (92), находим

$$\frac{\delta}{g} \cdot \frac{c}{3,6 a} = \frac{3,6 a}{k},$$

откуда получаем масштаб пути разгона

$$k = \frac{g}{\delta} \cdot \frac{(3,6 a)^2}{c}. \quad (93)$$

Для легковых автомобилей время и путь разгона характеризуются следующими средними цифрами:

Разгон до скорости в км/час . . . . .	50	100
Время разгона в сек. . . . .	5—8	30—40
Путь разгона в м . . . . .	50—80	600—900

Для грузовых автомобилей время разгона до скорости 50 км/час составляет 25—35 сек., а путь разгона 200—300 м.

Следует отметить, что за рубежом в последние годы в автостроении, особенно легковых автомобилей, выявилась тенденция резкого повышения мощности автомобильных двигателей до 200—300 л. с. Так как собственный вес автомобилей сохранился почти неизменным, то в результате этого существенно увеличилась удельная мощность легковых автомобилей, а следовательно, резко повысилась их производительность. В частности, время разгона до скорости 100 км/час снизилось до 10—15 сек.

### § 9. ДИНАМИЧЕСКОЕ ПРЕОДОЛЕНИЕ АВТОМОБИЛЕМ ПОДЪЕМОВ

При определении максимальных подъемов, которые может преодолеть автомобиль, обычно исходят из того условия, что скорость автомобиля в процессе преодоления подъема остается постоянной, т. е. рассматривается установившееся движение.

В тех случаях, когда целью определения максимального подъема является получение общих оценочных параметров для сравнения автомобилей между собой, такой подход нужно считать правильным. Если же максимальный угол подъема определяется для выявления предельных динамических возможностей данного автомобиля или определения практических преодолеваемых подъемов того или иного участка дороги и времени движения по нему, то наложение условия о постоянстве скорости движения автомобиля приводит к заниженным результатам.

Когда автомобиль въезжает на подъем при постоянном положении дроссельной заслонки, движение его замедляется; часть кинетической энергии автомобиля расходуется на преодоление подъема. Таким образом, за счет кинетической энергии движущийся автомобиль может преодолеть подъем, больший чем подсчитанный для установившегося движения автомобиля; наибольший подъем, который может быть преодолен автомобилем с разгона, назовем предельным подъемом. Величина предельного подъема зависит, очевидно, не только от тяговых качеств рассматриваемого автомобиля и качества дороги, но также от скорости автомобиля в начале подъема и от длины подъема.

Предположим, что автомобиль, двигаясь по горизонтальному участку дороги, подходит к подъему с некоторой скоростью  $v_a$  км/час. Так как определяется величина предельного подъема, будем считать, что для данного автомобиля при заданных дорожных условиях эта скорость является максимальной. С момента начала преодоления подъема скорость автомобиля начинает постепенно падать. При рассмотрении вопроса о динамическом преодолении подъемов следует иметь в виду два случая:

1) суммарное сопротивление дороги, по которой автомобиль движется в гору, равно или меньше максимального сопротивления, которое автомобиль может преодолеть без разгона, двигаясь с критической скоростью при установившемся движении; критической можно считать скорость, соответствующую максимуму динамической характеристики;

2) суммарное сопротивление дороги больше того сопротивления, которое автомобиль может преодолеть на данной передаче без разгона.

В первом случае скорость автомобиля, постепенно уменьшаясь на участке определенной длины (путь затухания), достигает такой величины, при которой движение на подъеме с заданным суммарным сопротивлением становится установившимся. Исследование этого

случая позволяет определить сокращение времени движения на подъеме, которое достигается в результате предварительного разгона.

Во втором случае скорость при движении на подъем снижается и после прохождения участка некоторой длины падает ниже критической: движение становится неустойчивым. Подъем, который на участке заданной длины вызывает падение скорости от максимальной, соответствующей движению на горизонтальном участке, до критической, и является предельным. Очевидно, что величина предельного подъема тем больше, чем выше скорость при въезде на подъем и чем меньше длина подъема.

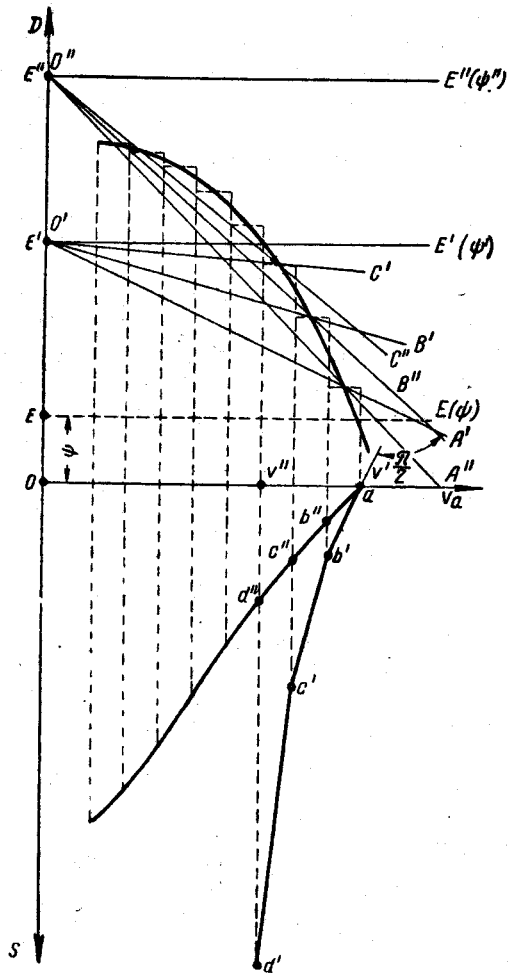
Установим зависимость между длиной подъема (путь затухания), скоростью, с которой автомобиль въезжает на подъем, и величиной внешних сопротивлений.

В § 8 главы II были рассмотрены методы определения пути разгона автомобиля при заданном значении коэффициента суммарного сопротивления дороги. В тех случаях, когда скорость уменьшается, аналогичными методами может быть определен и путь затухания движения автомобиля. Рассматривая случай замедленного движения, считаем, что автомобиль, двигаясь с установившейся скоростью по дороге с заданным сопротивлением, встречает затем некоторое повышенное сопротивление; в связи с этим скорость автомобиля начинает уменьшаться до тех пор, пока вновь не наступит равновесие между движущими силами и силами сопротивления и автомобиль вновь не достигнет какой-то новой установившейся скорости, с которой он будет продолжать движение. Путь, пройденный при этом автомобилем, называется путем затухания.

Если встретившееся повышенное сопротивление настолько велико, что при любой скорости силы сопротивления больше движущих сил, установившееся движение автомобиля невозможно. В этом случае считаем, что путь затухания ограничивается критической скоростью автомобиля, т. е. той скоростью, ниже которой работа автомобильного двигателя становится неустойчивой.

Построение кривой пути затухания отличается от построения кривой пути разгона при пользовании, например, графическим методом только тем, что отрезки, образующие ломаную линию пути затухания, в этом случае откладывают от начальной установившейся скорости в сторону ее уменьшения. Пример указанного построения приведен на фиг. 56. На горизонтальном участке дороги, который характеризуется коэффициентом сопротивления  $\psi = f$  (прямая  $EE'$ ), автомобиль двигался с установившейся скоростью  $v'$ . Если автомобиль въезжает на подъем и коэффициент суммарного сопротивления дороги возрастет, например, до величины  $\psi' = f + h$  (прямая  $E'E''$ ), то автомобиль начинает двигаться замедленно и движется так до тех пор, пока скорость не упадет до величины  $v''$ , после чего вновь будет продолжаться равномерное движение. Замечая, как и раньше, кривую динамической характеристики ломаной

линией и намечая средние значения динамического фактора на каждом участке, проводим ряд лучей  $O'A'$ ;  $O'B'$ ;  $O'C'$ ;... Перпендикулярно этим лучам проводим прямые, составляющие ломаную линию, начинающуюся от скорости  $v'$ : прямая  $ab' \perp O'A'$ ;  $b'c' \perp O'B'$



Фиг. 56.

и т. д. Каждая из этих прямых ограничена начальной и конечной скоростями в пределах данного участка динамической характеристики. Полученная ломаная линия  $ab'c'd'$  и представляет собой путь затухания движения автомобиля.

Если коэффициент суммарного сопротивления дороги больше значения динамического фактора в любой точке динамической характеристики (прямая  $E''E'''$ ), автомобиль не сможет двигаться с установившейся скоростью. Как уже было указано, путем затухания в этом случае будем считать путь, пройденный автомобилем к моменту достижения критической скорости. Соответствующая кривая пути затухания представлена ломаной линией  $ab''c''d''$ ...

Пользуясь описанными выше графическими методами, можно установить зависимость между величиной преодолеваемого подъема, скоростью, с которой автомобиль выезжает на подъем, и длиной пути затухания до заданной критической скорости автомобиля.

Приравняв длину затухания заданной длине подъема, можно найти предельный подъем, преодолеваемый автомобилем при заданной скорости, с которой автомобиль въезжает на подъем.

Предварительным разгоном можно значительно увеличить подъем, преодолеваемый автомобилем. Особое значение имеет то обстоятельство, что величина преодолеваемого подъема в данном

случае в меньшей мере ограничивается сцеплением колес с дорогой.

Изложенный метод может быть применен и к решению задачи о динамическом преодолении автомобилем горизонтального участка дороги с повышенным сопротивлением и со сниженным коэффициентом сцепления (например, мокрая глина). В этом случае для нахождения пути затухания нужно использовать динамическую характеристику по сцеплению

$$D_{\varphi} = D(v).$$

Величину предельного подъема, преодолеваемого автомобилем, можно подсчитать без графических построений. Максимальный подъем дороги, преодолеваемый автомобилем при равномерном движении,

$$h_{\max} = \operatorname{tg} \alpha_{\max} = D_{\max} - f.$$

Скорость движения при этом равна  $v_k$ .

Если автомобиль въезжает на подъем со скоростью  $v_{\max}$  и затем на подъеме скорость снижается до  $v_k$ , автомобиль сможет преодолеть дополнительное сопротивление, в частности, дополнительный подъем за счет освобождающейся кинетической энергии. Приравняем освобождающуюся кинетическую энергию движущегося автомобиля работе силы дополнительного сопротивления:

$$\frac{\delta M_a (v_{\max}^2 - v_k^2)}{2 \cdot 3,6^2} = SGah_{\text{дон}}, \quad (94)$$

где  $\delta M_a$  — приведенная масса автомобиля;

$S$  — путь, проходимый автомобилем за время, соответствующее снижению скорости от  $v_{\max}$  до  $v_k$  (путь затухания);

$h_{\text{дон}} = \operatorname{tg} \alpha_{\text{дон}}$  — дополнительный подъем, преодолеваемый за счет освобождающейся кинетической энергии автомобиля.

Преобразовав равенство (94), находим

$$h_{\text{дон}} = \frac{\delta (v_{\max}^2 - v_k^2)}{2 \cdot 3,6^2 g S}, \quad (95)$$

Предельный угол подъема  $\alpha_{\text{пред}}$ , преодолеваемого автомобилем с разгона, равен сумме максимального угла подъема  $\alpha_{\max}$  в равномерном движении и дополнительного угла подъема  $\alpha_{\text{дон}}$ , обусловленного предварительным разгоном:

$$\alpha_{\text{пред}} = \alpha_{\max} + \alpha_{\text{дон}}.$$

Если подъем выражать в сотых, то

$$h_{\text{пред}} = h_{\text{max}} + \frac{h_{\text{доп}}}{\cos \alpha_{\text{max}}},$$

или при относительно малых значениях углов  $\alpha_{\text{max}}$

$$h_{\text{пред}} \approx h_{\text{max}} + h_{\text{доп}}. \quad (96)$$

Подставив в выражение (96) приведенные выше выражения для  $h_{\text{max}}$  и  $h_{\text{доп}}$ , получим выражение для подсчета предельного подъема преодолеваемого автомобилем с разгона:

$$h_{\text{пред}} \approx D_{\text{max}} + \frac{\delta(v_{\text{max}}^2 - v_{\kappa}^2)}{2 \cdot 3,6^2 g S} - f. \quad (97)$$

Уравнение (97) показывает, что предельный подъем тем больше, чем больше скорость, с которой автомобиль въезжает на подъем, чем меньше длина подъема (путь затухания).

### § 10. МОЩНОСТНОЙ БАЛАНС АВТОМОБИЛЯ

При решении задач, связанных с оценкой тяговых качеств автомобиля, была использована одна из форм тягового баланса автомобиля. При этом тяговая сила  $P_{\kappa}$  на ведущих колесах автомобиля приравнивалась суммарной силе сопротивления движению. Те же задачи могут быть решены путем сопоставления мощности, подводимой к ведущим колесам, с суммарной мощностью, потребной для преодоления всех сопротивлений движению автомобиля.

Зависимость между мощностью  $N_e$  двигателя и мощностью  $N_{\kappa}$  подводимой к ведущим колесам, можно установить непосредственно, если известна величина к. п. д. трансмиссии автомобиля:

$$N_{\kappa} = \eta_T N_e.$$

Для составления уравнения баланса мощности автомобиля примем следующие обозначения:

- $N_f$  — мощность, потребная для преодоления сопротивления качению;
- $N_h$  — мощность, потребная для преодоления сопротивления подвеске;
- $N_w$  — мощность, потребная для преодоления сопротивления воздуха;
- $N_j$  — мощность, потребная для разгона автомобиля.

Тогда по аналогии с выражением тягового баланса (48) можно написать:

$$N_{\kappa} = \eta_T N_e = N_f + N_h + N_w + N_j. \quad (98)$$

Это уравнение показывает, что в каждый данный момент мощность, подведенная от двигателя к ведущим колесам, равна сум-

мощностей, требующихся для преодоления всех сопротивлений при движении, и представляет собой в общем виде выражение мощностного (рабочего) баланса автомобиля.

Зависимость между мощностью и силой в общем виде устанавливается выражением

$$N = \frac{Wv}{75},$$

где  $W$  — сила, приложенная к телу, в кг;

$v$  — скорость движения тела в м/сек.

Выразив скорость в км/час, найдем

$$N = \frac{Wv_a}{75 \cdot 3,6} = \frac{Wv_a}{270}. \quad (99)$$

Применяя это выражение, находим мощности, необходимые для преодоления отдельных видов сопротивлений:

$$N_f = \frac{W_f v_a}{270} = \frac{G_a f \cos \alpha v_a}{270};$$

$$N_h = \frac{W_h v_a}{270} = \frac{G_a \sin \alpha v_a}{270};$$

$$N_w = \frac{W_w v_a}{270} = \frac{k F v_a^3}{270 \cdot 3,6^2} \approx \frac{k F v_a^3}{3500};$$

$$N_j = \frac{W_j v_a}{270} = \frac{\delta G_a j a v_a}{270}.$$

Подставив эти значения в общее выражение мощностного баланса получим

$$N_{\kappa} = \frac{G_a f \cos \alpha v_a}{270} + \frac{G_a \sin \alpha v_a}{270} + \frac{k F v_a^3}{3500} + \frac{\delta G_a j a v_a}{g \cdot 270}. \quad (100)$$

Это выражение можно проанализировать, пользуясь его графической интерпретацией. На фиг. 57 показаны кривые зависимости мощности двигателя  $N_e$  и мощности на ведущих колесах  $N_{\kappa}$  от скорости движения автомобиля  $v_a$ .

Разность между ординатами этих кривых представляет в выбранном масштабе мощность  $N_T$ , затрачиваемую на преодоление механических потерь в трансмиссии:

$$N_T = (1 - \eta_T) N_e.$$

В нижней части фиг. 57 последовательно проведены кривые, выражающие зависимость от скорости движения автомобиля мощностей ( $N_f$ ,  $N_h$ ,  $N_w$ ), необходимых для преодоления отдельных видов сопротивления.

Совокупность этих кривых (фиг. 57) представляет собой так называемую мощностную диаграмму автомобиля.

Мощность двигателя и мощности, потребные для преодоления отдельных видов сопротивлений, можно связать с числом оборотов  $n$  коленчатого вала двигателя; для этого достаточно провести под осью  $v_a$  вторую ось и согласно формуле (19) отложить на ней в соответствующем масштабе величины  $n$ . Так как при любой скорости движения мощность  $N_k$  равна сумме всех мощностей сопротивления, то очевидно, что отрезок  $ab$ , заключенный между кривой  $N_k$  и суммарной кривой  $N_f + N_h + N_w$  при какой-либо скорости  $v'$ , представляет собой остающуюся мощность  $N_j$ , которая используется для увеличения скорости движения автомобиля. Определяя по графику или при помощи уравнения (100) значение  $N_j$  и учитывая коэффициент  $\delta$ , находим ускорение автомобиля при данной скорости и заданных условиях движения.

В точке  $c$  пересечения кривой  $N_k$  с кривой суммарной мощности сопротивлений  $N_f + N_h + N_w$  мощность  $N_j$  равна нулю. Достигнув скорости, определяемой этой точкой, автомобиль переходит от ускоренного движения к равномерному. Таким образом, точка  $c$  определяет максимальную скорость автомобиля в данных условиях движения при полностью открытой дроссельной заслонке.

Если требуется обеспечить равномерное движение при меньшей скорости, например при  $v'$ , то водитель должен прикрыть дроссельную заслонку, уменьшив тем самым мощность, подводимую к ведущим колесам. На фиг. 57 штриховой линией показана кривая уменьшенной мощности  $N_k$ , соответствующей частично прикрытой дроссельной заслонке. Эта кривая пересекает кривую суммарного сопротивления в точке  $a$ , определяющей максимальную для данных условий скорость  $v'$ .

Пользуясь мощностной диаграммой, можно решать и другие задачи. В частности, можно определять те сопротивления (например, подъемы), которые может преодолеть автомобиль при заданной скорости. Однако эту задачу удобнее решать, представив указанную диаграмму в несколько ином виде.

Если перегруппировать члены выражения мощностного баланса таким образом, чтобы в левой части стояли члены, не зависящие от веса автомобиля, то получим

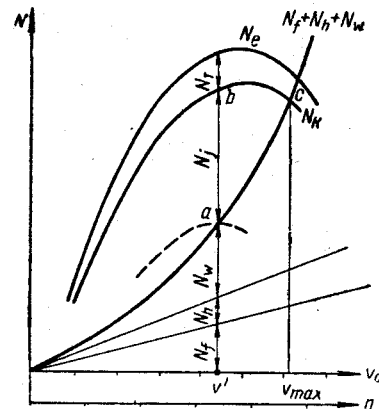
$$N_k - \frac{\kappa F v_a^3}{3500} = \frac{G_a f \cos \alpha v_a}{270} + \frac{G_a \sin \alpha v_a}{270} + \frac{\delta G_a j v_a}{g \cdot 270}. \quad (101)$$

Разность  $N_k - \frac{\kappa F v_a^3}{3500}$  представляет собой избыточную мощность, которая может быть использована для преодоления сопротивлений дороги и увеличения скорости движения автомобиля. Выражение (101) графически представлено на фиг. 58. Под кривой мощности  $N_k$  проведена кривая  $N_k - N_w$  и от оси скоростей последовательно

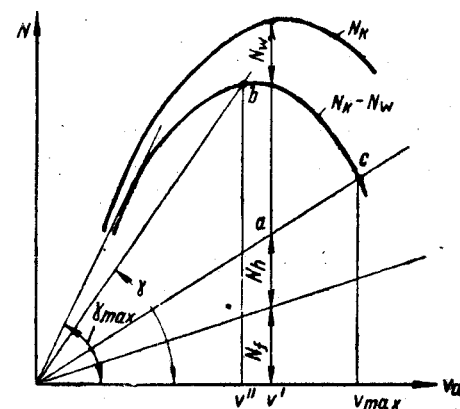
проведены прямые, представляющие зависимости мощности  $N_j$  и  $N_h$  от скорости.

По аналогии с предыдущим нетрудно сделать вывод, что отрезок  $ab$ , заключенный между кривой  $N_k - N_w$  и прямой суммарной мощности  $N_j + N_h$ , необходимой для преодоления сопротивлений дороги, соответствует остающейся мощности  $N_j$ , которая при скорости  $v'$  используется для ускорения движения автомобиля. Точка  $c$  определяет максимальную скорость автомобиля  $v_{\max}$  в заданных условиях движения.

С увеличением преодолеваемых автомобилем сопротивлений при заданной скорости движения уменьшается ускорение автомобиля.



Фиг. 57.



Фиг. 58.

Для того случая, когда ускорение равно нулю, т. е. когда автомобиль движется равномерно, в выражении мощностного баланса (101) последний член следует приравнять нулю. Тогда

$$N_k - \frac{\kappa F v_a^3}{3500} = \frac{G_a f \cos \alpha v_a}{270} + \frac{G_a \sin \alpha v_a}{270_j}, \quad (102)$$

т. е. при равномерном движении вся избыточная мощность используется только для преодоления суммарного сопротивления дороги.

Чтобы найти то максимальное сопротивление дороги, которое автомобиль может преодолеть при заданной скорости, например  $v''$ , на мощностной диаграмме следует провести вертикаль до пересечения с кривой  $N_k - N_w$  и через полученную точку  $b$  провести секущую из начала координат.

Преобразовав уравнение (102), получим

$$\frac{N_k - N_w}{v_a} \cdot \frac{270}{G_a} = f \cos \alpha + \sin \alpha \approx f + \operatorname{tg} \alpha = f + h = \psi. \quad (103)$$

Зная величину избыточной мощности  $N_k - N_w$  при заданной скорости, можно найти по уравнению (103) максимальные сопротивления  $(f + h)$ , которые при этой скорости могут быть преодолены автомобилем.

Заметим, что согласно уравнению (103) максимальные сопротивления, преодолеваемые автомобилем, пропорциональны отношению  $\frac{N_k - N_w}{v_a}$ ; последнее представляет собой, в определенном масштабе, тангенс угла  $\gamma$  наклона секущей к оси скоростей. Чем больше этот угол, тем больше и сопротивление дороги, которые может преодолеть автомобиль. Этот угол достигает максимального значения  $\gamma_{\max}$ , когда секущая становится касательной к кривой  $N_k - N_w$ . Таким образом, точка касания определяет значения скорости и избыточной тяговой силы, при которых автомобиль, двигаясь равномерно, может преодолеть наибольшее для данной передачи сопротивление дороги.

При малых углах подъема можно принять  $\cos \alpha \approx 1$ ;  $\sin \alpha \approx \operatorname{tg} \alpha = h$ ;  $f + h = \psi$ . Тогда выражение мощностного баланса (101) можно переписать следующим образом:

$$N_k - \frac{\kappa F v_a^3}{3500} = \frac{G_a \psi}{270} v_a + \frac{\delta}{g} \cdot \frac{G_a}{270} j v_a. \quad (104)$$

Первый член правой части уравнения (104), выражающий мощность, используемую для преодоления суммарного сопротивления дороги, можно обозначить  $N_\psi$ .

При построении мощностной диаграммы не для одной какой-либо передачи (например, прямой), как это было сделано на фиг. 58, а для всех передач, следует помнить, что мощности, расходуемые на преодоление сопротивлений движению, зависят от скорости движения и не зависят от того, какая передача включена. Поэтому кривые указанных мощностей будут общими для всех передач. Мощность же двигателя, а следовательно, и мощность  $N_k$  на ведущих колесах зависит от числа оборотов вала двигателя  $n_e$ . Соотношение между скоростью  $v_a$  и числом оборотов вала двигателя  $n$  будет различным на различных передачах. Каждой передаче на мощностной диаграмме будет соответствовать отдельная кривая  $N_k = N(v_a)$ . При этом по оси скоростей указанной диаграммы надо отложить столько масштабов для перехода от скорости  $v_a$  к числу оборотов  $n$ , сколько передач вводится в рассмотрение. Заметим, что по мере перехода к более низким передачам определенной скорости движения будут соответствовать все большие числа оборотов вала двигателя. Строго по масштабам числа оборотов кривые мощности на ведущих колесах в зависимости от числа оборотов коленчатого вала, получаем искомые кривые зависимости  $N_k$  от скорости движения  $v_a$  на различных передачах.

На фиг. 59 показан общий характер протекания кривых на мощностной диаграмме автомобиля, имеющего трехступенчатую коробку

передач. Ординаты точек кривых  $N_k$ , соответствующие определенному режиму работы двигателя, на всех передачах одинаковы (к. п. д. трансмиссии на всех передачах принят постоянным). Абсциссы же точек кривых уменьшаются пропорционально увеличению передаточного числа коробки передач.

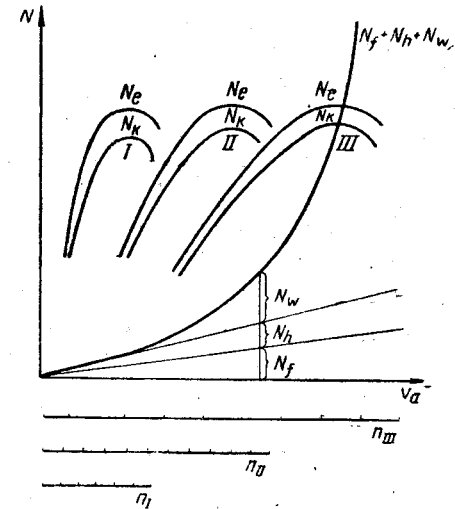
Мощностной баланс автомобиля можно использовать для сравнительной оценки динамических качеств автомобиля. Преобразовав уравнение (104), получим

$$\frac{N_k - N_w}{G_a} = \frac{v_a}{270} \left( \psi + \frac{\delta}{g} j_a \right). \quad (105)$$

Левый член этого уравнения представляет собой удельную избыточную мощность автомобиля, т. е. избыточную мощность, отнесенную к единице полного веса автомобиля. Если полный вес автомобиля выразить не в килограммах, как это обычно принято, а в тоннах, то получим так называемый запас мощности автомобиля на тонну веса  $\frac{N_k - N_w}{G_a(m)}$ . Эта величина, применяющаяся иногда в качестве измерителя для оценки тяговых качеств автомобиля, по структуре подобна ранее рассмотренному динамическому фактору.

Пользование динамическим фактором представляет большие практические удобства, поэтому он принят в настоящее время в качестве основного тягового измерителя. Аналогично этому, тяговый баланс применяется для решения различных задач чаще, чем мощностной баланс. Отдельные случаи, когда применение мощностного баланса имеет определенные преимущества, будут рассмотрены ниже.

В качестве приближенного измерителя качеств автомобиля иногда рассматривают отношение максимальной мощности двигателя к полному весу автомобиля, выраженному в тоннах. Этот измеритель носит название удельной мощности автомобиля. Для современных легковых автомобилей он колеблется в пределах 20—70 л. с./т, а в отдельных случаях и выше. Удельная мощность грузовых и специальных автомобилей в среднем равна 12—20 л. с./т.



Фиг. 59.

### § 11. ТЯГОВЫЕ КАЧЕСТВА АВТОМОБИЛЯ, СНАБЖЕННОГО ГИДРОПЕРЕДАЧЕЙ

Методика оценки тяговых качеств автомобиля, имеющего в системе трансмиссии гидропередачу того или другого типа, несколько отличается от рассмотренной выше методики оценки тяговых качеств автомобиля, имеющего обычную ступенчатую коробку передач. Для тягового исследования автомобиля, снабженного ступенчатой коробкой передач, исходной является характеристика двигателя или ее производные. Для исследования автомобиля с гидравлической передачей необходимо, кроме характеристики двигателя, иметь характеристику самой передачи, которая может быть задана в различной форме.

Гидродинамические передачи, получившие в настоящее время наиболее широкое применение в автостроении, можно подразделить на две группы: гидромуфты и гидротрансформаторы.

**Гидромуфта.** Гидромуфта состоит из насоса (ведущего колеса) и турбины (ведомого колеса), заключенных в общем картере, заполненном жидкостью (специальные сорта минерального масла). При вращении насоса, жестко соединенного с валом двигателя, лопатки насоса сообщают жидкости движение. Энергия потока жидкости, за вычетом соответствующих потерь, передается лопаткам турбины, преобразуясь таким образом в механическую энергию на валу турбины. При наличии нагрузки на валу турбины всегда имеется отставание турбины от насоса, так называемое проскальзывание. В предельном случае турбина может быть остановлена при вращающемся насосе. Благодаря этому свойству гидромуфта, введенная в силовую цепь трансмиссии, обеспечивает возможность плавного трогания автомобиля с места на высоких передачах и исключает возможность остановки двигателя в случае движения с малыми скоростями.

Гидромуфты чаще всего устанавливают на автомобилях с планетарными коробками передач. При наличии обычной механической ступенчатой коробки передач гидромуфту можно установить последовательно с фрикционным сцеплением.

В определенных условиях на режиме гидромуфты могут работать также некоторые типы гидротрансформаторов.

Рабочий процесс гидромуфты характеризуется следующими соотношениями.

Крутящий момент насоса равен

$$M_n = \lambda_n \gamma n_n^2 D^5, \quad (106)$$

где  $\lambda_n$  — коэффициент крутящего момента насоса;

$\gamma$  — удельный вес рабочей жидкости;

$n_n$  — число оборотов насоса;

$D$  — активный диаметр гидромуфты.

Крутящий момент на валу турбины с точностью, достаточной для практических расчетов, можно принимать равным крутящему моменту на валу насоса:

$$M_t = M_n.$$

К. п. д. гидромуфты равен отношению чисел оборотов  $n_t$  турбины и  $n_n$  насоса, т. е. равен передаточному числу гидромуфты:

$$\eta_{гм} = \frac{n_t}{n_n} = i_{гм}.$$

Проскальзывание гидромуфты, т. е. разность между числом оборотов насоса и турбины, обычно выражают в процентах от числа оборотов насоса:

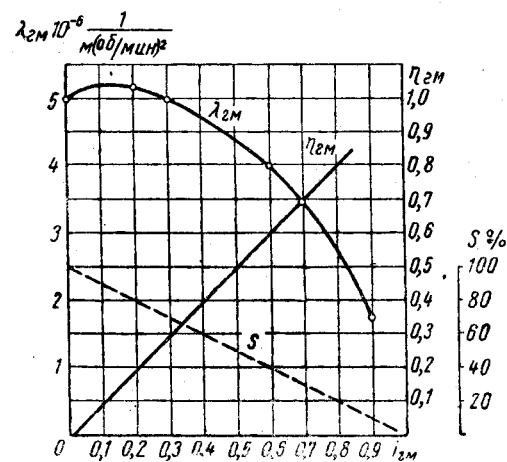
$$S = \frac{n_n - n_t}{n_n} 100 = (1 - \eta_{гм}) 100 = (1 - i_{гм}) 100\%. \quad (107)$$

Для оценки рабочих качеств гидромуфты может служить ее безразмерная характеристика, дающая графически выраженную зависимость коэффициентов  $\lambda_n$  и  $\eta_{гм}$  от передаточного числа  $i_{гм}$  (фиг. 60).

На фиг. 60 показана также зависимость проскальзывания гидромуфты от передаточного числа (штриховая линия). Пользуясь этой зависимостью  $S = S(i_{гм})$ , можно подсчитать соотношения между  $n_n$  и  $n_t$  при любых заданных значениях  $i_{гм}$ . Если бы проскальзывание гидромуфты отсутствовало, то, учитывая, что  $M_t = M_n$ , гидромуфта не оказывала бы влияния на

тяговые качества автомобиля; при одинаковых моментах на валу турбины и на валу двигателя число оборотов турбины будет меньше, чем число оборотов вала двигателя. Однако вследствие проскальзывания характер протекания кривой крутящего момента, передаваемого от двигателя к валу турбины, несколько видоизменяется, кривая деформируется.

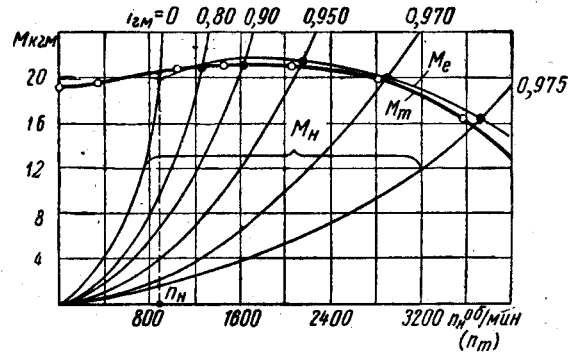
На фиг. 61 показана кривая зависимости крутящего момента  $M_e$  двигателя от числа оборотов  $n_e$  коленчатого вала или равного ему числу оборотов  $n_n$  насоса гидромуфты, при полностью открытой



Фиг. 60.



дроссельной заслонке. Нанесем на том же графике кривые моментов  $M_n$ , развиваемых насосом гидромурфты в зависимости от числа его оборотов, при различных значениях передаточного числа гидромурфты. Для данной гидромурфты эти зависимости находят экспериментально или строят их по уравнению (106); коэффициент  $\lambda_{2m}$  при этом берут по безразмерной характеристике (см. фиг. 60). Совокупность приведенных кривых носит название **нагрузочной**



Фиг. 61.

характеристики гидромурфты. Заметим, что характер протекания кривой  $\lambda_{2m}$  таков, что одной нагрузочной кривой могут соответствовать два значения  $i_{2m}$ . Точки пересечения нагрузочных кривых  $M_n$  и кривой крутящего момента двигателя характеризуют число оборотов вала двигателя (насоса) в данных условиях работы.

По найденному таким образом числу оборотов  $n_n$  насоса и передаточному числу  $i_{2m}$  гидромурфты подсчитываем число оборотов  $n_m$ , соответствующее данному равновесному числу оборотов насоса. Используя для числа оборотов турбины ту же масштабную шкалу, что и для числа оборотов насоса, и учитывая, что  $M_m = M_n$ , строим кривую  $M_m = M(n_m)$ , которая и является «деформированной» кривой момента двигателя.

При помощи этой кривой переходим обычными методами от момента на валу турбины к тяговой силе  $P_k$  на ведущих колесах и от числа оборотов  $n_m$  турбины к скорости  $v_a$  автомобиля, т. е. получаем все данные, необходимые для оценки и исследования тяговых качеств автомобиля, снабженного гидромурфтой.

**Гидротрансформатор.** Гидротрансформатор состоит из насоса (ведущего колеса), турбины (ведомого колеса) и направляющего аппарата, или реактора (неподвижного колеса). Все колеса гидротрансформатора расположены в общем картере, в который залита жидкость. Для обеспечения заданных свойств гидротрансформатора отдельные его элементы можно разбить на две или три ступени. В некоторых типах трансформаторов при определенных условиях реактору может быть сообщено вращение.

Энергия, сообщенная жидкости лопатками насоса, передается лопаткам турбины; изменение направления потока жидкости, вследствие наличия лопаток неподвижного реактора при возвращении ее из турбины в насос, вызывает изменение (трансформацию) крутящего момента, передаваемого от вала насоса (двигателя) к валу турбины.

Рабочий процесс гидротрансформатора характеризуется следующими соотношениями:

Крутящий момент насоса определяется по уравнению (106).

Крутящий момент турбины

$$M_m = \lambda_m \gamma n_n^2 D^5, \quad (108)$$

где  $\lambda$  — коэффициент крутящего момента турбины.

Передаточное число (кинематическое)

$$i_{2m} = \frac{n_m}{n_n}. \quad (109)$$

Коэффициент трансформации

$$k = \frac{M_m}{M_n} = \frac{\lambda_m}{\lambda_n}. \quad (110)$$

К. п. д. гидротрансформатора

$$\eta_{2m} = \frac{M_m}{M_n} \cdot \frac{n_m}{n_n} = k i_{2m}. \quad (111)$$

Устанавливаемые на современных автомобилях гидротрансформаторы, в зависимости от их конструкции (число ступеней, расположение колес, форма лопаток), могут быть «**прозрачными**» или «**непрозрачными**».

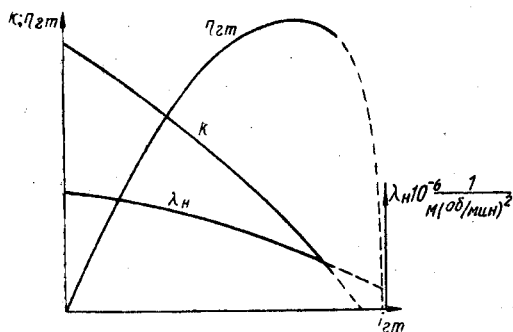
«Прозрачным» называется такой гидротрансформатор, у которого изменение режима работы турбины (и связанных с ней колес автомобиля) вызывает изменение режима работы насоса (и связанного с ним двигателя).

«Непрозрачным» называется такой гидротрансформатор, у которого изменение режима работы турбины не вызывает изменения режима работы насоса.

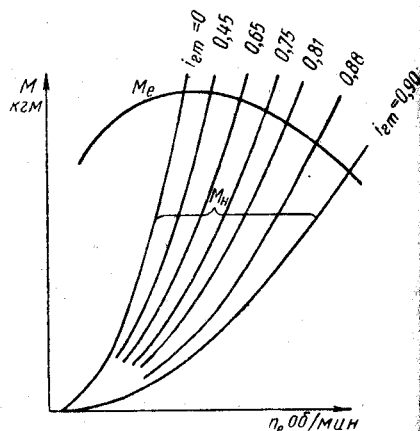
Безразмерная характеристика гидротрансформатора того или другого типа дает графически выраженную зависимость  $\lambda_m$ ,  $\eta_{2m}$  и  $k$  от передаточного числа  $i_{2m}$ . Указанные величины получают путем обработки результатов испытания гидротрансформатора. На фиг. 62 показана безразмерная характеристика «прозрачного» гидротрансформатора.

Зависимость  $M_m = M(n_m)$ , являющаяся исходной для оценки тяговых качеств автомобиля, снабженного гидротрансформатором, может быть найдена и непосредственно в процессе испытания гидротрансформатора совместно с двигателем.

Нагрузочная характеристика гидротрансформатора представляет собой график, на котором проведены кривые зависимости крутящего момента двигателя и крутящего момента насоса от числа оборотов вала двигателя (насоса) при различных значениях передаточного числа гидротрансформатора. На фиг. 63 приведена нагрузочная характеристика «прозрачного» гидротрансформатора. Нагрузочные кривые насоса гидротрансформатора строят по уравнению (106), пользуясь кривой  $\lambda_n$  на безразмерной характеристике. Точки пересечения нагрузочных кривых с кривой момента двигателя определяют режимы совместной работы данного гидротрансформатора с данным двигателем ( $M_n$  и  $n_n$ ).



Фиг. 62.



Фиг. 63.

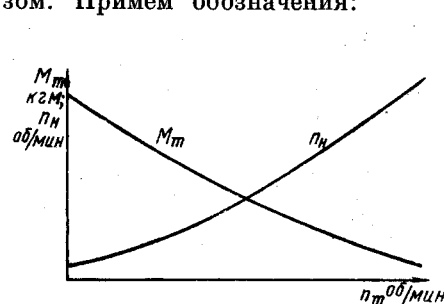
По полученным значениям  $M_n$  и коэффициенту трансформации, найденному по безразмерной характеристике для выбранных значений  $i_{gm}$ , находим момент  $M_m$ ; зная соответствующие значения  $n_n$  для выбранных передаточных отношений, находим величину  $n_m$ , т. е. получаем все данные, необходимые для построения кривой  $M_m = M(n_m)$  (фиг. 64).

Безразмерная характеристика «непрозрачного» гидротрансформатора отличается от приведенной выше несколькими особенностями: основным отличием является то, что коэффициент  $\lambda_n$  остается постоянным при любых значениях  $i_{gm}$ . В соответствии с этим на нагрузочной характеристике кривая моментов насоса, в зависимости от числа его оборотов, будет единой для всех значений передаточного числа  $i_{gm}$ . В остальном ход рассуждений при построении кривой момента «непрозрачного» гидротрансформатора остается подобным приведенному выше. Заметим, что на графике  $M_m = M(n_m)$  такого гидротрансформатора кривая моментов, построенная для определенного (например, максимального) открытия дроссельной заслонки, соответствует определенному и постоянному числу оборотов насоса (двигателя) при любом числе оборотов турбины.

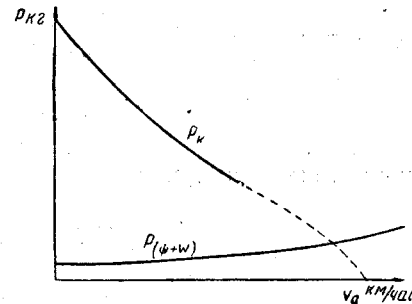
Как для «прозрачного» трансформатора, так и для «непрозрачного» по кривым  $M_m = M(n_m)$ , пользуясь изложенными выше методами, можно построить тяговую и динамическую характеристики автомобиля.

В качестве примера на фиг. 65 показана примерная тяговая характеристика автомобиля, имеющего гидротрансформатор; при помощи такой характеристики можно оценить тяговые качества автомобиля и в том числе параметры его разгона, для чего должен быть известен коэффициент учета вращающихся масс  $\delta$ .

Если в трансмиссии автомобиля установлена гидропередача, то выражение для коэффициента  $\delta$  можно получить следующим образом. Примем обозначения:



Фиг. 64.



Фиг. 65.

$J_n$  — момент инерции насоса гидропередачи и жестко связанных с ним деталей — в том числе маховика двигателя — в  $кгм \cdot сек^2$ ;

$n_n$  — число оборотов насоса в минуту;

$\frac{d\omega_n}{dt}$  — угловое ускорение насоса  $1/сек^2$ ;

$J_m$  — момент инерции турбины (рабочего колеса) гидропередачи и жестко связанных с ней деталей в  $кгм \cdot сек^2$ ;

$n_m$  — число оборотов турбины;

$\frac{d\omega_m}{dt}$  — угловое ускорение турбины  $1/сек^2$ .

По аналогии с приведенными ранее рассуждениями крутящий момент, подводимый к ведущим колесам автомобиля, в процессе неустановившегося — например ускоренного — движения

$$M'_k = \left( M_e k - J_n k \frac{d\omega_n}{dt} - J_m \frac{d\omega_m}{dt} \right) i_{k0} \eta_T.$$

Окружная сила на шинах ведущих колес в этом случае [ср. с уравнением (18)]

$$P'_k = \left( M_e k - J_n k \frac{d\omega_n}{dt} - J_m \frac{d\omega_m}{dt} \right) \frac{i_{k0} \eta_T}{r} - \sum J_{k0} \frac{d\omega_k}{dt} \cdot \frac{1}{r}.$$

В данном случае  $i_k$  — передаточное число механической ступени, работающей последовательно с гидротрансформацией.

Так как

$$\frac{d\omega_k}{dt} = \frac{dv}{dt} \cdot \frac{1}{r};$$

$$\frac{d\omega_m}{dt} = \frac{dv}{dt} \cdot \frac{i_k i_0}{r}$$

и

$$\frac{d\omega_n}{dt} = \frac{d\omega_n}{dv} \cdot \frac{dv}{dt} = \frac{d\omega_n}{d\omega_m} \cdot \frac{dv}{dt} \cdot \frac{i_k i_0}{r},$$

то учитывая, что  $\frac{d\omega_n}{d\omega_m} = \frac{dn_n}{dn_m}$ ,

$$\frac{d\omega_n}{dt} = \frac{dn_n}{dn_m} \cdot \frac{dv}{dt} \cdot \frac{i_k i_0}{r},$$

окончательно получаем

$$P'_k = \left( M_{ek} - J_n k \frac{dn_n}{dn_m} \cdot \frac{dv}{dt} \cdot \frac{i_k i_0}{r} - J_m \frac{dv}{dt} \cdot \frac{i_k i_0}{r} \right) \frac{i_k i_0}{r} \eta_T - \sum J_{k\alpha} \frac{dv}{dt} \cdot \frac{1}{r^2}.$$

По аналогии с выводом, приведенным в § 1 главы II, находим, что при наличии гидродинамической передачи коэффициент учета вращающихся масс

$$\delta = 1 + J_n \frac{k i_0^2 \eta_{Tg}}{G a r^2} \cdot \frac{dn_n}{dn_m} + J_m \frac{i_0^2 \eta_{Tg}}{G a r^2} + J_k \frac{z_{kg}}{G a r^2}. \quad (112)$$

У «непрозрачного» гидротрансформатора  $\frac{dn_n}{dn_m} = 0$ , поэтому второй член правой части выражения (112) также равен нулю. Следовательно, при разгоне автомобиля с «непрозрачным» гидротрансформатором не нужно учитывать вращающихся масс двигателя и связанных с ними деталей (в частности, насоса гидротрансформатора).

При «прозрачном» гидротрансформаторе производную  $\frac{dn_n}{dn_m}$  можно найти графически по кривой зависимости числа оборотов  $n_n$  насоса от числа оборотов  $n_m$  турбины (фиг. 62). Следует заметить, что величины  $\frac{dn_n}{dn_m}$  при неустановившемся и установившемся движении могут несколько отличаться, однако этим обстоятельством при расчетах можно пренебречь.

Как было рассмотрено выше, при наличии на автомобиле механической ступенчатой коробки передач влияние вращающихся масс двигателя на параметры разгона автомобиля на прямой передаче невелико (4—6%).

При наличии на автомобиле «прозрачного» гидротрансформатора изменение числа оборотов колес в процессе разгона связано с менее интенсивным изменением числа оборотов вала двигателя, чем при наличии ступенчатой передачи. Поэтому если за гидротрансформатором не установлена понижающая передача с большим передаточным числом, то и в этом случае параметры процесса разгона можно приближенно рассчитывать так же, как и при «непрозрачном» гидротрансформаторе.

Если на автомобиле установлена гидромукфта, то коэффициент учета вращающихся масс без существенной ошибки можно подсчитывать так же, как и при наличии обычной ступенчатой коробки передач, включая при расчете моменты инерции маховика двигателя, насоса, турбины и жидкости, находящейся в муфте.

## § 12. ЦИРКУЛЯЦИЯ МОЩНОСТИ

Колеса одной оси или разных осей автомобиля, жестко связанные одно с другим (при отсутствии или блокировке как межколесных, так межосевых дифференциалов), имеют одинаковые угловые скорости вращения. При движении автомобиля могут возникнуть условия, при которых эти колеса стремятся двигаться с различными линейными скоростями, чему противодействует имеющаяся между ними жесткая связь. При прямолинейном движении это может быть вызвано, например, разницей радиусов качения связанных между собой колес. Качение колес в указанных условиях должно сопровождаться относительным перемещением точек площадки контакта шины по поверхности дороги (скольжение или буксование). Подобное же явление возможно и при одинаковых радиусах качения, но при движении по дороге с неровной поверхностью или на повороте. Возникающее в этих условиях скольжение или буксование колес сопровождается увеличенным износом шин и механизмов трансмиссии и непроизводительной затратой энергии двигателя на движение автомобиля.

Комплекс вопросов, связанных с описываемым явлением, объединяется понятием *циркуляция мощности*.

Явления циркуляции мощности рассматриваются сначала без учета тангенциальной деформации шин. Влияние такой деформации на рассматриваемые закономерности анализируется в конце раздела.

Характер движения колеса определяется соотношением между поступательной скоростью колеса, его угловой скоростью и радиусом качения:

$v_k = \omega_k r_k$  — качение колеса без скольжения или буксования (чистое качение);

$v_{\kappa} > \omega_{\kappa} r_{\kappa}$  — качение колеса с одновременным скольжением или чистое скольжение (при  $\omega_{\kappa} = 0$ );

$v_{\kappa} < \omega_{\kappa} r_{\kappa}$  — качение колеса с одновременным буксованием или чистое буксование (при  $v_{\kappa} = 0$ ).

Уточним приведенные выражения, введя понятие о скорости относительного перемещения точек контакта шины по дороге. Назовем указанную скорость скоростью скольжения независимо от того, при каком из двух последних рассмотренных случаев движения колеса она возникает, и обозначим эту скорость  $v_s$ . Тогда в общем виде

$$v_{\kappa} = \omega_{\kappa} r_{\kappa} + v_s$$

или

$$v_s = v_{\kappa} - \omega_{\kappa} r_{\kappa}$$

Скорость  $v_s$  будем считать положительной, если она направлена в ту же сторону, что и скорость  $v_{\kappa}$ .

При различных рассматриваемых случаях движения колеса, скорость скольжения имеет следующие значения:

$v_s = 0$  — чистое качение ( $v_{\kappa} = \omega_{\kappa} r_{\kappa}$ );

$v_s > 0$  — качение с одновременным скольжением ( $v_{\kappa} > \omega_{\kappa} r_{\kappa}$ );

$v_s = v_{\kappa}$  — чистое скольжение ( $\omega_{\kappa} = 0$ );

$v_s < 0$  — качение с одновременным буксованием ( $v_{\kappa} < \omega_{\kappa} r_{\kappa}$ );

$v_s = -\omega_{\kappa} r_{\kappa}$  — чистое буксование ( $v_{\kappa} = 0$ ).

Применим указанные соотношения к случаю прямолинейного движения двухосного автомобиля с обоими ведущими мостами, между которыми нет дифференциала и таким образом угловые скорости передних и задних колес всегда одинаковы. Так как расстояние между мостами неизменно, то скорости поступательного перемещения колес обоих мостов также равны. Отмечая индексами 1 и 2 величины, относящиеся соответственно к передним и задним колесам, получаем

$$\omega_{\kappa} r_{\kappa 1} + v_{s1} = \omega_{\kappa} r_{\kappa 2} + v_{s2}$$

или

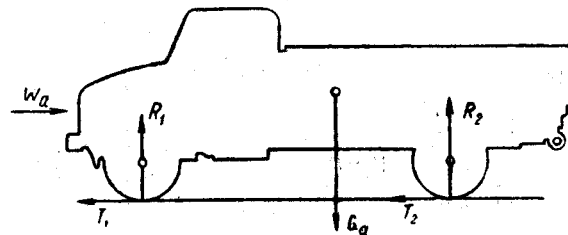
$$v_{s2} - v_{s1} = \omega_{\kappa} (r_{\kappa 1} - r_{\kappa 2}). \quad (113)$$

Уравнение (113) позволяет утверждать, что при  $r_{\kappa 2} \neq r_{\kappa 1}$  всегда будет происходить относительное перемещение по дороге точек контакта шин колес обоих мостов или одного из них, так как в этом случае  $v_{s2} - v_{s1} \neq 0$ .

Предположим, например, что  $r_{\kappa 1} > r_{\kappa 2}$  и, следовательно,  $v_{s2} > v_{s1}$ . Если колеса с большим радиусом качения катятся без скольжения или буксования ( $v_{s1} = 0$ ), то  $v_{s2} > 0$ , т. е. колеса с меньшим радиусом проскальзывают. Если колеса с большим радиусом качения пробуксовывают ( $v_{s1} < 0$ ), то колеса с меньшим радиусом качения могут скользить ( $v_{s2} > 0$ ), катиться без скольжения или

буксования ( $v_{s1} = 0$ ) или тоже буксовать ( $v_{s2} < 0$ ). Заметим, что буксование колес меньшего радиуса при качении или скольжении колес большего радиуса невозможно, так же как и скольжение колес большего радиуса при буксовании или качении колес меньшего радиуса, так как это противоречило бы приведенным выше первичным определениям характера движения колеса.

Чтобы установить, какое явление будет происходить в действительности, рассмотрим схему внешних сил, действующих на автомобиль при движении, считая по-прежнему, что  $r_{\kappa 1} > r_{\kappa 2}$ . На фиг. 66 показаны



Фиг. 66.

следующие силы:  $T_1$  и  $T_2$  — тангенциальные реакции дороги;  $R_1$  и  $R_2$  — вертикальные реакции дороги;  $W_a$  — суммарное сопротивление движению автомобиля за вычетом сопротивления качению. Сумма проекций сил на плоскость дороги

$$T_1 + T_2 = W_a. \quad (114)$$

Максимальные значения тангенциальных реакций, считая, что коэффициент сцепления  $\varphi$  одинаков для колес обоих мостов, равны соответственно

$$\left. \begin{aligned} T_{1 \max} &= R_1 \varphi; \\ T_{2 \max} &= R_2 \varphi. \end{aligned} \right\} \quad (115)$$

Суммарное сопротивление  $W_a$  может достигнуть максимального значения

$$W_{a \max} = (R_1 + R_2) \varphi. \quad (116)$$

В конкретных условиях суммарное сопротивление движению может быть меньше максимального значения, определяемого уравнением (116); в этом случае сумма тангенциальных реакций

$$T_1 + T_2 < (R_1 \varphi + R_2 \varphi). \quad (117)$$

Однако величины тангенциальных реакций на каждом из колес не могут одновременно быть меньше максимальных значений, определяемых уравнениями (115), так как при этом оба колеса катились бы без скольжения и буксования, что при  $r_{\kappa 1} \neq r_{\kappa 2}$ , как указывалось выше, невозможно.

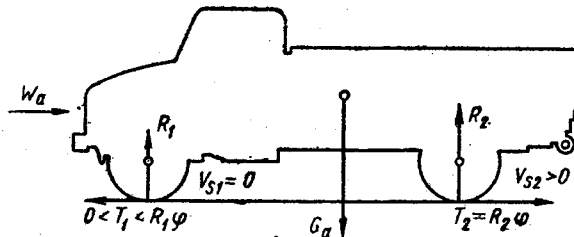
Фиг. 67 соответствует случаю, когда передние (бóльшие) колеса катятся без скольжения или буксования, а задние (меньшие) скользят:

$$0 < W_a + R_2\varphi < R_1\varphi$$

или

$$-R_2\varphi < W_a < (R_1 - R_2)\varphi.$$

По мере увеличения сопротивления  $W_a$  реакция  $T_1$  увеличивается; когда она достигнет максимального значения  $T_{1\max} = R_1\varphi$ , перед-

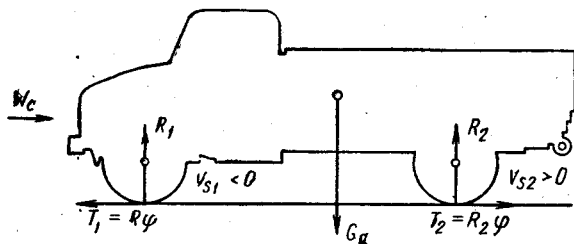


Фиг. 67.

ние колеса начнут буксовать (фиг. 68). Это произойдет тогда, когда сопротивления

$$W_a = (R_1 - R_2)\varphi.$$

При дальнейшем увеличении сопротивления  $W_a$  скольжение задних колес прекратится (фиг. 69, а), тангенциальная реакция  $T_2$ ,



Фиг. 68.

направленная против движения, уменьшается от максимального значения до нуля. В соответствии с фиг. 69, это будет происходить при изменении сопротивления в диапазоне, определяемом неравенством

$$(R_1 - R_2)\varphi < W_a < R_1\varphi.$$

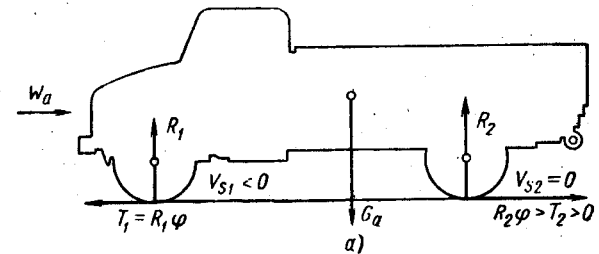
Очевидно, что когда тангенциальная реакция  $T_2$  равна нулю,  $W_a = R_1\varphi$ .

Если сопротивление движению еще увеличится, тангенциальная реакция  $T_2$ , пройдя через нуль, будет направлена в сторону движения

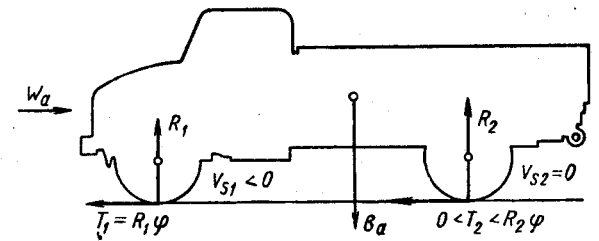
(фиг. 69, б). Диапазон изменения сопротивления  $W_a$ , соответствующий этому случаю, определяется неравенством.

$$R_1\varphi < W_a < (R_1 + R_2)\varphi.$$

Максимальное значение сопротивления движению  $W_a$  определится тем условием, что и меньшие (задние) колеса начнут буксовать (фиг. 70).

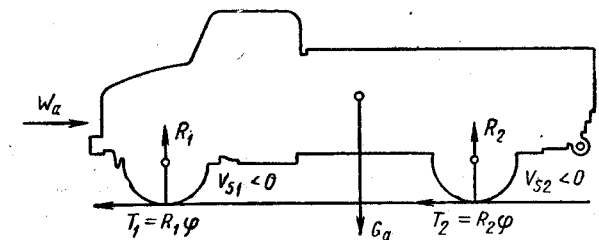


а)



б)

Фиг. 69.



Фиг. 70.

Все указанные соотношения в зависимости от сопротивления дороги для рассматриваемого примера движения двухосного автомобиля с обоими ведущими мостами при  $r_{к1} > r_{к2}$  сведены в табл. 2. Учащемуся представляется возможность найти аналогичные соотношения при  $r_{к1} < r_{к2}$ .

Учитывая, что при обычном распределении веса двухосного грузового автомобиля суммарная радиальная реакция на колеса переднего

Таблица 2

Характер движения колес в зависимости от сопротивления дороги при  $r_{к1} < r_{к2}$

№ по пор.	Сопротивление дороги $W_a$	Характер движения колес		Тангенциальная реакция на колеса	
		задних	передних	передние	задние
1	$-R_2\varphi < W_a < <(R_1 - R_2)\varphi$	Скольжение	Качение	$T_2 = R_2\varphi$ (против движения)	$0 < T_1 < R_1\varphi$ (по движению)
2	$W_a = (R_1 - R_2)\varphi$	То же	Буксование	$T_2 = R_2\varphi$ (против движения)	$T_1 = R_1\varphi$ (по движению)
3	$(R_1 - R_2)\varphi < <W_a < R_1\varphi$	Качение	То же	$R_2\varphi > T_2 > 0$ (против движения)	То же
4	$W_a = R_1\varphi$	»	»	$T_2 = 0$	»
5	$R_1\varphi < W_a < <(R_1 + R_2)\varphi$	»	»	$0 < T_2 < R_2\varphi$ (по движению)	»
6	$W_a = (R_1 + R_2)\varphi$	Буксование	»	$T_2 = R_2\varphi$ (по движению)	»

моста меньше, чем на колеса заднего моста, т. е.  $R_1 < R_2$ , анализ приведенных выше выражений позволяет сделать следующие выводы.

Для заданного соотношения  $r_{к1} > r_{к2}$  первый и второй случаи возможны только при отрицательном значении  $W_a$ , т. е. тогда, когда к автомобилю приложена внешняя сила, направленная в сторону его движения (например, при буксировании). Заметим также, что первый случай и для реакции  $R_1 \geq R_2$  возможен при отрицательном значении  $W_a$ .

Третий случай возможен как при отрицательном, так и при положительном значениях  $W_a$ .

Обычное движение двухосного автомобиля с обоими ведущими мостами при  $r_{к1} > r_{к2}$  соответствует третьему, четвертому и пятому случаям, т. е. происходит при качении задних (меньших) колес и буксовании передних (больших) колес. При этом тангенциальная реакция на передних колесах  $T_1 = R_1\varphi$ , а тангенциальная реакция на задние колеса в зависимости от величины  $W_a$  может меняться в пределах от  $T_2 < -R_2\varphi$  до  $T_2 < R_2\varphi$ .

Рассмотрим третий из приведенных случаев движения, при котором тангенциальная реакция задних колес направлена против движения (фиг. 71). Абсолютная величина этой реакции  $T_2 = R_1\varphi - W_a$ . Момент, создаваемый указанной реакцией, нагружает трансмиссию на участке между колесами обоих ведущих мостов. Так,

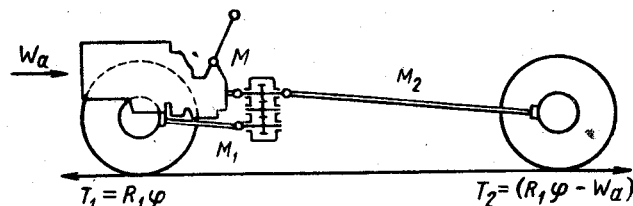
карданная передача между главной передачей заднего моста и раздаточной коробкой будет нагружена моментом

$$M_2 = \frac{(R_1\varphi - W_a) r_{д2} \eta_2}{i_0},$$

где  $\eta_2$  — к. п. д. главной передачи заднего моста при передаче момента от колес к карданному валу;

$r_{д2}$  — динамический радиус задних колес.

Момент  $M_2$  суммируется далее с моментом, подводимым к раздаточной коробке от двигателя через коробку передач.



Фиг. 71.

Если раздаточная коробка соответствует схеме, показанной на фиг. 71, то карданная передача переднего моста нагружается моментом

$$M_1 = (M + M_2) \eta_3 = \left[ M + \frac{(R_1\varphi - W_a) r_{д2} \eta_2}{i_0} \right] \eta_3,$$

где  $\eta_3$  — к. п. д. раздаточной коробки.

Из приведенных выражений следует, что дополнительная нагрузка на элементы трансмиссии может достигнуть значительной величины; при малых значениях  $W_a$  эта нагрузка может превысить нагрузку, передаваемую на тот или другой элемент трансмиссии от двигателя, вызывая ускоренный износ механизмов трансмиссии и увеличение механических потерь в этих механизмах. В то же время постоянное буксование ведущих колес (в рассматриваемом случае передних колес) сопровождается ускоренным износом шин буксующих колес и дополнительной непроизводительной затратой мощности двигателя, а следовательно, увеличением расхода топлива.

Составим мощностной баланс автомобиля применительно к движению в рассматриваемых условиях.

Если задние колеса катятся без скольжения и буксования, то скорость автомобиля равна окружной скорости указанных колес

$$v_a = v_2 = \frac{\pi r_{к2} n_к}{30}.$$

Окружная скорость передних колес

$$v_1 = \frac{\pi r_{к1} n_к}{30}.$$

Скорость буксования передних колес

$$v_s = v_1 - v_2 = \frac{\pi n_k (r_{к1} - r_{к2})}{30} = v_2 \frac{r_{к1} - r_{к2}}{r_{к2}}$$

Не выделяя для упрощения получаемых выражений сопротивления качению колес, что вносит весьма малую ошибку, имеем

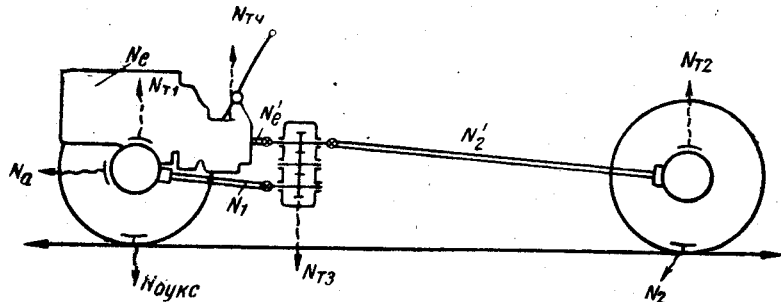
$$N_e = N_a + N_{букс} + N_T, \quad (118)$$

где  $N_a$  — мощность, используемая на преодоление внешних сопротивлений;

$N_{букс}$  — мощность буксования передних ведущих колес;

$$N_{букс} = \frac{R_1 \varphi v_{s1}}{75};$$

$N_T$  — мощность, теряемая в механизмах трансмиссии.



Фиг. 72.

Мощность  $N_T$  складывается из мощности, теряемой в главных передачах переднего моста ( $N_{T1}$ ), заднего моста ( $N_{T2}$ ), в раздаточной коробке ( $N_{T3}$ ) и в коробке передач ( $N_{T4}$ ). Чтобы оценить величину этих потерь, следует представить те мощности, которые передаются через соответствующие механизмы (фиг. 72).

К колесам заднего моста подводится мощность

$$N_2 = \frac{(R_1 \varphi - W_a) v_2}{75},$$

следовательно, потеря мощности в главной передаче заднего моста будет равна

$$N_{T2} = (1 - \eta_2) \frac{(R_1 \varphi - W_a) v_2}{75}.$$

Мощность, передаваемая от главной передачи заднего моста к раздаточной коробке,

$$N'_2 = \frac{(R_1 \varphi - W_a) v_2}{75} \eta_2.$$

Потеря мощности в коробке передач

$$N_{T4} = (1 - \eta_4) N_e.$$

Мощность, подводимая от коробки передач к раздаточной коробке,

$$N'_e = N_e \eta_4.$$

Потеря мощности в раздаточной коробке

$$\begin{aligned} N_{T3} &= (1 - \eta_3) (N'_2 + N'_e) = \\ &= (1 - \eta_3) \left[ \frac{(R_1 \varphi - W_a) v_2}{75} \eta_2 + N_e \eta_4 \right]. \end{aligned}$$

Мощность, подводимая от раздаточной коробки к главной передаче переднего моста,

$$N_1 = [N'_2 + N'_e] \eta_3.$$

Потеря мощности в главной передаче переднего моста

$$\begin{aligned} N_{T1} &= (1 - \eta_1) (N'_2 + N'_e) \eta_3 = \\ &= (1 - \eta_1) \left[ \frac{(R_1 \varphi - W_a) v_2}{75} \eta_2 + N_e \eta_4 \right] \eta_3. \end{aligned}$$

На фиг. 72 стрелками условно показано распределение указанных мощностей.

Суммарная мощность, теряемая в механизмах трансмиссии,

$$N_T = N_{T1} + N_{T2} + N_{T3} + N_{T4}$$

или после подстановки соответствующих величин и их приведения

$$N_T = \frac{(R_1 \varphi - W_a) (1 - \eta_1 \eta_2 \eta_3) v_2}{75} + N_e (1 - \eta_1 \eta_3 \eta_4).$$

Подставляя найденные выражения для  $N_a$ ,  $N_{букс}$  и  $N_T$  в общее выражение (118) мощностного баланса автомобиля, получаем

$$\begin{aligned} N_e &= \frac{W_a v_2}{75} + \frac{R_1 \varphi v_{s1}}{75} + \\ &+ \frac{(R_1 \varphi - W_a) (1 - \eta_1 \eta_2 \eta_3) v_2}{75} + N_e (1 - \eta_1 \eta_3 \eta_4). \end{aligned} \quad (119)$$

Учитывая, что  $v_s = v_1 - v_2$ , после соответствующего приведения это уравнение (119) можно записать в следующем виде:

$$N_e \eta_1 \eta_3 \eta_4 = \frac{R_1 \varphi v_1}{75} - \frac{(R_1 \varphi - W_a) v_2 \eta_1 \eta_2 \eta_3}{75}.$$

Мощность двигателя, подводимая к ведущим колесам с учетом механических потерь в механизмах, через которые она передается, в каждый данный момент равна мощности, развиваемой на передних ведущих (буксующих) колесах, за вычетом мощности, подводимой от задних (скользящих) колес к передним ведущим колесам через механизмы силовой передачи. Эта мощность, нагружая механизмы трансмиссии, не принимает участия в преодолении внешних сопротивлений движению автомобиля, вследствие чего называется п а р а з и т н о й. От передних колес паразитная мощность передается через дорожное полотно к задним и вновь возвращается к передним колесам.

Таким образом происходит своеобразная циркуляция мощности, сопровождаемая необратимыми потерями части мощности в механизмах трансмиссии, расположенных между обоими ведущими мостами. Заметим, что величина паразитной мощности уменьшается по мере возрастания сопротивления движению. При  $W_a = R\varphi$  паразитная мощность равна нулю.

Из приведенных выше рассуждений можно сделать вывод: включать привод переднего ведущего моста двухосного автомобиля с обоими ведущими мостами целесообразно только тогда, когда это вызывается тяжелыми условиями движения. При движении с включенным приводом по хорошей дороге, когда сопротивление движению незначительное, возникает дополнительная нагрузка на трансмиссию, связанная с передачей паразитной мощности.

Выше были рассмотрены явления, возникающие при движении жестко связанных колес, имеющих неодинаковые радиусы качения, на примере двухосного автомобиля с обоими ведущими осями без дифференциала между ними. Тот же характер будут носить явления, возникающие при движении трехосного автомобиля со всеми ведущими мостами или хотя бы ведущими мостами задней тележки (задний и средний мосты обычно не имеют механизма для их выключения) и при движении сдвоенных ведущих колес. В этих случаях следует особенно тщательно подбирать по размеру шины колес, жестко связанных между собой, и следить за тем, чтобы давление воздуха в шинах, влияющее на величину радиуса качения, было одинаково.

В приведенном выше изложении не учитывалась тангенциальная деформация шины, т. е. считалось, что она жесткая в тангенциальном направлении. В действительности радиус качения шины, воспринимающей тангенциальные реакции, изменяется: уменьшается при положительном направлении реакции (в сторону движения) и увеличивается при отрицательном направлении реакции (против движения). Это обстоятельство может в определенных условиях способствовать выравниванию неодинаковых радиусов качения шин жестко связанных между собой ведущих колес и уменьшению дополнительных потерь при движении. Положим, что на основании опыта найдена зависимость  $r_k = r(T)$ , показанная на фиг. 73. Кривая 1 соответствует изменению радиуса  $r_k$  буксующего колеса, а кривая 2 — тор-

озящего; радиусы указанных колес  $r_k^0$  при свободном качении ( $T = 0$ ) неодинаковы и разность

$$\Delta r_0 = r_{k1}^0 - r_{k2}^0.$$

Рассматривая с достаточной степенью приближения характер зависимости  $r_k = r(T)$  как прямолинейный, можем написать:

$$r_{k1} = r_{k1}^0 - k_1 T;$$

$$r_{k2} = r_{k2}^0 - k_2 T,$$

где  $k$  с соответствующим индексом представляет собой коэффициент, показывающий изменение радиуса качения при изменении тангенциальной реакции на единицу ее величины.

Условие выравнивания радиусов качения можно записать следующим образом:

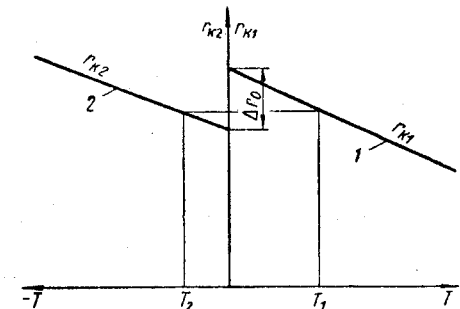
$$r_{k1}^0 - k_1 T_1 = r_{k2}^0 + k_2 T_2$$

или, принимая  $k_1 = k_2 = k$ ,

$$r_{k1}^0 - r_{k2}^0 = \Delta r_0 = k(T_1 + T_2).$$

Если принять, например, что  $k = 0,05$  мм/кг,  $R_1 = 1500$  кг,  $\varphi = 0,5$ , то  $\Delta r_0 = 37,5$  мм.

Если первоначальная разность радиусов  $\Delta r_0$  не превосходит указанной величины, то под воздействием тангенциальной реакции радиусы их будут выравниваться. При этом буксования колес одного из мостов (в данном примере переднего) не будет, а трансмиссия нагружается таким дополнительным моментом, который обусловлен тангенциальными реакциями, достаточными для выравнивания радиусов качения колес. Однако указанное явление также нежелательно, так как дополнительная нагрузка вызывает повышенный износ элементов трансмиссии и резины и увеличивает механические потери и расходы топлива.



Фиг. 73.

### § 13. АНАЛИТИЧЕСКИЙ МЕТОД ИНТЕГРИРОВАНИЯ И ИССЛЕДОВАНИЯ ДИФФЕРЕНЦИАЛЬНОГО УРАВНЕНИЯ ДВИЖЕНИЯ АВТОМОБИЛЯ

#### 1. Нахождение эмпирических выражений для основных зависимостей

Дифференциальное уравнение движения автомобиля обычно решается графическим или графо-аналитическим путем. Для более глубокого анализа процесса движения автомобиля и установления общих зависимостей целесообразно применить аналитический метод,



который позволяет рассмотреть в общей форме ряд вопросов, выходящих за пределы тягового исследования одного заданного автомобиля.

Для исследования и решения основного дифференциального уравнения движения автомобиля необходимо знать зависимости между входящими в него переменными. В частности, должны быть установлены функциональные зависимости

$$\sum W = W(v);$$

$$P_k = P(v).$$

Зависимость суммарного сопротивления движению автомобиля от скорости установлена теоретически и экспериментально.

Зависимость тяговой силы от скорости установить труднее. Так как тяговая сила  $P_k$  зависит от крутящего момента или мощности двигателя, а скорость автомобиля  $v$  — от числа оборотов вала двигателя, то искомую зависимость  $P_k = P(v_a)$  можно было бы установить, зная функциональную зависимость крутящего момента или мощности двигателя от числа оборотов:

$$M_e = M(n)$$

$$N_e = N(n).$$

В настоящее время имеется ряд эмпирических уравнений, выражающих зависимость мощности двигателя от числа оборотов, среди которых можно привести следующие.

#### 1. Формула Пуансе:

$$N_e = 1,5 \frac{N_{e \max}}{n_N} n \left( 1 - \frac{n^2}{3n_N^2} \right).$$

В этой формуле  $N_{\max}$  и  $n_N$  — соответственно максимальная мощность и число оборотов при максимальной мощности считаются заданными. Подставляя текущие значения  $n$ , находят соответствующие им текущие значения мощности  $N_e$ .

#### 2. Формула Хлыстова:

$$N_e = \frac{N_{\max}}{n_N} \cdot \frac{n}{1-\alpha} \left[ \frac{3-4\alpha}{2} + \alpha \frac{n}{n_N} - \frac{1}{2} \left( \frac{n}{n_N} \right)^2 \right].$$

где  $\alpha$  — отношение числа оборотов при максимальном крутящем моменте к числу оборотов при максимальной мощности.

#### 3. Формула Лейдермана:

$$N_e = N_{\max} \left[ \frac{n}{n_N} + \left( \frac{n}{n_N} \right)^2 - \left( \frac{n}{n_N} \right)^3 \right].$$

Для быстроходных дизелей эта формула видоизменяется следующим образом:

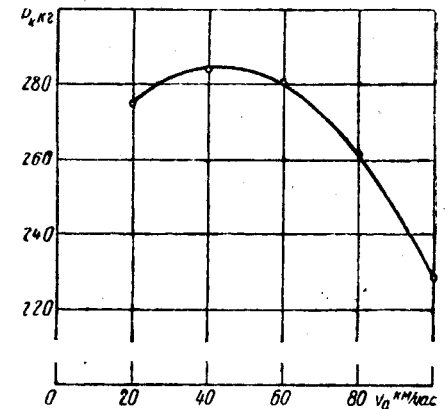
$$N_e = N_{\max} \left[ 0,5 \frac{n}{n_N} + 1,5 \left( \frac{n}{n_N} \right)^2 - \left( \frac{n}{n_N} \right)^3 \right].$$

Удобный способ построения характеристики двигателя предложен проф. И. М. Лениным, установившим понятие об единой относительной скоростной характеристике двигателя. Им было найдено, что характеристики большинства двигателей, построенных в относительных координатах  $\frac{N_e}{N_{e \max}}$ ,  $\frac{n}{n_N}$ , весьма близко совпадают. Например, все карбюраторные двигатели с достаточной степенью точности могут быть объединены следующими цифровыми зависимостями:

$\frac{n}{n_N}$	в %	20	40	60	80	100	120
$\frac{N_e}{N_{e \max}}$	в %	21	49	73	92	100	92

Таким образом, если известны максимальная мощность или соответствующее ей число оборотов, то все остальные значения мощности и чисел оборотов однозначно определяются приведенными цифровыми соотношениями.

Другой путь нахождения исходных зависимостей состоит в следующем. Обычно зависимости  $M_e = M(n)$  или  $P_k = P(v)$  получаются в результате испытания двигателя или автомобиля и выражаются в виде таблиц или графиков. Для решения поставленной задачи можно использовать эти данные, подбирая к ним в каждом случае уравнения, наиболее полно охватывающие найденные соотношения в достаточ-



Фиг. 74.

но широком интервале их изменения. Полученные эмпирические уравнения и положены в основу рассматриваемого метода.

Чтобы кривую, найденную опытным путем, выразить уравнением, следует сначала наметить зависимость, наиболее близко соответствующую данной кривой. В общем случае заданная кривая может выражаться тригонометрическим, показательным или степенным уравнением. В отдельных случаях может быть использована комбинация всех этих видов функциональной зависимости.

На фиг. 74 показана кривая зависимости тяговой силы на ведущих колесах  $P_k$  от скорости движения для легкового автомобиля ЗИМ.

Характер протекания приведенной кривой, так же как и большого ряда кривых, относящихся к другим автомобильным двигателям, а также их числовой анализ позволяют предположить, что с точностью, достаточной для практических выводов, зависимость тяговой силы от скорости можно выразить уравнением второй степени, в частности, уравнением параболы, у которой ось параллельна оси ординат, а вершина смещена относительно начала координат. Другими словами, искомая зависимость может быть выражена следующим уравнением:

$$P_{\kappa} = A + Bv_a + Cv_a^2. \quad (120)$$

Имеется несколько способов определения постоянных коэффициентов в эмпирических уравнениях: способ снижения степени уравнения, способ наименьшей средней ошибки и т. д. Эти способы рассмотрены в руководствах по обработке результатов экспериментальных наблюдений и по составлению эмпирических формул.

Пользуясь, например, способом наименьшей средней ошибки, для конкретной кривой, показанной на фиг. 74, находим следующие значения коэффициентов в уравнении (120):  $A = 251$ ;  $B = 46,5$ ;  $C = 0,0177$ . Следовательно, эмпирическая формула, выражающая зависимость тяговой силы от скорости для автомобиля ЗИМ, получит следующий вид:

$$P_{\kappa} = 251 + 46,5 v_a - 0,0177 v_a^2.$$

На фиг. 74 кружками показаны значения тяговой силы, подсчитанные для соответствующих скоростей по этой формуле. Как видно, совпадение результатов подсчета по эмпирической формуле с исходными данными получается вполне удовлетворительным.

## 2. Интегрирование и анализ дифференциального уравнения движения автомобиля

Для возможности интегрирования и последующего анализа дифференциального уравнения движения автомобиля (40) подставим в него выражения для  $P_{\kappa}$  и  $\sum W$  в общем виде:

$$\frac{dv}{dt} = \frac{g}{\delta G_a} \left( A + Bv_a + Cv_a^2 - G_a\psi - \frac{\kappa F v_a^2}{3,6^2} \right). \quad (121)$$

Вводя обозначения

$$A' = A - G_a\psi; \quad B' = B; \quad C' = C - \frac{\kappa F}{3,6^2},$$

получим окончательно

$$\frac{dv}{dt} = \frac{g}{\delta G_a} (A' + B'v_a + C'v_a^2). \quad (122)$$

Если передаточное число трансмиссии будет изменено в  $s$  раз (изменение передаточного числа главной передачи или переключение передачи в коробке передач), то тяговая сила на колесах может быть выражена следующим образом:

$$P'_{\kappa} = [A + B(cv_a) + C(cv_a)^2]c = Ac + Bc^2v_a + Cc^3v_a^2. \quad (123)$$

Дифференциальное уравнение движения автомобиля в этом случае имеет вид

$$\begin{aligned} \frac{dv}{dt} &= \frac{g}{\delta G_a} \left( Ac + Bc^2v_a + Cc^3v_a^2 - G_a\psi - \frac{\kappa F v_a^2}{3,6^2} \right) = \\ &= \frac{g}{\delta G_a} \left[ (Ac - G_a\psi) + Bc^2v_a + \left( Cc^3 - \frac{\kappa F}{3,6^2} \right) v_a^2 \right]. \end{aligned} \quad (124)$$

## 3. Определение максимальной скорости движения автомобиля

Когда автомобиль при заданном сопротивлении дороги достигает максимальной скорости, ускорение его  $\frac{dv}{dt} = 0$ .

В этом случае уравнение (122) можно представить в следующем виде:

$$A' + B'v_{\max} + C'v_{\max}^2 = 0. \quad (125)$$

Находим корни указанного уравнения:

$$\begin{aligned} v_{1 \max} &= \frac{-B' + \sqrt{(B')^2 - 4A'C'}}{2C'}; \\ v_{2 \max} &= \frac{-B' - \sqrt{(B')^2 - 4A'C'}}{2C'}. \end{aligned} \quad (126)$$

Так как  $C'$  обычно получается отрицательным, а  $B'$  — положительным, то следует находить второй корень, дающий действительные значения скорости установившегося движения.

Найдем в качестве примера максимальную скорость движения автомобиля ЗИМ по горизонтальной дороге.

Коэффициент суммарного сопротивления дороги, равный в данном случае коэффициенту качения, примем  $\psi = f = 0,03$ ; полный вес автомобиля  $G_a = 2390$  кг; фактор обтекаемости  $\kappa F = 0,06$  ( $F = 2,4$  м<sup>2</sup>,  $\kappa = 0,025$ );

$$\begin{aligned} A' &= A - G_a\psi = 251 - 2390 \cdot 0,03 = 179,3; \\ B' &= B = 46,5; \end{aligned}$$

$$C' = C - \frac{\kappa F}{3,6^2} = -0,0177 - \frac{0,06}{3,6^2} = -0,0233.$$

Подставив эти данные в выражение (126), получим

$$v_{\max} = \frac{-1,55 - \sqrt{1,55^2 + 4 \cdot 179,3 \cdot 0,0233}}{-2 \cdot 0,0233} = 131 \text{ км/час.}$$

## 4. Определение максимального преодолеваемого сопротивления

Условие установившегося движения ( $\frac{dv}{dt} = 0$ ) может быть записано в следующем виде:

$$A + Bv_a + Cv_a^2 - G_a\psi - \frac{\kappa F v_a^2}{3,6^2} = 0.$$

Решая это уравнение относительно  $G_a\psi$ , имеем

$$G_a\psi = A + Bv_a + Cv_a^2 - \frac{\kappa F v_a^2}{3,6^2}. \quad (127)$$

Находим максимум этой функции, беря производную от  $\psi$  по  $v_a$  и приравнявая ее нулю:

$$G_a \frac{d\psi}{dv_a} = B + 2Cv_a - \frac{2\kappa F v_a}{3,6^2} = 0.$$

После преобразований находим

$$2v_a \left( \frac{\kappa F}{3,6^2} - C \right) = B,$$

откуда скорость, соответствующая максимальному значению  $\psi$ ,

$$v_\psi = \frac{1}{2} \cdot \frac{B}{\left( \frac{\kappa F}{3,6^2} - C \right)}. \quad (128)$$

Подставляя полученное выражение скорости в уравнение (127), находим

$$\begin{aligned} \psi_{\max} &= \frac{1}{G_a} \left[ A + \frac{1}{2} \cdot \frac{B}{\left( \frac{\kappa F}{3,6^2} - C \right)} + \left( C - \frac{\kappa F}{3,6^2} \right) \frac{1}{4} \times \right. \\ &\times \left. \frac{B^2}{\left( \frac{\kappa F}{3,6^2} - C \right)^2} \right] = \frac{1}{G_a} \left[ A + \frac{B^2}{2 \left( \frac{\kappa F}{3,6^2} - C \right)} \right]. \quad (129) \end{aligned}$$

Для автомобиля ЗИМ, движущегося на прямой передаче, имеем

$$v_\psi = \frac{1}{2} \cdot \frac{1,55}{\frac{0,06}{3,6^2} + 0,0177} = 34,7 \text{ км/час};$$

$$\psi_{\max} = \frac{2}{2390} \left[ 251 + \frac{1,55^2}{2 \left( \frac{0,06}{3,6^2} + 0,0177 \right)} \right] = 0,127$$

Если общее передаточное число трансмиссии увеличить в  $s$  раз, то формулы (128) и (129) переищутся соответственно в следующем виде:

$$v'_\kappa = \frac{1}{2} \cdot \frac{Bc}{\left( \frac{\kappa F}{3,6^2} - Cc^3 \right)}; \quad (130)$$

$$\psi'_{\max} = \frac{1}{G_a} \left[ Ac + \frac{(Bc^2)^2}{2 \left( \frac{\kappa F}{3,6^2} + Cc^3 \right)} \right]. \quad (131)$$

Для автомобиля ЗИМ, движущегося на первой передаче ( $c = i_{\kappa 1} = 3,11$ ), получим

$$v_{\psi 1} = \frac{1}{2} \cdot \frac{1,55 \cdot 3,11^2}{\left( \frac{0,06}{3,6^2} + 0,0177 \cdot 3,11^3 \right)} = 14 \text{ км/час};$$

$$\psi_{\max 1} = \frac{1}{2390} \left[ 251 \cdot 3,11 + \frac{(1,55 \cdot 3,11^2)^2}{2 \left( \frac{0,06}{3,6^2} + 0,0177 \cdot 3,11^3 \right)} \right] = 0,413.$$

## 5. Определение времени и пути разгона автомобиля

Зная корни уравнения (125), можно представить дифференциальное уравнение движения автомобиля (122) в таком виде:

$$\frac{dv}{dt} = \frac{gC'}{\delta G_a} (v - v_1)(v - v_2). \quad (132)$$

Разделим переменные и установим следующие пределы интегрирования: для времени разгона — от  $t = 0$  до  $t = T$  ( $T$  — конечное, искомое время разгона), для скорости — от  $v = v_0$  ( $v_0$  — скорость, при которой начинается разгон) до  $v = v_n$  ( $v_n$  — конечная скорость, которую достигает автомобиль в результате разгона). Тогда находим

$$\int_0^T dt = \frac{\delta G_a}{gC'} \int_{v_0}^{v_n} \frac{dv}{(v - v_1)(v - v_2)}.$$

Но

$$\frac{1}{(v - v_1)(v - v_2)} = \frac{1}{v_1 - v_2} \left( \frac{1}{v - v_1} - \frac{1}{v - v_2} \right),$$

следовательно,

$$\begin{aligned} T &= \frac{\delta G_a}{gC'} \cdot \frac{1}{v_1 - v_2} \left( \int_{v_0}^{v_n} \frac{dv}{v - v_1} - \int_{v_0}^{v_n} \frac{dv}{v - v_2} \right) = \\ &= \frac{\delta G_a}{gC'} \cdot \frac{1}{v_1 - v_2} [\ln(v - v_1) - \ln(v - v_2)] \frac{v_n}{v_0} = \\ &= \frac{\delta G_a}{gC'} \cdot \frac{1}{v_1 - v_2} \left( \ln \frac{v_1 - v_n}{v_1 - v_0} - \ln \frac{v_2 - v_n}{v_2 - v_0} \right) \quad (133) \end{aligned}$$

или

$$T = \frac{\delta G_a}{gC'} \cdot \frac{1}{v_1 - v_2} \ln \frac{(v_1 - v_n)(v_2 - v_0)}{(v_1 - v_0)(v_2 - v_n)}. \quad (134)$$

Если  $v_n = v_2$ , то  $\ln \frac{v_1 - v_n}{v_2 - v_n} = \infty$ , т. е. время разгона до максимальной скорости бесконечно велико. Пояснение к этому случаю приведено в § 8 данной главы.

Если заменить в уравнении (133) скорости  $v_1$  и  $v_2$  значениями по уравнениям (126), то получим

$$T = \frac{\delta G_a}{g} \cdot \frac{1}{\sqrt{(B')^2 - 4A'C'}} \left( \ln \frac{2C'v_n + B' - \sqrt{(B')^2 - 4A'C'}}{2C'v_0 + B' - \sqrt{(B')^2 - 4A'C'}} - \ln \frac{2C'v_n + B' + \sqrt{(B')^2 - 4A'C'}}{2C'v_0 + B' + \sqrt{(B')^2 - 4A'C'}} \right). \quad (135)$$

Уравнение (135) можно получить и непосредственно путем интегрирования дифференциального уравнения (121) в указанных выше пределах изменения скорости  $v$ .

Для определения пути разгона исходим из того, что

$$\frac{dv}{dt} = \frac{dv}{ds} \cdot \frac{ds}{dt} = v \frac{dv}{ds}.$$

Следовательно, на основании уравнения (132) имеем

$$\frac{v dv}{ds} = \frac{gC'}{\delta G_a} (v - v_1)(v - v_2). \quad (136)$$

При изменении скорости от  $v_0$  до  $v_n$  путь разгона будет возрастать от  $s = 0$  до  $s = S$ . Разделив переменные, найдем

$$S = \frac{\delta G_a}{gC'} \int_{v_0}^{v_n} \frac{v dv}{(v - v_1)(v - v_2)}.$$

Но

$$\frac{v}{(v - v_1)(v - v_2)} = \frac{1}{v_1 - v_2} \left( \frac{v_1}{v - v_1} - \frac{v_2}{v - v_2} \right).$$

Следовательно,

$$\begin{aligned} S &= \frac{\delta G_a}{gC'} \cdot \frac{1}{v_1 - v_2} \left( v_1 \int_{v_0}^{v_n} \frac{dv}{v - v_1} - v_2 \int_{v_0}^{v_n} \frac{dv}{v - v_2} \right) = \\ &= \frac{\delta G_a}{gC'} \cdot \frac{1}{v_1 - v_2} \left[ v_1 \ln(v - v_1) - v_2 \ln(v - v_2) \right] \frac{v_n}{v_0} = \\ &= \frac{\delta G_a}{gC'} \cdot \frac{1}{v_1 - v_2} \left( v_1 \ln \frac{v_1 - v_n}{v_1 - v_0} - v_2 \ln \frac{v_2 - v_n}{v_2 - v_0} \right). \quad (137) \end{aligned}$$

Пользуясь уравнениями (133) и (137), можно определить среднюю скорость движения в процессе разгона:

$$v_{cp} = \frac{S}{T} = \frac{v_1 \ln \frac{v_1 - v_n}{v_1 - v_0} - v_2 \ln \frac{v_2 - v_n}{v_2 - v_0}}{\ln \frac{v_1 - v_n}{v_1 - v_0} - \ln \frac{v_2 - v_n}{v_2 - v_0}}. \quad (138)$$

## ГЛАВА III

### СОПРОТИВЛЕНИЯ ДВИЖЕНИЮ АВТОМОБИЛЯ

При выводе дифференциального уравнения движения автомобиля была рассмотрена в общем виде суммарная сила сопротивления, складывающаяся из сопротивления качению колес автомобиля по дороге, сопротивления при подъеме автомобиля в гору (при движении по горизонтальной дороге это сопротивление отсутствует) и сопротивления воздуха.

Исследование тяговых свойств автомобиля возможно только в том случае, если известны качественные и количественные соотношения, определяющие указанные выше сопротивления. Данная глава посвящена более подробному установлению и анализу этих соотношений.

#### § 1. СОПРОТИВЛЕНИЕ КАЧЕНИЮ

При качении колеса шина и дорога деформируются. Эти деформации обуславливают затрату энергии, связанную с трением элементов шины по дороге и внутренним трением в материале шины и дороги. При качении колеса с эластичной шиной по дороге с твердым покрытием, деформация которого ничтожна по сравнению с деформацией шины, затрата энергии на внутреннее трение в материале дороги относительно невелика. При движении по мягким дорогам и по грунту внутреннее трение в материале дороги может приобрести существенное значение. Деформации шины и дороги и сопровождающие их явления служат причиной возникновения сопротивлений при качении колеса.

Рассмотрим порознь поверхностное скольжение шины по дороге и внутреннее трение в материале шины.

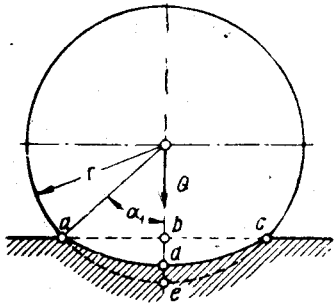
#### 1. Поверхностное скольжение шины по дороге

Простейшее объяснение причин поверхностного скольжения по дороге элементов шины сводится к следующему.

Пусть шина невращающегося колеса опирается на поверхность дороги при вертикальном нагружении колеса силой  $Q$  (фиг. 75). Под действием этой силы  $Q$  шина колеса деформируется, а опорная поверхность дороги вдавливается и колесо соприкасается с дорогой по некоторой поверхности, пересечение которой с вертикальной плоскостью дает кривую  $adc$ .

Заметим, что когда к колесу приложено, кроме вертикальной нагрузки, толкающее усилие или крутящий момент, характер деформации будет значительно сложнее. Необходимо также указать, что в данном случае не учитывается воздействие упругих сил, возникающих в материале шины при ее деформации, на элементы шины, соприкасающиеся с дорогой.

Дуга окружности шины колеса при ее деформации под действием силы  $Q$  сокращается на величину, равную  $\overline{aec} - \overline{adc}$ ; соответственно участок опорной плоскости дороги, на который опирается колесо, увеличивается на величину  $\overline{adc} - \overline{abc}$ . Очевидно, что элементы шины должны при этом перемещаться относительно опорной поверхности дороги. Однако возникающее в этом случае трение не является единственной причиной, вызывающей потери, связанные с перекачиванием колеса. Более тщательный анализ показывает, что эти перемещения в значительной части компенсируются тангенциальной упругостью элементов шины, находящихся в плоскости контакта, вследствие чего фактическое скольжение шины по поверхности дороги весьма мало.



Фиг. 75.

Пренебрегая в первом приближении тангенциальной упругостью шины, определим путь скольжения элементов опорной поверхности колеса по опорной поверхности дороги.

Процесс скольжения можно разбить на два этапа: первый, обусловленный сокращением длины дуги  $\overline{aec}$  колеса, соприкасающейся с опорной поверхностью, до величины  $\overline{adc}$  и второй, обусловленный увеличением участка опорной поверхности  $\overline{abc}$ , до величины  $\overline{adc}$ .

Суммарный путь проскальзывания определится величиной

$$S = (\overline{aec} - \overline{adc}) + (\overline{adc} - \overline{abc}) = \overline{aec} - \overline{abc}, \quad (139)$$

т. е. будет равен разности длин дуги недеформированного колеса и недеформированного участка опорной поверхности. Эта разность не зависит от величины дуги, соответствующей поверхности фактического соприкосновения.

Выражая суммарный путь проскальзывания через радиус колеса получаем

$$S = 2ra_1 - 2r \sin \alpha_1 = 2r(\alpha_1 - \sin \alpha_1). \quad (140)$$

Разложим  $\sin \alpha_1$  в ряд:

$$\sin \alpha_1 = \alpha_1 - \frac{\alpha_1^3}{3!} + \frac{\alpha_1^5}{5!} - \frac{\alpha_1^7}{7!} + \dots$$

Ограничившись ввиду сравнительной малости угла  $\alpha_1$  первыми двумя членами разложения, подставим значение  $\sin \alpha_1$  в уравнение (140):

$$S = 2r \left( \alpha_1 - \alpha_1 + \frac{\alpha_1^3}{3!} \right) = \frac{ra_1^3}{3}. \quad (141)$$

Если принять, что  $\alpha_1 = 15^\circ$  (или  $\alpha_1 = 0,262$  радиан) и  $r = 0,5$  м, то  $S \approx 3$  мм.

Работа сил трения

$$A = Q\mu \frac{ra_1^3}{3}, \quad (142)$$

где  $\mu$  — коэффициент трения скольжения шины колеса по дороге.

Если колесо под действием горизонтальной силы  $P$ , приложенной к его оси, повернется на угол  $2\alpha_1$ , то путь, пройденный центром колеса,

$$S_1 = 2r \sin \alpha_1 \approx 2r \left( \alpha_1 - \frac{\alpha_1^3}{3!} \right), \quad (143)$$

а работа силы  $P$

$$A' = 2Pr \left( \alpha_1 - \frac{\alpha_1^3}{3!} \right). \quad (144)$$

При равномерной скорости качения колеса, если пренебречь сопротивлением воздуха движению колес, работа сил трения равна работе силы  $P$ , т. е.  $A' = A$ , или

$$Q\mu \frac{ra_1^3}{3} = 2Pr \left( \alpha_1 - \frac{\alpha_1^3}{3!} \right),$$

откуда

$$P = Q\mu \left( \frac{\alpha_1^2}{6 - \alpha_1^2} \right). \quad (145)$$

Произведение  $\mu \left( \frac{\alpha_1^2}{6 - \alpha_1^2} \right)$  можно рассматривать как некоторый условный коэффициент качения  $f'$ . Мы видим, что в данной интерпретации он представляет собой отвлеченное число:

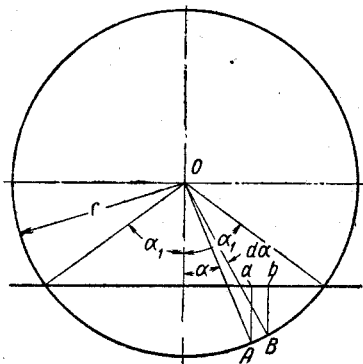
$$\frac{P}{Q} = f' = \mu \frac{\alpha_1^2}{6 - \alpha_1^2}.$$

При  $\alpha = 15^\circ$  и  $\mu = 0,5$  коэффициент  $f' = 0,0058$ .

Приведенные рассуждения, объясняющие возникновение потерь при качении колеса по плоскости относительным скольжением на поверхности соприкосновения, нуждаются в уточнении. Рассмотрим,

в какой мере реальна возможность возникновения потерь вследствие скольжения деформированной шины колеса по деформированной поверхности дороги при их соприкосновении.

Выше было получено выражение (141) для суммарного пути скольжения в указанных условиях. Однако это выражение не дает возможности оценить перемещения отдельных точек шины относительно дороги. Для определения пути перемещения отдельной точки шины рассмотрим схему деформированного колеса, опирающегося на плоскость (фиг. 76). Угол  $2\alpha_1$  соответствует дуге соприкосновения шины колеса с дорогой. Проведем из центра  $O$  радиус  $OA$  под некоторым



Фиг. 76.

углом  $\alpha$  к вертикальному диаметру колеса и дадим затем углу  $\alpha$  малое приращение  $da$ . Очевидно, что после деформации (считаем, что деформация обусловлена только вертикальной нагрузкой) элементарно малая дуга  $AB$  колеса должна уложиться на элементарно малом отрезке  $ab$ . Но длина дуги  $AB = rda$ , а длина отрезка  $ab = rda \cos \alpha$ , поэтому элементарно малый путь скольжения

$$dS = r(1 - \cos \alpha) da. \quad (146)$$

Интегрируя это выражение в пределах от 0 до  $\alpha$ , получаем выражение для конечного пути скольжения точки опорной площадки

шины колеса в процессе его перекачивания на угол  $\alpha$ :

$$S_\alpha = \int_0^\alpha r(1 - \cos \alpha) da = r(\alpha - \sin \alpha) \approx \frac{r\alpha^3}{6}. \quad (147)$$

Путь скольжения соответствующей точки шины при перекачивании колеса на угол от  $-\alpha_1$  до  $+\alpha_1$  найдем, интегрируя выражение (146) в тех же пределах:

$$S = \int_{-\alpha_1}^{+\alpha_1} r(1 - \cos \alpha) da = 2r(\alpha_1 - \sin \alpha_1) \approx \frac{2r\alpha_1^3}{3}. \quad (148)$$

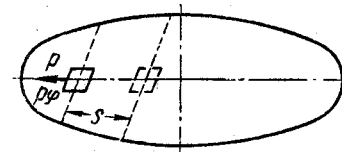
Выражение (148) соответствует выражению (141), которое было получено из общих соображений сразу в конечном виде. Проскальзывание должно быть, очевидно, меньше в результате упругой деформации элементов шины, соприкасающихся с дорогой.

Разберем условия, при которых практически возможно проскальзывание колеса по дороге, причем будем считать, что дорога недеформируема. Проскальзывание не наблюдается в том случае, если

сила сцепления элементов шины с дорогой больше силы, которая требуется для деформации элементов шины на величину смещения.

Чтобы определить силу сцепления отдельных элементов шины с дорогой, необходимо знать закон распределения давления по поверхности соприкосновения шины с дорогой.

Выделим на поверхности шины квадратный элемент площадью  $1 \text{ см}^2$  и предположим, что под нагрузкой шина будет деформирована. Вследствие деформации шины выделенный элемент поверхности стремится переместиться на величину  $S$  (фиг. 77). Для такого перемещения необходимо в первую очередь, чтобы сила сцепления между данным элементом и опорной поверхностью была меньше, чем тангенциальная сила, требующаяся для тангенциальной деформации выделенного элемента шины на величину возможного перемещения  $S$ .



Фиг. 77.

Ввиду того что пределы этого перемещения весьма малы, можно принять в первом приближении, что между величиной тангенциальной деформации и действующей тангенциальной силой  $t$ , отнесенной также к элементу с площадью  $1 \text{ см}^2$ , существует прямая зависимость:

$$t = c_T S, \quad (149)$$

где  $c_T$  — удельный коэффициент упругости шины в тангенциальном направлении.

Сила сцепления, отнесенная к  $1 \text{ см}^2$  поверхности соприкосновения, по абсолютной величине равна произведению  $p\varphi$ , где  $p$  — давление на выделенном элементе опорной поверхности. Таким образом, проскальзывание возможно, если

$$p\varphi \leq c_T S. \quad (150)$$

Рассмотрим геометрические соотношения, получившиеся при соприкосновении пневматической шины, нагруженной вертикальной силой с плоскостью дороги.

Для некоторой точки  $M$  (фиг. 78), лежащей на деформируемом участке шины и характеризуемой центральными углами  $\alpha$  и  $\beta$  и радиусами  $r_m$  и  $r_0$ , путь скольжения вдоль шины согласно выражению (146)

$$S_m^r = \frac{r_m \alpha^3}{6}.$$

Аналогично этому путь скольжения той же точки в перпендикулярном направлении составляет

$$S_m^s = \frac{r_0 \beta^3}{6}.$$

Общий путь скольжения  $S_m$  определится как диагональ прямоугольника со сторонами  $S_m''$  и  $S_m'$ :

$$S_m = \frac{1}{6} \sqrt{(r_m \alpha^3)^2 + (r_0 \beta^3)^2}. \quad (151)$$

Но

$$r_m = r - r_0 (1 - \cos \beta);$$

тогда, принимая что

$$1 - \cos \beta \approx \frac{\beta^2}{2},$$

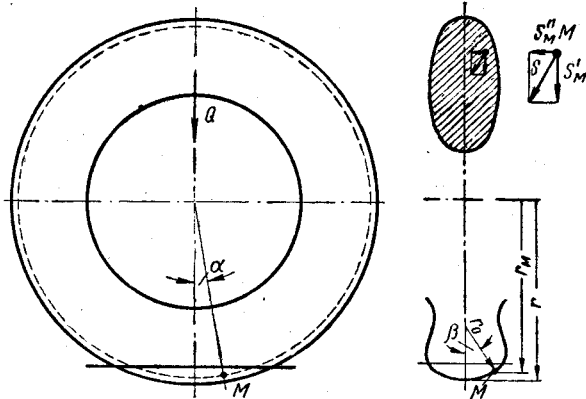
находим

$$r_m = r - r_0 \frac{\beta^2}{2}.$$

Подставляя эту величину в выражение (151), имеем

$$S_m = \frac{1}{6} \sqrt{\left(r - \frac{r_0 \beta^2}{2}\right)^2 \alpha^6 + r_0^2 \beta^6}. \quad (152)$$

Для точек шины, лежащих в плоскости симметрии колеса, т. е. при  $\beta = 0$ , выражение (152) переходит в выражение (147).



Фиг. 78.

Деформации участка шины, соприкасающегося с жесткой плоскостью в вертикальном направлении, могут быть определены следующим образом.

Составим уравнение поверхности шины: эта поверхность может приближенно рассматриваться как поверхность кругового тора, т. е. как поверхность, полученная при вращении относительно оси  $X-X$  окружности радиусом  $r_0$  (фиг. 79). Пусть  $X-X$  — ось колеса. Уравнение кривой, лежащей в плоскости  $XU$  и представляющей собой контур сечения шины, можно написать следующим образом

$$x^2 + [y - (r - r_0)]^2 = r_0^2,$$

где  $r$  — наружный радиус шины.

Для получения уравнения искомой поверхности заменим в этом уравнении  $y$  через  $\sqrt{y^2 + z^2}$ , тогда

$$x^2 + [\sqrt{y^2 + z^2} - (r - r_0)]^2 = r_0^2. \quad (153)$$

Перенесем координатную плоскость  $XU$  вниз на величину  $(r - h)$  или, другими словами, введем новую ординату

$$y = y' + (r - h).$$

Подставив это значение  $y$  в уравнение (153), получаем

$$x^2 + \{\sqrt{[y' + (r - h)]^2 + z^2} - (r - r_0)\}^2 = r_0^2. \quad (154)$$

Это и есть уравнение поверхности той части шины, которая деформируется при соприкосновении с плоскостью. Оно позволяет установить, пренебрегая малым искривлением деформируемого столбика, зависимость между положением точки  $x, z$  на площади отпечатка шины и вертикальной деформацией  $y'$  в этой же точке.

Полагая в уравнении (154), что  $x = 0$  и  $z = 0$ , находим

$$[y' + (r - h)] - (r - r_0) = \pm r_0.$$

Выбирая из двух корней положительный (считаем направление оси  $y$  положительным вниз), который и представляет интерес, находим

$$y' = h.$$

Полагая в уравнении (154), что  $y' = 0$ , находим уравнение кривой контура отпечатка

$$x^2 + [\sqrt{(r - h)^2 + z^2} - (r - r_0)]^2 = r_0^2.$$

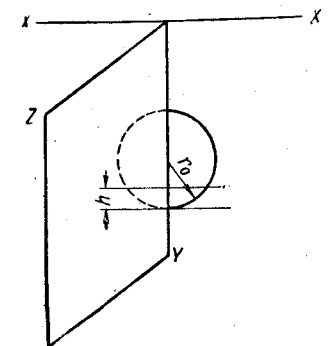
При  $x = 0$  находим

$$\sqrt{(r - h)^2 + z^2} - (r - r_0) = r_0; \quad z^2 = r^2 - (r - h)^2,$$

откуда

$$z = \pm \sqrt{r^2 - (r - h)^2} = \pm \sqrt{2rh - h^2} = a,$$

где  $a$  — большая полуось замкнутой кривой контура отпечатка.



Фиг. 79.

При  $z = 0$  имеем

$$x^2 + [(r - h) - (r - r_0)]^2 = r_0^2,$$

откуда

$$x = \pm \sqrt{r_0^2 - (r_0 - h)^2} = \pm \sqrt{2r_0h - h^2} = b,$$

где  $b$  — малая полуось замкнутой кривой контура отпечатка.  
Площадь отпечатка

$$F = \pi ab = \pi h \sqrt{h^2 - 2h(r + r_0) + 4rr_0}. \quad (155)$$

Пренебрегая величиной  $h^2$ , малой по сравнению с величиной  $4rr_0$ , получаем

$$F \approx \pi h \sqrt{4rr_0 - 2h(r + r_0)}. \quad (156)$$

Для пневматической шины закон распределения давления по площади отпечатка находим из следующих соображений. Если представить пневматическую шину в виде тонкой, идеально эластичной оболочки, то давление в плоскости контакта шины с опорной поверхностью равно давлению воздуха  $p_w$  в шине. Учитывая, что изменение общего объема воздуха, заключенного в шине, практически ничтожно, можно считать, что давление  $p_w$  остается в процессе деформации шины постоянным. Однако в реальных шинах каркас покрышки создает еще дополнительное давление  $p_k$  на опорную поверхность. Таким образом, давление в плоскости контакта

$$p = (p_w + p_k).$$

Величина  $p_k$  зависит от конструкции покрышки и, в частности, от числа слоев корда в каркасе покрышки, а также от материала, из которого изготовлен корд. В среднем можно принять  $p_k = 0,5 \text{ кг/см}^2$ .

Следует, однако, заметить, что требуется уточнить приведенное выражение. Жесткость каркаса покрышки в сочетании с ее формой при определенном давлении воздуха в шине может привести к тому, что дополнительное давление будет существенно отличаться от приведенной выше величины, а в некоторых случаях может даже получить отрицательные значения: удельное давление в плоскости контакта при этом будет меньше, чем давление воздуха в шине.

На фиг. 80 показана зависимость удельного давления  $p$  в плоскости контакта от внутреннего давления воздуха  $p_w$  для шины 6,00—16'' при двух значениях вертикальной нагрузки (по данным В. И. Кнорова).

Зависимость давления и действующей нагрузки может быть выражена формулой

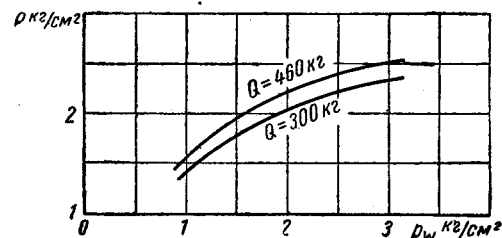
$$Q = F(p_w + p_k) = \\ = (p_w + p_k) \pi h \sqrt{4rr_0 - 2h(r + r_0)}. \quad (157)$$

В процессе испытаний было установлено, что это уравнение несколько не согласуется с результатами опыта. Если в уравнение (157) ввести эмпирический коэффициент  $\frac{h}{h+1}$ , то после преобразования получим

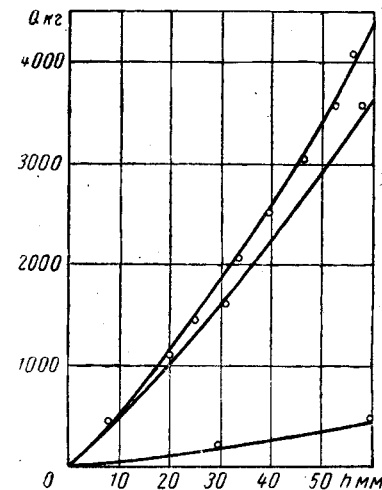
$$Q = (p_w + p_k) \pi h \sqrt{4rr_0 - 2h(r + r_0)} \frac{h}{h+1}. \quad (158)$$

Полученное уравнение точнее выражает зависимость между  $Q$  и  $h$  и дает более близкое совпадение с результатами измерений.

На фиг. 81 показаны кривые  $Q = Q(h)$ , полученные по уравнению (158), причем нижняя кривая соответствует  $p_w = 0$  (только упругий каркас шины), средняя кривая — давлению  $p_k = 0$ ; верхняя кривая представляет собой результат сложения ординат первых двух кривых, т. е. соответствует реальным условиям работы шины.



Фиг. 80.



Фиг. 81.

При расчете для шины были приняты следующие данные:  $n = 61 \text{ см}$ ;  $r_0 = 15 \text{ см}$ ;  $p_w = 4,5 \text{ кг/см}^2$ ;  $p_k = 0,5 \text{ кг/см}^2$ . Точками на том же графике показаны результаты непосредственных измерений.

Рассмотрим теперь вопрос о возможности проскальзывания элементов пневматической шины по опорной поверхности в процессе деформации шины. Будем рассматривать элементы шины, лежащие в плоскости симметрии колеса, так как именно в этой плоскости перемещение точек при деформации будет наибольшее, а давление вследствие выгиба стенок покрышки снижено.

Выше было установлено, что условием возможности проскальзывания является

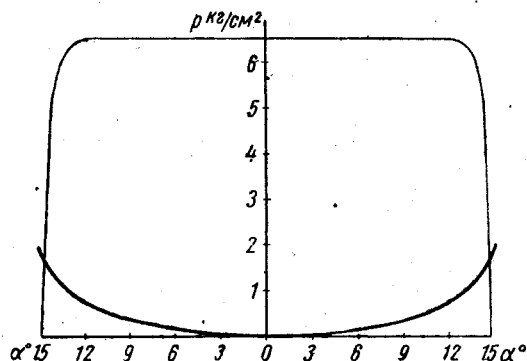
$$p\varphi \leq c_T S$$

или, выражая  $S$  по уравнению (147), находим

$$p\varphi \leq c_T \frac{ra^2}{6}. \quad (159)$$



Как отмечалось ранее, теоретически можно считать, что давление на опорной поверхности складывается из давления воздуха в шине и давления, обусловленного жесткостью каркаса шины. Если принять, например, давление воздуха в шине  $p_w = 4,5 \text{ кг/см}^2$  и  $p_k = 0,5 \text{ кг/см}^2$ , то  $p = 5 \text{ кг/см}^2$ . Принимая далее для пневматической шины  $c_T = 5 \text{ кг/см}^2$  и  $\varphi = 0,5$  для практически встречаемых величин  $r$ , из уравнения (159) находим значение угла  $\alpha$ , определяющего область возможного проскальзывания шины по опорной поверхности. Приведенные подсчеты показали, что найденные таким путем величины угла в несколько раз превосходят предельные значения



Фиг. 82.

на графике (фиг. 82) экспериментальную кривую распределения давлений  $p$  по длине площадки контакта и кривую предельных значений давления  $p$ :

$$p \leq \frac{c_T}{\varphi} \cdot \frac{ra^3}{6}. \quad (160)$$

При этом для входящих в уравнение (160) величин и коэффициентов примем следующие значения:  $c_T = 5 \text{ кг/см}^2$ ,  $\varphi = 0,5$ ,  $r = 61 \text{ см}$ . Точки пересечения рассмотренных выше кривых определяют область возможного проскальзывания элементов шины. Эта область, как видно из приведенного графика, ничтожно мала. Необходимо еще подчеркнуть, что указанный вывод относится только к деформации шины под действием вертикальной нагрузки.

При передаче через шину крутящего момента область возможного проскальзывания существенно увеличивается. Для расширения конкретных представлений о соотношениях, относящихся к явлениям, которые возникают на площадке контакта пневматической шины с дорогой, ниже приведены некоторые данные по опытам В. И. Кнорова. На фиг. 83 представлены кривые распределения касательных, приложенных к дороге в продольном (вверху) и поперечном (внизу) направлениях, при вертикальном нагружении неподвижного колеса

которые могут наблюдаться у пневматических шин. Другими словами, при деформации шины под влиянием вертикальной нагрузки в данном случае проскальзывания не будет.

Можно, однако, предположить, что принятое теоретически постоянное давление в действительных условиях не будет точно соблюдено, в частности, для концевых участков площадки контакта. Чтобы учесть это обстоятельство, отложим

Давление воздуха в шине  $p_w = 2 \text{ кг/см}^2$ , вертикальная нагрузка  $G_k = 450 \text{ кг}$ .

Величины касательных усилий отложены в зависимости от расстояния  $S$  рассматриваемой точки от центра площадки контакта. Отдельные кривые на графике соответствуют измерениям в различных плоскостях шины, обозначенных на условном отпечатке шины (см. фиг. 83) прямыми 1, 2, 3 и 4.

Продольные касательные силы слева и справа от центра отпечатка направлены в противоположные стороны. При этом за положительное направление принято направление касательных сил слева от центра площадки контакта.

На фиг. 84 показаны величина и направление результирующих касательных сил, действующих на площадке контакта рассматриваемой шины.

При движении ( $v_k = 2 \text{ км/час}$ ) характер протекания кривых несколько видоизменяется; силы в левой части отпечатка, т. е. в направлении движения, больше, чем в правой (фиг. 85). Силовое поле на отпечатке шины для этого случая показано на фиг. 86.

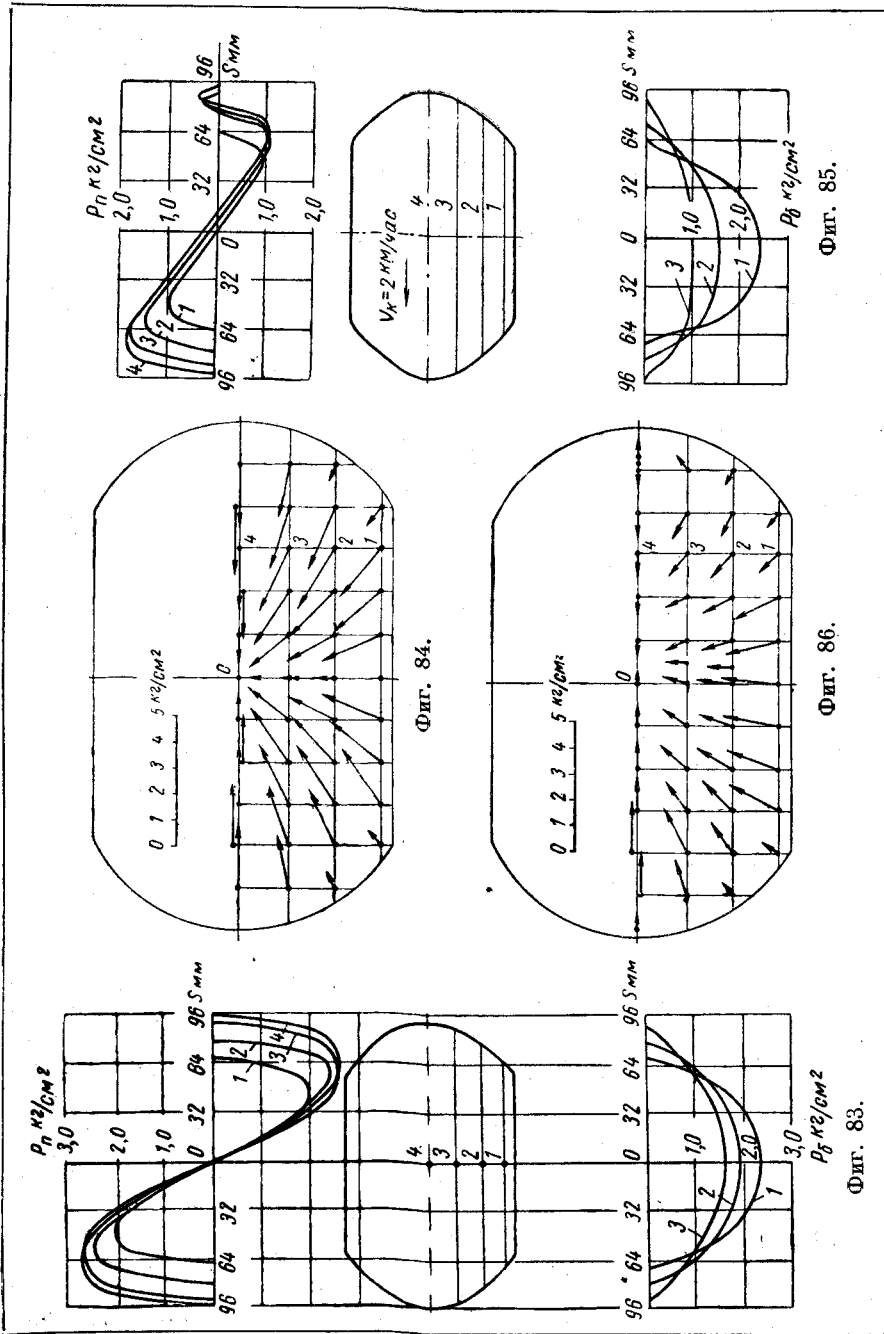
На фиг. 87, а изображено распределение удельного давления  $p$  в вертикальной плоскости по длине  $a$  отпечатка шин и по ширине  $e$  отпечатка шины при скорости  $v_k = 2 \text{ км/час}$ , давлении воздуха  $p_w = 2 \text{ кг/см}^2$  и вертикальной нагрузке  $360 \text{ кг}$ , а на фиг. 87, б — при нагрузке  $460 \text{ кг}$ .

## 2. Потери в шине, вызываемые гистерезисом

Приведенные выше соображения и выводы относительно потерь в шине, связанных с проскальзыванием элементов шины по дороге, могли бы быть практически исчерпывающими, если считать, что материалы шины и опорной плоскости дороги идеально упругие и рассматривать их деформацию, как полностью обратимый процесс. При этом вся работа, затраченная на деформацию, например, на сжатие шины, была бы возвращена при последующем восстановлении первоначальной ее формы.

Материалы, из которых изготавливаются шины, — покрышка и камера, не обладают абсолютной упругостью, что выражается в явлениях гистерезиса. Если измерять деформации шины при вертикальных нагрузках  $Q$ , действующих на ось колеса и постепенно возрастающих до определенного предела, и отложить затем эту зависимость на графике, то получим кривую  $Oab$  (фиг. 88). При разгрузке шины тем же значениям деформации соответствуют уже меньшие значения вертикальных нагрузок, в результате чего кривая  $bcd$  пойдет ниже кривой  $Oab$ , что объясняется явлениями упругого последельствия (гистерезиса).

Работа, затраченная на деформацию шины, определится площадью  $Obe$ ; работа, возвращенная шиной при снятии нагрузки, — площадью  $dbe$ . Очевидно, что разность указанных площадей или

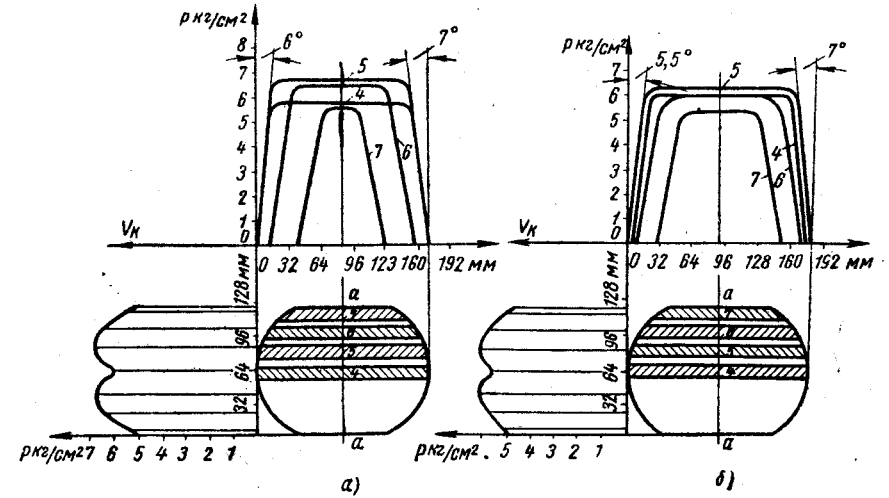


Фиг. 85.

Фиг. 86.

Фиг. 83.

Фиг. 84.

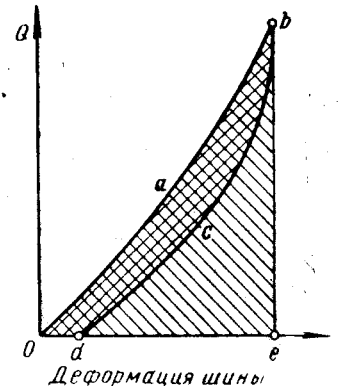


Фиг. 87.

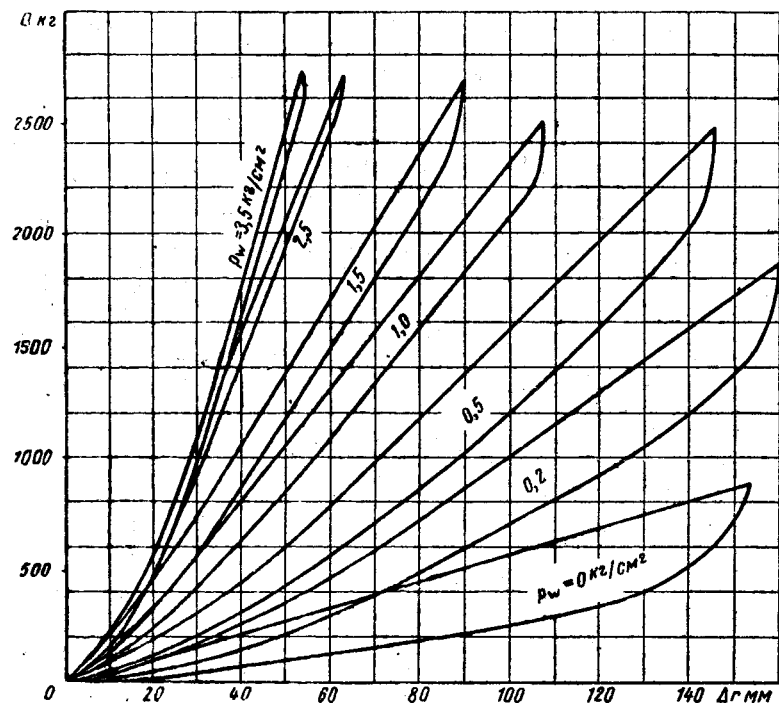
площадь петли гистерезиса  $Obd$  представляет в определенном масштабе ту долю работы, которая связана с необратимыми потерями энергии при деформации шины, т. е. с гистерезисом. Найденная таким путем работа соответствует однократной вертикальной деформации шины. Весь же процесс перекачивания шины, нагруженной вертикальной нагрузкой, можно рассматривать как процесс многократной деформации отдельных участков шины. Соответствующая работа, связанная с необратимыми потерями энергии, и обуславливает в основном сопротивление качению колес.

На фиг. 89 показаны петли гистерезиса, полученные в случае вертикального нагружения шины 12,00—18" при различных давлениях воздуха в шине.

Методы непосредственного перехода от гистерезиса материала шины при однократной вертикальной деформации к гистерезису в процессе многократной деформации при качении колеса в достаточной мере еще не уточнены. Поэтому выше были изложены только общие положения, которые могут разъяснить физический смысл явлений, происходящих при качении колеса по недеформируемой дороге.



Фиг. 88.



Фиг. 89.

### 3. Коэффициент качения колеса по дороге

Для возможности учета сопротивления качению при движении автомобиля в практических расчетах необходимо знать коэффициент качения  $f$ , который определяется обычно экспериментальным путем. В процессе испытания оценивается как величина коэффициента качения, так и зависимость его от внешних условий движения, из которых наиболее существенными являются тип и состояние поверхности дороги, тип и конструкция шины, давление воздуха в шине, величина передаваемого колесом крутящего момента, скорость движения, нагрузка на колесо.

Коэффициент качения может быть определен при лабораторных испытаниях колеса на специальных стендах или в процессе дорожных испытаний.

На основании результатов большого числа испытаний можно установить общие положения о влиянии перечисленных выше факторов на коэффициент качения.

Скорость движения автомобиля транспортного типа в практических пределах ее изменения влияет на коэффициент качения незначительно. По мере возрастания скорости влияние ее на сопроти-

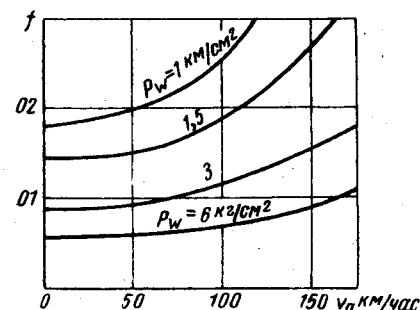
вление качению становится заметным. Для определения зависимости коэффициента качения шины от скорости движения имеется ряд эмпирических формул. Обычно этими формулами выявляется также зависимость между коэффициентом качения и давлением воздуха в шине.

Одна из эмпирических формул, полученная для шины определенного типа при качении по дороге с твердым покрытием, приводится ниже:

$$f = \frac{0,019}{\sqrt[3]{P_w^2}} + \frac{0,00245}{\sqrt{P_w}} \left(\frac{v_a}{100}\right)^2 + \frac{0,00420}{\sqrt[3]{P_w^4}} \left(\frac{v_a}{100}\right)^3.$$

На фиг. 90 приведены кривые изменения  $f$  в зависимости от  $p_w$ , рассчитанные по приведенной формуле. Более простое выражение для определения коэффициента  $f$  при шинах низкого давления с вискозным кордом имеет эмпирическая формула, применяемая в США и пригодная для использования при скоростях больше 50 км/час:

$$f = 0,0165 [1 + 0,01 (v_a - 50)].$$



Фиг. 90.

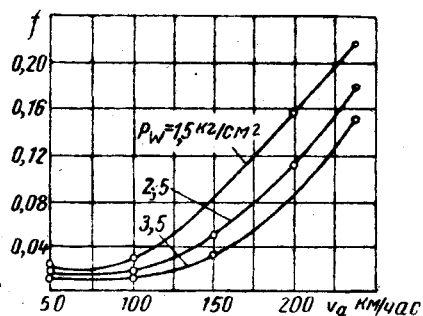
Подсчитывая по указанной формуле коэффициент качения для скоростей 100, 200 и 300 км/час получим:  $f_{100} = 0,0247$ ,  $f_{200} = 0,033$ ,  $f_{300} = 0,058$ . Эти данные достаточно близко совпадают с результатами экспериментов.

Возрастание коэффициента качения при увеличении скорости движения колеса в основном объясняется тем, что при увеличении числа циклов деформации в единицу времени шина не успевает полностью распрямиться в зоне контакта и затраченная на деформацию шины энергия возвращается колесу все в меньшей степени.

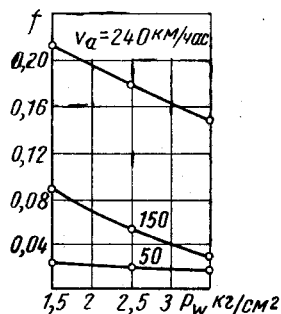
В известной мере увеличение коэффициента качения при увеличении скорости движения может быть объяснено также возрастанием внутреннего трения в резине, вследствие увеличения скорости ее деформации. Коэффициент качения особенно интенсивно растет по мере увеличения скорости при малом давлении воздуха в шине и, следовательно, при малой ее жесткости. С повышением давления влияние скорости уменьшается.

Результаты испытания серийных шин 7,50—16'' при радиальной нагрузке 720 кг также показали резкое возрастание потерь при скоростях, больших 100 км/час, особенно при малом давлении воздуха в шине (фиг. 91). Влияние давления воздуха на величину коэффициента качения рассматриваемой шины при трех значениях скорости движения показано отдельно на фиг. 92.

Чтобы оценить влияние вертикальной нагрузки на величину коэффициента качения, на фиг. 93 приведен график результатов испытаний пневматической шины другого типа при постоянной скорости и различном давлении воздуха в шине. Данный график показывает, что при постоянном давлении увеличение нагрузки влечет

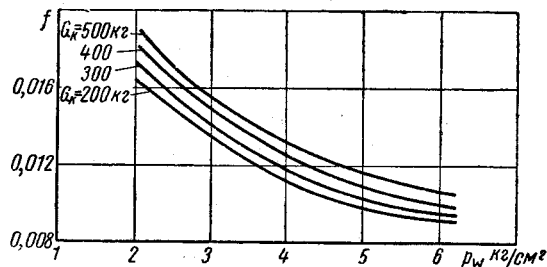


Фиг. 91.



Фиг. 92.

за собой возрастание коэффициента качения, хотя и весьма постепенное. Следует отметить, что все кривые обращены выпуклостью вниз. В области более высокого давления они стремятся к определенному минимуму. В этой области повышение давления уже мало сказывается на коэффициенте качения. Очевидно, что при данном со-



Фиг. 93.

отношении давления воздуха и нагрузки шина в целом уже почти не подвергается деформации; деформируется главным образом внешний слой резины протектора.

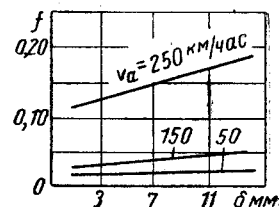
Тип и конструкция шины оказывают существенное влияние на абсолютные значения сопротивления качению. По имеющимся опытным данным для шин, отличающихся только числом слоев каркаса покрышки, сопротивление качению тем значительнее, чем больше число слоев. Так, сопротивление качению шестислойной покрышки при скорости качения около 50 км/час превышает на 7%

сопротивление качению четырехслойной, а при скорости около 100 км/час — на 4%.

Качество ткани каркаса покрышки также влияет на величину потерь при качении. Например, шина с каркасом из хлопчатобумажной ткани имеет более высокий коэффициент сопротивления качению, чем шина, каркас которой сделан из капрона или нейлона.

На величину потерь при качении существенно влияют и масса деформируемого элемента шины; при увеличении массы, участвующей в деформации, увеличивается затрата энергии на внутреннее трение в материале шины. Кроме того, определенное значение имеют и инерционные явления: при выходе из контакта с опорной плоскостью шина не успевает выпрямиться и отдать колесу накопленную при сжатии энергию.

На фиг. 94 показана зависимость коэффициента качения шины 7,50—16'' от толщины протектора  $\delta$  при различных скоростях движения. В процессе испытания толщина протектора уменьшалась путем обтачивания.



Фиг. 94.

Соображения, приведенные выше, подтверждаются и тем обстоятельством, что по мере износа покрышки, когда все меньшее количество резины участвует в деформации шины, сопротивление качению уменьшается. Произведенные испытания показали, что при значительном износе беговой дорожки протектора сопротивление качению может снизиться на величину до 15%.

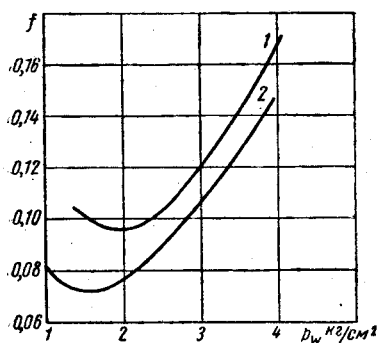
Следует также отметить, что коэффициент качения даже для шин одного и того же типа и конструкции, но изготовленных различными заводами, применяющими различные рецептуры и технологические процессы, не одинаков как по величине, так и по характеру его изменения в зависимости от режима работы шины.

Изложенное выше, относящееся, в частности, к влиянию на сопротивление качению давления воздуха в шине, справедливо для случая качения колеса по жесткой или малодеформируемой дороге.

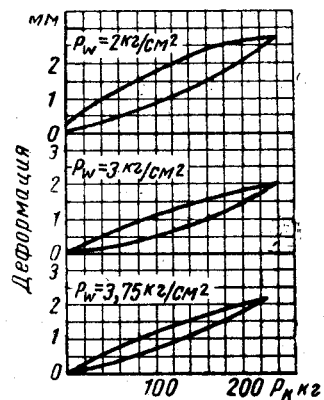
Иные результаты получаются при качении колеса по мягкому дорожному покрытию или по мягкому грунту. На фиг. 95 приведены результаты испытания шин 24,00—29'' (кривая 2) и 18,00—20'' (кривая 1) при движении по сухому песку со скоростью  $v_a = 10$  миль/час. Как видно на указанной фигуре, коэффициент качения в значительной мере зависит от давления воздуха в шине: при изменении давления воздуха с 1,4 до 4,2 кг/см<sup>2</sup> коэффициент качения возрастает для шины 24,00—29'' более чем в 2 раза. Для каждого размера шин имеется оптимальное в отношении сопротивления качению внутреннее давление; при очень малом давлении воздуха в шине деформация ее резко возрастает, что обуславливает увеличение потерь энергии на качение шины. График также

показывает, что с увеличением диаметра шины сопротивление качению при движении по песку уменьшается.

Все приведенные данные, касающиеся потерь на качение, относятся к случаю свободного качения колеса. Когда колесо передает крутящий момент, коэффициент качения имеет большую величину. Действительно, если потери на качение объясняются, во-первых, проскальзыванием колеса по дороге и, во-вторых, деформацией шины, то, очевидно, потери на качение для колеса, передающего крутящий момент, имеют большую величину, чем потери свободно катящегося колеса, так как проскальзывание и деформации колеса увеличиваются по мере возрастания крутящего момента.



Фиг. 95.



Фиг. 96.

В большинстве случаев основной причиной потерь на качение ведущего колеса, так же как и ведомого, являются необратимые процессы при деформации шины. Для ведущего колеса, кроме вертикальной деформации, возникает тангенциальная деформация шины: участки шины, приближающиеся к площадке контакта ее с дорогой, сжимаются, а удаляющиеся от нее растягиваются.

Тангенциальные деформации, так же как и вертикальные, сопровождаются необратимыми потерями энергии (гистерезис). На фиг. 96 показаны петли гистерезиса, вызванные тангенциальной деформацией шины (32 × 6) под действием крутящего момента. По оси абсцисс отложена величина окружной силы на шине, а по оси ординат — тангенциальные деформации — перемещения точки протектора, к которой приложена окружная сила.

Приведенные графики отчетливо показывают, что дополнительные потери на качение, обусловленные передачей момента, при уменьшении давления в шине увеличиваются.

На основании изложенного можно установить следующие положения.

1. По мере увеличения скорости движения коэффициент качения шины по дороге возрастает незначительно. При скоростях до 100—150 км/час коэффициент качения можно принять не зависящим от скорости.

2. С увеличением вертикальной нагрузки на колесо коэффициент качения шины по дороге возрастает незначительно. При практических расчетах коэффициент качения можно принять не зависящим от величины вертикальной нагрузки.

3. По мере уменьшения давления воздуха в шине при движении по дорогам с твердым покрытием коэффициент качения увеличивается. На дорогах с мягким покрытием уменьшение давления воздуха в шине часто может привести к снижению величины коэффициента качения.

4. При передаче колесом крутящего момента коэффициент качения несколько возрастает по сравнению с коэффициентом качения колеса, катящегося свободно. Ввиду того что влияние крутящего момента по абсолютным значениям невелико, при практических расчетах коэффициент качения можно принимать не зависящим от передаваемого момента.

Влияние качества и типа дорожного покрытия на величину коэффициента качения может быть иллюстрировано средними данными, полученными экспериментальным путем:

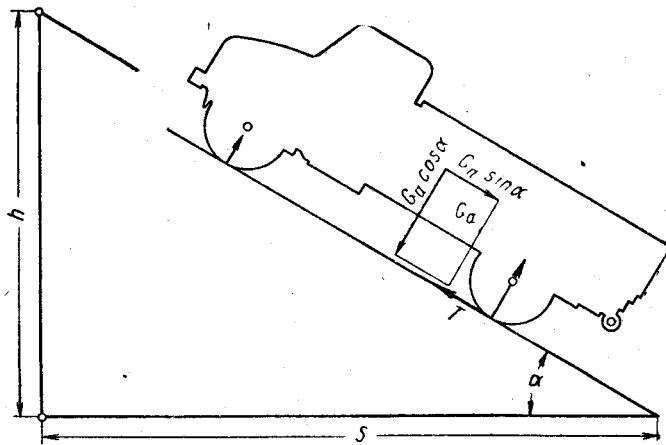
Асфальтированное шоссе:	
в отличном состоянии . . . . .	0,015—0,018
в удовлетворительном состоянии . . . . .	0,018—0,020
Гравийное шоссе . . . . .	0,020—0,025
Каменная мостовая . . . . .	0,023—0,030
Грунтовая дорога:	
сухая укатанная . . . . .	0,025—0,033
после дождя . . . . .	0,05—0,15
Песок . . . . .	0,10—0,30

Следует отметить, что на величину сопротивления качению существенное влияние оказывает характер поверхности дороги, обуславливающий при движении автомобиля дополнительные деформации шин и элементов подвески. Эти вопросы рассмотрены в § 5 главы IX.

## § 2. СОПРОТИВЛЕНИЕ ПРИ ДВИЖЕНИИ АВТОМОБИЛЯ НА ПОДЪЕМ

Выше было рассмотрено сопротивление, возникающее при качении колес автомобиля по горизонтальной дороге. Если автомобиль движется в гору по дороге, наклоненной к горизонту под некоторым углом  $\alpha$ , то, кроме сопротивления качению колес, появится дополнительное сопротивление движению автомобиля, зависящее от величины указанного угла. Согласно схеме (фиг. 97) это сопротивление — сопротивление подъему — определяется следующим выражением:

$$W_h = G_a \sin \alpha. \quad (161)$$



Фиг. 97.

При незначительных углах подъема можно допустить, что

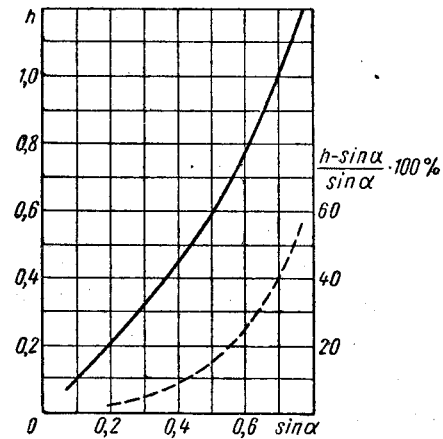
$$\sin \alpha \approx \operatorname{tg} \alpha, \quad (162)$$

но  $\operatorname{tg} \alpha = \frac{H}{S}$ , где  $H$  и  $S$  — соответственно высота подъема дороги и протяженность дороги по горизонтали в м. Высота подъема, соответствующая длине  $S = 100$  м, численно равна подъему, выраженному в сотых; эту величину принято обозначать через  $h$ .

Таким образом,

$$W_h = G_a \sin \alpha \approx G_a \operatorname{tg} \alpha = G_a h. \quad (163)$$

При движении автомобиля под уклон слагающая сила веса, параллельная полотну дороги, направлена в сторону движения автомобиля, т. е. направлена в сторону движения автомобиля, т. е. направлена в сторону движения автомобиля, т. е. направлена в сторону движения автомобиля. Таким образом, в зависимости от условий движения слагающая сила тяжести может быть и силой сопротивления и силой, движущей автомобиль.



Фиг. 98.

При больших углах подъема, преодолеваемых, например, автомобилями высокой проходимости со всеми ведущими колесами, принято выше допущение, что  $\sin \alpha \approx \operatorname{tg} \alpha$ , приводит к значительной ошибке. На фиг. 98 сплошная кривая показывает соотношение между  $h$  и  $\sin \alpha$ , а штриховая — ошибку в процентах, получающуюся при указанном выше допущении.

### § 3. СОПРОТИВЛЕНИЕ ВОЗДУХА ДВИЖЕНИЮ АВТОМОБИЛЯ

#### 1. Общие понятия аэродинамики

В аэродинамике при изучении явлений, связанных с обтеканием тела воздухом, часто рассматривают обращенное движение, т. е. считают, что не тело движется в неподвижном воздухе, а движущийся поток воздуха набегают на неподвижное тело со скоростью, противоположной по знаку и равной по абсолютной величине скорости движущегося тела. Этот прием дает значительные удобства как при теоретических, так и экспериментальных исследованиях.

Сопротивление воздуха обуславливается в основном двумя факторами: 1) трением в пограничном слое и 2) вихреобразованием в воздухе и, как следствие этого, различным давлением на передней и задней части тела.

Таким образом, механическая энергия, подводимая к движущемуся в воздушной среде телу, затрачивается частично на трение и переходит в тепловую энергию и частично на вихреобразование обтекающих потоков, т. е. переходит в кинетическую энергию образующихся вихрей.

Первый вид сопротивления зависит главным образом от размеров тела и качества отделки (гладкости) его поверхности. Этот вид сопротивления называется сопротивлением трения. При движении автомобиля в воздушной среде сопротивление трения имеет ничтожно малое значение. Второй вид сопротивления зависит главным образом от формы тела и его отдельных элементов и их сочетания. Этот вид сопротивления носит название сопротивления формы. Сумма обоих указанных видов сопротивления дает полное сопротивление воздуха. Эту величину будем обозначать  $W_w$ .

Обобщая теоретические выводы по установлению зависимости сопротивления воздуха движению тела от внешних условий движения, подтвержденные результатами многочисленных опытов, можно написать выражение следующего вида:

$$W_w = c \frac{\gamma}{g} F v^n = c \rho F v^n \text{ кг}, \quad (164)$$

где  $\gamma$  — удельный вес воздуха в  $\text{кг/м}^3$ ;

$g$  — ускорение силы тяжести ( $9,81 \text{ м/сек}^2$ );

$\rho$  — плотность воздуха в  $\text{кгсек}^2/\text{м}^4$ ;

$v$  — скорость тела при скорости воздуха в обращенном движении в  $\text{м/сек}$ ;

$F$  — площадь миделевого сечения в  $\text{м}^2$ ;

$c$  — коэффициент сопротивления воздуха. Размерность коэффициента  $c$  определяется размерностью остальных величин, входящих в выражение (164), и показателем степени  $n$ .

Плотность  $\rho = \frac{\gamma}{g}$  можно найти из характеристического уравнения состояния газов:

$$\rho = \frac{p}{gRT},$$

где  $p$  — давление в  $\text{кг/м}^2$ ;

$T$  — абсолютная температура в град. абс.;

$R$  — характеристическая постоянная (для воздуха  $R = 29,27$ ).

При нормальных условиях (высота ртутного столба  $B_0 = 760 \text{ мм}$ ,  $t = 15^\circ \text{C}$ ) плотность воздуха  $\rho_0 \approx 0,125 \text{ кгсек}^2/\text{м}^4$ .

Для прочих условий величину  $\rho$  можно подсчитать по формуле

$$\rho = 0,125 \frac{B}{760} \cdot \frac{288}{T}.$$

Площадь миделевого сечения  $F$  принято называть наибольшей площадью сечения тела в плоскости, перпендикулярной к направлению движения. Это понятие можно применить к симметричному телу с контурами, очерченными по определенному закону. Для тела сложной формы, как, например, автомобиль, это понятие заменяют понятием площади лобового сопротивления, т. е. площади проекции тела (автомобиля) на плоскость, перпендикулярную к направлению движения. Величину этой площади подсчитывают по масштабному эскизу проекции автомобиля на вертикальную плоскость, перпендикулярную к его продольной оси. Иногда приближенно принимают, что площадь лобового сопротивления равна произведению колеи автомобиля на его высоту. Подсчитанная таким приближенным способом площадь лобового сопротивления для легковых автомобилей получается на 5—10% больше действительной, а для грузовых автомобилей — на 5—10% меньше действительной.

В среднем площадь лобового сопротивления  $F$  колеблется в следующих пределах (в  $\text{м}^2$ ):

Легковые автомобили:	
малолитражные . . . . .	1,5—2
среднего и большого литража . . . . .	2—2,8
Грузовые автомобили (в зависимости от типа и грузоподъемности) . . . . .	3—5
Автобусы (в зависимости от типа и числа пассажирских мест) . . . . .	4,5—6,5

Показатель степени  $n$  в уравнении (164) зависит от скорости, что подтверждается приведенными ниже данными:

$v < 1 \text{ м/сек}$ . . . . .	$n = 1$
$1 \text{ м/сек} < v < 330 \text{ м/сек}$ (скорость звука) . . . . .	$n = 2$
$v > 330 \text{ м/сек}$ . . . . .	$n = 3$

Таким образом, для скоростей, являющихся реальными для автомобиля, уравнение (164) имеет следующий вид:

$$W_w = c\rho Fv^2. \quad (165)$$

Для подсчета сопротивления воздуха иногда применяется выражение

$$W_w = \frac{c'\rho}{2} Fv^n, \quad (166)$$

где  $c' = 2c$ .

Ввиду этого при сопоставлении абсолютных величин коэффициентов сопротивления, полученных разными исследователями, необходимо проверять, какое выражение было ими принято для расчетов.

Учитывая, что на уровне земли плотность воздуха меняется сравнительно мало, для упрощения приведенных выше выражений обозначим  $c\rho = \kappa$ , где  $\kappa$  — так называемый приведенный коэффициент сопротивления воздуха (коэффициент обтекаемости), зависящий в основном от формы тела. Тогда

$$W_w = \kappa Fv^2. \quad (167)$$

Если, наконец, скорость  $v$  выразим не в  $\text{м/сек}$ , а в  $\text{км/час}$  ( $v_a$ ), то получим обычно применяемую в автомобильных расчетах формулу:

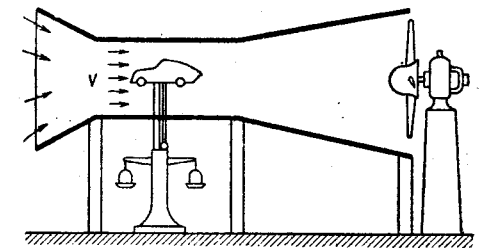
$$W_w = \frac{\kappa Fv_a^2}{3,6^2} \approx \frac{\kappa Fv_a^2}{13}. \quad (168)$$

Произведение  $\kappa F$ , характеризующее в целом обтекаемость данного автомобиля, носит название фактора обтекаемости.

## 2. Основные методы оценки аэродинамических качеств автомобиля

Наиболее совершенным методом экспериментального определения аэродинамических качеств автомобиля является испытание (продувка) автомобиля или его модели в аэродинамической трубе. Методы непосредственного определения аэродинамических качеств автомобиля при его движении дают менее точные результаты, однако для них не требуются сложные установки и аппаратура.

Сущность метода продувки заключается в том, что автомобиль подвешивают внутри аэродинамической трубы, через которую при помощи мощного вентилятора продувают воздух с заданной скоростью (фиг. 99). Специальные аэродинамические весы, связанные с системой крепления автомобиля в трубе, показывают силу, с которой воздух действует на автомобиль, т. е. силу  $W_w$ . Зная скорость воздуха, его плотность и площадь лобового сопротивления автомобиля, можно по формуле (165) определить



Фиг. 99.

коэффициент сопротивления воздуха  $s$ . Считая плотность воздуха постоянной, по формуле (167) можно сразу получить приведенный коэффициент сопротивления воздуха (коэффициент обтекаемости)  $k$ .

Для продувки автомобиля натуральных размеров потребовалась бы чрезвычайно большая аэродинамическая труба, так как необходимо, чтобы стенки ее были достаточно удалены от автомобиля и не могли оказывать влияния на обтекание испытуемого автомобиля воздухом. В свою очередь, для трубы больших размеров нужна была бы чрезвычайно мощная установка, которая могла бы обеспечить продувку через трубу больших масс воздуха с требуемой скоростью.

В связи с этим чаще проводятся эксперименты по продувке моделей автомобилей, причем обычно отношение размеров модели к действительным размерам автомобиля колеблется в пределах  $\frac{1}{5} - \frac{1}{10}$ .

Чтобы результаты продувки модели можно было перенести на природу, необходимо, чтобы в соответствии с законами подобия для модели и для природы были одинаковы числа Рейнольдса.

Число Рейнольдса зависит от плотности и вязкости среды, от линейных размеров тела и относительной скорости движения тела в среде:

$$Re = \frac{\rho l v}{\mu}$$

где  $\rho$  — плотность воздуха в  $кгсек^2/м^4$ ;

$l$  — произвольные подобные линейные размеры исследуемых тел (натуры и модели) в  $м$ ; при оценке аэродинамических качеств автомобиля в качестве этой величины часто принимают  $\sqrt{F}$ , где  $F$  — площадь миделевого сечения;

$v$  — относительная скорость движения тела в воздухе в  $м/сек$ ;

$\mu$  — коэффициент вязкости воздуха в  $кгсек/м^2$ .

Коэффициент  $\mu$  изменяется в зависимости от температуры:

$$\mu = 1,745 \cdot 10^{-6} + 5,03 \cdot 10^{-9} t.$$

При  $t = 15^\circ$  коэффициент  $\mu = 1,82 \cdot 10^{-6}$ .

Вместо этой величины часто вводят в рассмотрение так называемый коэффициент кинематической вязкости, представляющий собой отношение коэффициента вязкости к плотности:

$$\nu = \frac{\mu}{\rho}$$

Отсюда число Рейнольдса

$$Re = \frac{vl}{\nu}$$

При нормальных условиях ( $t = 15^\circ C$ ;  $B_0 = 760$  мм рт. ст.) для воздуха

$$\nu_0 = \frac{\mu_0}{\rho_0} \approx 1,45 \cdot 10^{-5}.$$

Следовательно,

$$Re = \frac{vl}{1,45 \cdot 10^{-5}} = 69\,000 vl.$$

Таким образом, в тех случаях, когда  $\nu$  можно принять постоянным, вместо  $Re$  можно рассматривать произведение  $vl$ , называемое иногда характеристикой опыта.

Если при обтекании модели

$$Re_m = \frac{\rho_m l_m v_m}{\mu_m} = \frac{l_m v_m}{\nu_m},$$

а при обтекании природы

$$Re_n = \frac{\rho_n l_n v_n}{\mu_n} = \frac{l_n v_n}{\nu_n},$$

и, кроме того, известно, что  $l_m = z l_n$ , где  $z$  — масштаб модели, то равенство чисел  $Re$  модели и природы

$$\frac{z l_n v_m}{\nu_m} = \frac{l_n v_n}{\nu_n}$$

может быть достигнуто применением для обтекания модели жидкости с уменьшенным коэффициентом кинематической вязкости, повышением скорости продувки модели или тем и другим способами одновременно.

Основным способом сохранения равенства чисел  $Re$  природы и модели в аэродинамических трубах нормального типа при  $\nu_m = \nu_n$  является увеличение скорости потока воздуха при продувке модели, т. е.

$$v_m = \frac{v_n}{z}.$$

Однако если принять, например, масштаб модели  $z = \frac{1}{10}$ , то для получения равенства чисел Рейнольдса модели и природы при скорости автомобиля около 120 км/час скорость воздуха в трубе должна составлять 1200 км/час (334 м/сек), т. е. должна превышать скорость звука.

Практически создание таких высоких скоростей потока в трубе связано с большими трудностями; кроме того, при такой скорости явления обтекания усложняются вследствие сжимаемости воздуха. Поэтому приходится делать некоторые отступления от закона подобия, принимая для модели меньшее число Рейнольдса, чем для природы. Допустимость этого приема может быть оправдана тем обстоятельством, что в известных пределах изменения величины  $Re$  коэффициент сопротивления воздуха  $s$  остается постоянным. При этом наблюдаются обычно две зоны: зона высоких значений коэффициента  $s$  (при малых значениях  $Re$ ) и зона пониженных значений  $s$  (при больших значениях  $Re$ ). В пределах каждой зоны коэффициент сопротивления воздуха изменяется весьма мало. Сравнительно узкая область, на которой происходит быстрое падение коэффициента сопротивления воздуха, называется областью кризиса.

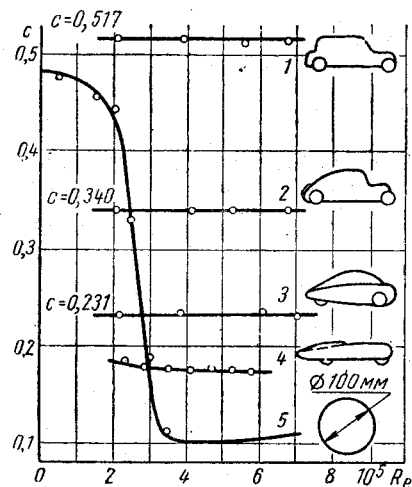
На фиг. 100 показана зависимость  $s$  от  $Re$  для моделей автомобилей четырех типов: 1 — нормального с закрытым кузовом; 2 — полуобтекаемого; 3 — гоночного. Для сопоставления там же приведена кривая 4 зависимости  $s$  от  $Re$  для шара диаметром 100 мм, на которой ясно видна область кризиса, а также зоны, в которых  $s$  мало зависит от  $Re$ .

Вследствие того, что изменение скорости продувки в интервале реальных или автомобилей значений  $Re$  весьма мало сказывается на коэффициенте сопротивления  $s$ , доводить скорость воздуха в трубе до высоких значений, требуемых законом подобия, необязательно. Этим подтверждается высказанное выше положение о допустимости некоторого отступления от равенства чисел  $Re$  модели и природы.



Изложенный выше теоретический вывод объясняется явлением автомодельности, сущность которого состоит в том, что при больших значениях числа Рейнольдса влияние силы вязкости уменьшается. В результате этого вязкость перестает нарушать подобие потока у модели и природы, и поток можно рассматривать как поток идеальной жидкости.

При определении аэродинамических качеств автомобиля в аэродинамической трубе необходимо воспроизвести условия, соответствующие действительным условиям движения автомобиля по дороге, неподвижной относительно воздуха. Если подвесить модель автомобиля в трубе так, что модель будет свободно обтекаться воздухом, то не будет учтено влияние дороги на обтекаемость автомобиля.



Фиг. 100.

Если установить модель в трубе на плите, то соответствие условий обтекания действительным условиям движения в этом случае также не соблюдается. В обратном движении воздух не будет находиться в покое относительно дороги. Трение воздуха о плиту и вызванное этим дополнительное вихреобразование обуславливает отмеченное выше искажение явления обтекания по сравнению с обтеканием автомобиля в действительных условиях движения.

Наиболее точно можно воспроизвести условия обтекания автомобиля в действительном движении заменив плиту под моделью бесконечной лентой, движущейся со скоростью воздушного потока.

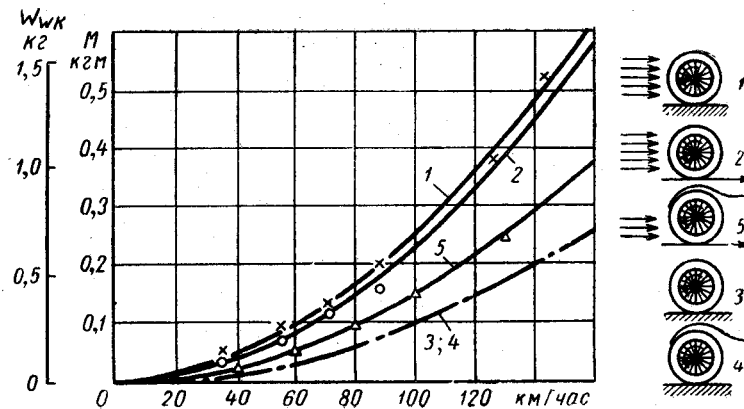
Одно из основных затруднений при этом связано с созданием привода ленты, который обеспечивал бы одновременно высокую линейную скорость ленты и спокойный ее ход, без чего нарушается характер движения воздушного слоя вблизи ленты. Поэтому широкое распространение этого метода пока ограничено.

Известное распространение при продувке моделей автомобилей в аэродинамической трубе получил так называемый метод зеркального отображения, сущность которого заключается в том, что эффект «дороги» заменяется искусственным потоком жидкости (воздуха), создаваемым вихрями от второй модели, располагаемой в перевёрнутом положении под первой. При этом делается предположение, что между симметричными вихревыми потоками, возникающими под нижними плоскостями каждой модели, образуется разделительный слой воздуха, движущийся со скоростью всего воздушного потока. Хотя это предположение и не является, безусловно, очевидным, но

оно в достаточной мере подтверждается многочисленными наблюдениями.

При продувке колеса испытываемой модели автомобиля обычно неподвижны. Поэтому необходимо было выяснить, как влияет вращение колес на обтекаемость автомобиля.

На фиг. 101 приведены результаты испытаний, при которых автомобильное колесо с шиной устанавливалось в аэродинамической трубе и подвергалось продувке для измерения силы сопротивления воздуха  $W_{wk}$ . Одновременно при помощи балансира электродвигателя измерялся момент, необходимый для вращения колеса со скоростью, соответствующей скорости продувки.



Фиг. 101.

Отдельные кривые на указанном графике соответствуют следующим условиям: 1 — колесо без крыла над неподвижной пластиной, продувка производится; 2 — колесо без крыла на движущейся ленте, продувка производится; 3 — колесо без крыла над неподвижной пластиной, продувки нет; 4 — колесо с крылом над неподвижной пластиной, продувка производится; 5 — колесо с крылом на движущейся ленте, продувка производится.

Последний случай наиболее близок к действительным условиям. Из рассмотрения фиг. 101 можно заключить, что даже при высоких скоростях сопротивление вращению колеса невелико по сравнению с общим сопротивлением воздуха движению автомобиля.

Непосредственное определение аэродинамических качеств автомобиля осуществляется либо при принудительном перемещении автомобиля, либо при его свободном движении.

В первом случае автомобиль можно буксировать, включив динамометр в буксировочный трос (тягу). Вычитая из показаний динамометра предварительно найденные величины сопротивления качению и сопротивления в трансмиссии, можно получить величину сопротивления воздуха движению автомобиля при различных

скоростях движения. Чтобы буксирующий автомобиль (тягач) не оказывал влияния на обтекание воздухом испытываемого автомобиля, трос или тяга для буксировки должны быть достаточно длинными. Буксировка с длинным тросом (тягой) затрудняет проведение эксперимента, особенно при высоких скоростях движения.

Для определения аэродинамических качеств автомобиля при свободном перемещении автомобиль скатывается под уклон или движется по инерции на ровной дороге. В первом случае автомобиль свободно скатывается, пока не достигает постоянной скорости (ускорение равно нулю), которая фиксируется по предварительно тарированному спидометру. Уклон дороги при этом должен быть постоянным на достаточно длинном участке дороги.

Используя для случая равномерного движения под уклон ( $\alpha < 0$ ) приведенное выше выражение тягового баланса (45) и полагая, что  $P_{\kappa} = 0$ ,  $\frac{dv}{dt} = 0$ , находим

$$G_a \sin \alpha = G_a f \cos \alpha + \frac{\kappa F v_a^2}{3,6^2},$$

откуда

$$\kappa F = \frac{3,6^2 G_a (\sin \alpha - f \cos \alpha)}{v_a^2}.$$

Этот метод дает относительно надежные результаты только в том случае, когда уклон дороги значителен, а коэффициент качения оценен достаточно точно.

Если эти условия не выполняются, может быть использован метод совместного отыскания фактора обтекаемости  $kF$  и коэффициента качения  $f$  при движении автомобиля по инерции на горизонтальном участке дороги (метод затухания). Этот метод заключается в следующем. На участке ровной горизонтальной дороги автомобиль разгоняется до некоторой скорости  $v_1$ , после чего передача выключается и скорость автомобиля, движущегося по инерции, постепенно снижается. При испытании фиксируется время затухания  $T$ , соответствующее изменению скорости от начальной скорости  $v_1$  до некоторой конечной скорости  $v_0$ .

Интегрируя приведенное выше дифференциальное уравнение движения автомобиля (45) в пределах изменения скоростей от  $v_1$  до  $v_0$  (для рассматриваемого случая  $P_{\kappa} = 0$ ,  $\alpha = 0$ ), находим время затухания:

$$T_1 = \frac{\delta' G_a}{g \sqrt{G_a \kappa F}} \operatorname{arctg} \frac{\sqrt{\frac{\kappa F}{G_a f}} (v_1 - v_0)}{3,6 \left( 1 + \frac{\kappa F}{G_a f} \cdot \frac{v_1 v_0}{3,6^2} \right)}. \quad (169)$$

где  $\delta'$  — коэффициент учета вращающихся масс при выключенном двигателе (без учета маховика).

Если повторить испытание, выключив передачу при некоторой другой скорости  $v_2$ , то соответствующее время затухания

$$T_2 = \frac{\delta' G_a}{g \sqrt{G_a \kappa F}} \operatorname{arctg} \frac{\sqrt{\frac{\kappa F}{G_a f}} (v_2 - v_0)}{3,6 \left( 1 + \frac{\kappa F}{G_a f} \cdot \frac{v_2 v_0}{3,6^2} \right)}. \quad (170)$$

Преобразовывая эти уравнения и решая их относительно  $f$ , находим из уравнения (169)

$$f = \frac{\delta' \sqrt{G_a}}{g T_1 \sqrt{\frac{\kappa F}{f}}} \operatorname{arctg} \frac{\sqrt{G_a} \sqrt{\frac{\kappa F}{f}} (v_1 - v_0)}{3,6 \left( G_a + \frac{\kappa F}{f} \cdot \frac{v_1 v_0}{3,6^2} \right)}, \quad (171)$$

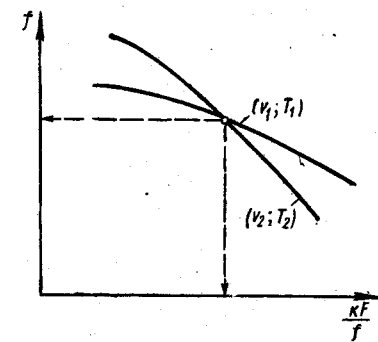
а из уравнения (170)

$$f = \frac{\delta' \sqrt{G_a}}{g T_2 \sqrt{\frac{\kappa F}{f}}} \operatorname{arctg} \frac{\sqrt{G_a} \sqrt{\frac{\kappa F}{f}} (v_2 - v_0)}{3,6 \left( G_a + \frac{\kappa F}{f} \cdot \frac{v_2 v_0}{3,6^2} \right)}. \quad (172)$$

В этих уравнениях можно рассматривать в качестве искомым неизвестных величин  $f$  и  $\frac{\kappa F}{f}$ . Если построить кривые зависимости  $f$  от  $\frac{\kappa F}{f}$  для ряда произвольных значений последней величины сначала по уравнению (171), т. е. при  $v_1$  и  $T_1$ , а затем по уравнению (172), т. е. при  $v_2$  и  $T_2$  (фиг. 102), то точка пересечения указанных кривых покажет значения  $\frac{\kappa F}{f}$  и  $f$ , удовлетворяющие обоим рассмотренным уравнениям.

Зная  $\frac{\kappa F}{f}$  и  $f$ , можно определить  $\kappa F$ , после чего, определив площадь лобового сопротивления  $F$ , находим коэффициент обтекаемости  $\kappa$ . Проведенные этим методом испытания грузового автомобиля на дорогах с различными покрытиями дали весьма близко совпадающие результаты: в среднем было получено  $\kappa F = 0,234$ , что при  $F = 3,18 \text{ м}^2$  дает  $\kappa = 0,073$ .

Следует отметить, что возможны и другие методы нахождения сопротивления воздуха по характеристике затухания движения.



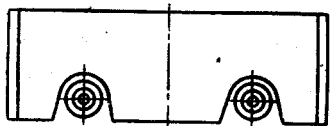
Фиг. 102.

### 3. Влияние формы автомобиля на его обтекаемость

На основании весьма большого количества экспериментов, проведенных для оценки аэродинамических качеств различных автомобилей, можно прийти к общим положениям, касающимся влияния отдельных элементов автомобиля на его аэродинамические свойства и путей создания оптимальных форм кузова в отношении обтекаемости.

Представление о влиянии формы кузова на обтекаемость автомобиля может быть получено на основании опытов с рядом моделей, форма которых постепенно усложнялась.

В качестве примера рассмотрим серию испытаний, проведенных в аэродинамической лаборатории Мичиганского университета (США).



Фиг. 103.

Вначале были испытаны упрощенные формы, например, в виде параллелепипеда (фиг. 103) для установления влияния радиуса закругления углов параллелепипеда на величину сопротивления. Размеры параллелепипеда были выбраны так, чтобы в габариты его вписывался (при геометрически подобном сокращении) нормальный автомобиль с кузовом «седан».

Были испытаны три модели: 1 — с острыми углами; 2 — с углами, закругленными по радиусу 19 мм; это соответствовало для геометрически подобного образца в натуральную величину закруглению по радиусу 150 мм; 3 — с углами, закругленными по радиусу около 28 мм; что соответствовало закруглению по радиусу 225 мм для образца в натуральную величину. Результаты опытов приведены ниже:

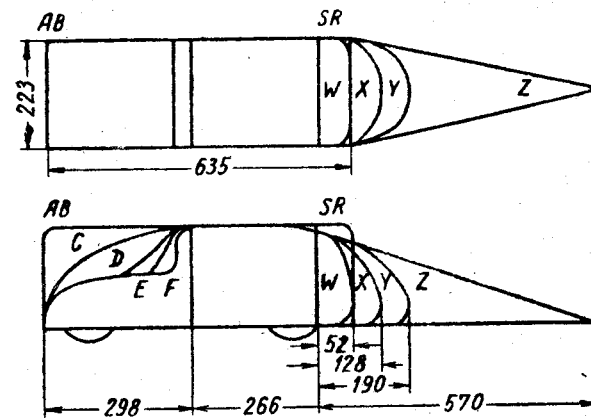
№ модели	1	2	3
Коэффициент обтекаемости $k^*$	0,0537	0,0369	0,0275
Уменьшение по отношению к модели № 1 в %	0	31,4	48,7

Приведенные данные свидетельствуют о весьма большом влиянии закругления углов модели на ее обтекаемость. Объясняется это тем, что острые углы, особенно в задней части модели, вызывают срыв потока и значительное вихреобразование. Обращают на себя внимание сравнительно низкие значения коэффициента обтекаемости. Причиной этого служат гладкая поверхность модели и отсутствие каких-либо выступающих элементов как на верхней, так и нижней ее частях.

Для всестороннего исследования влияния формы на обтекаемость применительно к контурам современных автомобилей была изготовлена специальная разборная модель, дававшая возможность при неизменной средней части получить многочисленные комбинации различных форм передней и задней частей модели. Схема указанной модели в двух проекциях показана на фиг. 104. Четыре сменные

\* Все рассматриваемые аэродинамические коэффициенты приведены для удобства дальнейших сопоставлений к величине  $k$ . Плотность воздуха принималась равной  $0,125 \text{ кг сек}^3/\text{м}^4$ .

товлена специальная разборная модель, дававшая возможность при неизменной средней части получить многочисленные комбинации различных форм передней и задней частей модели. Схема указанной модели в двух проекциях показана на фиг. 104. Четыре сменные



Фиг. 104.

передние части и столько же сменных задних обеспечили возможность проведения испытания при 16 различных комбинациях. Данные опытов с моделями всех возможных комбинаций приведены в табл. 3.

Таблица 3

Влияние формы передней и задней частей модели автомобиля на ее обтекаемость

Форма модели	Абсолютное значение коэффициента сопротивления воздуха $k$				Коэффициент сопротивления воздуха $k$ в %							
					при неизменной форме задней части модели				при неизменной форме передней части модели			
передней части	F	E	D	C	F	E	D	C	F	E	D	C
W	0,0216	0,0195	0,0185	0,0186	100	90,3	87,6	86,4	100	100	100	100
X	0,0245	0,0161	0,0141	0,0147	100	75,2	65,8	68,9	99,3	82,7	76,4	97,5
Y	0,0201	0,0156	0,0131	0,01225	100	77,8	65,1	71,1	93,1	80,3	70,8	66,1
Z	0,0150	0,01075	0,0075	0,0078	100	71,7	50,2	51,9	69,6	53,2	40,8	41,8

Приведенная таблица позволяет прийти к следующим выводам: при удлинении задней части автомобиля значительно улучшается его обтекаемость, причем улучшение становится более заметным при одновременном улучшении формы передней части. С изменением формы передней части для обеспечения большого наклона и плавности линии перехода обтекаемость также существенно улучшается.

Несколько неожиданными на первый взгляд являются результаты опытов с передней частью эллиптической формы *C*, которая в некоторых комбинациях дает худшую обтекаемость, чем передняя часть типа *D* со значительным наклоном ветрового стекла. Причину этого следует искать в том, что эллиптическая форма передней части модели в горизонтальной проекции представляет собой прямоугольник. Можно предположить, что срыв струй, имеющих повышенную скорость у боковых кромок данной передней части эллиптической формы, является более нежелательным, чем вихреобразование у наклонного ветрового стекла.

Наихудшие результаты дает комбинация *F* — *W* ( $\kappa = 0,0216$ ), наилучшие — комбинация *D* — *Z* ( $\kappa = 0,0075$ ). Другими словами, придавая рациональную форму телу, можно в несколько раз снизить коэффициент его обтекаемости. Так же как и в опытах с параллелепипедами, в опытах со специальной разборной моделью величины коэффициента обтекаемости получались значительно более низкие, чем обычно принимают для образцов действительных автомобилей, геометрически близких к испытанным моделям. Это может быть объяснено тем, что в данной модели нет никаких выступающих частей, характерных для обычных автомобилей (подножек, запасных колес, фар и т. д.).

Ввиду схематичности применявшихся моделей приведенные исследования не дали абсолютных цифр, которые могли бы быть отнесены к тому или иному типу автомобиля. Они позволяют только сделать некоторые сравнительные выводы о влиянии формы кузова на его обтекаемость.

Рассмотрение исследований по продувке автомобильных моделей, проведенных для определения путей улучшения обтекаемости автомобилей, показало, что закругление углов и улучшение контуров моделей производилось главным образом в продольной вертикальной плоскости. Вопросу же улучшения обтекаемости формы в горизонтальной плоскости обычно не придавалось надлежащего значения. Указанное является общим для ряда современных обтекаемых автомобилей, у которых часто достаточно удачно в отношении обтекаемости бывает подобран контур в продольной вертикальной плоскости и в то же время неудачно — в горизонтальной плоскости.

Аэродинамическими исследованиями установлено, что если тело свободно подвешено в воздухе, то наилучшей обтекаемой формой является форма падающей капли, т. е. формы тела вращения, сначала расширяющегося, а затем плавно суживающегося к концу. Передний конец такого тела должен быть тупым, а задний —

заостренным. Максимальное сечение тела лежит на расстоянии около  $1/3$  от его переднего конца.

Очевидно, для автомобиля такая форма в чистом виде не применима: реальные условия движения автомобиля и, в частности, влияние дороги требуют известного отклонения от симметрии автомобиля в его вертикальной продольной плоскости. Обобщая ряд исследований, можно считать желательным, чтобы площадь поперечного сечения автомобиля сначала постепенно увеличивалась по длине автомобиля, а затем, достигнув максимума, примерно на расстоянии  $1/3$  длины от переднего конца автомобиля начинала постепенно уменьшаться.

Опыты с моделями кузовов подтверждают, что обтекаемость значительно снижается при удлинении задней части. Однако практически применяемые автомобили с значительно удлиненной задней частью обладают ограниченной проходимостью и маневренностью, а также низким коэффициентом использования габарита.

В качестве общего вывода, который может быть сделан на основании анализа аэродинамических испытаний автомобиля, следует отметить, что результат улучшения какой-либо одной части кузова начинает проявляться в большей степени по мере улучшения другой ее части. Таким образом, улучшение формы отдельных элементов кузова может дать наибольший эффект, если эти улучшения будут распространены на весь кузов в целом.

Значительное влияние на сопротивление воздуха движению автомобиля оказывают также детали, выступающие из общих контуров кузова (крылья и колеса и др.). Следствием этого в современном автостроении явилось применение обтекаемых крыльев и кузовов с колесами, «утопленными» в габариты кузова; последнее обеспечивает и ряд дополнительных конструктивных преимуществ.

Определенное влияние на обтекаемость оказывает также форма нижней части кузова. Выступающие части двигателя и трансмиссии, оси, тяги и т. п. способствуют вихреобразованию воздуха под автомобилем, и увеличивают сопротивление его движению.

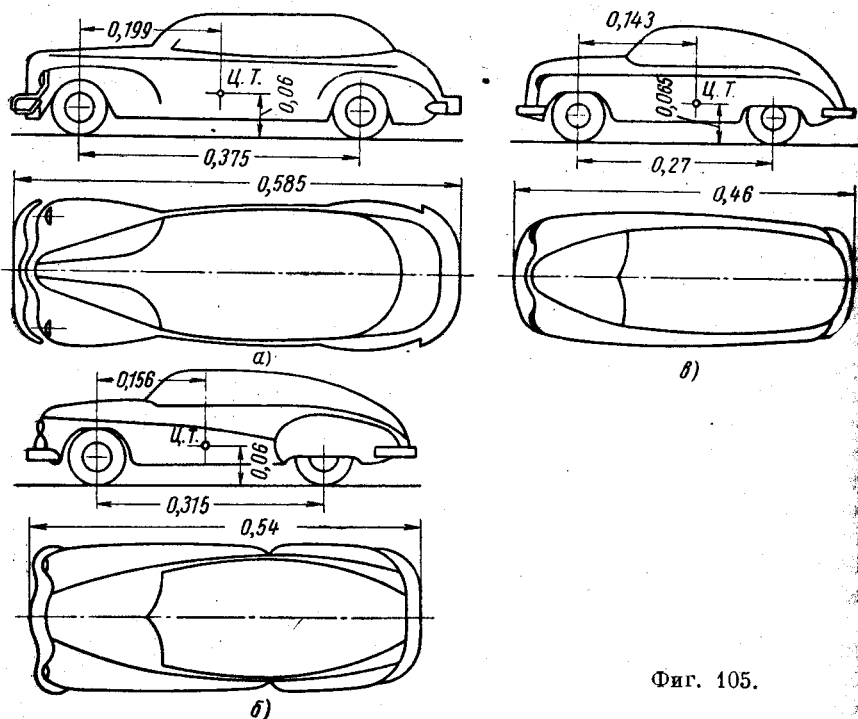
Приведенные выше результаты испытаний и соображения носят, как уже отмечалось, общий характер и позволяют лишь установить основные методы улучшения обтекаемости автомобиля.

Ниже приводятся результаты по исследованию обтекаемости некоторых типов автомобилей и возможных оптимальных форм кузова и их сочетания, проведенных лабораторией кузовов НАМИ. Основные испытания проводились методом продувки моделей, изготовленных в масштабе  $1:10$ , в аэродинамической трубе Московского авиационного института им. С. Орджоникидзе. Вспомогательные и контрольные замеры для определения коэффициентов обтекаемости осуществлялись при дорожных испытаниях.

На фиг. 105 показаны схемы моделей трех легковых автомобилей из числа испытывавшихся в НАМИ.

Кузов модели автомобиля ЗИЛ-110 (фиг. 105, а) имеет выступающие крылья и сзади багажник, выступающий за основной контур кузова. Переднее ветровое стекло V-образное. Площадь лобового сопротивления модели  $F = 0,026 \text{ м}^2$ , коэффициент обтекаемости  $k = 0,0245$ .

Передняя часть модели автомобиля Бюик-Супер-90 (фиг. 105, б) несколько скруглена, передние крылья сливаются с кузовом. Задние крылья выступают (колеса закрыты щитками).



Фиг. 105.

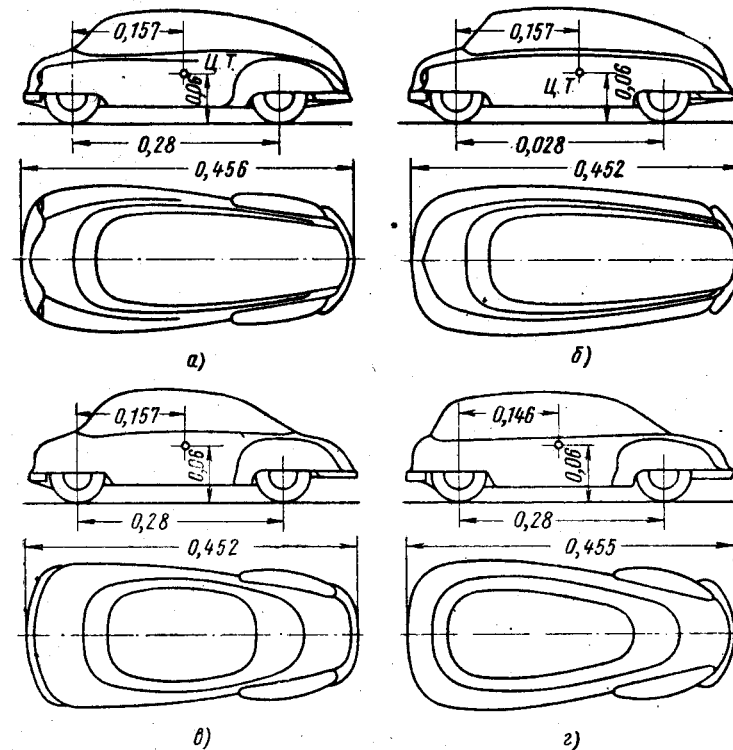
Задняя часть не выделяется из общего контура кузова. Переднее ветровое стекло V-образное. Площадь лобового сопротивления модели  $F = 0,028 \text{ м}^2$ , коэффициент обтекаемости  $k = 0,0218$ .

Задняя часть модели автомобиля М-20 «Победа» (фиг. 105, в) не выделяется из общего контура кузова. Колеса утоплены в кузове (нет выступающих крыльев). Переднее ветровое стекло V-образное. Площадь лобового сопротивления модели  $F = 0,0206 \text{ м}^2$ , коэффициент обтекаемости  $k = 0,0218$ .

Указанные данные достаточно близко совпадают с зарубежными данными по обтекаемости легковых автомобилей классов, близких к рассмотренным. Приведенные величины коэффициентов обтекаемости отнюдь не являются предельными.

На фиг. 106 приведены схемы моделей четырех испытанных в НАМИ образцов, не относящиеся к какому-либо определенному автомобилю.

Форма передней части модели, показанной на фиг. 106, а, та же, что и у модели автомобиля М-20 «Победа», но длина ее меньше. Передние колеса утоплены в кузове. Задние крылья несколько вы-



Фиг. 106.

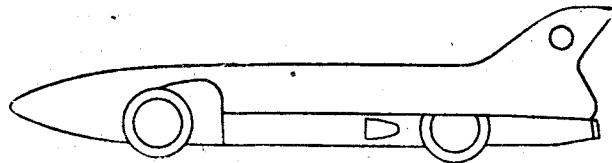
ступают за габариты кузова. Переднее ветровое стекло округленное. Коэффициент обтекаемости  $k = 0,0179$ .

Модель, изображенная на фиг. 106, б, отличается от предыдущей модели тем, что и задние колеса утоплены в кузове. Общая форма аналогична форме автомобиля М-20 «Победа», за исключением укороченной передней части. Коэффициент обтекаемости  $k = 0,0140$ .

Модель на фиг. 106, в имеет укороченную округленную переднюю часть: фары не выступают за контур кузова; задняя часть имеет уступ. Задние крылья несколько выступают за габариты кузова. Коэффициент обтекаемости  $k = 0,0158$ .

Модель на фиг. 106,  $z$  отличается от предыдущей значительно укороченной передней частью (компоновка, соответствующая заднему расположению двигателя). Коэффициент обтекаемости  $k = 0,0130$ .

Реальная возможность получения таких низких величин коэффициента обтекаемости для легковых автомобилей подтверждается данными по продувке моделей некоторых европейских машин. Например, коэффициент  $k$  автомобиля «Рено-Фрегат» (Франция) равен 0,01575, автомобиля «Панар Дина 54» (Франция) равен 0,0152. Скоростной экспериментальный газотурбинный автомобиль «Жарптица» (США), общие контуры которого показаны на фиг. 107, имеет коэффициент обтекаемости  $k = 0,014$ .



Фиг. 107.

В качестве ориентировочного справочного материала для расчетов могут служить данные, полученные в Научно-исследовательском автомобильном и автомоторном институте (НАМИ) по коэффициентам обтекаемости легковых автомобилей советского производства:

Автомобиль	Коэффициент обтекаемости $k$	Автомобиль	Коэффициент обтекаемости $k$
Газ-А . . . . .	0,058—0,060	ЗИЛ-110 . . . . .	0,028—0,030
М-1 . . . . .	0,038—0,040	М-20 «Победа» . . . . .	0,023—0,025
«Москвич-401» . . . . .	0,035—0,037	ЗИМ . . . . .	0,022—0,023

Исследования, связанные с обтекаемостью грузовых автомобилей проводятся в меньших масштабах. В аэродинамической лаборатории МАИ исследовалась обтекаемость грузового автомобиля ЗИЛ-150. Продувке в аэродинамической трубе подвергалась модель в  $\frac{1}{17}$  натуральной величины; площадь лобового сопротивления модели 0,018 м<sup>2</sup>.

После обработки результатов испытания по формуле

$$c = \frac{W_{\text{мод}}}{\rho \frac{v^2}{2} F}$$

был получен коэффициент сопротивления воздуха  $c = 1,18$ , не изменившийся в диапазоне изменения скоростей потока воздуха от 12 до 30 м/сек. Соответственно коэффициент обтекаемости  $k = \frac{c}{2} =$

$= 0,074$ . Продувались также модели с различными модификациями кузова, улучшающими его обтекаемость, а также кузова типа фургон (фиг. 108).

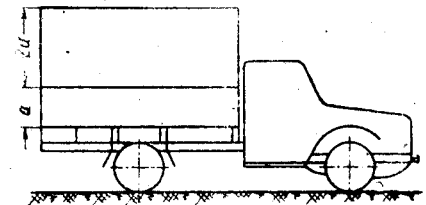
Результаты продувок модифицированных моделей грузового автомобиля ЗИЛ-150 приведены в табл. 4.

Таблица 4

Результаты продувок модифицированных моделей автомобиля ЗИЛ-150

Автомобиль ЗИЛ-150	Коэффициент обтекаемости $k$	
	абсолютное значение	в % к исходной модели
Основная модель . . . . .	0,074	100
С фургоном прямоугольной формы . . . . .	0,124	168
С короткими бортовыми щитками . . . . .	0,0686	93
С обтекателем на носовой части . . . . .	0,0576	78
С обтекателем на носовой части и короткими щитками . . . . .	0,055	75
С обтекателем на носовой части и щитками вдоль всего борта . . . . .	0,0525	71

В другой серии испытаний той же модели было установлено, что если кузов затянуть брезентом на уровне бортов, то коэффициент обтекаемости уменьшается до 68% от исходной величины; при одновременном расширении кабины до габаритов кузова и применении бортовых щитков коэффициент обтекаемости снижается до 61%.



Фиг. 108.

Результаты экспериментальных работ по определению обтекаемости автомобиля позволили установить для автомобилей различных типов следующие средние значения коэффициента обтекаемости:

Автомобили	Коэффициент обтекаемости $k$
Грузовые . . . . .	0,06 — 0,07
Автобусы . . . . .	0,025—0,040
Легковые:	
с открытым кузовом . . . . .	0,040—0,050
с закрытым кузовом . . . . .	0,020—0,035
высокой обтекаемости . . . . .	0,015—0,02

Вопрос о сопротивлении воздуха движению автопоезда к настоящему времени изучен очень мало. Продувка в аэродинамической трубе моделей автомобилей с прицепами, производилась в весьма ограниченных размерах; сведений о проведении упрощенных опытов при движении реальных автопоездов нет.

Сопротивление воздуха движению автопоезда не может быть подсчитано по одному только фактору обтекаемости, известному для одиночного тягача и каждого прицепа, так как оно зависит от количества и взаимного расположения прицепов в автопоезде. По некоторым данным коэффициенты сопротивления воздуха прицепов в составе автопоезда составляют 15—25% от сопротивления воздуха одиночных прицепов. Наибольшее сопротивление имеет последний прицеп.

На сопротивление воздуха движению автопоезда, состоящего из тягача и прицепа, существенное влияние оказывает расстояние между ними.

Так, при продувке модели автомобиля ЗИЛ-150 с прицепом установлено, что при отсутствии просвета между передним бортом прицепа и задним бортом автомобиля сопротивление поезда на 8,9% больше сопротивления одного автомобиля без прицепа; при расстоянии между бортами автомобиля и прицепа, равном половине ширины кузова, указанная величина составляет 16%; при расстоянии, равном ширине кузова, — 24% и при расстоянии, равном двойной ширине кузова, — 32%. В среднем можно принять, что для автопоезда, состоящего из тягача и одного прицепа, сопротивление воздуха увеличивается на 20—30% по сравнению с сопротивлением движению тягача без прицепа.

## ГЛАВА IV

### ПРОХОДИМОСТЬ АВТОМОБИЛЯ

Проходимость (вездеходность) является важным эксплуатационно-техническим показателем автомобиля, характеризующим возможность его надежного безостановочного движения по неровной дороге или пересеченной местности, а также вне дорог с твердыми покрытиями.

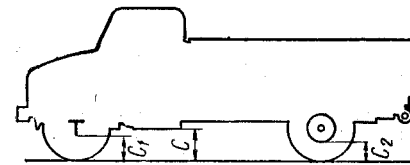
Вопрос проходимости имеет значение и при движении автомобиля по дорогам с твердым покрытием в том случае, когда поверхность дороги вследствие сильного увлажнения, обледенения или других причин становится скользкой.

В соответствии с приведенным общим определением мы будем рассматривать геометрические (габаритные) и опорно-сцепные параметры проходимости автомобиля. Эти параметры отражают разные свойства автомобиля, однако в отдельных случаях они могут быть взаимосвязаны между собой.

#### § 1. ГЕОМЕТРИЧЕСКИЕ ПАРАМЕТРЫ ПРОХОДИМОСТИ АВТОМОБИЛЯ

Геометрические параметры проходимости характеризуют возможность движения автомобиля по неровной местности и определяются геометрическими соотношениями между формой дорожных неровностей и контурами нижней части автомобиля.

Одним из основных геометрических параметров проходимости является величина наименьших просветов (клиренсов) между нижними точками автомобиля и поверхностью, по которой происходит движение.



Фиг. 109.

Эти величины, обозначенные на фиг. 109  $C$ ,  $C_1$  и  $C_2$ , дают представление о тех максимальных сосредоточенных неровностях (кочки, комни), над которыми, не задевая их, может пройти автомобиль. Наиболее низко расположенными точками автомобиля чаще являются картер маховика или коробки передач, глушитель, передний управляемый мост и картер главной передачи ведущего моста.

Обычно просвет у переднего управляемого моста автомобиля меньше, чем у картера маховика. Это делают с той целью, чтобы массивный кованый передний мост предохранял от возможных ударов менее прочный картер маховика. Из условий размещения в ведущем мосту шестерен главной передачи просвет у заднего моста может быть меньше, чем у переднего управляемого моста ( $C_2 < C_1$ ).

Минимальный просвет современных транспортных автомобилей колеблется у легковых в пределах 130—200 мм, у грузовых — 220—300 мм.

При проектировании специальных автомобилей высокой проходимости желательно предусматривать возможно большую величину просветов, которая для ведущих мостов в основном определяется соотношением размеров картеров главных передач и колес. Увеличение диаметра колес обеспечивает увеличение просвета. При практически применяемых размерах шин может достигать 350—400 мм.

При специальной компоновке ведущих мостов (расположении редукторов у ведущих колес

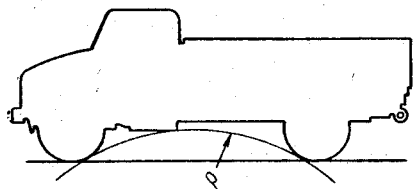
просвет может быть увеличен до 400—450 мм, а в некоторых случаях и больше.

Хотя величина просветов и определяет в значительной мере геометрическую проходимость автомобиля, однако исчерпывающей характеристики в этом отношении она еще не дает. При переезде через канавы, насыпи и т. п. весьма большое значение имеет просвет в средней части автомобиля и расстояния от соответствующей наиболее низко расположенной точки до переднего и заднего мостов автомобиля.

Чтобы пояснить это, представим себе автомобиль, переезжающий через крутой мостик, бугор цилиндрической формы и т. п. (фиг. 110). Переезд автомобиля через неровность такого вида возможен, если радиус окружности, касающейся передних и задних колес и наиболее низкой точки в средней части автомобиля, меньше или в предельном случае равен радиусу той условной цилиндрической неровности, через которую автомобиль должен переехать. Этот радиус — радиус продольной проходимости  $\rho$  и служит вторым геометрическим параметром проходимости автомобиля.

Радиус продольной проходимости данного автомобиля можно определить непосредственно по выполненному в масштабе эскизу автомобиля, подбирая радиус окружности, касающейся указанных выше точек автомобиля.

Заметим, что при заданной базе автомобиля продольная проходимость автомобиля тем ниже, чем ближе к центру автомоби-



Фиг. 110.

расположена точка, определяющая просвет в средней его части; наименее благоприятный случай соответствует размещению этой точки на середине расстояния между передним и задним мостами автомобиля. Поэтому если в средней части автомобиля имеются, например, две одинаково низко расположенные точки, то принимать в расчет следует ту из них, которая находится ближе к центру автомобиля, иногда даже в том случае, если она расположена выше, чем вторая точка. Окончательно установить, какая из точек при движении в указанных условиях ограничивает продольную проходимость, можно только после нахождения величин радиуса продольной проходимости автомобиля для обеих точек.

Очевидно, чем больше база автомобиля, тем хуже при том же просвете его продольная проходимость. Радиус продольной проходимости для современных автомобилей в соответствии с просветом и средней величиной базы, характерными для автомобилей определенного класса, колеблется в следующих пределах (в м):

Легковые автомобили:

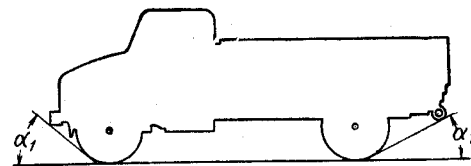
малолитражные	2,5—3,5
среднего литража	3,5—5,5
большого литража	5,5—8,5

Грузовые автомобили:

малой грузоподъемности	2,5—3,5
средней грузоподъемности	3—5,5
большой грузоподъемности	5—6

Проходимость автомобиля при переезде через канавы или выступы бугры и другие препятствия на дороге могут ограничивать части выступающие за оси спереди и сзади автомобиля.

Если из точек кузова, выступающих спереди и сзади, провести к переднему и заднему колесам касательные (фиг. 111), то полученные углы между ними и плоскостью дороги определяют угол переднего въезда  $\alpha_1$  и угол заднего



Фиг. 111.

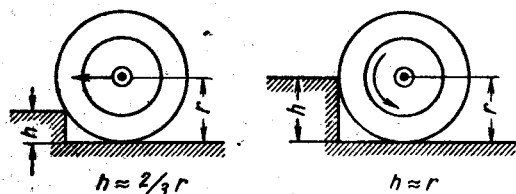
въезда  $\alpha_2$  автомобиля; чем больше эти углы, тем выше проходимость автомобиля в указанных условиях. Это следует иметь в виду как при компоновке автомобиля, так и при использовании существующих шасси для автомобилей специального назначения. Углы переднего и заднего въезда для современных автомобилей лежат в следующих пределах (в град.):

Автомобили	$\alpha_1$	$\alpha_2$
Легковые	25—30	15—20
Грузовые	40—60	30—40
Специальные	до 60—70	до 50—60

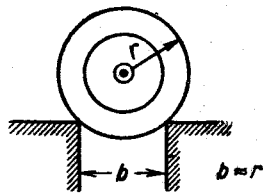


Значительный вынос двигателя вперед, за переднюю ось, и вытянутая, низко расположенная задняя часть кузова, что характерно для современных легковых автомобилей, затрудняют движение автомобиля по пересеченной местности.

Теоретические вопросы, связанные с возможностью преодоления автомобилем вертикальных стенок, рвов и т. п., в настоящее время разработаны еще недостаточно. Считается, что при обычной



Фиг. 112.



Фиг. 113.

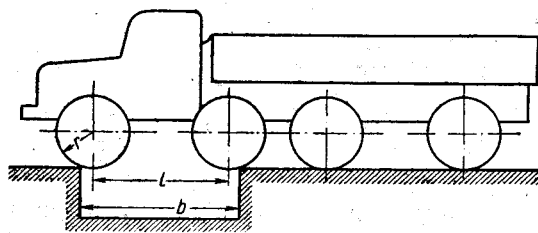
схеме автомобиля с задним ведущим и передним неведущим мостами высота вертикальной стенки, которую может преодолеть автомобиль (фиг. 112),

$$h \approx \frac{2}{3} r.$$

Если ведущими являются оба моста, то

$$h \approx r.$$

Указанные соотношения являются весьма приближенными. Величина  $h$  зависит не только от радиуса колеса, но и от других факторов, в частности, коэффициентов сцепления ведущих колес с опор-



Фиг. 114.

ной поверхностью. Кроме того, при оценке возможности преодоления вертикальной стенки должен быть учтен просвет автомобиля.

Ширину рва  $b$ , через который может пройти обычный двухосный автомобиль, если кромки по краям рва достаточно прочны, можно принять  $b \approx r$  (фиг. 113).

Для автомобилей с обоими ведущими мостами эта величина достигает примерно  $1,2 r$ . Трехосные автомобили любой схемы,

если не предусмотрены какие-либо специальные устройства, не имеют в этом отношении существенных преимуществ перед двухосными. Четырехосные автомобили преодолевают рвы значительно большей величины. Ширину преодолеваемого рва при приведенном на фиг. 114 расположении осей можно принять следующей:

$$b \approx l + 1,2r$$

при условии, что:

а) центр тяжести автомобиля расположен внутри площади, ограниченной вертикальными линиями, проходящими через центры колес средних осей;

б) в системе подвески имеются устройства, ограничивающие опускание колес вниз.

Следует отметить, что приведенные соотношения относятся к случаю, когда препятствия преодолеваются с малой скоростью. Если мощность двигателя, ходовая часть и подвеска автомобиля допускают преодоление препятствий на повышенных скоростях, то величина указанных препятствий может быть значительно большей.

## § 2. НОРМАЛЬНЫЕ НАГРУЗКИ ОТ КОЛЕС АВТОМОБИЛЯ НА ДОРОГУ

В главе I было указано, что величина тяговой силы  $T$  ограничивается коэффициентом сцепления между шинами ведущих колес и дорогой.

Сила сцепления, а следовательно, и предельная величина тяговой силы  $T$  пропорциональна нормальной составляющей нагрузки  $R_n$  от ведущих колес на дорогу или равной ей суммарной нормальной реакции дороги на ведущие колеса автомобиля:

$$T_{\max} = \varphi R_n. \quad (173)$$

Заметим, что при движении автомобиля распределение нагрузок между колесами изменяется в зависимости от условий движения и параметров автомобиля.

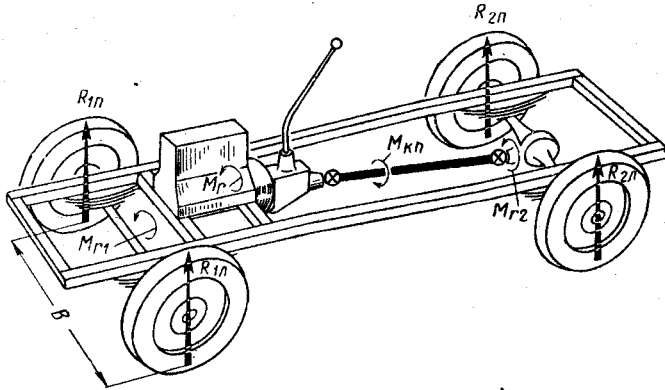
Это изменение происходит как в поперечной плоскости автомобиля (между левыми и правыми колесами), так и в продольной (между передней и задней осями).

### 1. Распределение нагрузок на колеса автомобиля в поперечной плоскости

Примем, что в поперечном направлении дорога не имеет уклона и центр тяжести автомобиля лежит в продольной плоскости симметрии автомобиля. В этом случае нагрузки на правые и левые колеса неподвижного автомобиля равны. При движении автомобиля возникают дополнительные силы и моменты, изменяющие распределе-

ние нагрузок. Рассмотрим схему автомобиля (фиг. 115), на которой показаны следующие силы и моменты:

- $M_{\kappa n}$  — крутящий момент, передаваемый от коробки передач к карданному валу;
- $R_{1l}$  и  $R_{1n}$  — нормальные реакции дороги на левое и правое колеса передней оси;
- $R_{2l}$  и  $R_{2n}$  — нормальные реакции дороги на левое и правое колеса задней оси;
- $B$  — колея автомобиля.



Фиг. 115.

Если пренебречь механическими потерями в коробке передач, то момент, передаваемый от последней к карданному валу,

$$M_{\kappa n} = M_e i_{\kappa},$$

где  $i_{\kappa}$  — передаточное число включенной передачи в коробке передач.

При передаче к карданному валу крутящего момента  $M_{\kappa n}$  на двигатель и коробку передач действует реактивный момент  $M_r$ , равный по величине моменту  $M_{\kappa n}$ , но направленный в противоположную сторону. Так как связь двигателя с осями осуществляется через упругие раму и рессоры, то автомобиль в данном случае может рассматриваться не как твердое тело, а как совокупность трех систем: двигатель, рама с рессорами, оси. Поэтому реактивный момент двигателя является по отношению к осям внешним моментом.

На распределение реактивного момента между передней и задней осями автомобиля влияет ряд факторов: жесткость рамы и характер ее изменения по длине, соотношение жесткостей подвески передних и задних колес, способ крепления двигателя и коробки передач на раме, что определяет плоскости, в которых приложен реактивный момент к раме, и т. д.

Обозначим реактивный момент, передаваемый на переднюю и заднюю оси автомобиля, соответственно  $M_{r1}$  и  $M_{r2}$  и примем, что отношение этих моментов

$$\frac{M_{r1}}{M_{r2}} = k$$

или

$$M_{r1} = k M_{r2}.$$

Кроме того, очевидно, что

$$M_{r1} + M_{r2} = M_r.$$

Учитывая эти соотношения, получим

$$M_{r1} = k \frac{M_r}{k+1}; \quad (174)$$

$$M_{r2} = \frac{M_r}{k+1}. \quad (175)$$

Из условия равновесия передней и задней осей автомобиля имеем

$$(R_{1n} - R_{1l}) \frac{B}{2} = M_{r1}; \quad (176)$$

$$[(R_{2l} - R_{2n}) \frac{B}{2}] = M_{\kappa n} - M_{r2}. \quad (177)$$

Пользуясь уравнениями (174) и (175), перепишем уравнения (176) и (177) следующим образом:

$$(R_{1n} - R_{1l}) \frac{B}{2} = k \frac{M_r}{k+1};$$

$$(R_{2l} - R_{2n}) \frac{B}{2} = M_{\kappa n} - \frac{M_r}{k+1}.$$

Имея в виду, что  $|M_r| = |M_{\kappa n}|$  и что знаки моментов уже учтены, в соответствии с фиг. 115 получаем

$$R_{1n} - R_{1l} = \frac{2}{B} k \frac{M_{\kappa n}}{k+1}; \quad (178)$$

$$R_{2l} - R_{2n} = \frac{2}{B} \left( M_{\kappa n} - \frac{M_{\kappa n}}{k+1} \right) = \frac{2}{B} k \frac{M_{\kappa n}}{k+1}. \quad (179)$$

Отсюда

$$R_{1n} - R_{1l} = R_{2l} - R_{2n} \quad (180)$$

или

$$R_{1n} + R_{2n} = R_{1l} + R_{2l}, \quad (181)$$

т. е. сумма нагрузок на оба правых и оба левых колеса одинакова. Формула (180) показывает, что разность нагрузок на колеса соответственно передней и задней осей также одинакова, причем

переднее правое колесо нагружено больше, чем левое, а заднее левое больше, чем правое.

Если допустить, что жесткость рамы по ее длине постоянна, то можно считать, что отношение реактивных моментов, передаваемых к передней и задней осям автомобиля, приближенно равно отношению приведенной жесткости  $c_1$  кг/см передней подвески к приведенной жесткости  $c_2$  кг/см задней подвески.

Подсчеты показывают, что разность между нагрузками на левые и правые колеса автомобиля для нормальных условий движения, по сравнению со статической нагрузкой, невелика и поэтому обычно в расчетах не учитывается.

Например, для автомобиля ГАЗ-51 ( $M_{e_{max}} = 21,5$  кгм;  $B = 1,65$  м;  $c_1 = 78$  кг/см;  $c_2 = 138$  кг/см;  $k = \frac{c_1}{c_2} = 0,565$ ) указанная разность равна на прямой передаче 9,4 кг, на первой передаче ( $i_{\kappa_1} = 6,4$ ) 60 кг.

Приведенные соотношения относились к случаю прямолинейного движения автомобиля вперед.

Для случая прямолинейного движения автомобиля назад формулы (178) и (179) остаются в силе с той только разницей, что момент  $M_{\kappa n}$  должен быть взят с отрицательным знаком. В связи с этим нагрузка на правое переднее колесо будет меньше, чем на левое, и соответственно нагрузка на левое заднее колесо будет меньше, чем на правое.

Рассмотрим, как распределяются нагрузки между колесами автомобиля с обеими ведущими осями (фиг. 116). Примем, как и выше, что реактивный момент распределяется между осями автомобиля в отношении

$$\frac{M_{r1}}{M_{r2}} = k.$$

Отношение между моментами, передаваемыми от коробки передач (или от раздаточной коробки) соответственно к передней и задней ведущим осям, обозначим

$$\frac{M_{\kappa n1}}{M_{\kappa n2}} = n \quad \text{или} \quad M_{\kappa n1} = n M_{\kappa n2}.$$

Если между ведущими осями установлен симметричный дифференциал нормального типа, то  $n = 1$ .

Так как  $M_{\kappa n1} + M_{\kappa n2} = M_{\kappa n}$ , то

$$M_{\kappa n1} = n \frac{M_{\kappa n}}{n+1}; \quad (182)$$

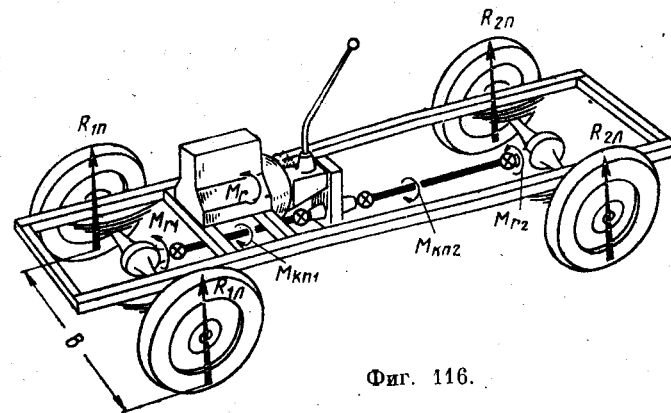
$$M_{\kappa n2} = \frac{M_{\kappa n}}{n+1}. \quad (183)$$

Из условия равновесия передней и задней осей автомобиля и из того, что  $|M_r| = |M_{\kappa n}|$ , находим

$$\begin{aligned} R_{1n} - R_{1l} &= \frac{2}{B} (M_{r1} - M_{\kappa n1}) = \\ &= \frac{2}{B} \left( k \frac{M_{\kappa n}}{k+1} - n \frac{M_{\kappa n}}{n+1} \right) = \frac{2}{B} M_{\kappa n} \left[ \frac{k-n}{(k+1)(n+1)} \right]; \end{aligned} \quad (184)$$

$$\begin{aligned} R_{2l} - R_{2n} &= \frac{2}{B} (M_{\kappa n2} - M_{r2}) = \\ &= \frac{2}{B} \left( \frac{M_{\kappa n}}{n+1} - \frac{M_{\kappa n}}{k+1} \right) = \frac{2}{B} M_{\kappa n} \left[ \frac{k-n}{(k+1)(n+1)} \right]. \end{aligned} \quad (185)$$

Сопоставление формул (184) и (185) приводит к выводам, приведенным выше. При  $n = k$  нагрузка на левые и правые колеса одинакова. Наконец, при  $n > k$  распределение нагрузок между колесами в поперечной плоскости получается обратным тому, которое было найдено для автомобиля с одной задней ведущей осью.



Фиг. 116.

Если в формулы (184) и (185) подставить  $n = 0$  (крутящий момент передается только к задней оси), то они совпадут с формулами (178) и (179).

При  $n = \infty$  (что соответствует случаю передачи крутящего момента только к передней оси) после соответствующих преобразований получим

$$\begin{aligned} R_{1r} - R_{1l} &= -\frac{2}{B} \cdot \frac{M_{\kappa n}}{k+1}; \\ R_{2l} - R_{2n} &= -\frac{2}{B} \cdot \frac{M_{\kappa n}}{k+1}. \end{aligned}$$

Таким образом, при прямолинейном движении вперед автомобиля с передней ведущей осью правое переднее колесо нагружено меньше, чем левое, а левое заднее меньше, чем правое.

В последующем изложении не учитывается разность нагрузок на правые и левые колеса, так как абсолютное значение этой разности невелико, и рассматривается суммарная нагрузка, приходящаяся на оба передних или на оба задних колеса.

## 2. Распределение нагрузок на колеса автомобиля в продольной плоскости

Нагрузки, воспринимаемые дорогой от колес двухосного автомобиля, стоящего неподвижно на горизонтальной площадке, или равные им по абсолютной величине нормальные реакции дороги на колеса, как было установлено выше (см. фиг. 6), соответственно равны

$$G_1 = G_a \frac{b}{L}; \quad (186)$$

$$G_2 = G_a \frac{a}{L}, \quad (187)$$

где  $a$  и  $b$  — отрезки, определяющие положение центра тяжести автомобиля в продольной плоскости;  $L$  — база автомобиля.

При движении автомобиля возникают дополни-

тельные силы и моменты, разные в различных условиях движения (движение на подъем, разгон, торможение автомобиля), причем для общности будем считать, что движение неравномерное, например ускоренное.

На фиг. 117 показана схема сил, действующих на автомобиль в данных условиях.

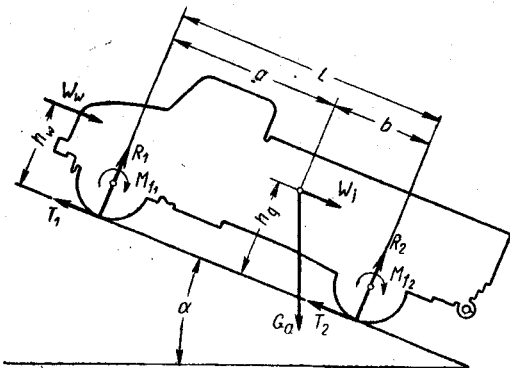
Равнодействующую  $W_w$  сил сопротивления воздуха считаем приложенной к так называемому центру парусности, находящемуся на расстоянии  $h_w$  от плоскости дороги. Вес автомобиля  $G_a$  и сила инерции  $W_j$  приложены к центру тяжести автомобиля, находящемуся на расстоянии  $h_g$  от плоскости дороги. Моменты сопротивления качению передних и задних колес обозначим соответственно через  $M_{f1}$  и  $M_{f2}$ .

Искомые нормальные реакции дороги на колеса автомобиля находим из условий равновесия автомобиля. Сумма моментов относительно центра тяжести автомобиля:

$$R_1 a + W_w (h_w - h_g) + M_{f1} + M_{f2} + T_1 h_g + T_2 h_g - R_2 b = 0. \quad (188)$$

Сумма проекций сил на плоскость, перпендикулярную к плоскости дороги:

$$R_1 + R_2 = G_a \cos \alpha. \quad (189)$$



Фиг. 117.

Для двухосного автомобиля с задним ведущим мостом наибольшее значение имеет нормальная реакция на задние колеса  $R_2$ , так как она определяет силу сцепления; при этом в соответствии с общей поставленной задачей будем рассматривать предельный случай, для которого тангенциальная реакция на задние колеса (тяговая сила)  $T_{2\max} = R_2 \varphi$ . Тангенциальная реакция на передние колеса  $T_1 = -R_1 f$ .

Подставляя эти величины в уравнение (188), исключая из (188) и (189) величину  $R_1$  и учитывая, что  $M_{f1} + M_{f2} = G_a \cos \alpha f r$ , находим

$$R_2 = \frac{G_a \cos \alpha [a - f(h_g - r)] + W_w (h_w - h_g)}{L - h_g (f + \varphi)}. \quad (190)$$

Высота центра парусности  $h_w$  у большинства автомобилей достаточно близко совпадает с высотой центра тяжести, т. е. разность  $h_w - h_g$  невелика. Кроме того, следует учесть, что буксование практически возможно при малых скоростях, когда сопротивление воздуха незначительно. Это позволяет в уравнении (190) пренебречь вторым членом числителя.

В приближенных расчетах можно не учитывать члены, включающие коэффициент  $f$ . После указанных упрощений получим

$$R_2 \approx \frac{G_a \cos \alpha}{L - \varphi h_g}. \quad (191)$$

Для двухосного автомобиля с передним ведущим мостом сила сцепления определяется реакцией  $R_1$ . В этом случае максимальная тангенциальная реакция на передние колеса (тяговая сила)  $T_{1\max} = R_1 \varphi$ .

Тангенциальная сила на задних колесах  $T_2 = -R_2 f$ . После соответствующих преобразований получим

$$R_1 = \frac{G_a \cos \alpha [b + f(h_g - r)] - W_w (h_w - h_g)}{L + h_g (\varphi + f)}. \quad (192)$$

Делая такие же допущения, как в предыдущем случае, найдем

$$R_1 \approx \frac{G_a b \cos \alpha}{L + \varphi h_g}. \quad (193)$$

Если в двухосном автомобиле оба моста ведущие, то, считая, что коэффициент сцепления с дорогой колес обоих мостов одинаков, получим максимальную тангенциальную реакцию на передние колеса  $T_{1\max} = R_1 \varphi$  и на задние колеса  $T_{2\max} = R_2 \varphi$ .

Подставляя эти выражения в общее уравнение (188) и решая его совместно с уравнением (189), находим

$$R_2 = \frac{G_a \cos \alpha (a + fr + \varphi h_g) + W_w (h_w - h_g)}{L} \quad (194)$$

$$R_1 = \frac{G_a \cos \alpha (b - fr - \varphi h_g) - W_w (h_w - h_g)}{L} \quad (195)$$

или приближенно

$$R_2 \approx \frac{G_a \cos \alpha (a + \varphi h_g)}{L} \quad (196)$$

$$R_1 \approx \frac{G_a \cos \alpha (b - \varphi h_g)}{L} \quad (197)$$

Максимальная по условию сцепления ведущих колес с дорогой общая тяговая сила  $T_{\max}$  определится в этом случае таким образом

$$T_{\max} = T_{1\max} + T_{2\max} = (R_1 + R_2)\varphi = G_a \varphi \cos \alpha. \quad (198)$$

Следует, однако, заметить, что это соотношение будет правильным только в том случае, когда между передним и задним ведущими мостами отсутствует дифференциал или установлен дифференциал специальной конструкции (несимметричный), распределяющий крутящий момент, подводимый к передней и задней ведущим мостам в отношении

$$n = \frac{R_1}{R_2} \approx \frac{b - \varphi h_g}{a + \varphi h_g}. \quad (199)$$

В этом случае слагающая общего веса автомобиля, нормальная к полотну дороги, может быть использована полностью в качестве сцепного веса. Если же между ведущими осями установлен обычный дифференциал, распределяющий крутящий момент по осям поровну, то максимальное значение силы  $T$  определится по удвоенной силе сцепления той оси, на которой указанная сила меньше.

Предположим, что сила сцепления передних колес меньше, чем задних, тогда

$$T_{\max} = 2R_1\varphi. \quad (200)$$

Подставляя это значение  $T_{\max}$  в уравнение (188) и решая его совместно с уравнением (189), при тех же допущениях, которые были сделаны выше, получаем

$$R_1 \approx \frac{G_a b \cos \alpha}{L + 2\varphi h_g}. \quad (201)$$

Предположим теперь, что сила сцепления задних колес меньше, чем передних, тогда аналогично предыдущему

$$T_{\max} = 2R_2\varphi \quad (202)$$

$$R_2 \approx \frac{G_a a \cos \alpha}{L - 2\varphi h_g}. \quad (203)$$

Рассмотрим отношение

$$\frac{R_1}{R_2} \approx \frac{(L - 2\varphi h_g) b}{(L + 2\varphi h_g) a}. \quad (204)$$

Если по уравнению (204) отношение  $\frac{R_1}{R_2} > 1$ , то это значит, что сила сцепления задних колес меньше, чем передних, и максимальную силу  $T$  нужно определять по уравнениям (202) и (203).

Так как в этом случае

$$\frac{(L - 2\varphi h_g) b}{(L + 2\varphi h_g) a} > 1,$$

то после соответствующих алгебраических преобразований получим, что для соблюдения указанного условия должно иметь место неравенство

$$b - a > 2\varphi h_g. \quad (205)$$

В том случае, когда  $\frac{R_1}{R_2} < 1$ , сила сцепления передних колес меньше, чем задних, максимальную силу  $T$  нужно определять по уравнениям (200) и (201). Этому случаю, наиболее часто встречающемуся на практике, отвечает неравенство

$$b - a < 2\varphi h_g. \quad (206)$$

Наконец, если  $\frac{R_1}{R_2} = 1$ , то сила сцепления передних и задних колес одинакова, т. е. имеется частный случай, когда между ведущими мостами установлен обычный дифференциал, распределяющий крутящий момент пропорционально силам сцепления колес обеих осей. Этому частному случаю соответствует равенство

$$b - a = 2\varphi h_g. \quad (207)$$

При соблюдении равенства (207) максимальное значение силы  $T$  двухосного автомобиля с обеими ведущими осями и обычным дифференциалом между осями следует определять по уравнению (194).

Нормальные реакции на оси, возникающие при движении, часто выражают через нагрузку, приходящуюся на ту же ось, при неподвижном автомобиле, стоящем на горизонтальной площадке.

Обозначим

$$m_1 = \frac{R_1}{G_1} = \frac{R_1}{G_a} \cdot \frac{L}{b} \quad (208)$$

и

$$m_2 = \frac{R_2}{G_2} = \frac{R_2}{G_a} \cdot \frac{L}{a}. \quad (209)$$

Величина  $m_1$  называется коэффициентом изменения реакции на передней оси и  $m_2$  — коэффициентом изменения реакции на задней оси.

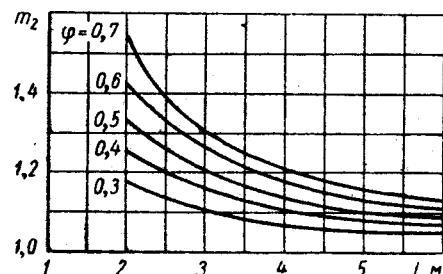
Для автомобиля с задними ведущими колесами коэффициент изменения реакций на задней оси согласно уравнению (190) равен

$$m_2 = \frac{L \cos \alpha [a - f(h_g - r)] + \frac{W_w}{G_a} (h_w - h_g) L}{a [L - h_g (f + \varphi)]} \quad (210)$$

или

$$m_2 \approx \frac{L \cos \alpha}{L - \varphi h_g} \quad (211)$$

При практически возможных соотношениях величина  $m_2 > 1$ , т. е. при движении автомобиля нагрузка на заднюю ось больше статической нагрузки; при этом происходит некоторая разгрузка передней оси.



Фиг. 118.

Чтобы представить, в каких пределах может практически изменяться величина  $m_2$ , подсчитаем по уравнению (211) значения  $m_2$  при различных величинах базы автомобиля и коэффициента сцепления  $\varphi$ . Дорогу считаем горизонтальной; высоту центра тяжести  $h$  принимаем равной 1 м.

Результаты подсчетов для автомобилей с задними ведущими колесами приведены на фиг. 118, из рассмотрения которой следует, что для наиболее часто встречающихся величин  $L$  и  $\varphi$  ( $L = 2,5 \div 4,5$  м;  $\varphi = 0,4 \div 0,6$ ) коэффициент  $m_2$  меняется примерно от 1, до 1,3. Другими словами, при движении автомобиля предельная нагрузка на заднюю ось может быть на 10—30% больше, чем при статическом состоянии.

Для автомобиля с передними ведущими колесами коэффициент  $m_1$  определяем по уравнению (192):

$$m_1 = \frac{L \cos \alpha [b + f(h_g - r)] - \frac{W_w}{G_a} (h_w - h_g) L}{b [L + h_g (\varphi + f)]} \quad (212)$$

или

$$m_1 \approx \frac{L \cos \alpha}{L + \varphi h_g} \quad (213)$$

При обычно встречающихся соотношениях  $m_1 < 1$ , т. е. при движении автомобиля, нагрузка на переднюю ведущую ось меньше, чем статическая; одновременно несколько увеличивается нагрузка на заднюю ось.

Принимая  $\cos \alpha = 1$  и  $h_g = 1$  м, по уравнению (213) строим кривые, выражающие зависимость  $m_1$  от  $L$  при различных значениях

для автомобиля с передними ведущими колесами (фиг. 119). Как видим, для наиболее часто встречающихся величин  $L$  и  $\varphi$  значение  $m_1$  колеблется в пределах 0,8—0,9.

Для двухосного автомобиля со всеми ведущими колесами коэффициенты изменения реакции на осях находим по уравнениям (195) и (198):

$$m_2 = \frac{\cos \alpha (a + fr + \varphi h_g) + \frac{W_w}{G_a} (h_w - h_g)}{a}; \quad (214)$$

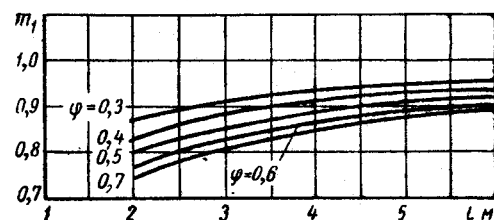
$$m_1 = \frac{\cos \alpha (b - fr - \varphi h_g) - \frac{W_w}{G_a} (h_w - h_g)}{b} \quad (215)$$

или

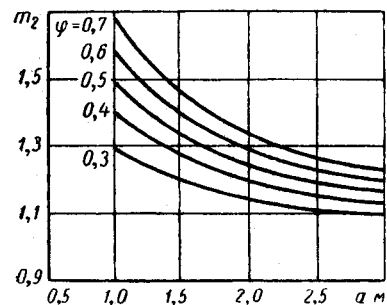
$$m_2 \approx \frac{\cos \alpha (a + \varphi h_g)}{a}; \quad (216)$$

$$m_1 \approx \frac{\cos \alpha (b - \varphi h_g)}{b}. \quad (217)$$

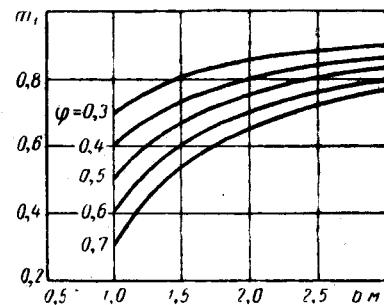
Рассматривая уравнения (214) и (215), видим, что в данном случае коэффициенты изменения реакции зависят не от базы, а от положения центра тяжести автомобиля.



Фиг. 119.



Фиг. 120.



Фиг. 121.

Принимая, как и раньше,  $\cos \alpha = 1$  и  $h_g = 1$  м, строим кривые зависимости коэффициентов  $m_2$  и  $m_1$  соответственно от  $a$  и  $b$  для автомобиля с передними и задними ведущими колесами (фиг. 120 и 121). Сравнивая кривые фиг. 120 и 121 с ранее приведенными кривыми фиг. 118 и 119, можно заключить, что изменение реакции в рассма-

триваемом случае происходит более интенсивно, чем в том случае, когда ведущими являются только задние или только передние колеса. Это объясняется тем, что у автомобиля со всеми ведущими колесами предельная тяговая сила больше, чем у автомобиля с ведущими только задними или только передними колесами.

В табл. 5 приведены предельные значения нормальных реакций и коэффициентов  $m_1$  и  $m_2$  для двухосного автомобиля при различном расположении и числе ведущих колес.

В таблице взяты в рамки выражения, которые используются для определения предельной по условию буксования величины тяговой силы. Очевидно, что в случае, когда ведущими являются колеса обеих осей, при принятом выше распределении крутящего момента между осями можно непосредственно рассматривать суммарную реакцию  $R_1 + R_2 = G_a \cos \alpha$ .

Заметим, что предельная реакция на колеса каждой оси, независимо от расположения центра тяжести, не может превысить величины  $G_a \cos \alpha$ . Так, для автомобиля с задними ведущими колесами предельное значение  $R_2$  определится условием  $R_1 = 0$  или  $b = \varphi h_g$  (при этом  $a = L - b = L - \varphi h_g$ ). При дальнейшем увеличении  $a$ , т. е. дальнейшем приближении центра тяжести автомобиля к задней оси, нормальная реакция на колеса задней оси не будет увеличиваться, но может произойти опрокидывание автомобиля относительно этой оси.

Для практических расчетов удобно ввести понятие об удельной силе сцепления автомобиля, т. е. о величине максимальной по условиям сцепления силы  $T$  на шинах ведущих колес, отнесенной к общему весу автомобиля:

$$u = \frac{T_{\max}}{G_a} = \frac{R\varphi}{G_a}, \quad (218)$$

где  $R$  — в общем виде суммарная нормальная реакция на колеса ведущих осей.

Зная величину  $u$ , можно непосредственно подсчитать максимально возможную по условиям сцепления силу  $T$  для любого заданного общего веса автомобиля.

Ниже приведены выражения удельной силы сцепления  $u$  для двухосных автомобилей с различным числом и расположением ведущих осей:

Ведущие колеса

Удельная сила сцепления

$$\text{Задние} \quad \cos \alpha \frac{a}{L - \varphi h_g} \varphi = \cos \alpha \frac{\frac{a}{L}}{1 - \varphi \frac{h_g}{L}} \varphi = \cos \alpha \frac{1 - \frac{b}{L}}{1 - \varphi \frac{h_g}{L}} \varphi$$

$$\text{Передние} \quad \cos \alpha \frac{b}{L + \varphi h_g} \varphi = \cos \alpha \frac{\frac{b}{L}}{1 + \varphi \frac{h_g}{L}} \varphi$$

Передние и задние

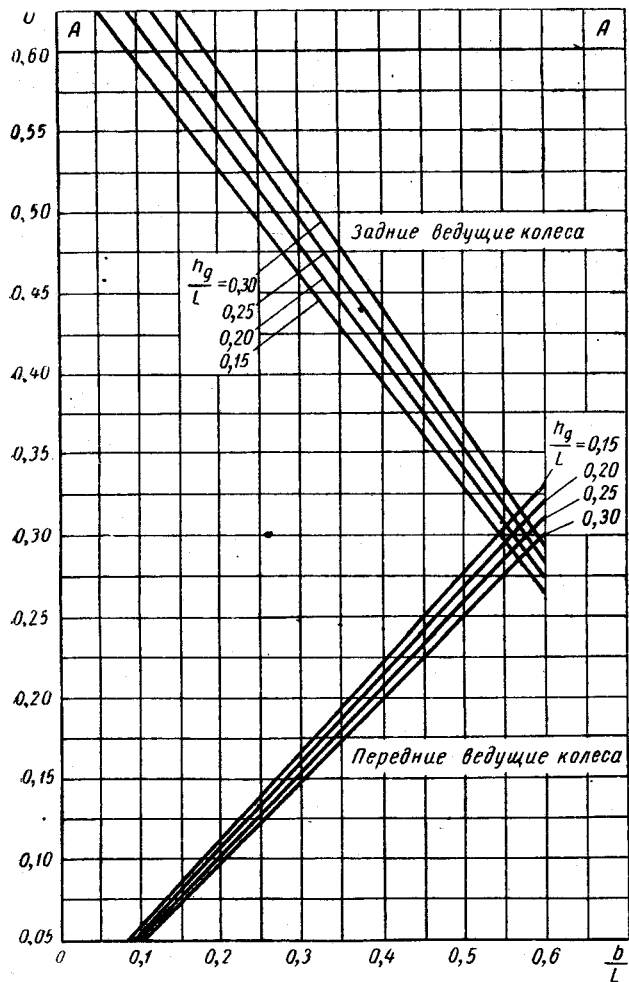
$$\varphi \cos \alpha$$

Таблица 5

Значения  $R_1$ ,  $R_2$ ,  $m_1$  и  $m_2$  для двухосного автомобиля

Ведущие колеса	Нормальные реакции на колеса		Коэффициент изменения реакций на колеса	
	передней оси ( $R_1$ )	задней оси ( $R_2$ )	передней оси ( $m_1$ )	задней оси ( $m_2$ )
Задние	$G_a \cos \alpha \frac{b - \varphi h_g}{L - \varphi h_g}$	$G_a \cos \alpha \frac{a}{L - \varphi h_g}$	$\frac{L \cos \alpha (b - \varphi h_g)}{b(L - \varphi h_g)}$	$\frac{L \cos \alpha}{L - \varphi h_g}$
Передние	$G_a \cos \alpha \frac{b}{L + \varphi h_g}$	$G_a \cos \alpha \frac{a + \varphi h_g}{L + \varphi h_g}$	$\frac{L \cos \alpha}{L + \varphi h_g}$	$\frac{L \cos \alpha (a + \varphi h_g)}{a(L + \varphi h_g)}$
Передние и задние	$G_a \cos \alpha \frac{b - \varphi h_g}{L}$	$G_a \cos \alpha \frac{a + \varphi h_g}{L}$	$\frac{\cos \alpha (b - \varphi h_g)}{L}$	$\frac{\cos \alpha (a + \varphi h_g)}{L}$

На фиг. 122 величина  $u$  отложена для всех рассматриваемых случаев в зависимости от отношения  $\frac{b}{L}$  при различных отношениях



Фиг. 122.

$\frac{h_g}{L}$ . Во всех случаях принято, что  $\alpha = 0$  (т. е.  $\cos \alpha = 1$ ) и коэффициент сцепления  $\varphi = 0,6$ . Горизонтальная линия  $AA$  соответствует значению  $u$ , когда ведущими являются передние и задние колеса при всех значениях  $\frac{h_g}{L}$ .

Сопоставление указанных выше выражений показывает, что удельная сила сцепления автомобиля с передними ведущими коле-

сами может достигнуть величины удельной силы сцепления автомобиля с задними ведущими колесами в том случае, когда

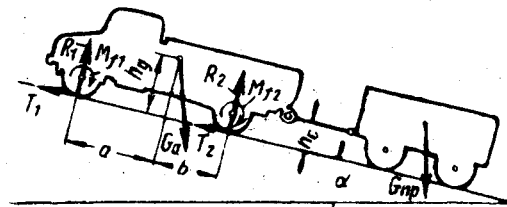
$$\frac{\frac{b}{L}}{1 + \varphi \frac{h_g}{L}} = \frac{1 - \frac{b}{L}}{1 - \varphi \frac{h_g}{L}}$$

или после упрощений

$$b = 0,5(L + \varphi h_g).$$

Этот случай возможен только тогда, когда статическая нагрузка на передние колеса больше, чем на задние ( $b > 0,5L$ ).

Если автомобиль (тягач) буксирует прицеп (фиг. 123), то, пренебрегая вследствие относительно невысоких скоростей движения сопротивлением воздуха автопоезда и сопротивлением качения прицепа, можно по аналогии с уравнением (188) написать для случая равномерного движения:



Фиг. 123.

$$\left. \begin{aligned} R_1 a + M_{f1} + M_{f2} + T_1 h_g + T_2 h_g + G_{np} \sin \alpha (h_g - h_c) - R_2 b &= 0; \\ R_1 + R_2 &= G_a \cos \alpha, \end{aligned} \right\} (219)$$

где  $G_{np}$  — полный вес прицепа;  
 $h_c$  — высота сцепного устройства.

Предельное значение тяговой силы по сцеплению колес с дорогой в общей форме определяется соотношением (200). Подставляя в уравнение (219) предельное значение тяговой силы, соответствующее автомобилю (тягачу) с задними ведущими колесами, и исключая из уравнения (219) величину  $R_1$ , находим

$$R_2 = \frac{G_a \cos \alpha [a - f(h_g - r)] - G_{np} \sin \alpha (h_g - h_c)}{L - h_g(f + \varphi)}.$$

Пренебрегая величиной коэффициента качения, найдем

$$R_2 \approx \frac{G_a \cos \alpha - G_{np} \sin \alpha (h_g - h_c)}{L - \varphi h_g}. \quad (220)$$

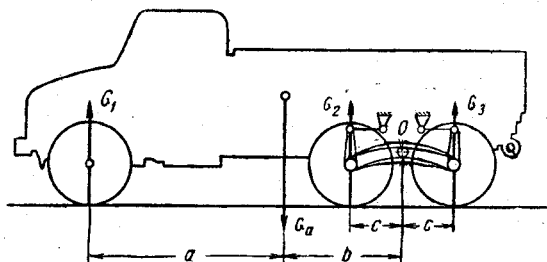
Указанное выражение следует понимать в том смысле, что величина нормальной реакции, соответствующая началу буксования ведущих колес, может быть при наличии прицепа меньше, чем без него.

Если высота сцепного устройства  $h_c > h_g$ , то при наличии прицепа реакция  $R_2$  увеличивается; если  $h_c < h_g$ , то уменьшается. При  $h_c = h_g$  наличие прицепа, при принятых допущениях, не оказывает влияния на реакции автомобиля (тягача).



В книге не рассматривается дополнительное статическое или динамическое воздействие, которое может оказывать на раму автомобиля одноосный прицеп.

Для трехосного автомобиля с задней и средней ведущими осями распределение нормальных нагрузок между осями зависит от ряда факторов и, в частности, от системы подвески ведущих осей. Не затрагивая всех возможных в этом отношении вариантов, определим нормальные реакции на ведущие оси трехосного автомобиля с системой подвески ведущих осей, схематически показанной на фиг. 124. Ведущие оси подвешены с каждой стороны при помощи двух полуэллиптических рессор, образующих балансир, который может качаться около неподвижной точки  $O$ . Реактивные моменты от ведущих осей передаются к раме при помощи реактивных штанг.



Фиг. 124.

Нормальные реакции на оси автомобиля, стоящего неподвижно на горизонтальной площадке, определяются из следующих условий равновесия автомобиля:

$$G_1 a - G_2 (b - c) - G_3 (b + c) = 0;$$

$$G_1 + G_2 + G_3 - G_a = 0.$$

Из условия равновесия задней тележки имеем

$$G_2 c = G_3 c,$$

т. е. при симметричной схеме задней подвески

$$G_2 = G_3.$$

Решая совместно приведенные уравнения, получим

$$G_1 = G_a \frac{b}{a+b}; \quad (221)$$

$$G_2 = G_3 = \frac{G_a}{2} \cdot \frac{a}{a+b}; \quad (222)$$

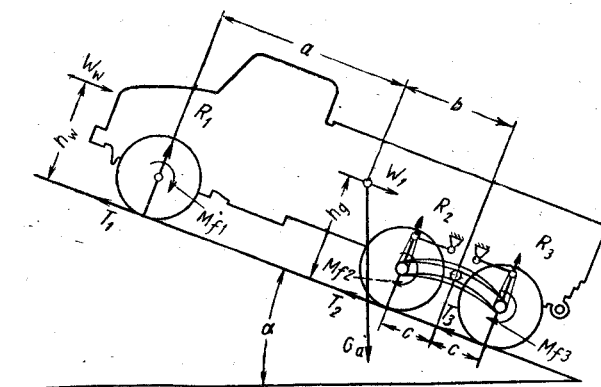
Силы и моменты, действующие на автомобиль, показаны на фиг. 125.

Сумма моментов относительно центра тяжести равна

$$R_1 a + T_1 h_g + T_2 h_g + T_3 h_g + W_w (h_w - h_g) + \\ + M_{f1} + M_{f2} + M_{f3} - R_2 (b - c) - R_3 (b + c) = 0. \quad (223)$$

Для случая, когда ведущими являются колеса второй и третьей осей, получаем

$$T_1 = -R_1 f.$$



Фиг. 125.

Предельные по сцеплению ведущих колес с дорогой тяговые силы на ведущих осях при условии, что дифференциала между ними нет, соответствуют

$$T_2 \max = R_2 \varphi;$$

$$T_3 \max = R_3 \varphi.$$

Суммарный момент сопротивления качению

$$M_{f1} + M_{f2} + M_{f3} = (R_1 + R_2 + R_3) f r.$$

Подставляя эти выражения в равенство (223) и пренебрегая далее по соображениям, рассмотренным выше, членами, выражающими сопротивление качению и сопротивление воздуха, получаем окончательно

$$R_1 a + (R_2 + R_3) \varphi h_g - (R_2 + R_3) b + (R_2 - R_3) c = 0. \quad (224)$$

Сумма проекций сил на плоскость, перпендикулярную к плоскости дороги:

$$R_1 + R_2 + R_3 - G_a \cos \alpha = 0. \quad (225)$$

Для получения недостающего третьего уравнения, необходимого для нахождения неизвестных  $R_1$ ,  $R_2$  и  $R_3$ , рассмотрим равновесие задней тележки при движении автомобиля. На фиг. 126 реактивные силы, действующие через реактивные штанги на заднюю и среднюю оси, обозначены соответственно буквами  $K_2$  и  $K_3$ ; при этом считаем, что штанги расположены горизонтально. Если реактивные штанги имеют наклон, то соответствующие вертикальные слагающие реактивных сил вызовут незначительное по абсолютной величине изменение вертикальных реакций на ведущие оси.

Найдем сумму моментов, приложенных к тележке, относительно точки  $O$ :

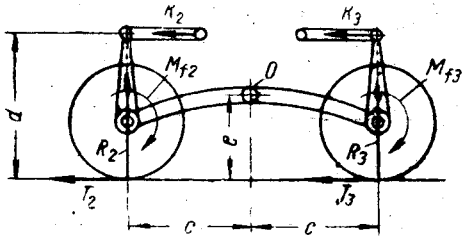
$$R_2 c + (T_2 + T_3) e + (M_{f_2} + M_{f_3}) - R_3 c - (K_2 + K_3) (d - e) = 0. \quad (226)$$

Так как

$$M_{f_2} + M_{f_3} = (R_2 + R_3) fr,$$

то

$$R_2 (c + fr) + (T_2 + T_3) e - R_3 (c - fr) - (K_2 + K_3) (d - e) = 0. \quad (227)$$



Фиг. 126.

Рассматривая порознь условия равновесия средней и задней осей, можно написать:

$$K_2 = \frac{T_2 r}{d - r}; \quad (228)$$

$$K_3 = \frac{T_3 r}{d - r}. \quad (229)$$

Подставляя в уравнение (227) значения  $K_2$  и  $K_3$  (в первом и третьем членах этого уравнения пренебрегаем произведением  $fr$ , весьма малым по сравнению с величиной  $c$ ) и рассматривая случай передачи максимальной тяговой силы, после соответствующих алгебраических преобразований получим

$$AR_2 + BR_3 = 0, \quad (230)$$

где

$$A = \varphi d (e - r) + c (d - r);$$

$$B = \varphi d (e - r) - c (d - r).$$

Заметим, что коэффициент  $B$  обычно получает отрицательное значение.

Решая совместно уравнения (224), (225) и (230), находим

$$R_2 = - \frac{BG_a \cos \alpha}{(A - B)(a + b - \varphi h_g) + (A + B)c}; \quad (231)$$

$$R_3 = \frac{AG_a \cos \alpha}{(A - B)(a + b - \varphi h_g) + (A + B)c}. \quad (232)$$

Искомая суммарная нормальная реакция на колеса обеих ведущих осей, определяющая максимальную возможную тяговую силу автомобиля:

$$R_2 + R_3 = \frac{G_a a \cos \alpha}{a + b - \varphi h_g + \frac{A + B}{A - B} c} = \frac{G_a a \cos \alpha}{a + b - \varphi h_g + \varphi d \frac{e - r}{d - r}}. \quad (233)$$

Сопоставление уравнений (233) и (191) с учетом того, что последний член знаменателя (233) весьма мал, а при  $e = r$  равен нулю, показывает, что в том случае, когда расстояние между передней осью и точкой подвески задней тележки равно базе двухосного автомобиля, суммарная нормальная реакция на колеса обеих ведущих осей трехосного автомобиля равна нормальной реакции на колеса задней ведущей оси двухосного автомобиля. Учитывая этот вывод, находим, что для суммарной нормальной реакции на колеса ведущих осей трехосного автомобиля можно пользоваться графиком, показанным на фиг. 118.

Заметим, что если подвеска задней тележки трехосного автомобиля сделана по схеме, отличной от рассмотренной выше, то полученные соотношения могут оказаться иными. Например, если концы рессор не связаны с осями, а свободно скользят по башмакам, имеющимся на осях, и если не учитывать наклона реактивных штанг и сил трения на рессорных башмаках, то нормальные реакции на среднюю и заднюю ведущие оси будут одинаковы.

В том случае, когда все колеса трехосного автомобиля ведущие, уравнение (224) должно быть переписано следующим образом:

$$R_1 a + (R_1 + R_2 + R_3) \varphi h_g - (R_2 + R_3) b + (R_2 - R_3) c = 0. \quad (234)$$

Уравнение (225) остается, естественно, неизменным.

Если подвеска средней и задней ведущих осей подобна рассмотренной выше, то и уравнение (230) сохраняет свою силу.

Решая совместно уравнения (225), (230) и (234), после преобразований находим

$$R_2 = - \frac{BG_a \cos \alpha (a + \varphi h_g)}{(A - B)(a + b) + (A + B)c}; \quad (235)$$

$$R_3 = \frac{AG_a \cos \alpha (a + \varphi h_g)}{(A - B)(a + b) + (A + B)c}; \quad (236)$$

$$R_2 + R_3 = \frac{G_a \cos \alpha (a + \varphi h_g)}{a + b + \frac{A + B}{A - B} c}; \quad (237)$$

$$R_1 = \frac{G_a \cos \alpha \left[ (b - \varphi h_g) + \frac{A + B}{A - B} c \right]}{a + b + \frac{A + B}{A - B} c}. \quad (238)$$

Так как в рассматриваемом случае все колеса ведущие и между осями нет дифференциала, максимальную тяговую силу по сцеплению ведущих колес с дорогой можно определять непосредственно по сумме нормальных реакций на колеса всех осей:

$$R_1 + R_2 + R_3 = G_a \cos \alpha.$$

Если трехосный автомобиль буксирует прицеп, то происходит дополнительное перераспределение нагрузок на оси.

Высоту центра тяжести автомобиля  $h_0$ , входящую в приведенные выше уравнения, можно найти расчетным путем, если известны веса всех агрегатов автомобиля и коэффициенты их центра тяжести относительно каких-либо фиксированных осей. Однако при этом подсчеты получаются весьма трудоемкими и добиться большой точности достаточно трудно. Поэтому чаще высоту центра тяжести автомобиля определяют экспериментально.

Это можно сделать, например, путем сопоставления нагрузок, приходящихся на колеса одного борта (левого или правого) автомобиля, при горизонтальном и наклонном в поперечной плоскости положениях.

Для существующих автомобилей высота центра тяжести в среднем колеблется в следующих пределах (в м):

Легковые автомобили:	
без нагрузки	0,55—0,70
с нагрузкой	0,60—0,75
Грузовые автомобили:	
без нагрузки	0,70—0,90
с нагрузкой	0,9—1,1

### § 3. ВЗАИМОДЕЙСТВИЕ КОЛЕСА С ГРУНТОМ

Движение колеса по грунтовой дороге и по грунту вне дороги характеризуется повышенным сопротивлением качению вследствие затраты значительной работы на образование колеи.

При качении колеса по грунту колея образуется в результате уплотнения грунта (уменьшения расстояния между его частицами) и сдвига (выдавливания) грунта в стороны.

Уплотнение грунта способствует повышению его прочности, вследствие чего при последующих проходах колеса нарастание глубины колеи постепенно уменьшается.

При выдавливании грунта в стороны плотность грунта под колесом не изменяется и при последующих проходах колесá глубина колеи увеличивается с прежней интенсивностью.

Общая величина деформации грунта и соотношение между обоими видами деформации зависят от типа и состояния грунта (плотность, влажность), нагрузки на колесо и его параметров, а также от скорости движения колеса.

Кроме уплотнения и сдвига грунта, при качении колеса всегда наблюдается некоторое смещение грунта в сторону движения, что вызывает дополнительную затрату энергии на качение.

Принимают, что увеличение сопротивления грунта вдавливанию при увеличении погружения колеса характеризуется степенной зависимостью:

$$q = cz^\mu, \quad (239)$$

где  $q$  — удельное сопротивление грунта вдавливанию на глубине  $z$  от поверхности;

$c$  — сопротивление грунта при  $z = 1$ ;

$\mu$  — коэффициент, характеризующий возрастание сопротивления грунта.

Зависимость между нагрузкой  $Q$  на колесо и глубиной колеи  $h$  может быть установлена следующей формулой:

$$Q = cb \left(1 - \frac{\mu}{3}\right) h^\mu \sqrt{Dh}, \quad (240)$$

а между силой сопротивления качению  $P_f$  и глубиной колеи  $h$  — формулой

$$P_f = cb \frac{h^{\mu+1}}{\mu+1}, \quad (241)$$

где  $b$  — ширина колеса;

$D$  — диаметр колеса.

Из уравнений (240) и (241) находим коэффициент сопротивления качению:

$$f = \frac{P_f}{Q} = \frac{1}{(\mu+1) \left(1 - \frac{\mu}{3}\right)} \sqrt{\frac{h}{D}}. \quad (242)$$

Практическое использование приведенных выше формул возможно, если известны числовые значения  $\mu$  и  $c$ .

По исследованиям проф. А. К. Бируля коэффициент  $\mu$  зависит главным образом от влажности грунта:

Текущий грунт (влажность за нижним пределом текучести)	0
Пластичный связный грунт (относительная влажность 0,5—1,0) и песок в сухом состоянии	0,5
Сухой связный грунт	1
Рыхлый уплотняющийся грунт и рыхлые слои грунта на более плотных слоях	1—2

Коэффициент  $c$  зависит от типа, степени уплотнения и влажности грунта (табл. 6).

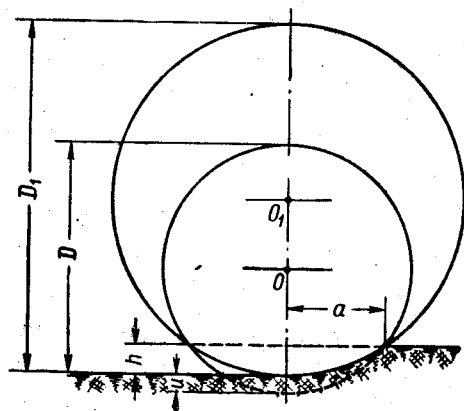
Рассмотренные формулы выведены для жесткого колеса без учета влияния скорости его движения.

Таблица

Коэффициент  $c$  в зависимости от типа и влажности грунта

Тип грунта	Влажность грунта		
	< 0,5 (сухой)	0,5—1 (пластичный)	> 1,0 (текучий)
Песчаный . . . . .	1,5—5	—	—
Супесчаный . . . . .	10—15	2—6	0,5—1
Суглинистый . . . . .	10—20	1—5	0,5—1
Гравийная смесь . . . . .	15—25	5—10	—

Влияние скорости на глубину колеи и сопротивление качению сказывается противоположным действием двух факторов:



Фиг. 127.

Образование колеи при качении пневматического колеса имеет более сложный характер. Однако для шин высокого давления, мало деформирующихся при качении по мягкому грунту, применимы закономерности, полученные для жесткого колеса, с уточнениями, учитывающими деформацию шины.

Качение эластичного колеса по грунту проф. В. Ф. Бабков предложил рассматривать как качение жесткого колеса, но несколько большего диаметра (фиг. 127). Соотношение диаметров  $D$  и  $D_1$  можно найти из выражения

$$a = \sqrt{h(D_1 - h)} = \sqrt{(h + u)[D - (h + u)]},$$

откуда, пренебрегая относительно малыми величинами  $h^2$  и  $(h + u)^2$ , получаем

$$D_1 = D \left(1 + \frac{u}{h}\right).$$

Коэффициент сопротивления качению  $f_0$  эластичного колеса находим, пользуясь формулой (242) применительно к условному жесткому колесу большего диаметра:

$$f_0 = f_{ж} \frac{h}{h + u}. \quad (243)$$

При движении сильно деформирующихся шин (шины сверхнизкого давления) по мягкому грунту значительно изменяется форма профиля шины, что приводит к увеличению ширины колеи. При этом потери на внутреннее трение в материале шины становятся соизмеримыми с потерями на деформацию грунта.

В настоящее время делаются только первые шаги в области исследования взаимодействия шин низкого давления с мягким грунтом; соответствующие вопросы могут быть проанализированы только на основе экспериментальных данных.

#### § 4. КОЭФФИЦИЕНТ СЦЕПЛЕНИЯ КОЛЕСА С ДОРОГОЙ

Коэффициент сцепления  $\varphi$  представляет собой отношение максимальной тангенциальной силы  $T_{\max}$ , которая может быть приложена к колесу без относительного перемещения элементов колеса по дороге, к нормальной реакции, действующей на колесо от опорной поверхности, т. е.

$$\varphi = \frac{T_{\max}}{R_{\text{ок}}}. \quad (244)$$

Таким образом, коэффициент сцепления характеризует прочность контакта колеса с опорной поверхностью.

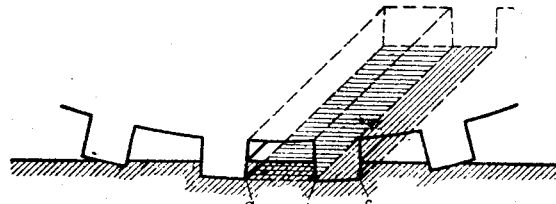
На дорогах с твердыми покрытиями прочность контакта определяется силой трения между колесом и поверхностью дороги; коэффициент сцепления в этом случае равнозначен коэффициенту трения.

На дорогах с мягкой, несвязной поверхностью прочность контакта зависит от совокупности свойств грунта. При погружении шины, нагруженной тангенциальной силой  $T$ , в грунт, обладающий той или другой степенью пластичности, происходит сдвиг грунта по плоскостям, определяемым расстояниями  $ab$  между соседними выступами (грунтозацепами) протектора шины и длиной выступа (фиг. 128). В зависимости от рисунка протектора в суммарную плоскость сдвига должны быть включены и торцовые поверхности объемов грунта, заключенных между выступами протектора. Если обозначить суммарную плоскость сдвига грунта  $F$ , а коэффициент сопротивления сдвигу  $c$ , то сила сопротивления сдвигу

$$P_{\text{сд}} = cF.$$

В свою очередь, коэффициент  $s$  зависит от характера и состояния грунта, а также от нагрузки  $Q$ , передаваемой от колеса на плоскость сдвига; нагрузка  $Q$  может изменяться от нуля (плоскость сдвига не нагружена) до величины, соответствующей всей нагрузке, приходящейся на данный участок шины.

Грунт, заключенный между выступами протектора, подвергается деформации — уплотнению; сопротивление грунта указанной де-



Фиг. 128.

формации  $P'_{тр}$  характеризуется силами внутреннего трения в грунте, зависящими от нагрузки  $Q'$ , приходящейся на зону трения, и коэффициентом внутреннего трения грунта  $\mu'$ :

$$P'_{тр} = Q' \mu'.$$

Выступы протектора опираются на участки грунта по поверхностям, определяемым расстоянием  $be$ ; относительному перемещению будет препятствовать сила трения:

$$P''_{тр} = Q'' \mu'',$$

где  $Q''$  — нагрузка, приходящаяся на выступы протектора;  
 $\mu''$  — коэффициент поверхностного трения резины о грунт.

Таким образом, прочность контакта колеса с дорогой определяется в общем случае силой сцепления:

$$P_{сц} = P_{сд} + P'_{тр} + P''_{тр} = cF + Q' \mu' + Q'' \mu''. \quad (245)$$

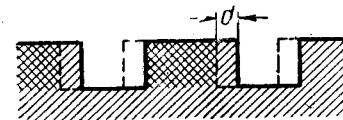
Для дорог с твердыми покрытиями первые два члена уравнения (245) практически теряют смысл, так как сила сцепления характеризуется только трением между шиной и опорной поверхностью.

Наоборот, на увлажненных глинистых грунтах сила сцепления в основном определяется силой сопротивления сдвигу и в некоторой степени силой внутреннего трения, т. е. первым и вторым членами уравнения (245); поверхностное трение шины о дорогу имеет в этом случае малое значение. Ввиду этого в уравнении (245) может быть исключен третий член.

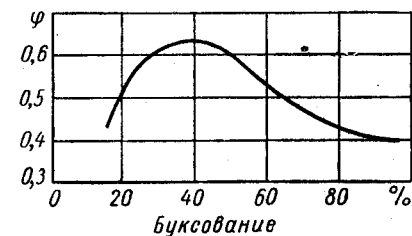
Если сцепление между частицами грунта мало, как, например, у сухого песка, то сила сопротивления сдвигу мала и общая сила

сцепления в основном будет определяться силой внутреннего трения в грунте.

Таким образом, выражение (245) позволяет в известной мере представить физическую сущность явлений, характеризующих прочность контакта колеса с опорной поверхностью. Однако практическое применение этого уравнения затруднено вследствие большого числа факторов, влияющих на коэффициенты указанного уравнения, невозможности достаточно четко фиксировать плоскости сдвига, а также вследствие распределения нагрузок по отдельным элементам объемов грунта, заключенных между выступами протектора в зоне контакта. Ввиду этого прочность контакта колеса с дорогой принято выражать уравнением (244), в котором экспериментально определяемый для различных условий коэффициент сцепления  $\varphi$  обобщенно характеризует контакт данной шины с данным грунтом.



Фиг. 129.



Фиг. 130.

При движении по деформируемому, пластичным грунтам элементы шины несколько перемещаются на величину  $d$  (фиг. 129) относительно дороги. Иногда это относительное перемещение оценивается коэффициентом буксования, представляющим собой отношение угла поворота колеса, обусловленного указанным перемещением к общему углу поворота при движении на участке заданной длины.

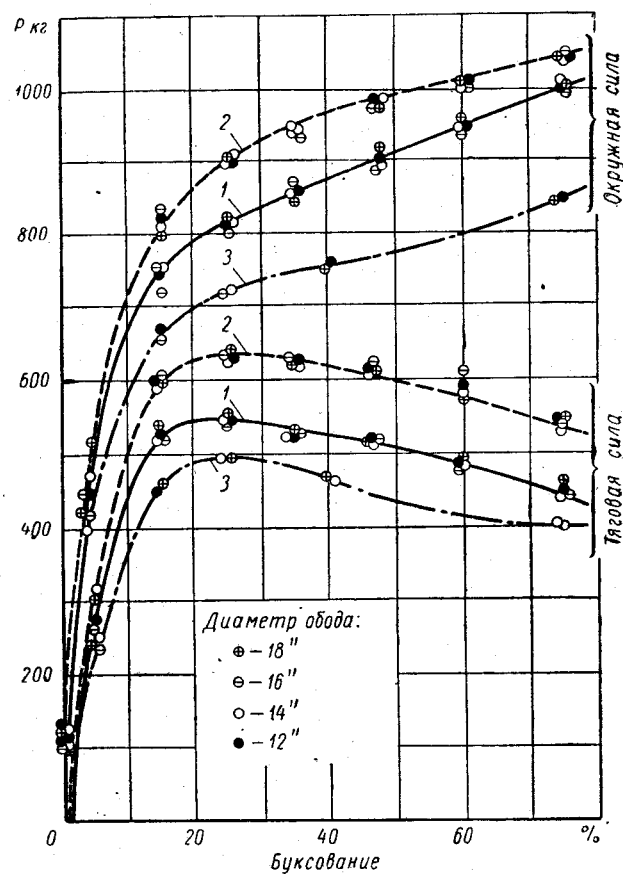
Коэффициент буксования обычно выражают в процентах.

В пределах некоторой величины относительного перемещения сопротивление сдвигу возрастает, в соответствии с чем возрастает и общий коэффициент сцепления; после того как произойдет срезание грунта, заключенного между выступами протектора, сцепление шины определяется только силами трения, и коэффициент сцепления уменьшится.

Внешним проявлением перемещения элементов шины относительно дороги является частичное или полное буксование колеса; на фиг. 130 показана экспериментально найденная зависимость коэффициента сцепления  $\varphi$  шины 6,50—20'' на суглинистом грунте от буксования.

Эти данные относятся к работе шины на влажном грунте. Испытания пневматических тракторных шин 14,00—26'' на сухом песке, проведенные в США, также показывают влияние буксования на коэффициент сцепления. Испытания велись при различной ширине

обода — 12, 14, 16 и 18 дюймов. Стандартный обод для этих шин имеет ширину 13 дюймов. Протектор шины — типа «пашка». На фиг. 131 отложена окружная сила и тяговая сила в зависимости от буксования колеса. Кривые 1 соответствуют  $p_w = 0,64 \text{ кг/см}^2$  и  $Q = 1400 \text{ кг}$ ; кривые 2 —  $p_w = 0,56 \text{ кг/см}^2$  и  $Q = 1400 \text{ кг}$ ; кривые 3 —  $p_w = 0,56 \text{ кг/см}^2$  и  $Q = 1100 \text{ кг}$ .



Фиг. 131.

Кривые 3 —  $p_w = 0,56 \text{ кг/см}^2$  и  $Q = 1100 \text{ кг}$ . Максимальная тяговая сила, а следовательно, и максимальный коэффициент сцепления соответствует 20—30% буксования. В этих условиях  $\varphi_{\text{max}} = \frac{630}{1400} = 0,45$  при давлении воздуха  $0,56 \text{ кг/см}^2$ .

Как видно из приведенных кривых, ширина обода мало влияет на величину тяговой и окружной силы.

Из существующих методов экспериментального определения коэффициента сцепления чаще всего применяются следующие:

- 1) торможение автомобиля на исследуемом участке дороги с одновременным измерением тормозного пути;
- 2) динамометрирование при буксировании тягачом автомобилей или специальных тележек с заторможенными колесами;
- 3) испытания на специальных динамометрических установках, допускающих проворачивание колеса под действием приложенных к нему внешних усилий или моментов.

Первый способ основан на том, что длина пути торможения автомобиля зависит и от коэффициента сцепления (см. главу V). Коэффициент  $\varphi$  определяют по измеренному тормозному пути на участке дороги и известным другим факторам, влияющим на тормозной путь. Недостаток указанного способа состоит в том, что коэффициент сцепления меняется в зависимости от скорости автомобиля, причем на некоторых дорожных покрытиях достаточно резко. Ввиду этого найденный указанным способом коэффициент сцепления представляет собой некоторую среднюю величину на всем диапазоне выбранного режима движения.

Весьма затруднительно также точно учесть в процессе торможения прочие переменные факторы, определяющие зависимость коэффициента сцепления от тормозного пути (например, нормальных нагрузок от колес автомобиля на дорогу). Следовательно, указанным способом можно найти только приближенную величину коэффициента сцепления.

Более точные результаты можно получить динамометрированием при буксировании автомобиля или специальной тележки, колеса которой можно тормозить. Тягач при этом должен быть подобран таким образом, чтобы его ведущие колеса не буксовали, когда колеса буксируемого автомобиля или тележки полностью заторможены. Искомый коэффициент сцепления представляет собой отношение измеренной силы, необходимой для буксирования, к полному весу буксируемого автомобиля (тележки).

Этим методом можно определить коэффициент сцепления при постоянной скорости для различных дорожных покрытий, а также установить зависимость коэффициента сцепления от скорости на данном участке дороги.

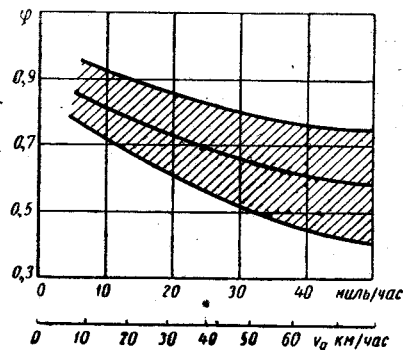
Оба рассмотренных выше метода дают возможность определять коэффициент сцепления в условиях скольжения заторможенного колеса. В чистом виде скольжение происходит при полном торможении (блокировке) колеса.

При чистом буксовании колесо вращается, не совершая поступательного перемещения. Коэффициент сцепления при буксовании мало отличается от коэффициента сцепления при скольжении. Однако в тех случаях, когда коэффициент сцепления желательно определить именно для условий буксования ведущего колеса, это

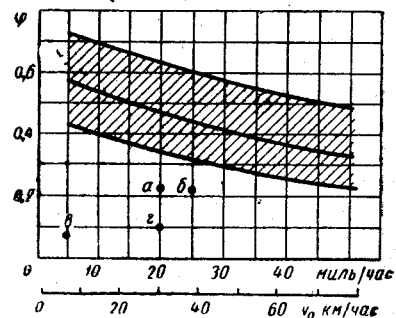
можно сделать при помощи специальной динамометрической установки (третий метод).

Большинство экспериментов по определению коэффициента сцепления производилось по второму из описанных выше методов.

На фиг. 132 показаны найденные опытным путем зависимости коэффициента сцепления от скорости скольжения шины на дорогах



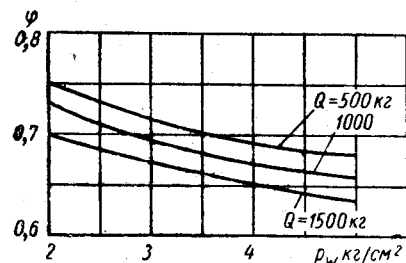
Фиг. 132.



Фиг. 133.

с бетонным и асфальтовым покрытиями в сухом состоянии, а на фиг. 133 — в мокром. Заштрихованная зона соответствует разбегу величины коэффициента сцепления для ряда типов шин, жирная линия — средним значениям коэффициента.

Отдельные точки на фиг. 133 характеризуют коэффициент сцепления в следующих условиях: *a* — слой масла на дороге с бетонным покрытием; *b* — уплотненный снег; *z* — тающий лед; *z* — расчищенный лед.



Фиг. 134.

шины  $34 \times 7$  на сухом песке от давления  $p_w$  воздуха в шине при различных нагрузках на колесо. Как видно из фигуры, зависимость между указанными параметрами не является прямолинейной. При уменьшении давления воздуха в шине возрастает площадь контакта шины с опорной поверхностью (площадь отпечатка), в соответствии с чем уменьшается и удельное давление между колесом и дорогой.

На фиг. 135 изображена зависимость площади отпечатка  $F$  и удельного давления  $q$  указанной выше шины от давления воздуха в шине при различных нагрузках.

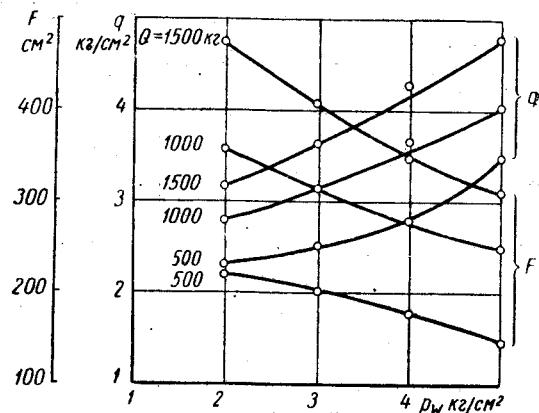
Шина  $34 \times 7$  предназначалась для использования при высоком давлении воздуха в шине.

Рассмотрим аналогичные зависимости для шины  $12,00-18''$ , у которой номинальное давление воздуха  $p_w = 3 \text{ кг/см}^2$ . Эта шина допускает кратковременное движение при резком снижении давления воздуха в шине.

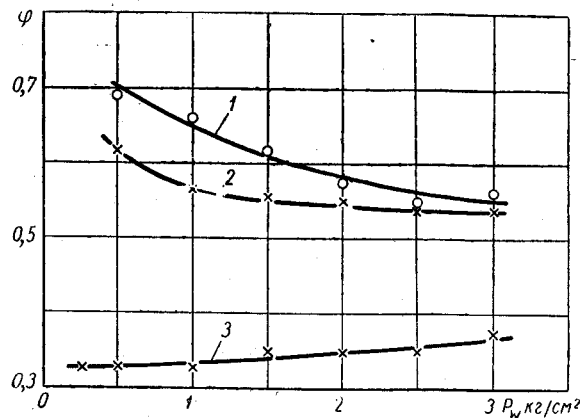
На фиг. 136 приведена зависимость коэффициента сцепления шины  $12,00-18''$  от давления воздуха при нагрузке  $Q = 1500 \text{ кг}$  на трех типах грунтов:

1 — пашня на суглинистом грунте; 2 — разрыхленный влажный песок; 3 — переувлажненный тяжелый суглинок.

Повышение коэффициента сцепления по мере возрастания давления воздуха в шине на переувлажненном суглинке объясняется тем,



Фиг. 135.

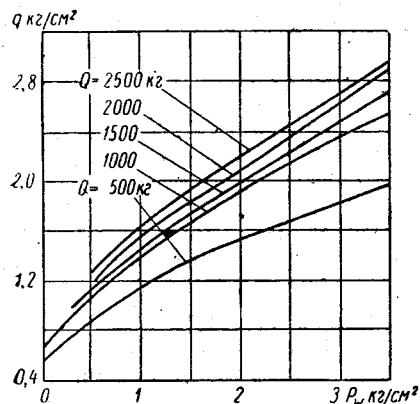


Фиг. 136.

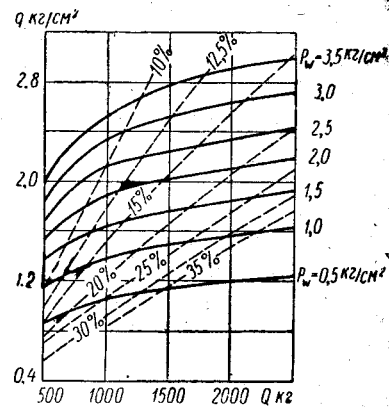
что при большем давлении воздуха в шине глубина колеи под колесом возрастает, и шина начинает взаимодействовать с более плотными слоями грунта.

На фиг. 137 для рассматриваемой шины показана зависимость удельного давления на площади отпечатка от давления воздуха в шине при различных нагрузках.

Перестроим указанный график так, чтобы удельное давление было отложено в зависимости от нагрузки на колесо при различных

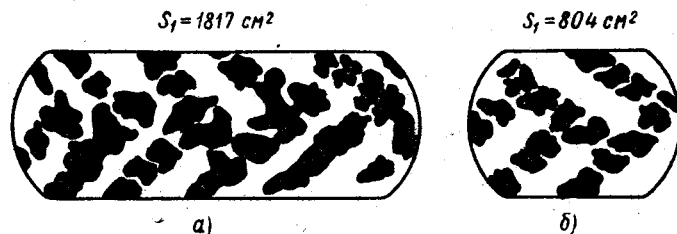


Фиг. 137.



Фиг. 138.

значениях давления воздуха в шине (фиг. 138). Этот график позволяет сделать вывод о том, что при определенных соотношениях параметров площадь отпечатка растет быстрее, чем увеличивается на-



Фиг. 139.

грузку на колесо. Отсюда следует, что при уменьшении нагрузки на колесо удельное давление может в ряде случаев не уменьшиться, а увеличиться, что будет сопровождаться снижением проходимости машины. Поэтому, если, например, для повышения проходимости увеличивают число осей автомобиля, то это должно сопровождаться подбором шин, имеющих соответствующую характеристику. Штриховые линии показывают зависимость удельного давления от нагрузки на колесо при различной степени радиальной деформации.

Существенное повышение коэффициента сцепления при снижении давления воздуха в шине объясняется в основном

большей поверхностью сцепления и зацепления (большим числом активных грунтозацепов). Для иллюстрации этого на фиг. 139 приведены отпечатки шины 12,00—18'' под нагрузкой 2500 кг при давлении воздуха  $p_w = 3$  (фиг. 139, б) и 0,5 кг/см<sup>2</sup> (фиг. 139, а).

Простейшим способом повышения сцепления шины обычного типа с грунтом является применение цепей противоскольжения.

## § 5. ОПОРНО-СЦЕПНЫЕ ПАРАМЕТРЫ ПРОХОДИМОСТИ

При движении по грунтовым дорогам или вне дорог по мягкой несвязной опорной поверхности сцепление ведущих колес с почвой может оказаться недостаточным для преодоления повышенного сопротивления движению.

При движении по скользкой дороге, хотя бы и имеющей твердое искусственное покрытие, могут возникнуть условия, при которых сила сцепления, а следовательно, и тяговая сила также будут недостаточны для преодоления повышенных сопротивлений движению (например, при движении на подъем).

Движение автомобиля возможно только тогда, когда сила сцепления ведущих колес с опорной поверхностью равна или больше суммарного сопротивления движению (движение считаем установившимся, сопротивлением воздуха пренебрегаем), т. е.

$$R_{сч} \varphi \geq G_a \psi, \quad (246)$$

где  $R_{сч}$  — нормальная реакция дороги на ведущие колеса,

Следует заметить, что при строгом рассмотрении общего сопротивления движению долю сопротивления качению ведущих колес, обусловленную потерями в самой шине, учитывать не нужно.

Однако вследствие того, что вопросы проходимости имеют основное значение при движении по мягким грунтам, когда сопротивление качению в значительной мере обусловлено потерями в грунте, данный прием является допустимым.

Применим выражение (246) к случаю движения по горизонтальной дороге ( $\psi = f$ ).

Для двухосного автомобиля с передними ведущими колесами имеем

$$R_{сч} = R_1 = G_a \frac{b}{L + \varphi h_g};$$

Откуда

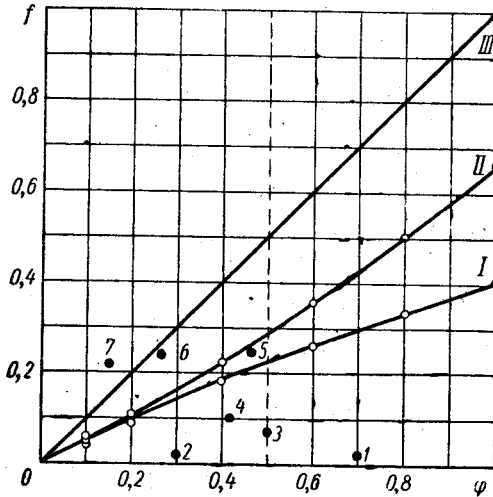
$$G_a \frac{b}{L + \varphi h_g} \varphi \geq G_a f$$

или

$$\frac{b}{L + \varphi h_g} \varphi \geq f. \quad (247)$$



Задаваясь  $b = 0,5L$  и  $h_g = 0,25L$ , найдем зависимость  $f$  от  $\varphi$  для предельного случая, определяемого неравенством (247). Эта зависимость на фиг. 140 выражена кривой I. Для двухосного автомобиля с задними ведущими колесами



Фиг. 140.

$$R_{ок} = R_2 = G_a \frac{a}{L - \varphi h_g}.$$

В этом случае

$$\frac{a}{L - \varphi h_g} \varphi \geq f. \quad (248)$$

При  $a = 0,5L$  и  $h_g = 0,25L$  в предельном случае получаем кривую II (фиг. 140).

Если все колеса автомобиля ведущие, то  $R_{ок} = G_a$  и

$$\varphi \geq f. \quad (249)$$

Предельному случаю ( $f = \varphi$ ) соответствует прямая III (фиг. 140), наклонная к координатным осям под углом  $45^\circ$ .

Если при характерном для данного сочетания дороги (грунта) и шины значении коэффициента сцепления  $\varphi$  значение коэффициента суммарного сопротивления качению  $f$  дороги лежит ниже линии, соответствующей рассматриваемой схеме автомобиля, то движение автомобиля возможно. Так, при  $\varphi = 0,5$ ,  $a = b$  и  $h_g = 0,25L$  предельный коэффициент качения  $f$  равен для автомобиля:

с передними ведущими колесами . . . . .	0,22
с задними ведущими колесами . . . . .	0,29
со всеми ведущими колесами . . . . .	0,50

Сопоставим экспериментально найденные значения  $f$  и  $\varphi$  для некоторых видов дорог и грунтов (табл. 7).

Отложим соответствующие значения  $\varphi$  и  $f$  на 1—4, фиг. 140.

По дорогам и грунтам, характеризуемым точками 1—4, движение на горизонтальном участке возможно при любой схеме автомобиля; по сухому песку (точка 5) движение на автомобиле с передними ведущими колесами невозможно; по суглинистой влажной целине (точка 6) движение возможно только на автомобиле со всеми ведущими колесами. По болоту (точка 7) движение автомобиля без применения каких-либо средств повышения проходимости невозможно.

В случае движения на подъем условие отсутствия буксования выразится следующими соотношениями:

Значения  $f$  и  $\varphi$  для некоторых видов дорог

Таблица 7

№ по пор.	Дорога (грунт)	$\varphi$	$f$
1	Асфальтовое шоссе сухое	0,7	0,020
2	» » мокрое	0,3	0,020
3	Грунтовая дорога глинистая, влажная	0,5	0,07
4	Целина супесчаная, сухая	0,42	0,1
5	Песок сухой	0,46	0,25
6	Целина суглинистая, влажная	0,26	0,24
7	Торфяное болото с влажным дерновым покровом	0,15	0,22

для автомобиля с передними ведущими колесами

$$R_1 \varphi \geq G_a \psi; \quad (250)$$

для автомобиля с задними ведущими колесами

$$R_2 \varphi \geq G_a \psi; \quad (251)$$

для автомобиля со всеми ведущими колесами при отсутствии межосевого дифференциала

$$(R_1 + R_2) \varphi \geq G_a \psi$$

или

$$\varphi \cos \alpha \geq \psi. \quad (252)$$

Значения  $R_1$  и  $R_2$  следует подсчитывать по уравнениям (190) и (192).

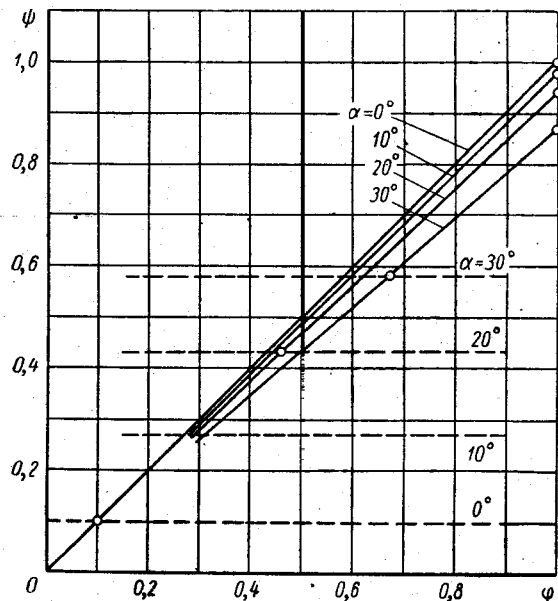
Построим для последнего случая зависимость  $\psi = \psi(\varphi)$ , для различных углов подъема  $\alpha = 0^\circ; 10^\circ; 20^\circ; 30^\circ$  (фиг. 141). Отложим на фиг. 141 штриховыми линиями значения  $\psi = f \cos \alpha + \sin \alpha$ , для указанных четырех значений угла подъема; при этом будем считать, что движение должно происходить по супесчаной целине ( $f = 0,1$ ).

Точки пересечения наклонных линий и горизонталей, соответствующие одному и тому же углу  $\alpha$ , характеризуют тот коэффициент сцепления, который необходим для движения при данном подъеме и принятой величине коэффициента качения. Так, при подъеме  $30^\circ$  коэффициент сцепления  $\varphi$  должен быть равен 0,67, а при подъеме  $20^\circ$  коэффициент  $\varphi = 0,47$ . Так как для данного грунта  $\varphi = 0,42$ , движение на подъемах  $30^\circ$  и  $20^\circ$  невозможно.

Максимальный по условию буксования ведущих колес угол подъема найдем, подставляя в неравенство (252) развернутое выражение для  $\psi$ :

$$\operatorname{tg} \alpha_{\max} = \varphi - f.$$

Для рассматриваемого примера  $\operatorname{tg} \alpha_{\max} = 0,32$ ;  $\alpha_{\max} = 17^{\circ}50'$ . Сопоставляя все изложенное выше, можно заключить, что проходимость данного автомобиля по дороге или грунту того или другого типа в конечном счете зависит от соотношения между коэффициентом суммарного сопротивления дороги  $\psi$  ( $f$ ) и коэффициентом



Фиг. 141.

сцепления  $\varphi$ . Назовем отношение  $\frac{\varphi}{\psi}$  фактором проходимости для участка, по которому должен двигаться автомобиль:

$$\Pi = \frac{\varphi}{\psi}. \quad (253)$$

Если  $\Pi \geq \frac{G_a}{R_{\text{ск}}}$ , то движение возможно. Для автомобиля со всеми ведущими колесами в этом случае  $\Pi \geq \frac{1}{\cos \alpha}$  и при движении по горизонтальному участку должно быть соблюдено неравенство  $\Pi \geq 1$ .

Коэффициент суммарного сопротивления дороги  $\psi$  зависит от угла подъема и коэффициента качения  $f$  колеса по дороге.

Влияние разнообразных факторов на величину коэффициента качения было рассмотрено в главе III.

Величина угла подъема может быть измерена непосредственно. Таким образом, для любых условий с той или другой степенью при-

ближения можно установить величину  $\psi$ , что дает возможность для заданного  $\varphi$  оценить величину фактора проходимости  $\Pi$ .

В общем виде, максимальный по условию буксования угол подъема

$$\operatorname{tg} \alpha_{\max} = c\varphi - f,$$

$$\text{где } c = \frac{R_{\text{ск}}}{R_1 + R_2}.$$

Правая часть приведенного выражения представляет как бы запас сцепления колес с дорогой, который используется для преодоления автомобилем подъемов.

Эта величина может также служить для оценки проходимости данного автомобиля по данному участку дороги.

## ГЛАВА V

## ТОРМОЖЕНИЕ АВТОМОБИЛЯ

## § 1. ОСНОВНЫЕ МЕТОДЫ ТОРМОЖЕНИЯ АВТОМОБИЛЯ

Каждый автомобиль снабжен тормозной системой, при помощи которой скорость автомобиля может быть принудительно снижена до любой заранее заданной величины и в предельном случае до нуля. Чем интенсивнее может осуществляться торможение, т. е. чем выше тормозные качества автомобиля, тем выше безопасная скорость, а следовательно, и выше средняя скорость движения автомобиля. Таким образом, повышение тормозных качеств косвенно оказывает влияние на возможность повышения средней скорости движения, являющейся одним из параметров, определяющих тяговые качества автомобиля.

Автомобиль, движущийся с заданной скоростью, обладает определенным запасом кинетической энергии; для принудительного снижения скорости движения автомобиля часть этой энергии должна быть тем или другим способом превращена в энергию другой формы. В процессе торможения возможны различные способы преобразования кинетической энергии движущегося автомобиля, в соответствии с чем на автомобиле могут применяться различные тормозные устройства.

Наибольшее распространение получили колодочные тормоза, действующие непосредственно на колеса автомобиля. Возникающий при действии тормозов момент трения, или так называемый тормозной момент, направлен в сторону, противоположную вращению колеса. Кинетическая энергия автомобиля при этом преобразуется в тепловую, которая затем рассеивается в окружающую атмосферу. Следует при этом добавить, что при торможении некоторая часть кинетической энергии автомобиля затрачивается на преодоление всегда имеющих сопротивление движению — сопротивлений дороги и воздуха.

Суммарная окружная сила на шинах тормозных колес, обусловленная приложенным к ним суммарным тормозным моментом  $M_{\tau}$ ,

$$P_{\tau} = \frac{M_{\tau}}{r}. \quad (254)$$

Суммарная тангенциальная реакция дороги  $T_{\tau}$ , направленная в сторону, противоположную движению, представит действующую на автомобиль тормозную силу.

При определении реакции  $T_{\tau}$  мы не будем рассматривать величины сопротивления качению тормозных колес, учтя эту величину далее в общем сопротивлении движению автомобиля. Тогда можно считать, что

$$P_{\tau} \approx T_{\tau}. \quad (255)$$

При сделанном допущении максимальная величина тормозной силы ограничивается силой сцепления между шинами тормозных колес и дорогой:

$$T_{\tau \max} = R_{\tau} \varphi, \quad (256)$$

где  $R_{\tau}$  — сумма нормальных реакций от дороги на тормозные колеса.

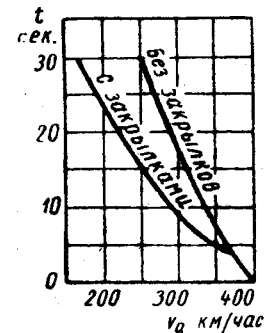
На некоторых гоночных или особо быстрых автомобилях в качестве дополнительного тормозного устройства применяют выдвигающиеся плоскости или поворотные закрылки, которые могут поворачиваться около горизонтальной оси, перпендикулярной к направлению движения автомобиля.

Тормозные закрылки применены, в частности, на экспериментальном газотурбинном автомобиле «Жар-птица», построенном в США фирмой GMC (см. фиг. 107). При движении закрылки сведены вместе, при торможении они разводятся.

График на фиг. 142 показывает, насколько применение закрылок на данном автомобиле сокращает время, а следовательно, и путь торможения.

Следует отметить, что применение тормозных закрылок целесообразно только для специальных автомобилей, имеющих очень высокие скорости движения (выше 200 км/час). При скоростях движения, присущих современным автомобилям, для получения оптимального тормозного эффекта потребовалось бы увеличить площадь тормозных закрылок до размеров, затрудняющих их размещение на автомобиле.

Для торможения автомобиля можно использовать также сопротивления, возникающие в двигателе, в том случае, когда ведущие колеса при посредстве механизмов трансмиссии принудительно вращают коленчатый вал. Эти сопротивления обуславливаются в основном трением поршней о стенки цилиндров, а также трением коленчатого вала двигателя в подшипниках. Некоторое значение в данном случае также имеют потери в двигателе, связанные с принудительным проталкиванием газов через впускные и выпускные каналы. Если при движении автомобиля с определенной скоростью



Фиг. 142.

отпустить педаль подачи топлива, не выключая сцепления, то скорость автомобиля вследствие указанных сопротивлений начнет снижаться. Этот способ торможения в качестве основного или вспомогательного можно использовать только тогда, когда момент сопротивлений в двигателе больше инерционного момента, вызванного уменьшением скорости вращающихся деталей двигателя. Для некоторых режимов, например, при интенсивном торможении и значительном снижении скорости автомобиля, это условие может быть не соблюдено, вследствие чего торможение с невыключенным двигателем может оказаться менее эффективным, чем с выключенным.

Чтобы усилить тормозное действие двигателя, часто, например при спусках на длинных уклонах, включают промежуточную передачу коробки передач. Чем больше передаточное число включенной передачи, тем при данной скорости движения будет больше число оборотов двигателя и, следовательно, больше затрата энергии на преодоление указанных выше сопротивлений в двигателе.

При торможении указанным способом не следует выключать зажигание. Если же выключить зажигание, то конденсирующийся бензин засасываемой в цилиндры рабочей смеси будет смывать смазку со стенок цилиндров и разбрызгивать масло в картере. Кроме того, частично оседая в выпускном трубопроводе и глушителе, бензин при последующем включении зажигания может вызывать опасную вспышку в глушителе. Момент же сопротивления двигателя проворачиванию при принудительно повышенном числе оборотов значительно больше вращающего момента двигателя на холостом ходу.

Тормозной эффект двигателя может быть существенно повышен, если искусственно создать противодействие в выпускном трубопроводе, например путем принудительного уменьшения на время торможения сечения выпускной трубы двигателя.

При длительном торможении двигателем целесообразно открывать специальный воздушный клапан во впускном трубопроводе двигателя, что исключает засасывание топлива из карбюратора, и в цилиндр двигателя будет попадать чистый воздух.

Двигатели некоторых автомобилей, предназначенных, в частности, для движения в горных условиях, имеют специальные приспособления, при помощи которых можно изменить газораспределение двигателя на период торможения таким образом, что в цилиндры будет засасываться не рабочая смесь, а воздух, который в конце следующего такта сжатия выпускается обратно в атмосферу. При такой системе работа, затрачиваемая на сжатие воздуха, используется для торможения автомобиля.

Если указанных приспособлений на двигателе нет, то торможение двигателем в большинстве случаев не может достаточно интенсивно снизить скорость автомобиля. Этот способ торможения применяется обычно как дополнительный к основному, каковым является торможение при помощи специальных тормозных устройств, непосредственно обеспечивающих принудительное уменьшение скорости вращения колес автомобиля. В этом случае дополнительное тормо-

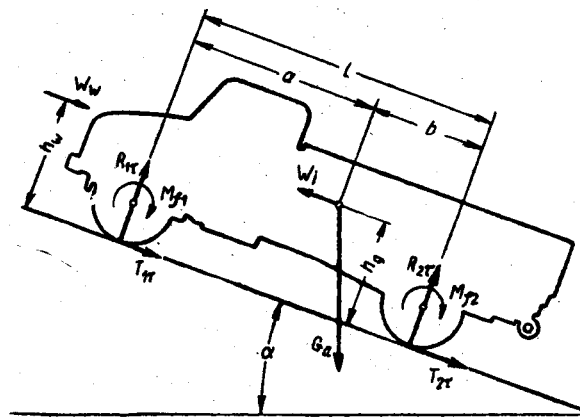
жение двигателем повышает срок службы основных тормозных устройств.

При оценке тормозных качеств автомобиля тормозящее действие двигателя обычно не учитывают и считают, что торможение производится при выключенном сцеплении или при нейтральном положении коробки передач только при помощи специальных тормозных устройств автомобиля.

Более подробно влияние тормозящего действия двигателя на процесс торможения автомобиля рассмотрено в конце данной главы.

## § 2. НОРМАЛЬНЫЕ НАГРУЗКИ ОТ КОЛЕС НА ДОРОГУ ПРИ ТОРМОЖЕНИИ АВТОМОБИЛЯ

Для нахождения нормальных нагрузок, действующих от колес каждой оси на дорогу при торможении автомобиля, можно воспользоваться схемой сил, аналогичной приведенной на фиг. 117 для случая движения автомобиля под воздействием тяговой силы, с той



Фиг. 143.

разницей, что реактивные силы  $T_1$ , приложенные к тормозным колесам, и сила  $W_1$  будут направлены в обратную сторону (фиг. 143). При этом следует иметь в виду, что если тормозные колеса заторможены полностью, т. е. при торможении они не вращаются (заблокированы), то потери на качение этих колес будут равны нулю.

Рассмотрим предельный случай торможения, когда тормозные колеса продолжают еще вращаться, находясь на границе блокирования. Сопротивление качению будем рассматривать, считая, как и раньше, что деформация дороги ничтожно мала по сравнению с деформацией колес. Соответственно этому к тормозным колесам будут приложены моменты сопротивления качению, направленные в сторону, противоположную движению. Незначительную разницу моментов сопротивле-

ния качению для ведомого, ведущего и тормозного колес учитывать не будем.

Уравнение равновесия автомобиля, по аналогии с ранее приведенным уравнением (188), можно написать в следующем виде:

$$R_{\tau 1} a + W_w (h_w - h_g) + M_{f_1} + M_{f_2} - T_{\tau} h_g - R_{\tau 2} b = 0 \quad (257)$$

или, так как

$$M_{f_1} + M_{f_2} = G_a \cos \alpha fr,$$

то

$$R_{\tau 1} a + W_w (h_w - h_g) + G_a \cos \alpha fr - T_{\tau} h_g - R_{\tau 2} b = 0. \quad (258)$$

Кроме того, имеем

$$R_{\tau 1} + R_{\tau 2} = G_a \cos \alpha. \quad (259)$$

Считая, согласно принятому условию, что к тормозным колесам приложена максимальная по сцеплению с дорогой тормозная сила, подставим вместо силы  $T_{\tau}$  ее максимальное значение по уравнению (256). Величина  $R_{\tau}$  зависит от того, какие колеса являются тормозными.

В случае торможения колес задней оси  $T_{\tau 2 \max} = R_{\tau 2} \varphi$ .

Учитывая уравнение (259), можем написать

$$(G_a \cos \alpha - R_{\tau 2}) a + W_w (h_w - h_g) + G_a \cos \alpha fr - \varphi R_{\tau 2} h_g - R_{\tau 2} b = 0,$$

откуда

$$R_{\tau 2} = \frac{G_a \cos \alpha (a + fr) + W_w (h_w - h_g)}{L + \varphi h_g} \quad (260)$$

или приближенно

$$R_{\tau 2} \approx \frac{G_a \cos \alpha}{L + \varphi h_g}. \quad (261)$$

Вводя, как и раньше, понятие о коэффициенте изменения реакций  $m_{\tau} = \frac{R_{\tau}}{G_{\tau}}$ , где  $G_{\tau}$  — вес, приходящийся на тормозные колеса, когда автомобиль стоит неподвижно на горизонтальной площадке, найдем для рассматриваемого случая:

$$m_{\tau 2} = \frac{R_{\tau 2}}{G_2} = \frac{L \cos \alpha (a + fr) + \frac{W_w}{G_a} L (h_w - h_g)}{a (L + \varphi h_g)} \approx \frac{L \cos \alpha}{L + \varphi h_g}, \quad (262)$$

Отсюда

$$T_{\tau 2 \max} = R_{\tau 2} \varphi = m_{\tau 2} G_2 \varphi \approx \frac{G_a a \varphi \cos \alpha}{L + \varphi h_g}. \quad (263)$$

При торможении колес передней оси максимальную тормозную силу колес передней оси находим аналогичным путем:

$$R_{\tau 1} = \frac{L \cos \alpha (b - fr) - \frac{W_w}{G_a} L (h_w - h_g)}{L - \varphi h_g} \approx \frac{G_a b \cos \alpha}{L - \varphi h_g}; \quad (264)$$

$$m_{\tau 1} = \frac{R_{\tau 1}}{G_1} = \frac{L \cos \alpha (b - fr) - \frac{W_w}{G_a} L (h_w - h_g)}{b (L - \varphi h_g)} \approx \frac{L \cos \alpha}{L - \varphi h_g}; \quad (265)$$

$$T_{\tau 1 \max} = R_{\tau 1} \varphi = m_{\tau 1} G_1 \varphi \approx \frac{G_a b \varphi \cos \alpha}{L - \varphi h_g}. \quad (266)$$

В случае торможения колес обеих осей уравнение равновесия имеет вид

$$R_{\tau 1} a + W_w (h_w - h_g) + G_a \cos \alpha fr - (T_{\tau 1} + T_{\tau 2}) h_g - R_{\tau 2} b = 0, \quad (267)$$

где  $T_{\tau 1}$  и  $T_{\tau 2}$  — тормозные силы на колесах передней и задней осей автомобиля.

Будем считать, что тормозная сила на колесах каждой из осей обеспечивает полное использование сцепного веса, приходящегося на колеса данной оси. При этом тормозные силы на колесах достигают своих максимальных значений.

Очевидно, что

$$T_{\tau 1 \max} + T_{\tau 2 \max} = T_{\tau \max} = G_a \varphi \cos \alpha, \quad (268)$$

где  $T_{\tau \max}$  — общая максимальная тормозная сила автомобиля. Учитывая уравнение (259) и пренебрегая сопротивлением воздуха и сопротивлением качению, после преобразования находим

$$R_{\tau 1} \approx \frac{G_a \cos \alpha (b + \varphi h_g)}{L}; \quad (269)$$

$$R_{\tau 2} = \frac{G_a \cos \alpha (a - \varphi h_g)}{L}, \quad (270)$$

Для соблюдения условий полного использования сцепного веса соотношение максимальных тормозных сил на колесах передней и задней осей должно быть равно

$$\frac{T_{\tau 1 \max}}{T_{\tau 2 \max}} = \frac{R_{\tau 1}}{R_{\tau 2}} = \frac{b + \varphi h_g}{a - \varphi h_g}. \quad (271)$$

Указанное соотношение обеспечивается при заданном среднем значении коэффициента  $\varphi$  подбором размеров рабочих элементов тормозов и передаточных отношений в приводе тормоза.

Если тормозные силы на передних и задних колесах не достигли максимального по условиям сцепления значения, то, преобразовыв-

вая выражение (267) и пренебрегая сопротивлением воздуха и сопротивлением качению, найдем

$$R_{\tau 1} = \frac{G_a \cos ab + (T_{\tau 1} + T_{\tau 2}) h_g}{L}; \quad (272)$$

$$R_{\tau 2} = \frac{G_a \cos aa - (T_{\tau 1} + T_{\tau 2}) h_g}{L}. \quad (273)$$

Заметим, что  $T_{\tau 1} = \frac{M_{\tau 1}}{r}$  и  $T_{\tau 2} = \frac{M_{\tau 2}}{r}$ , где  $M_{\tau 1}$  и  $M_{\tau 2}$  — тормозные моменты на колесах соответственно передней и задней осей.

### § 3. ИЗМЕРИТЕЛИ ТОРМОЗНЫХ КАЧЕСТВ

При оценке приемистости автомобиля в качестве измерителей, характеризующих способность автомобиля к разгону, были рассмотрены ускорение автомобиля, время разгона и путь разгона в заданном интервале скоростей.

Торможение представляет собой процесс, противоположный разгону; поэтому для оценки тормозных качеств автомобиля могут быть приняты измерители, аналогичные измерителям, принятым для оценки приемистости автомобиля: отрицательное ускорение (замедление) при торможении, время торможения и путь торможения в заданных пределах снижения скорости.

Дифференциальное уравнение движения для случая торможения можно написать в следующем виде:

$$-\frac{dv}{dt} = \frac{g}{\delta'} \cdot \frac{T_{\tau} + \sum W}{G_a}, \quad (274)$$

где  $\delta'$  — коэффициент, учитывающий инерцию вращающихся колес автомобиля;  $\delta' = 1 + \xi$ ; если колеса заторможены полностью, то  $\delta' = 1$ ;  $T_{\tau}$  — тормозная сила, развиваемая на тормозных колесах, предельная величина которой определяется по соотношениям (263), (266) или (268).

Раскрывая член  $\sum W$  и выражая тормозную силу через силу сцепления, находим отрицательное ускорение (замедление) автомобиля при торможении:

$$j_{\tau} = -\frac{dv}{dt} = \frac{g}{\delta' G_a} (R_{\tau} \varphi + G_a \cos \alpha f + G_a \sin \alpha + \kappa F v^2). \quad (275)$$

В этом выражении сделаем следующие допущения:

1) будем приближенно считать, что  $\delta' = 1$ , так как  $\xi$  по абсолютной величине мало;

2) будем считать, что скорость, с которой начинается торможение, невелика, и поэтому пренебрежем влиянием сопротивления воздуха;

3) будем предполагать, что торможение происходит на горизонтальной дороге ( $\alpha = 0$ ), причём тормозными являются все колеса автомобиля ( $R_{\tau} = G_a$ ). При этих допущениях имеем

$$j_{\tau} = -\frac{dv}{dt} = g(\varphi + f). \quad (276)$$

Разделив переменные уравнения (276) и произведя интегрирование, можно найти время торможения в заданном интервале изменения скоростей.

Для оценки тормозных качеств автомобиля удобнее использовать не время торможения, а путь торможения автомобиля. Зная длину пути, на котором автомобиль может быть заторможен, легко найти ряд необходимых в эксплуатации данных, например, безопасную в определенных условиях скорость движения, расстояние между автомобилями, движущимися в колонне с заданной скоростью, и т. п.

Путь торможения автомобиля при выбранных пределах изменения скорости движения может быть найден следующим образом.

Так как

$$\frac{dv}{dt} = \frac{dv}{dS} \cdot \frac{dS}{dt} = \frac{dv}{dS} v,$$

то, произведя соответствующие преобразования уравнения (275), получим

$$dS = -\frac{\delta' G_a}{g} \frac{v dv}{R_{\tau} \varphi + G_a \cos \alpha f + G_a \sin \alpha + \kappa F v^2}. \quad (277)$$

Зависимость пути торможения  $S_{\tau}$  от внешних условий движения получим, интегрируя это выражение; пределы интегрирования берем для левой части от 0 до  $S_{\tau}$  и для правой — от  $v_1$  до  $v_2$ , где  $v_1$  — скорость, соответствующая началу торможения, и  $v_2$  — концу торможения. Если торможение ведется до полной остановки, то  $v_2 = 0$ :

$$\int_0^{S_{\tau}} dS = S_{\tau} = \frac{\delta' G_a}{g} \int_{v_2}^{v_1} \frac{v dv}{R_{\tau} \varphi + G_a \cos \alpha f + G_a \sin \alpha + \kappa F v^2}. \quad (278)$$

Если скорость, с которой начинается торможение, невелика, то сопротивлением воздуха можно пренебречь, т. е. считать  $\kappa F = 0$ . Для этого случая путь торможения

$$S_{\tau} = \frac{\delta' G_a}{2g} \cdot \frac{v_1^2 - v_2^2}{R_{\tau} \varphi + G_a \cos \alpha f + G_a \sin \alpha}. \quad (279)$$

Заметим, что в этом уравнении скорость выражена в м/сек. Если необходимо учесть сопротивление воздуха при торможении, то следует произвести интегрирование уравнения (278). В этом случае

после интегрирования и подстановки соответствующих пределов находим

$$S_{\tau} = \frac{\delta' G_a}{2g\kappa F} \ln \frac{R_{\tau}\varphi + G_a \cos \alpha f + G_a \sin \alpha + \kappa F v_1^2}{R_{\tau}\varphi + G_a \cos \alpha f + G_a \sin \alpha + \kappa F v_2^2}. \quad (280)$$

Для нахождения пути торможения в том случае, когда тормозная сила не достигает предельного по сцеплению значения, в дифференциальное уравнение (274) следует подставить сумму тормозных сил на колесах, определяемых приложенными к ним тормозными моментами.

Если в уравнение (280) подставить  $\kappa F = 0$ , то получится неопределенное выражение, так как  $\ln 1 = 0$ . Раскрываем данную неопределенность, беря производные по  $\kappa F$  от числителя и знаменателя уравнения (280) и рассматривая их отношение при  $\kappa F = 0$ . Для упрощения выражений обозначим

$$R_{\tau}\varphi + G_a \cos \alpha f + G_a \sin \alpha = A.$$

Тогда производная от числителя

$$\begin{aligned} & \frac{d}{d(\kappa F)} \left( \delta' G_a \ln \frac{A + \kappa F v_1^2}{A + \kappa F v_2^2} \right) = \\ & = \delta' G_a \left[ \frac{A + \kappa F v_2^2}{A + \kappa F v_1^2} \cdot \frac{(A + \kappa F v_2^2) v_1^2 - (A + \kappa F v_1^2) v_2^2}{(A + \kappa F v_2^2)^2} \right]; \end{aligned}$$

производная от знаменателя

$$\frac{d(2g\kappa F)}{d(\kappa F)} = 2g.$$

Отношение этих величин при  $\kappa F = 0$  после необходимых сокращений будет равно

$$S_{\tau(\kappa F=0)} = \frac{\delta' G_a}{2g} \cdot \frac{v_1^2 - v_2^2}{R_{\tau}\varphi + G_a \cos \alpha f + G_a \sin \alpha}.$$

Таким образом, приходим к тому же выражению тормозного пути (279), которое получили раньше, приняв в исходном дифференциальном уравнении  $\kappa F = 0$ .

Рассмотрим, какой вид примут приведенные выражения для различных возможных случаев торможения; при этом будем пренебрегать сопротивлением воздуха и, кроме того, считать  $\delta' = 1$ .

Для случая торможения колес задней оси принимаем  $R_{\tau 2}$  по уравнению (260) и выражаем скорость в км/час; тогда находим

$$S_{\tau 2} = \frac{v_{a1}^2 - v_{a2}^2}{2g3,6^2} \cdot \frac{L + \varphi h_g}{\cos \alpha (a + fr) \varphi + (\cos \alpha f + \sin \alpha) (L + \varphi h_g)}. \quad (281)$$

На горизонтальном участке дороги ( $\alpha = 0$ ) тормозной путь равен

$$S_{\tau 2} = \frac{v_{a1}^2 - v_{a2}^2}{2g3,6^2} \cdot \frac{L + \varphi h_g}{\varphi (a + fr) + f (L + \varphi h_g)}. \quad (282)$$

Для случая торможения колес передней оси, подставив значения  $\sqrt{R_{\tau 1}}$  по выражению (264), получим

$$S_{\tau 1} = \frac{v_{a1}^2 - v_{a2}^2}{2g3,6^2} \cdot \frac{L - \varphi h_g}{\cos \alpha (b - fr) \varphi + (\cos \alpha f + \sin \alpha) (L - \varphi h_g)}. \quad (283)$$

На горизонтальном участке  $\alpha = 0$ , следовательно, в этих условиях

$$S_{\tau 1} = \frac{v_{a1}^2 - v_{a2}^2}{2g3,6^2} \cdot \frac{L - \varphi h_g}{(b - fr) \varphi + f (L - \varphi h_g)}. \quad (284)$$

Для случая торможения колес обеих осей подставим в уравнение (279)  $R_{\tau} = R_{\tau 1} + R_{\tau 2} = G_a \cos \alpha$ ; при сделанных выше допущениях для этого случая получаем

$$S_{\tau 4} = \frac{v_{a1}^2 - v_{a2}^2}{2g3,6^2} \cdot \frac{1}{\cos \alpha (\varphi + f) + \sin \alpha}. \quad (285)$$

На горизонтальном участке, когда  $\alpha = 0$ , имеем

$$S_{\tau 4} = \frac{v_{a1}^2 - v_{a2}^2}{2g3,6^2} \cdot \frac{1}{\varphi + f}. \quad (286)$$

Сопоставим тормозные пути в указанных трех случаях торможения, считая для упрощения, что торможение происходит до полной остановки ( $v_{a2} = 0$ ) на горизонтальном участке дороги с хорошим качеством покрытия (приблизительно  $f = 0$ ).

После дальнейших упрощений выражений (284), (283) и (285) соответственно получим

$$S_{\tau 2} = \frac{v_{a1}^2}{2g3,6^2} \cdot \frac{L + \varphi h_g}{a\varphi}; \quad (287)$$

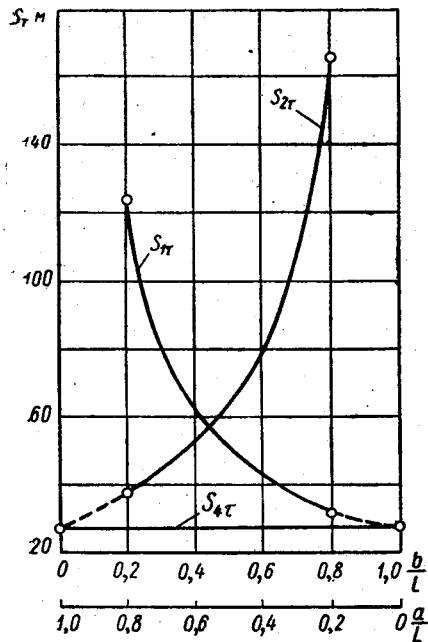
$$S_{\tau 1} = \frac{v_{a1}^2}{2g3,6^2} \cdot \frac{L - \varphi h_g}{b\varphi}; \quad (288)$$

$$S_{\tau 4} = \frac{v_{a1}^2}{2g3,6^2} \cdot \frac{1}{\varphi}. \quad (289)$$

Зададимся начальной скоростью торможения, например,  $v_{a1} = 60$  км/час. Примем далее:  $\varphi = 0,5$ ;  $L = 4$  м;  $h_g = 1$  м;  $v_{a2} = 0$ . Построим тормозные пути в зависимости от величин  $a$  и  $b$  (фиг. 144), выражая их в долях от  $L$ , т. е.  $a = 0,8 L$ ;  $0,6 L$ ;  $0,4 L$ ;  $0,2 L$  и  $b = 0,2 L$ ;  $0,4 L$ ;  $0,6 L$ ;  $0,8 L$ .

Для случая торможения колес обеих осей зависимость  $S_{\tau 4}$  от  $a$  и  $b$  представляется прямой, параллельной оси абсцисс. Надо заметить, что указанная зависимость будет иметь такой характер только при распределении тормозных усилий между колесами обеих

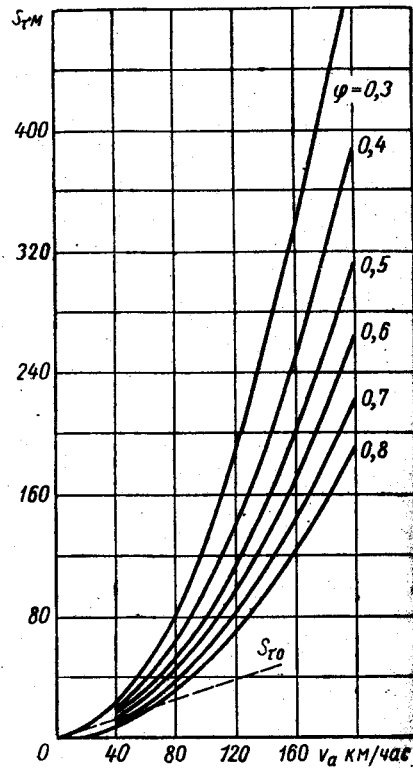
осей, обеспечивающем полное использование сцепного веса. Из рассмотрения фиг. 144 вытекает, что путь торможения автомобиля при торможении всех колес при прочих равных условиях всегда меньше, чем при торможении колес одной из осей. Для наиболее часто встречающихся, например, у легковых автомобилей соотношений  $\frac{a}{L} = 0,6$  и  $\frac{b}{L} = 0,4$  путь торможения при торможении всех колес почти в 2 раза меньше, чем в случае торможения только передних или только задних колес.



Фиг. 144.

Если рассматривать торможение до полной остановки и обратиться к уравнению (289), то можно сделать вывод, что минимальный путь торможения, соответствующий при принятых допущениях времени полного торможения, зависит только от скорости в начале торможения и от коэффициента сцепления  $\varphi$ . На фиг. 145 эта зависимость показана графически для скоростей  $v_{a1} = 20 \div 200$  км/час, при различных значениях коэффициента сцепления. Штриховая кривая  $S_{\tau 0}$  пояснена ниже на стр. 195.

Следует также заметить, что если при высоких скоростях начало торможения пренебречь влиянием сопротивления воздуха, как это



Фиг. 145.

было сделано выше, то ошибка в величине тормозного пути может получиться довольно значительной. Чтобы представить себе величину возможной ошибки, применим выражение (280) для определения тормозного пути при торможении всех колес автомобиля. Рассмотрим случай торможения на горизонтальном участке до полной остановки, пренебрегая сопротивлением качению и выражая скорость в км/час. В этом случае получим

$$S_{\tau 4} = \frac{G_a}{2g\kappa F} \ln \frac{G_a \varphi + \frac{\kappa F v_{a1}^2}{3,6^2}}{G_a \varphi} \quad (290)$$

Кривая 1 (фиг. 146) показывает зависимость пути торможения от скорости, подсчитанную по уравнению (290). Подсчеты производились для следующих значений величин, входящих в уравнение:  $G_a = 3000$  кг;  $\varphi = 0,5$ ;  $\kappa F = 0,1$ . Кривая 2 выражает зависимость тормозного пути от скорости, подсчитанную по уравнению (289), не учитывающему сопротивление воздуха. Кривая 3 показывает ошибку в процентах при подсчетах по приближенной формуле.

Следует учесть, что в действительности минимальный тормозной путь будет несколько больше, чем подсчитанный по приведенным выше выражениям. Это обусловлено тем, что подсчитанный по приведенным формулам тормозной путь соответствовал времени торможения при полном торможении. Общее же время торможения, которое и определяет действительный тормозной путь автомобиля, включает также время реакции водителя и время срабатывания тормозного привода. Сопоставляя отдельные периоды торможения, можно сравнительно оценить интенсивность действия различных тормозных систем.

Время реакции водителя  $t_1$  складывается из следующих элементов:

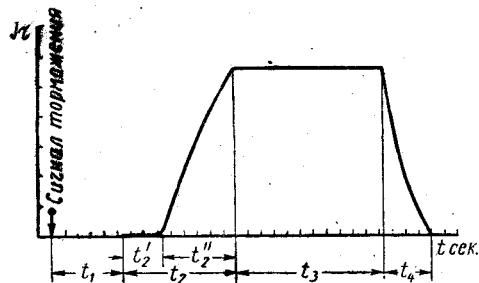
- времени психической реакции, в течение которого внешний возбудитель (например, зрительный сигнал) доходит до сознания водителя;
- времени от момента сознательного восприятия сигнала до начала действия;
- времени подготовки к торможению (перенос ноги на тормозную педаль, устранение зазора в системе тормозного привода).



Время реакции водителя зависит от его субъективных физиологических и психических данных и от степени натренированности. В среднем время  $t_1$  колеблется от 0,5 до 1 сек.

Время срабатывания тормозного привода  $t_2$  включает:

1. Время запаздывания тормозного привода  $t_2'$  от начала рабочего хода тормозной педали до начала действия тормозов; величина  $t_2'$  зависит от деформаций элементов тормозного привода и от сопротивлений при перетекании тормозной жидкости (воздуха). Максимальное время запаздывания имеют пневматические приводы, для которых  $t_2'$  колеблется в пределах 0,2—0,5 сек., а при длинных трубопроводах, например на автопоездах, может достигать и большей величины.



Фиг. 147.

2. Время нарастания замедления автомобиля  $t_2''$  — от начала действия тормозов до достижения заданного постоянного замедления; величина  $t_2''$  колеблется от 0,2 сек. для тормозов с гидравлическим приводом до 1 сек. для тормозов с пневматическим приводом.

В автопоездах  $t_2''$  доходит до 2—3 сек. При электрических тормозных приводах срабатывание привода практически происходит мгновенно.

3. Время, соответствующее полному включению тормозов  $t_3$  от момента достижения заданного постоянного замедления до конца активного торможения.

Когда водитель прекращает нажатие на тормозную педаль, замедление автомобиля падает не мгновенно. Время спада замедления  $t_4$  колеблется от 0,2 до 2 сек. Последняя цифра относится к пневматическим приводам.

На фиг. 147 показана кривая изменения замедления автомобиля, на которой выделены указанные элементы полного времени торможения.

Общий путь торможения автомобиля в соответствии с изложенным выше определяется как сумма путей, проходимых автомобилем при торможении за время  $t_1 + t_2' + t_2'' + t_3$ .

Путь, проходимый автомобилем за время  $t_4$ , когда водитель прекратил нажатие на тормозную педаль, при решении тормозных задач обычно не учитывают.

В периоды  $t_1$  и  $t_2'$  автомобиль движется со скоростью  $v_{a1}$ , соответствующей скорости, с которой начинается торможение; в течение времени  $t_2''$  скорость автомобиля начинает снижаться; наиболее интенсивное снижение скорости происходит в период полного торможения  $t_3$ .

Путь торможения, соответствующий времени  $t_1 + t_2' + t_2''$ , может достигнуть значительной величины и в некоторых случаях при невысокой скорости движения превышать путь торможения, соответствующий периоду полного торможения  $t_3$ . Указанный дополнительный путь, который в процессе торможения добавляется к пути, соответствующему времени полного торможения, приближенно можно подсчитать следующим образом:

$$S_{\tau 0} \approx \frac{v_{a1}}{3,6} \left( t_1 + t_2' + \frac{t_2''}{2} \right). \quad (291)$$

Принимая, например,  $t_1 = 0,8$  сек.,  $t_2' = 0,2$  сек. и  $t_2'' = 0,4$  сек., получим  $S_{\tau 0} = 0,33 v_{a1}$ .

Величины, выражающие дополнительный путь  $S_{\tau 0}$  при различных начальных скоростях торможения, отложены штриховой кривой на фиг. 145.

Действительный тормозной путь автомобиля зависит от ряда трудно учитываемых с полной точностью факторов и вследствие этого может отличаться от расчетного.

Для легковых автомобилей действительный тормозной путь при торможении до полной остановки колеблется в среднем в следующих пределах:

Начальная скорость в км/час . . . . .	30	50	70
Действительный тормозной путь в м . . . . .	4—5	11—16	30—33

Для грузовых автомобилей действительный тормозной путь обычно больше, чем для легковых.

#### § 4. ТОРМОЖЕНИЕ С НЕОТЪЕДИНЕННЫМ ДВИГАТЕЛЕМ

Как указывалось выше, если в процессе торможения автомобиля двигатель не будет отъединен от ведущих колес, то сопротивления, возникающие в двигателе при принудительном проворачивании коленчатого вала, вызывают дополнительное тормозящее действие даже в том случае, когда двигатель будет продолжать работать на холостом ходу.

Когда число оборотов коленчатого вала, соединенного с ведущими колесами автомобиля, в процессе торможения снижается, инерция маховика и связанных с ним деталей противодействует тормозящему действию двигателя; в определенных условиях указанное инерционное действие маховика может превышать тормозящее действие двигателя и показатели процесса торможения автомобиля будут снижены.

Запишем дифференциальное уравнение движения автомобиля для случая торможения в следующем виде:

$$-\frac{dv}{dt} = j_{\tau} = \frac{g}{\delta_{\tau}} \cdot \frac{P_{\tau} + P_r + \sum W}{G_a}, \quad (292)$$

где в дополнение к ранее принятым обозначениям:

$P_r$  — сила сопротивления вращению вала двигателя, отнесенная к шинам ведущих колес;

$\delta_{\tau}$  — коэффициент учета вращающихся масс автомобиля при торможении.

Если торможение производится без выключения сцепления, то  $\delta_{\tau} = \delta$ , т. е. влияние вращающихся масс автомобиля должно учитываться так же, как и в процессе разгона автомобиля.

При торможении с выключенным сцеплением  $\delta_{\tau} = \delta'$ .

На основании уравнений (37) и (39)

$$\delta' = 1 + \xi = \frac{G_a}{g} + \sum \frac{J_{\kappa}}{r^2}. \quad (293)$$

Таким образом, при торможении с отъединенным двигателем

$$j'_{\tau} = \frac{g}{\delta'} \cdot \frac{P_{\tau} + \sum W}{G_a}, \quad (294)$$

при торможении с неотъединенным двигателем

$$j_{\tau} = \frac{g}{\delta} \cdot \frac{P_{\tau} + P_r + \sum W}{G_a} \quad (295)$$

Торможение с неотъединенным двигателем будет более интенсивным, чем с отъединенным, если

$$j_{\tau} > j'_{\tau} \quad (296)$$

или после соответствующих подстановок

$$P_r > \left( \frac{\delta}{\delta'} - 1 \right) (P_{\tau} + \sum W). \quad (297)$$

Если это условие не соблюдено, более интенсивным будет торможение с невыключенным сцеплением.

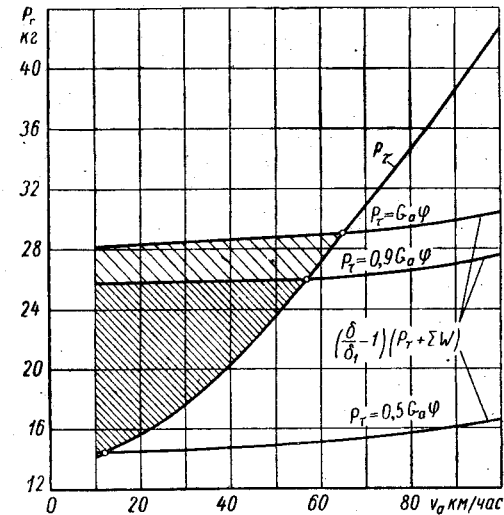
Анализ неравенства (297) показывает, что целесообразность применения того или другого метода торможения зависит от величины приведенных сопротивлений двигателя, соотношения коэффициентов  $\frac{\delta}{\delta'}$ , сил сопротивления движения и тормозной силы, зависящей, в свою очередь, от интенсивности воздействия водителя на тормозную систему.

На фиг. 148 рассматриваемое неравенство дано в виде примерного графика для малолитражного легкового автомобиля.

Кривая  $P_r$  построена путем пересчета экспериментальных данных по мощности трения двигателя легкового малолитражного автомобиля.

Коэффициенты учета вращающихся масс автомобиля принимались соответственно: с неотъединенным двигателем  $\delta = 1,08$ , с отъединенным двигателем  $\delta' = 1,04$ .

Полный вес заправленного автомобиля принимался равным 1200 кг; коэффициент сцепления  $\varphi = 0,6$ ; фактор обтекаемости  $\kappa F = 0,0525$ .



Фиг. 148.

Три кривые, соответствующие правой части рассматриваемого неравенства, построены для различной интенсивности торможения, характеризуемой в данном случае величиной тормозной силы, выражаемой в долях силы сцепления тормозных колес (в рассматриваемом случае все колеса тормозные) с дорогой.

На фиг. 148 штриховкой выделена зона, в которой при заданных условиях тормозить, не отъединяя двигателя, нецелесообразно.

Применительно к принятым при построении графика исходным величинам, когда тормозная сила равна максимальной возможной на горизонтальной дороге, т. е.  $P_{\tau} = G_a \varphi$ , тормозить с невыключенным сцеплением целесообразно до скорости 65 км/час.

При  $P_{\tau} = 0,9 G_a \varphi$  тормозить с невыключенным сцеплением целесообразно до скорости 57 км/час.

При меньших величинах тормозной силы, например  $P_{\tau} = 0,5 \varphi$ , тормозить с неотъединенным от колес двигателем целесообразно на всем диапазоне скоростей.

Особенно целесообразно применять торможение двигателем в тех случаях, когда целью торможения является не интенсивное снижение скорости движения, а принудительное поддержание ее в заданных пределах, например, при спуске с горы.

Следует иметь в виду, что устойчивость автомобиля при торможении с неотъединенным двигателем значительно выше, чем при торможении с отъединенным двигателем. Это объясняется главным образом тем, что вероятность блокировки тормозных колес в первом случае меньше, чем во втором. Движение же с заблокированными колесами значительно менее устойчиво в боковом направлении, чем с колесами, продолжающими качение. Кроме того, тормозная сила, обусловленная сопротивлением двигателя, всегда, даже при различном сцеплении левого и правого тормозных колес с дорогой, распределяется между ними поровну (вследствие наличия дифференциала); это снижает общую возможную неравномерность распределения тормозной силы между колесами.

## ГЛАВА VI

### ЭКОНОМИЧЕСКИЕ КАЧЕСТВА АВТОМОБИЛЯ

#### § 1. ОБЩИЕ СООТНОШЕНИЯ И ИЗМЕРИТЕЛИ

Экономические качества автомобиля характеризуются расходом топлива при движении автомобиля в заданных условиях.

Вопросы, связанные с экономичностью автотранспорта в целом, а именно: стоимость содержания персонала, помещений, вспомогательных эксплуатационных материалов, расходы на ремонт и т. п. в курсе «Теория автомобиля» не рассматриваются; эти вопросы изучаются при прохождении курса «Эксплуатация автотранспорта».

Установлению методов оценки экономичности автомобиля по расходу топлива и методов выявления влияния на экономичность как внешних условий движения (скорость, качество дороги), так и основных параметров самого автомобиля (вес, обтекаемость, передаточные числа трансмиссии) должен предшествовать выбор измерителя экономичности автомобиля; для оценки экономичности двигателя принят удельный расход топлива, т. е. расход топлива в граммах на одну лошадиную силу в час. Удельный расход топлива представляет собой отношение часового расхода топлива  $\bar{Q}$  кг/час при определенном режиме работы двигателя к развиваемой при том же режиме мощности двигателя  $N_e$  л. с., т. е.

$$g_e = 1000 \frac{\bar{Q}}{N_e} \text{ г/л. с. ч.} \quad (298)$$

Указанный измеритель не может служить для оценки экономичности автомобиля в целом, так как характеризует экономичность двигателя вне связи с условиями использования двигателя на конкретном автомобиле. Для указанной цели в качестве измерителя принят расход топлива в килограммах на 100 км пройденного пути ( $Q$  кг/100 км). Иногда измеритель выражается в граммах на километр пройденного пути —  $Q'$  г/км; очевидно, что  $Q' = 10 Q$ .

Расход топлива на 100 км можно подсчитать, если известны часовой расход топлива  $\bar{Q}$  кг/час и скорость движения автомобиля  $v_a$  км/час:

$$Q \text{ кг/100 км} = \bar{Q} \text{ кг/час} \frac{100}{v_a} \quad (299)$$

Выражая часовой расход топлива  $\bar{Q}$  кг/час через удельный расход  $g_e$  г/л. с. ч., получаем

$$Q \text{ кг}/100 \text{ км} = \frac{g_e N_e}{10v_a} \quad (300)$$

Так как мощность двигателя в каждый данный момент равна сумме мощностей, затрачиваемых на преодоление всех сопротивлений при движении, то, учитывая к. п. д. трансмиссии, для случая равномерного движения автомобиля находим

$$Q \text{ кг}/100 \text{ км} = \frac{g_e (N_f + N_h + N_w)}{\eta_T 10v_a} \quad (301)$$

В настоящее время указанный измеритель выражается часто не в килограммах, а в литрах, что представляет известные удобства, так учет топлива на складах, базах и т. п. ведется обычно в литрах; емкость бензиновых баков автомобиля в спецификациях приводится также в литрах. При этом

$$Q \text{ л}/100 \text{ км} = \bar{Q} \text{ л}/\text{час} \frac{100}{v_a} \quad (302)$$

Если удельный вес топлива обозначить  $\gamma$ , то

$$Q \text{ л}/100 \text{ км} = \frac{1}{\gamma} Q \text{ кг}/100 \text{ км}.$$

Обозначив емкость бензинового бака  $U$  л, найдем, что запас хода при полностью заправленном баке равен  $\frac{100U}{Q}$  км.

Следует заметить, что для оценки экономичности автомобиля может применяться и другой измеритель оценивающий длину пути, проходимого автомобилем при определенном расходе топлива. В этом случае экономичность автомобиля оценивается числом километров пути, который проходит автомобиль, расходуя 1 л топлива. По аналогии с рассмотренным выше динамическим фактором автомобиля — измерителем для оценки динамических качеств, предлагаемый измеритель  $\mathcal{E}$  км/л можно назвать экономическим фактором автомобиля. Экономический фактор автомобиля и расход топлива в литрах на 100 км пути связаны следующим выражением:

$$\mathcal{E} \text{ км}/\text{л} = \frac{100}{Q \text{ л}/100 \text{ км}}$$

Так, для легкового автомобиля М-20 «Победа» эксплуатационный расход топлива на 100 км равен 13,5 л. Соответственно экономический фактор будет  $\mathcal{E} = 7,4$  км/л.

Применение экономического фактора упрощает и делает более наглядным учет расхода топлива, сопоставление отдельных автомобилей по их экономичности, подсчет запаса хода автомобиля и т. п.

Например, если в бак автомобиля М-20 «Победа» залито 10 л топлива, то водитель без промежуточных подсчетов находит запас хода, равный 74 км.

В США и Англии экономичность автомобиля оценивается числом миль, проходимых при расходе одного галлона топлива ( $Mpg$  миль/галлон). Связь

между этим измерителем и расходом топлива в литрах на 100 км пути может быть установлена следующим образом: 1 миля = 1,61 км, в США 1 галлон (U. S. gallon) = 3,785 л. Следовательно,

$$Q \text{ л}/100 \text{ км} = \frac{235}{Mpg(U. S.)}$$

В Англии 1 галлон (Imperial gallon) = 4,546 л. Следовательно,

$$Q \text{ л}/100 \text{ км} = \frac{282}{Mpg(Imp)}$$

Если, по американским данным, экономичность автомобиля оценивается пробегом, например, 23,5 миль/галлон, то, применяя существующий у нас измеритель, получим расход топлива 10 л/100 км.

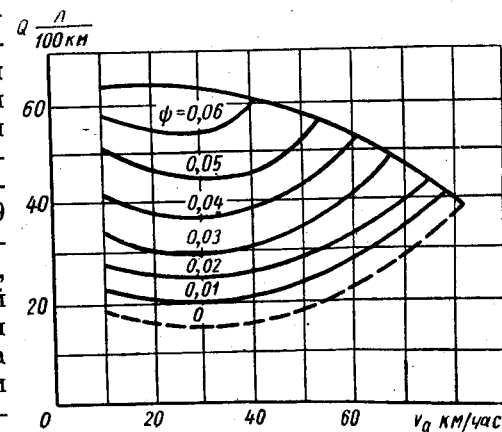
Соотношение между экономическим фактором и измерителями экономичности, принятыми в США и Англии, выразится следующим образом:

$$\mathcal{E} \text{ км}/\text{л} = 0,425 Mpg(U. S.) = 0,365 Mpg(Imp)$$

## § 2. ЭКОНОМИЧЕСКАЯ ХАРАКТЕРИСТИКА АВТОМОБИЛЯ И МЕТОДЫ ЕЕ ПОСТРОЕНИЯ

Для того чтобы получить полное представление об экономичности автомобиля, необходимо знать, как изменяется величина выбранного измерителя экономичности при различной постоянной

скорости движения и различных значениях сопротивления дороги. Указанная зависимость, представленная графически, называется экономической характеристикой автомобиля. На фиг. 149 показана экономическая характеристика автомобиля, имеющего карбюраторный двигатель. Каждая кривая дает зависимость расхода топлива от скорости при определенном заданном значении коэффициента сопротивления дороги. Нижняя штриховая кривая ( $\psi = 0$ ) представляет собой расход топлива при частном случае движения под уклон  $h = f$ . Эта кривая на экономической характеристике часто не приводится. Верхняя кривая, ограничивающая экономическую характеристику, представляет собой зависимость расхода топлива от скорости движения при полном открытии дроссельной заслонки (или при максимальном перемещении рейки топливного насоса).



Фиг. 149.

Кривые экономической характеристики могут отличаться от приведенных выше. В частности, при наличии экономайзера, что является типичным для подавляющего числа современных автомобилей характер кривых меняется в точке, соответствующей моменту включения экономайзера.

Экономическая характеристика, введенная в практику автомобильных исследований акад. Е. А. Чудаковым, дает возможность оценки экономических качеств автомобиля и их анализа.

Следует подчеркнуть, что эта оценка относится только к топливной экономичности автомобиля — фактору весьма важному, но не исчерпывающему всех вопросов экономики автомобильного транспорта. В подтверждение этому можно, например, указать, что стоимость топлива составляет примерно только 15% от общих затрат, определяющих себестоимость перевозок. Поэтому искусственное ограничение скорости движения величиной, обеспечивающей минимальный расход топлива по экономической характеристике, при заданном качестве дороги, в ряде случаев будет в целом нерентабельным. При увеличении скорости может существенно повыситься производительность автотранспорта без увеличения, — а в ряде случаев и при снижении — стоимости перевозок.

При решении вопроса об экономически целесообразных скоростях движения необходимо учитывать большое число разнообразных факторов, с учетом всех конкретных условий использования автомобиля.

Экономическую характеристику автомобиля можно построить путем соответствующей обработки результатов, полученных при ходовых испытаниях автомобиля, стендовых испытаниях двигателя или стендовых испытаниях автомобиля.

### 1. Построение экономической характеристики автомобиля по данным ходовых испытаний

Для построения экономической характеристики, по данным ходовых испытаний автомобиля, участки дороги нужно выбрать достаточной протяженности (0,8—1 км) с постоянным и известным коэффициентом суммарного сопротивления  $\psi$ . Скорость движения определяется по спидометру, который во избежание возможной неточности показаний необходимо предварительно протарировать.

Определяя при помощи того или иного прибора, время  $t$  сек. расхода  $\Delta$  см<sup>3</sup> топлива, получаем часовой расход топлива

$$\bar{Q} \text{ л/час} = \frac{3,6 \Delta}{t}$$

Зная скорость движения, соответствующую этому расходу, по формуле (302) находим расход топлива  $Q$  л/100 км. По результатам измерений расхода бензина при различных скоростях движения можно построить ветвь экономической характеристики, соответствующую коэффициенту  $\psi$  на данном участке дороги. Если такие же измерения произвести на других участках дороги, характеризующихся различными коэффициентами суммарного сопротивления, то можно получить все данные для построения полной экономической характеристики автомобиля.

Метод оценки экономических качеств автомобиля при его ходовых испытаниях является наиболее простым и дает достаточно точные результаты. Однако выбрать для испытания ряд участков с различными, но постоянными в пределах каждого участка сопротивлениями, весьма затруднительно.

При испытании грузовых автомобилей эти трудности могут быть в известной мере обойдены. Мощность, расходуемая на движение при данной скорости, а следовательно, и расход топлива в одинаковой мере зависят от коэффициента суммарного сопротивления дороги и полного веса автомобиля. Поэтому, найдя расход топлива на участке дороги с каким-либо определенным коэффициентом  $\psi$  при движении автомобиля с полной нагрузкой  $G_a$ , а затем повторив измерения с частично снятой нагрузкой и без нагрузки ( $G_a'$ ,  $G_a''$ ...  $G_a^0$ ), получим с достаточной для практических целей точностью те же результаты, что при испытании автомобиля с полной нагрузкой, но по участкам дороги, характеризующимся коэффициентами  $\psi'$ ,  $\psi''$ ...  $\psi^0$ , причем

$$\psi' = \psi \frac{G_a'}{G_a};$$

$$\psi'' = \psi \frac{G_a''}{G_a};$$

.....

$$\psi^0 = \psi \frac{G_a^0}{G_a}.$$

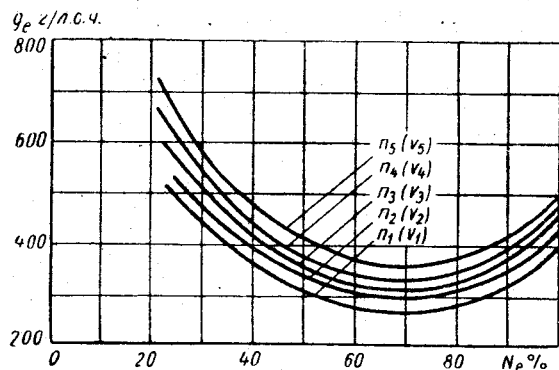
Изменяя полный вес автомобиля, следует изменять давление воздуха в шинах так, чтобы деформация шин во всех случаях была одинаковой.

### 2. Построение экономической характеристики автомобиля по данным стендовых испытаний двигателя

В процессе стендовых испытаний двигателя определяют мощность  $N_e$  и часовой расход топлива  $\bar{Q}$  кг/час или л/час в зависимости от числа оборотов при различных степенях открытия дроссельной заслонки карбюратора (или перемещения рейки топливного насоса); обычно эти данные представляются в виде так называемых нагрузочных характеристик, дающих при различных числах оборотов вала двигателя зависимость часового расхода топлива  $\bar{Q}$  или удельного расхода топлива  $g_e$  от нагрузки. Нагрузка двигателя выражается в виде процентного отношения мощности, развиваемой двигателем на данном режиме, к мощности, развиваемой двигателем при том же числе оборотов и полном открытии дроссельной заслонки. На фиг. 150 показан примерный харак-

тер протекания кривых удельного расхода топлива в зависимости от нагрузки.

Заметим, что фактический характер протекания указанных кривых может отличаться от приведенного. В частности, кривые, соответствующие различным числам оборотов, могут пересекаться, минимальные их значения могут быть сдвинуты и т. п. Кроме того, характер протекания кривых удельного расхода топлива в зависимости от нагрузки различен для карбюраторных двигателей и дизелей. Удельный расход для карбюраторных двигателей резко возрастает по мере уменьшения нагрузки; изменение нагрузки дизелей меньше сказывается на удельном расходе, особенно при малом



Фиг. 150.

числе оборотов. На фиг. 151 показаны нагрузочные характеристики, полученные при средних эксплуатационных оборотах коленчатого вала карбюраторного двигателя (кривая 1) и дизеля (кривая 2), имеющих одинаковую максимальную мощность. Приведенные кривые показывают не только меньший удельный расход топлива дизелем на всем диапазоне нагрузок, но и меньшее колебание удельного расхода для дизеля при изменении нагрузки по сравнению с изменением удельного расхода для карбюраторного двигателя.

Подсчитывая мощность, затрачиваемую двигателем на движение автомобиля при заданных значениях  $v_a$  и  $\psi$ , находим процентное отношение ее к максимальной мощности, развиваемой двигателем при числе оборотов, соответствующем выбранной скорости  $v_a$ . По кривым (фиг. 150) определяем удельный расход топлива; зная развиваемую при этом мощность и скорость движения, по формуле (300) находим расход топлива на 100 км пути.

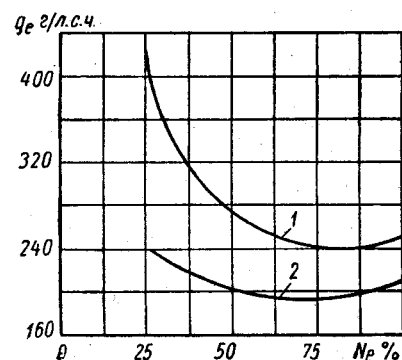
Мощность, развиваемая двигателем при равномерном движении,

$$N_e = \frac{N_\psi + N_w}{\eta_T}$$

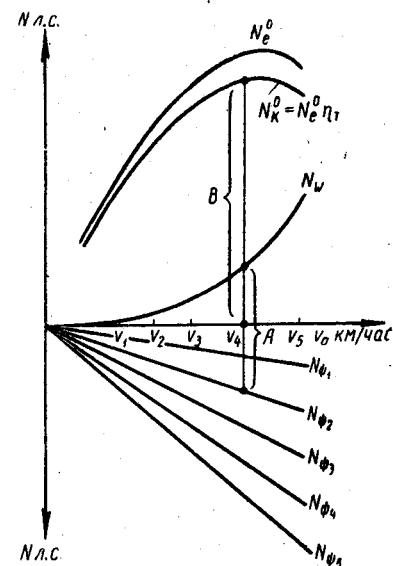
Обозначая мощность, развиваемую двигателем при том же числе оборотов, но при полностью открытой дроссельной заслонке  $N_e^0$ , находим нагрузку двигателя в процентах:

$$N_e \% = \frac{N_e}{N_e^0} 100\% = \frac{N_\psi + N_w}{\eta_T N_e^0} 100\%. \quad (303)$$

Выражение (303) показывает, что нагрузка двигателя может быть также определена как отношение суммарной мощности, расходуемой на движение, к мощности двигателя при полностью открытой дроссельной заслонке, отнесенной к ведущим колесам  $N_k^0 = \eta_T N_e^0$ . Это дает возможность простым графическим способом находить нагрузку двигателя при заданных условиях движения.



Фиг. 151.



Фиг. 152.

Изобразим мощностную диаграмму автомобиля так, как показано на фиг. 152, т. е. отложим мощность, необходимую для преодоления сопротивления воздуха, вверх от оси абсцисс, а мощность суммарного сопротивления дороги при различных значениях  $\psi$  — вниз. В этом случае суммарная мощность, необходимая для движения, например, при  $\psi_2$  и  $v_4$ , определится отрезком А, а мощность на ведущих колесах  $N_k^0$  при выбранной скорости — отрезком В. Следовательно, нагрузка двигателя в этих условиях

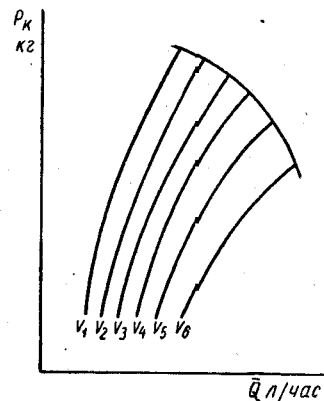
$$N_e \% = \frac{A}{B} 100\%.$$

Находя  $N_e$  % при различных значениях скорости (соответствующих тем значениям числа оборотов вала двигателя, для которых построена нагрузочная характеристика) и при различных последо-

вательно изменяющихся значениях  $\psi$ , получаем возможность пользоваться нагрузочной характеристикой, найти все данные, необходимые для построения экономической характеристики автомобиля.

### 3. Построение экономической характеристики по данным стендовых испытаний автомобиля

Испытывая автомобиль на стенде (например, на стенде с беговыми барабанами), можно определить часовой расход топлива при разных значениях скорости движения и тяговой силы на ведущих колесах, соответствующих той или другой степени открытия дроссельной заслонки. Сопоставляя полученные результаты с тяговой диаграммой автомобиля, построенной для разных значений  $\psi$ , получаем необходимые данные, позволяющие построить экономическую характеристику автомобиля.



Фиг. 153.

Рассмотрим второй из указанных методов стендовых испытаний, а также способ обработки их результатов. Процесс испытания разбивают на ряд опытов; в пределах каждого опыта при изменении положения дроссельной заслонки от минимальной степени открытия до максимальной экспериментатор принудительно поддерживает скорость автомобиля постоянной. Измеряя при каждом положении дроссельной заслонки тяговую силу на колесах и соответствующий ей часовой расход топлива, можем построить кривую  $P_k = P(\bar{Q} \text{ л/час})$  при выбранных постоянных значениях скорости.

Примерное протекание кривых  $P_k = P(\bar{Q} \text{ л/час})$  показано на фиг. 153. Если соединить конечные точки отдельных кривых этого графика, то получим новую кривую, представляющую зависимость между  $P_k$  и  $\bar{Q} \text{ л/час}$  при полностью открытой дроссельной заслонке. Строя кривые суммарного сопротивления движению данного автомобиля в зависимости от скорости при различных значениях коэффициента  $\psi$ , находим тяговую силу, необходимую для движения с выбранными ранее скоростями и при различных

Методика испытаний может быть различной; в соответствии с этим различны и способы обработки результатов. Для получения экономической характеристики чаще других применяют следующие два метода стендовых испытаний автомобиля:

- 1) при постоянном положении дроссельной заслонки и переменной скорости движения;
- 2) при постоянной скорости движения и различных положениях дроссельной заслонки.

значениях  $\psi$ . Сопоставляя полученные значения тяговой силы с кривыми на фиг. 153, находим соответствующие величины часового расхода топлива и, следовательно, получаем все данные, необходимые для построения экономической характеристики автомобиля.

В данном случае удобно использовать циклограмму, подобную показанной на фиг. 154. В нижнем левом квадранте построены

кривые найденной опытным путем зависимости  $P_k = P(\bar{Q} \text{ л/час})$ , в нижнем правом квадранте — кривые суммарного сопротивления движению дороги  $\psi$ . Лучи в левом верхнем квадранте используются для нахождения графическим путем расхода топлива на 100 км пути по часовому расходу топлива. Каждый луч соответствует одной из выбранных скоростей; наклон луча определяется соотношением  $\text{tg } \alpha = \frac{100}{v_a}$ .

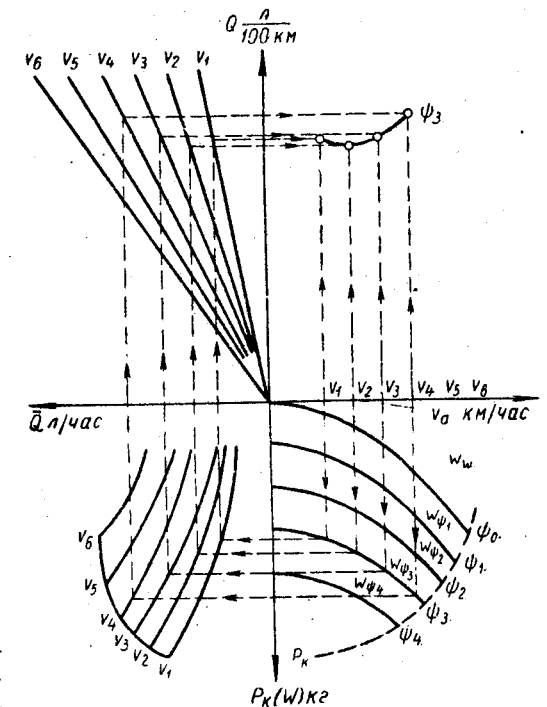
Если масштаб  $\bar{Q} \text{ л/100 км}$  не равен масштабу  $\bar{Q} \text{ л/час}$ , то соответственно должен быть изменен и наклон переходных прямых.

Правый верхний квадрант служит для построения искомой экономической характеристики.

На фиг. 154 показан пример построения ветви экономической характеристики, соответствующей значению  $\psi_a$ .

Штриховая кривая в правом нижнем квадранте представляет собой зависимость тяговой силы на ведущих колесах при полностью открытой дроссельной заслонке от скорости движения и ограничивает область тех сопротивлений, которые могут быть преодолены данным автомобилем. Эту кривую строят путем проектирования конечных точек исходных кривых  $P_k = P(\bar{Q} \text{ л/час})$  на вертикальные прямые, проведенные через соответствующие точки оси  $v_a$ .

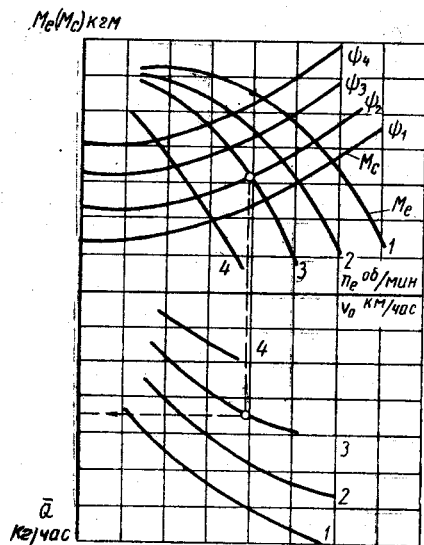
Циклограмма рассмотренного типа может служить не только для построения экономической характеристики, но, как будет пока-



Фиг. 154.

зано ниже, и для анализа влияния параметров автомобиля на экономические качества.

Для построения экономической характеристики автомобиля можно использовать не нагрузочную характеристику двигателя, а непосредственно кривые мощности или моменты двигателя и часовой расхода топлива в зависимости от числа оборотов при полностью открытой дроссельной заслонке (кривая 1) и при различных степенях ее открытия (кривые 2, 3, 4). На фиг. 155 кривые  $M = M(n)$  и  $\bar{Q} = Q(n)$  совмещены на одном графике. У оси абсцисс рядом с



Фиг. 155.

По этим числам оборотов находим  $\bar{Q}$  кг/час для выбранного режима, после чего подсчитываем  $Q$  кг/100 км и, следовательно, получаем все данные для построения экономической характеристики автомобиля. На фиг. 155 штриховой линией показан порядок нахождения  $\bar{Q}$  кг/час на режиме, соответствующем кривой 3 при значении  $\psi_2$ .

Если на автомобиле установлен гидротрансформатор, то при построении экономической характеристики следует учитывать также изменение режимов гидротрансформатора. Допустим, что на автомобиле установлен прозрачный гидротрансформатор. Построим, как это показано на фиг. 156 (сравнить с фиг. 63), нагрузочную характеристику такого гидротрансформатора, при полностью открытой дроссельной заслонке (кривая 1) и различных степенях ее открытия (кривые 2, 3, 4). Пользуясь безразмерной характеристикой гидротрансформатора, строим зависимости  $M_{em}$  от числа оборотов турбины  $n_m$  (фиг. 157) при различных положениях дроссельной за-

шкалой числа оборотов коленчатого вала  $n_e$  дана шкала скорости движения автомобиля  $v_a$ . На том же графике приведены кривые зависимости момента сопротивления движению  $M_c$ , отнесенного к валу двигателя.

Момент сопротивления по считается по формуле

$$M_c = \frac{\sum W r}{\eta_T i_{\kappa i_0}}$$

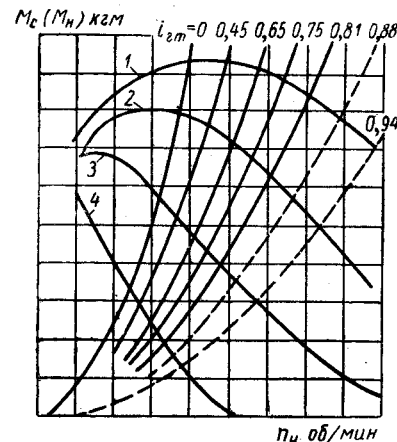
где  $\sum W$  — суммарная сила сопротивления движению, отнесенная к ведущим колесам и зависящая от параметров автомобиля, качества дороги и скорости движения.

Точки пересечения кривых  $M_{em}$  и  $M_c$  определяют число оборотов вала двигателя (и скорость движения) при заданных режимах.

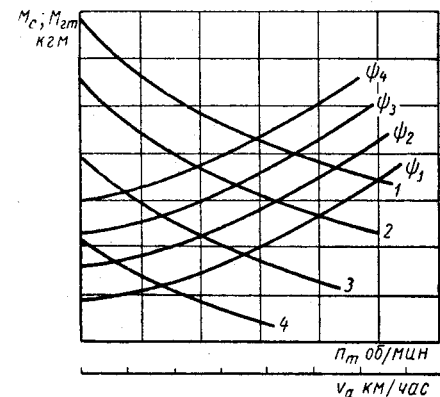
слонки (кривые 1—4). У оси абсцисс под шкалой  $n_m$  дана шкала скорости автомобиля  $v_a$ .

Наносим на тот же график кривые  $M_c = M(v_a, \psi)$ .

Точки пересечения кривых  $M_{em}$  и  $M_c$  определяют скорости движения автомобиля и числа оборотов вала двигателя для данных режимов. Находя по графику  $\bar{Q} = Q(n)$  часовой расход топлива при



Фиг. 156.



Фиг. 157.

данном числе оборотов вала двигателя и при заданном положении дроссельной заслонки, получаем все значения, необходимые для построения зависимости  $Q$  кг/100 км =  $Q(v_a, \psi)$ .

### § 3. ВЛИЯНИЕ ПАРАМЕТРОВ АВТОМОБИЛЯ НА ЕГО ЭКОНОМИЧНОСТЬ

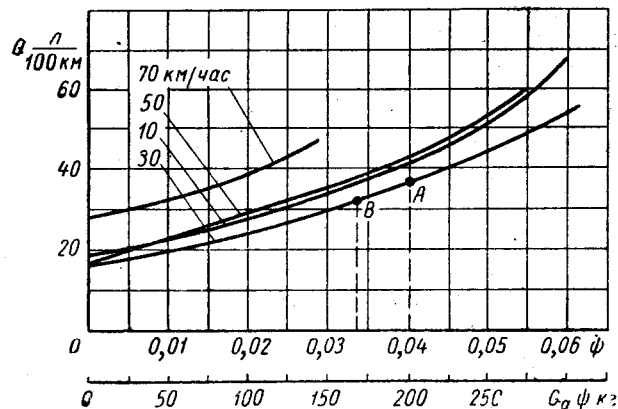
Рассмотрим, как влияет на экономичность автомобиля изменение его веса. Для этого следует перестроить экономическую характеристику автомобиля так, чтобы расход топлива  $Q$  л/100 км был выражен в зависимости от коэффициента суммарного сопротивления дороги при различных скоростях (фиг. 158). Допустим, что исходная экономическая характеристика была построена для автомобиля, полный вес которого  $G_a = 5000$  кг.

На фиг. 158 можно провести вторую ось абсцисс, отложив на ней для заданного веса величины  $G_a \psi$ , в результате чего можно найти расход топлива для любого измененного полного веса автомобиля. Так, например, при  $v_a = 30$  км/час и  $\psi = 0,04$  ( $G_a \psi = 200$  кг) расход топлива определяется точкой А; если автомобиль частично



разгрузить, например до величины  $G'_a = 4250$  кг ( $G'_a \psi = 170$  кг), то при движении с той же скоростью и в тех же дорожных условиях расход топлива определится точкой  $B$ . Этот прием дает возможность оценивать изменение экономичности автомобиля при изменении его веса в достаточно широких пределах.

Чтобы построить всю экономическую характеристику при измененном (по сравнению с исходным) весе автомобиля, можно использовать циклограмму, подобную показанной на фиг. 159. В правом нижнем квадранте циклограммы следует отложить значения  $W'$  при измененном весе, как это показано штриховыми линиями, и за-



Фиг. 158.

тем способом, изложенным выше, строить измененную экономическую характеристику автомобиля.

Увеличение полного веса автомобиля приводит к повышенному расходу топлива на единицу пройденного пути; это увеличение расхода топлива, однако, не пропорционально увеличению веса. На фиг. 160 приведены экспериментальные данные по расходу топлива ( $Q$  л/100 км и  $q$  л/ткм) автомобилем ГАЗ-51 в зависимости от скорости при различной полезной нагрузке и при движении по дороге с постоянным сопротивлением (шоссе с асфальтовым покрытием).

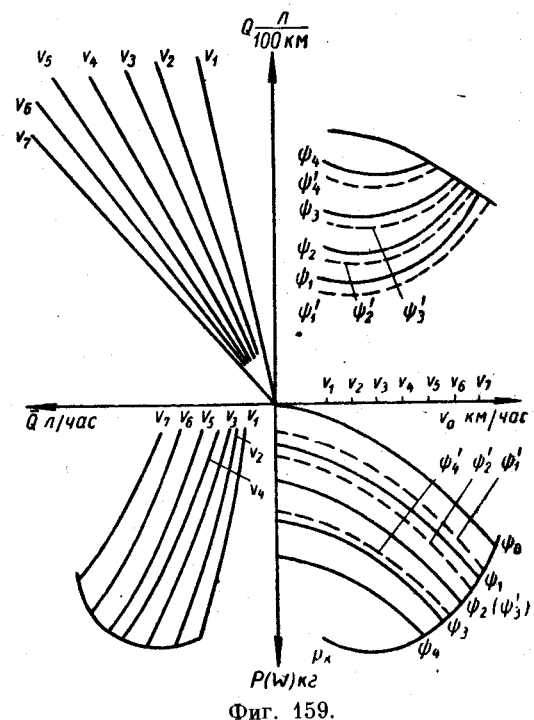
Приведенные данные показывают существенное уменьшение расхода топлива на тоннокилометр перевезенного груза при увеличении полезной нагрузки автомобиля.

Аналогично этому можно отметить, что расход топлива на тоннокилометр, как правило, тем меньше, чем больше грузоподъемность автомобиля.

На фиг. 161 показана зависимость расхода топлива в литрах на тоннокилометр от грузоподъемности в тоннах (по средним эксплуатационным нормам).

Влияние наличия прицепа на экономичность автомобиля можно приближенно оценить, пользуясь приведенным выше методом; при этом вес автопоезда следует рассматривать как новый, измененный вес автомобиля. Получающимся в данном случае увеличением сопротивления воздуха можно пренебречь, так как скорость движения автомобиля с прицепом обычно невелика.

Применение прицепов дает, как правило, при некотором увеличении общего расхода топлива снижение расхода топлива на тонну



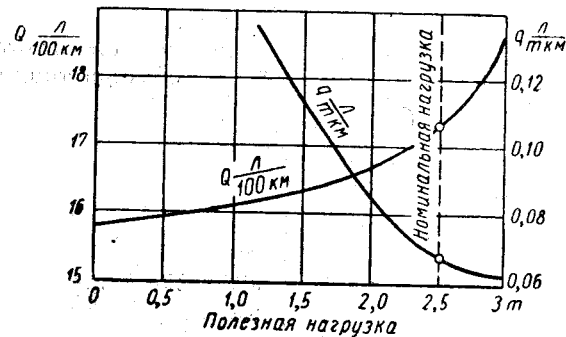
Фиг. 159.

перевезенного груза, если только дополнительная нагрузка не настолько велика, что вызывает необходимость часто включать промежуточные передачи.

Опыт передовых водителей, работающих на автомобилях с прицепами, показал исключительно большое значение подобного вида перевозок не только для общего повышения эффективности автомобильного парка, но и для экономии топлива, достигающей 15—20% и выше на 1 ткм перевезенного груза.

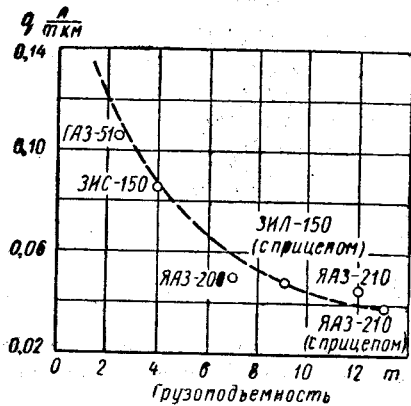
По экспериментальным данным при работе груженого автомобиля ГАЗ-51 с прицепом (полный вес прицепа 3880 кг) на асфальтовом шоссе расход равен 0,065—0,073 кг/ткм; минимальный расход топлива для одиночного автомобиля составляет 0,086 кг/ткм,

т. е. расход снижается на 15—20%. По тем же данным для автомобиля ЗИЛ-150 (фиг. 162) при движении по шоссе на прямой передаче с прицепом, полный вес которого 4550 кг, расход топлива на 1 ткм снижается в среднем примерно на 30%.



Фиг. 160.

Чтобы проанализировать влияние изменения фактора обтекаемости на экономичность автомобиля, в правом нижнем квадранте (фиг. 154) следует построить кривую  $W'_{w}$  для новой исследуемой величины  $kF$  и графически суммируя ее ординаты с ординатами кривых  $W_v$ , вести дальнейшее построение способом, указанным выше.

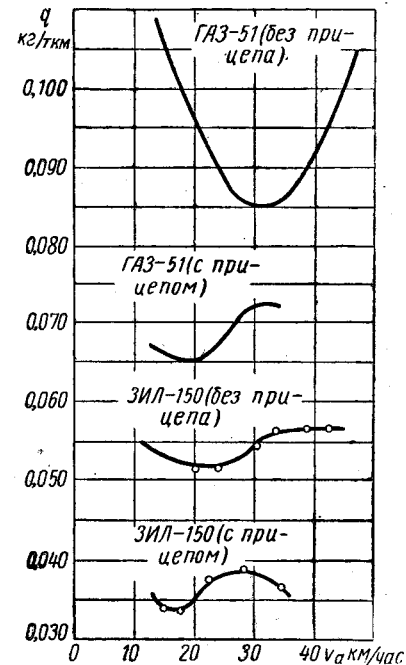


Фиг. 161.

Для автомобилей, развивающих невысокие скорости движения, в частности для грузовых, практически возможное изменение фактора обтекаемости не вызывает существенного изменения экономических показателей. Для легковых автомобилей, имеющих более высокую скорость движения при улучшении обтекаемости заметно увеличивается экономия топлива.

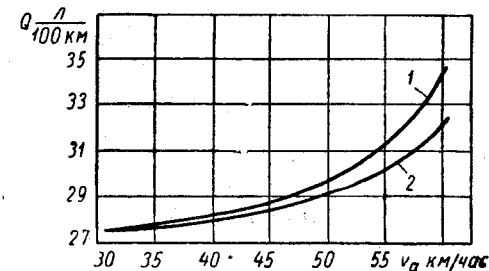
Выше, в § 3 главы III, приводились данные относительно снижения сопротивления воздуха движению грузового автомобиля при затягивании кузова брезентом на уровне бортов. Дорожные испытания показали, что подобное мероприятие обеспечивает некоторое снижение расхода топлива. На фиг. 163 показана зависимость расхода топлива от скорости для стандартного автомобиля (кривая 1) и автомобиля с кузовом, затянутым брезентом (кривая 2). При скорости 60 км/час экономия бензина во втором случае достигает 6%.

Несколько сложнее оценить влияние изменения передаточного числа трансмиссии (например, передаточного числа главной передачи) на экономичность автомобиля. В этом случае так же можно воспользоваться циклограммой (фиг. 164).



Фиг. 162.

Кривые суммарного сопротивления движению (правый нижний квадрант) останутся неизменными; в то же время кривые в левом нижнем квадранте должны претерпеть изменения. Допустим, что кривые зависимости  $P_k = P(Q \text{ л/час})$  были получены в процессе испытания автомобиля при каком-то определенном передаточном числе главной передачи  $i_0$ , а искомой яв-



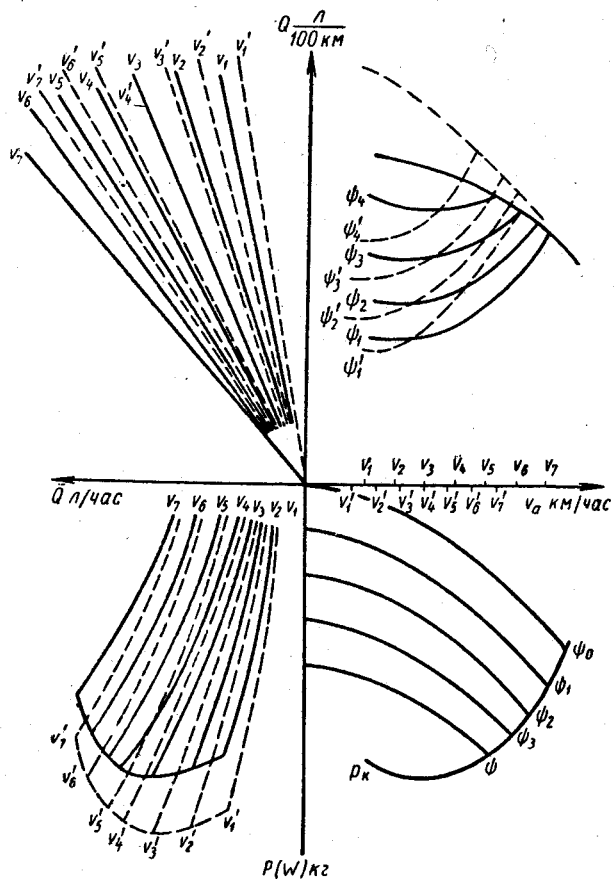
Фиг. 163.

ляется та же зависимость при измененном передаточном числе  $i'_0$ . При заданном режиме работы двигателя и определяемом этим режимом часовом расходе топлива тяговая сила изменится соответственно изменению передаточного числа (фиг. 164). Другими словами, ординаты кривых  $P_k$  изменятся в отношении  $\frac{i'_0}{i_0}$ . Одновременно скорости движения автомобиля, которым отвечают эти кривые, должны быть изменены в отношении  $\frac{i_0}{i'_0}$ ; соответственным образом нужно перестроить и переходные прямые в левом верхнем квадранте.

Аналогичный способ можно применить и для построения экономических характеристик на промежуточных передачах коробки передач и демультипликатора.

Движение автомобиля будет наиболее экономичным в том случае, когда передаточное число трансмиссии является минимальным, при котором возможно движение с заданной скоростью по данной дороге. Этим, в частности, объясняется, снижение расхода топлива при использовании ускоряющей передачи в коробке передач.

Следует отметить, что на экономичность автомобиля существенно влияют также параметры двигателя и условия его работы. Несоблюдение надлежащего теплового режима двигателя, например снижение температуры охлаждающей воды, вызывает существенный перерасход топлива. Это объясняется как ухудшением условий смесеобразования, так и увеличением отдачи тепла в систему охлаждения.



Фиг. 164.

При повышении степени сжатия двигателя в пределах, допускаемых антидетонационными свойствами применяемого топлива, экономичность автомобиля повышается. В то же время при повышении степени сжатия значительно возрастают механическая и тепловая напряженность двигателя, требования к качеству автомобильного топлива, а следовательно, его стоимость. Эти обстоятельства определяют на данном уровне развития автомобильной техники целесооб-

разный предел повышения степени сжатия. Намечающиеся направления дальнейшей работы в этой области весьма разнообразны.

Возможность возникновения детонации в двигателе уменьшается по мере снижения нагрузки двигателя. В обычных условиях эксплуатации автомобиль работает на полной нагрузке в течение не более 10—15% всего времени движения. В связи с этим возможно применять для автомобильного двигателя, имеющего высокую степень сжатия, два сорта топлива: при малых и средних нагрузках — стандартный (дешевый) бензин из одного бака, а при полных нагрузках — высокооктановый (дорогой) бензин из другого бака. Переключение питания с одного бака на другой должно происходить при этом автоматически.

Значительный теоретический и практический интерес представляют работы по созданию двигателей с автоматически меняющейся в зависимости от условий работы степенью сжатия. При малых нагрузках двигателя, когда возможность детонации мала, устанавливается высокая степень сжатия, постепенно понижающаяся по мере повышения нагрузки.

Получаемая экономия топлива при применении такого двигателя, работающего на нормальном автомобильном бензине, по опытным данным на средних скоростях движения достигает 20%.

Существенное влияние на экономичность автомобиля оказывает его общее состояние, зависящее от технического обслуживания (бесперебойная работа системы зажигания, правильная регулировка тормозов и подшипников, соблюдение надлежащего давления воздуха в шинах и т. д.). Так, например, при снижении по сравнению с установленной нормой давления воздуха в шинах сопротивление движению на дорогах с твердыми покрытиями увеличивается, и расход топлива возрастает.

В случае движения автомобиля на мягких грунтах при снижении давления воздуха в шине сопротивление движению в ряде случаев уменьшается, что тем самым вызывает уменьшение расхода топлива.

Снижение расхода топлива может быть достигнуто также умелым вождением автомобиля (правильным использованием промежуточных передач, движением со скоростями, соответствующими профилю и типу дороги, ограниченным применением тормозов и т. п.).

В настоящее время многие водители в целях экономии топлива пользуются способом вождения автомобилей, известным под названием разгон — накат. При этом способе автомобиль разгоняется до скорости, превышающей среднюю скорость движения на 20—25% (для легковых автомобилей — больше), после этого отпускают педаль подачи топлива, выключают передачу, и движение происходит по инерции (накатом) до тех пор, пока скорость не снизится до величины, на 20—25% меньшей средней скорости движения. Затем снова начинается разгон, и весь процесс повторяется. Сущность указанного способа заключается в том, что экономичность автомобильного двигателя больше при полной его нагрузке, чем при

частичной. Аккумулируя кинетическую энергию при разгоне на экономичном режиме двигателя и затем расходуя ее при движении по инерции с неработающим двигателем или двигателем, работающим вхолостую, в некоторых случаях удается получить экономию топлива до 15—20%.

Следует, однако, заметить, что движение по способу разгон — накат не всегда дает положительные результаты. В случае загородного движения на свободных участках дороги, когда скорость велика, двигатель работает при значительной степени нагрузки, т. е. на достаточно экономичных режимах, и применять разгон — накат нет необходимости. В городских же условиях, при загруженных проездах и частом расположении светофоров, не удается систематически осуществлять интенсивный разгон в целях накопления кинетической энергии для последующего длительного наката. Кроме того, работа двигателя в процессе разгона автомобиля на неустановившемся режиме обычно связана с некоторым перерасходом топлива; дополнительный расход топлива в процессе разгона вызывают также экономайзер и насос-ускоритель, имеющиеся в современных карбюраторах. Наконец, как показали соответствующие исследования, движение способом разгон — накат практически вызывает заметное снижение средней скорости движения, доходящее до 20—25% по отношению к средней скорости при обычном способе движения.

Поэтому вопрос о целесообразности вождения автомобиля каждой отдельной модели способом разгон — накат может быть решен только после испытания автомобиля, которое проводят, точно измеряя расход топлива при различных средних скоростях движения и при различных интервалах скоростей разгона и наката. Известные перспективы в развитии этого способа может дать внесение изменений в существующие автомобильные карбюраторы.

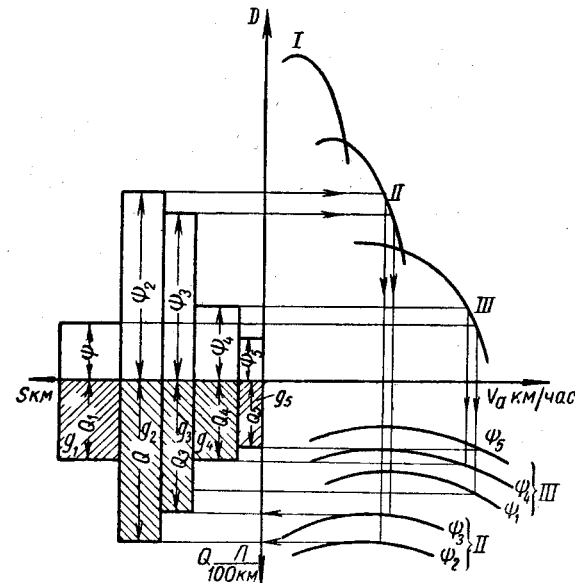
При оценке рассматриваемого метода вождения решающим является то, что работа на неустановившихся режимах, характеризующих движение способом разгон — накат, сопровождается повышенным износом агрегатов автомобиля. Так, по экспериментальным данным при переменном режиме движения автомобиля интенсивность износа двигателя повышается в 1,7—1,8 раза по сравнению с износом при установившемся движении.

В то же время следует отметить, что движение с использованием разгона — наката с определенных условиях, например на дорогах с чередующимися подъемами и спусками, может дать положительные результаты.

#### § 4. ОПРЕДЕЛЕНИЕ РАСХОДА ТОПЛИВА НА ЗАДАННОМ ПЕРЕГОНЕ

В § 7 гл. II был рассмотрен метод определения времени движения автомобиля на заданном перегоне. Пользуясь этим методом, можно определить расход топлива при движении автомобиля на перегоне с известным для каждого из отдельных участков перегонов коэффициентом суммарного сопротивления движению.

Сопоставляя характеристику дороги с динамической характеристикой автомобиля, определяем те передачи, на которых возможно движение по отдельным участкам, и находим соответствующие скорости движения (фиг. 165). Если под осью абсцисс динамической характеристики отложить экономическую характеристику, построенную для тех сопротивлений, которые встречаются на рассматриваемом перегоне, и для тех передач, которые должны быть использо-



Фиг. 165.

ваны, то можно найти соответствующие расходы топлива  $Q$  л/100 км. Расход топлива на каждом участке длиной  $S$

$$g = \frac{QS}{100} \text{ л.}$$

Рассматривая прямоугольники, основаниями которых служат длины участков, а высотами — расходы топлива  $Q$  л/100 км, можно заключить, что площади их будут представлять в соответствующих масштабах расход топлива на каждом участке. Общий расход топлива на перегоне равен сумме расходов топлива на отдельных участках.

Указанный метод дает только отправные теоретические данные; при эксплуатационных расчетах необходимо вносить поправки на действительные условия движения: ограничение скорости, объезды, вынужденные остановки, движение накатом и т. п.

Существенное влияние на экономичность автомобиля оказывает движение на переменных режимах, что особенно характерно для

городского и, в частности, автобусного транспорта. Переменные режимы движения создают неблагоприятные условия для работы двигателя, в связи с чем экономичность автомобиля ухудшается.

При повседневной эксплуатации автотранспорта учет всех меняющихся обстоятельств движения практически весьма затруднителен, вследствие чего установлены единые средние нормы расхода топлива, обязательные для всех ведомств и организаций, эксплуатирующих автотранспорт. Нормы установлены для средних условий эксплуатации с учетом маневрирования в пунктах погрузки и разгрузки.

Соответствующие постановления предусматривают возможность изменения норм расхода в особых климатических условиях, при специфических условиях эксплуатации и т. п.

При правильной эксплуатации и техническом обслуживании автомобиля можно существенно снизить расход топлива по сравнению с обязательными нормами.

## ГЛАВА VII

### ТЯГОВЫЙ РАСЧЕТ АВТОМОБИЛЯ

#### § 1. ИСХОДНЫЕ ВЕЛИЧИНЫ

Выше были рассмотрены методы оценки тяговых качеств автомобиля, для которого известны характеристика двигателя (или связанная с ней зависимость тяговой силы на ведущих колесах от скорости), передаточные числа трансмиссии, вес и габаритные размеры автомобиля; пользуясь этими методами, можно определить скорость движения автомобиля в различных условиях, преодолеваемые сопротивления и т. п.

При проектировании автомобиля конструктор должен решать обратную задачу: подобрать основные параметры автомобильного двигателя и трансмиссии таким образом, чтобы были удовлетворены требования к тяговым качествам, включенные в техническое задание на проектирование.

В задание обычно включаются максимальные подъемы, преодолеваемые автомобилем на прямой передаче ( $\alpha_{0\max}$  или  $h_{0\max}$ ) и на первой передаче ( $\alpha_{1\max}$  или  $h_{1\max}$ ), а также максимальная скорость движения  $v_{\max}$  на горизонтальном участке.

Так как  $\psi = f + h$ , то, зная подъемы, которые должен преодолеть автомобиль, можно найти отвечающие данным условиям движения значения коэффициентов суммарного сопротивления дороги (или соответствующие им значения динамического фактора автомобиля).

Указанные показатели условно относятся к дороге с хорошим покрытием, в связи с чем при подсчете максимальных преодолеваемых сопротивлений коэффициент качения может быть принят равным 0,02—0,025. При оценке сопротивления дороги для случая движения автомобиля с максимальной скоростью следует учесть возрастание на больших скоростях коэффициента качения  $f$ , который для современных быстроходных легковых автомобилей, имеющих шины с малым давлением воздуха, может достигать и при хорошем качестве дорожного покрытия до 0,03—0,04.

Таким образом, для решения поставленной задачи имеются следующие данные:

$\psi_{0\max}$  — максимальный коэффициент суммарного сопротивления дороги при движении на прямой передаче;  $\psi_{0\max} = h_{0\max} + f$  ( $f = 0,02 \div 0,035$ );

$v_{\max}$  — максимальная скорость движения на прямой передаче по дороге, характеризуемой коэффициентом суммарного сопротивления  $\psi_v = f$  ( $h = 0$ ;  $f = 0,025 \div 0,04$ );

$\psi_{1\max}$  — максимальный коэффициент суммарного сопротивления дороги при движении на первой передаче;  $\psi_{1\max} = h_{1\max} + f$ .

Кроме того, в техническом задании обычно указывается собственный вес автомобиля и его грузоподъемность или полный вес автомобиля. Основные габаритные величины — площадь лобового сопротивления  $F$ , положение центра тяжести ( $a, b, h_g$ ), а также коэффициент обтекаемости — выбирают на основании предварительного эскиза автомобиля или по аналогии с существующими автомобилями, близкими к проектируемому по классу и назначению. Таким образом, нагрузка, приходящаяся на каждую ось, известна. Зная ее, подбирают по имеющимся нормам тип и размер шин, а следовательно, и величину рабочего радиуса колеса.

§ 2. ПОДБОР ХАРАКТЕРИСТИКИ ДВИГАТЕЛЯ

Располагая указанными выше заданными величинами, можно приступить к первому этапу тягового расчета — к подбору параметров двигателя.

В общем виде зависимость мощности двигателя от дорожных сопротивлений при установившемся движении можно выразить следующим образом [ср. с формулой (100)]:

$$N_e = \frac{G_a (f \cos \alpha + \sin \alpha) v_a + \frac{\kappa F v_a^3}{3,6^2}}{270 \eta_T} \quad (304)$$

Для упрощения подсчетов можно пренебречь ошибкой, получающейся в результате замены величины  $f \cos \alpha + \sin \alpha$  величиной  $\psi$ ; тогда

$$N_e = \frac{G_a \psi v_a + \frac{\kappa F v_a^3}{3,6^2}}{270 \eta_T} \quad (305)$$

Если в это выражение подставить значение заданной максимальной скорости  $v_{\max}$  и соответствующее ей заданное значение  $\psi_v$ , то получим величину  $N_v$ , т. е. величину мощности, которую должен развивать двигатель, чтобы обеспечить получение указанной максимальной скорости. Отложим эту точку на графике, имеющем координатные оси  $N_e, v_a$  (точка  $A$  на фиг. 166). Будем затем подставлять в формулу (304) текущие значения скорости  $v_a$  при заданном коэффициенте  $\psi_{0 \max}$  и отложим полученные величины на том же графике (кривая  $N_\psi$ ). Для того чтобы найти зависимость полученных величин от числа оборотов вала двигателя, надо установить связь между

этим числом оборотов и скоростью движения автомобиля. Эта связь для прямой передачи будет иметь вид

$$n = \frac{60 i_0 v_a}{2\pi r 3,6} \approx 2,65 \frac{i_0}{r} v_a \quad (306)$$

Назовем отношение числа оборотов вала двигателя к соответствующей скорости автомобиля коэффициентом оборотности автомобильного двигателя и обозначим эту величину  $\eta_n$ :

$$\eta_n = \frac{n}{v_a} \quad (307)$$

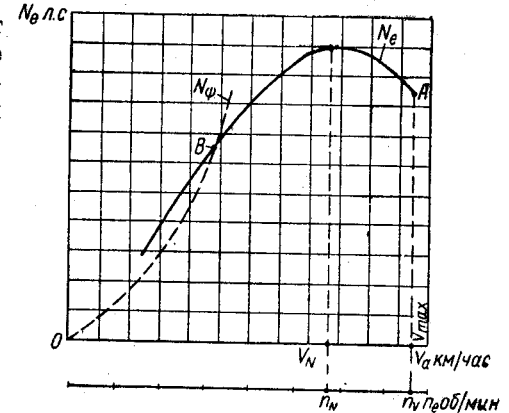
Величина указанного коэффициента  $\eta_n$  колеблется в пределах:

для легковых автомобилей	.....	30—40
для грузовых	» .....	40—50

Уравнение (307) показывает, что коэффициент оборотности равен числу оборотов вала двигателя при условной скорости движения автомобиля  $v_a = 1$  км/час.

Чем выше коэффициент оборотности, тем больше число оборотов вала двигателя при заданной скорости автомобиля.

Задаваясь значением  $\eta_n$ , устанавливаем зависимость между скоростью автомобиля и числом оборотов вала двигателя и переходим от масштаба скорости к масштабу числа оборотов (фиг. 166).



Фиг. 166.

Рассматривая указанный график, можем установить, что для осуществления заданных тяговых качеств

автомобиля необходимо, чтобы характеристика двигателя проходила через точку  $A$  и пересекала кривую  $N_\psi$  или хотя бы касалась ее.

Пользуясь методом проф. И. М. Ленина или одной из приведенных выше эмпирических формул, построим характеристику двигателя, которая проходила бы через точку  $A$ . При этом надо задать отношением числа оборотов  $n_v$  при максимальной скорости к числу оборотов  $n_N$  при максимуме характеристики. Для автомобилей, не имеющих ограничителя числа оборотов двигателя, отношение  $\frac{n_v}{n_N} = 1,1 \div 1,25$ ; большее число соответствует легковым быстроходным

автомобилям. Для автомобилей с ограничителем  $\frac{n_v}{n_N} = 0,8 \div 0,9$ .

Рассматривая автомобиль с карбюраторным двигателем, используя, например, формулу Лейдермана, находим по мощности  $N_v$  соответствующей максимальной скорости, максимальную мощность  $N_{\max}$ :

$$N_{\max} = \frac{N_v}{\left[ \frac{n_v}{n_N} + \left( \frac{n_v}{n_N} \right)^2 - \left( \frac{n_v}{n_N} \right)^3 \right]} \quad (308)$$

По полученному значению  $N_{\max}$  подсчитываем  $N_e$  для текущих значений  $n$ ; величина  $n_N$  должна быть при этом взята по заданному отношению  $\frac{n_v}{n_N}$ .

Отложим на фиг. 166 полученную указанным образом характеристику двигателя; она будет проходить через точку  $A$ . Точка пересечения  $B$  этой характеристики с кривой  $N_v$  определит скорость  $a$  следовательно, и число оборотов вала двигателя, при котором преодолевается заданное максимальное сопротивление. Заметим, что полученная скорость может не совпасть с критической, при которой имеется максимальное значение избыточной тяги на ведущих колесах, т. е. полученная характеристика будет обеспечивать преодоление заданного максимального сопротивления с некоторым запасом.

Может, однако, встретиться и такой случай, когда характеристика двигателя не пересечет кривую  $N_v$ . Это значит, что произвольно заданные величины максимальной скорости (для заданного сопротивления дороги) и максимальные сопротивления дорог между собой не увязаны и не могут быть объединены общей характеристикой двигателя. В этом случае необходимо пересмотреть задание (в частности, уменьшить величину  $\psi_{0 \max}$ ) или подобрать характеристику двигателя, которая удовлетворила бы требованию преодоления максимального сопротивления при некотором изменении (или искусственном ограничении) максимальной скорости. В известных пределах это может быть осуществлено путем изменения соотношения между числом оборотов вала двигателя и скоростью движения автомобиля, в частности, путем увеличения коэффициента оборотности  $\eta_n$ .

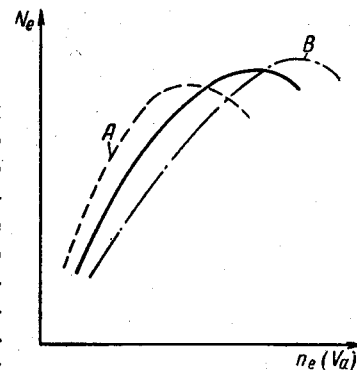
Зная требуемую характеристику двигателя, можно выбирать и числа построенных тот двигатель, характеристика которого наиболее близко подходит к требуемой. При этом иногда приходится делать выбор между двумя или несколькими двигателями; в таком случае необходимо проанализировать, учитывая тип и область применения проектируемого автомобиля, как повлияет на тяговые качества автомобиля расхождение между требуемой характеристикой и характеристиками имеющихся двигателей.

Допустим, что на фиг. 167 сплошной линией показана требуемая характеристика, а штриховой и штрихпунктирной линиями — характеристики двух существующих двигателей. Если проектируем, например, автомобиль большой грузоподъемности, для которого некоторое уменьшение максимальной скорости не имеет большого

значения, то можно выбрать двигатель с характеристикой  $A$ ; при меньшей мощности и больших числах оборотов эта характеристика будет более выпуклой, в связи с чем она обеспечит при некотором уменьшении максимальной скорости более высокие тяговые показатели на средних и малых скоростях движения. Если для проектируемого автомобиля основное значение имеет высокая скорость движения, то следует остановиться на характеристике  $B$ .

Выбрав двигатель, необходимо проверить, как повлияет на заданные тяговые качества автомобиля отклонение его характеристики от требуемой.

Если ни одна из характеристик существующих двигателей не удовлетворяет предъявляемым требованиям, то приходится проектировать новый двигатель. Следует подчеркнуть, что вывод о необходимости создания нового двигателя для проектируемого автомобиля может быть обусловлен не только желаемым протеканием его характеристики, но и другими требованиями: весом, габаритными размерами, конфигурацией, числом цилиндров и т. п., а также стремлением к получению более высоких показателей, отражающих непрерывный прогресс автомобильной техники.



Фиг. 167.

Имея взаимно связанные величины мощности и числа оборотов и задавшись максимальной величиной среднего эффективного давления двигателя, можно приблизительно определить литраж двигателя, необходимый для проектируемого автомобиля.

### § 3. ОПРЕДЕЛЕНИЕ ПЕРЕДАТОЧНОГО ЧИСЛА ГЛАВНОЙ ПЕРЕДАЧИ

Пользуясь выражением (307) коэффициента оборотности автомобильного двигателя, можно найти передаточное число главной передачи автомобиля:

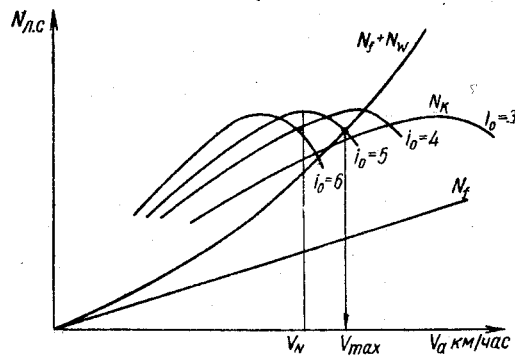
$$i_0 = \eta_n \frac{r}{2,65} \quad (309)$$

Необходимо отметить, что при пользовании этим уравнением приходится задаваться средними приближенными значениями  $\eta_n$ , подсчитанными для автомобилей, близких по типу и назначению к проектируемому.

Передаточное число главной передачи оказывает большое влияние на тяговые качества автомобиля. Для уточнения величины  $i_0$ , подсчитанной по уравнению (309), следует проанализировать мощностную диаграмму автомобиля при различных передаточных числах

главной передачи (фиг. 168). Нижние кривые этой диаграммы представляют зависимость мощности, потребной для преодоления сопротивления движению, от скорости (считая  $\psi = f$ ). Верхние кривые представляют собой зависимость мощности  $N_k$ , подводимой к ведущим колесам, от скорости движения автомобиля при различных передаточных числах главной передачи (например,  $i_0 = 3, 4, 5, 6$ ).

Рассматривая подобную мощностную диаграмму, можно сделать вывод, что при увеличении передаточного числа главной передачи максимальный запас мощности автомобиля возрастает. Однако это не может служить единственным критерием для окончательных выводов. При изменении передаточного числа главной передачи перемещается точка пересечения кривой ( $N_f + N_w$ ) с кривыми  $N_k$ , а следовательно, меняется и



Фиг. 168.

максимальная скорость движения автомобиля. При взятых значениях  $i_0$  максимальная скорость увеличивается при уменьшении передаточного числа до значения  $i_0 = 4$ . Наибольшего значения максимальной скорости достигнет в том случае, когда она будет соответствовать максимальному значению мощности  $N_k$ . Это положение и кладут в основу

выбора передаточного числа главной передачи для скоростных и гоночных автомобилей. При этом запас мощности получается ограниченным. Для обычных автомобилей принимается промежуточное решение, при котором запас мощности повышается путем некоторого снижения максимальной скорости движения. Если двигатель, установленный на автомобиле, не имеет регулятора (ограничителя) числа оборотов, то передаточное число главной передачи следует подобрать так, чтобы максимальная скорость  $v_{\max}$  превышала на некоторую величину скорость  $v_N$ , соответствующую максимуму кривой  $N_k$ .

Для современных автомобилей

$$v_{\max} = (1,10 \div 1,25) v_N$$

или, учитывая, что число оборотов вала двигателя пропорционально скорости движения автомобиля, получаем

$$n_v = (1,10 \div 1,25) n_N, \quad (310)$$

где  $n_v$  и  $n_N$  — соответственно числа оборотов вала двигателя при максимальной скорости движения и при максимуме кривой  $N_k$ .

Если на график (фиг. 168) нанести кривую мощности  $N_k$  при передаточном числе главной передачи, взятом по способу, указанному выше, т. е. по уравнению (309), то сопоставление этой кривой с кривыми  $N_k$  при других взятых значениях  $i_0$  позволит сделать вывод, насколько удачно было предварительно выбрано передаточное число.

В том случае, когда имеется характеристика существующего двигателя и известно число оборотов  $n_N$ , величину  $i_0$  можно найти, преобразовывая уравнение (309) с учетом соотношения (310):

$$i_0 = \frac{(1,10 \div 1,25) n_N r}{2,65 v_{\max}}. \quad (311)$$

Для скоростных и гоночных автомобилей в уравнении (311) величину, заключенную в скобки, нужно приравнять единице, так как для этого класса автомобилей, как было установлено выше, должно быть принято  $n_v = n_N$ .

На основании приведенных соображений можно подсчитать наиболее высокое значение максимальной скорости, которую может иметь автомобиль, если известна максимальная мощность двигателя.

Применяя выражение мощностного баланса для случая установившегося движения на горизонтальном участке и учитывая, что на преодоление сопротивлений движению затрачивается максимальная мощность двигателя, можем написать

$$\eta_T N_{e \max} = \frac{Gaf v_{\max}}{270} + \frac{\kappa F v_{\max}^3}{450\kappa}. \quad (312)$$

Для решения указанного кубического уравнения перепишем его следующим образом:

$$v_{\max}^3 + av_{\max} - b = 0,$$

где

$$a = \frac{3500}{\kappa F} \cdot \frac{Gaf}{270} = \frac{13 Gaf}{\kappa F}, \quad b = \frac{3500}{\kappa F} \eta_T N_{e \max},$$

после чего находим

$$v_a = \sqrt[3]{-\frac{b}{2} + \sqrt{\left(\frac{b}{2}\right)^2 + \left(\frac{a}{3}\right)^3}} + \sqrt[3]{-\frac{b}{2} - \sqrt{\left(\frac{b}{2}\right)^2 + \left(\frac{a}{3}\right)^3}}.$$

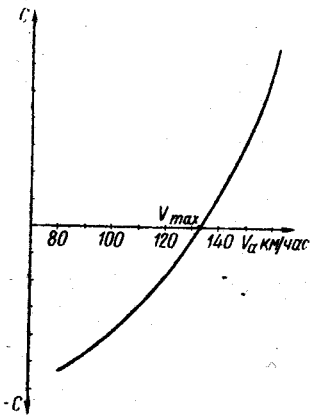
Уравнение (312) можно решать графически; для этого представим его в такой форме:

$$\frac{\kappa F v_a^3}{3500} + \frac{Gaf v_a}{270} - \eta_T N_{e \max} = C. \quad (313)$$

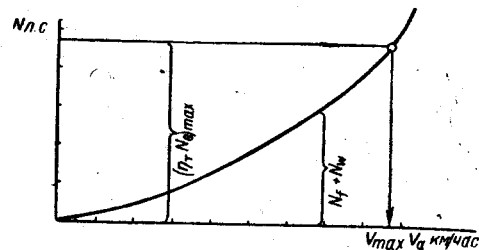
Подставляя в это уравнение различные значения  $v_a$ , строим по точкам (фиг. 169) кривую в координатах ( $C, v_a$ ). Точка пересечения указанной кривой с осью  $v_a$  и дает искомое решение, так как при  $C = 0$  уравнение (313) совпадает с уравнением (312).



Таким же простым графическим способом решается задача нахождения наиболее высокого значения максимальной скорости автомобиля при заданной максимальной мощности двигателя. На графике (фиг. 170), представляющем зависимость суммарной мощности сопротивления движению от скорости, проведем прямую, параллельную оси абсцисс на расстоянии от этой оси, равном



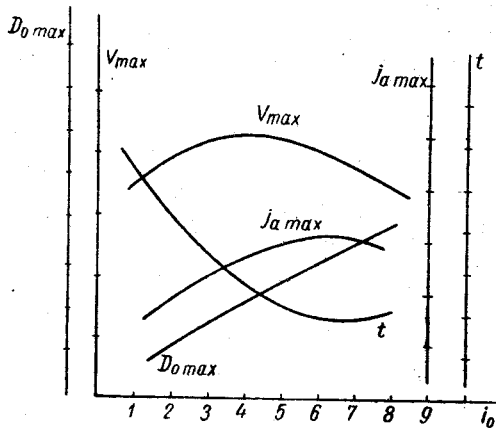
Фиг. 169.



Фиг. 170.

$(\eta_T N_e)_{\max}$ . Точка пересечения прямой с кривой суммарных сопротивлений определит искомую максимальную скорость.

Возвращаясь к вопросу о подборе передаточного числа главной передачи в общем случае, отметим, что для окончательного выбора передаточного числа



Фиг. 171.

следует определить все основные тяговые показатели на прямой передаче (максимальная скорость  $v_{\max}$ ; максимальный динамический фактор  $D_{0 \max}$ ; максимальное ускорение  $j_{a \max}$ ; время разгона  $t$  в заданном интервале скоростей) при различных значениях  $i_0$  и представить эти зависимости графически. Примерный характер протекания соответствующих кривых показан на фиг. 171. Имея подобный график и учитывая значимость для проектируемого автомобиля каждого из показателей, можно оценить правильность сделанного ранее выбора передаточного числа главной передачи и, если это требуется, соответственно изменить его.

После того как величина  $i_0$  установлена окончательно, следует пересчитать по новому значению  $i_0$  величину коэффициента оборотности и уточнить построенную ранее характеристику двигателя.

#### § 4. ПОДБОР ПЕРЕДАТОЧНЫХ ЧИСЕЛ КОРОБКИ ПЕРЕДАЧ

Подобрав характеристику двигателя и передаточное число главной передачи проектируемого автомобиля, можно перейти к определению передаточных чисел коробки передач. В первую очередь следует найти передаточное число на первой, самой низкой передаче.

Чтобы автомобиль мог преодолеть заданное максимальное сопротивление дороги, определяемое коэффициентом суммарного сопротивления  $\psi_{\max} = D_{1 \max}$ , необходимо подвести к шинам ведущих колес при включении первой передачи коробки передач тяговую силу не меньшую указанного максимального сопротивления дороги.

Выражая максимальную подводимую к шинам ведущих колес тяговую силу через максимальный момент двигателя, который находим по характеристике, и, пренебрегая ввиду низкой скорости сопротивлением воздуха, можно написать

$$\frac{M_e \max \eta_T i_0 i_{\kappa I}}{r} \geq G_a \psi, \quad (314)$$

откуда

$$i_{\kappa I} \geq \frac{G_a \psi_{\max} r}{M_e \max \eta_T i_0}. \quad (315)$$

Определив таким образом передаточное число, следует проверить, не будут ли при данном значении  $\varphi$  буксовать ведущие колеса автомобиля.

Чтобы не было буксования, максимальная тяговая сила, подводимая к шинам ведущих колес, должна быть равна или меньше максимальной силы сцепления ведущих колес с дорогой. Для автомобилей с задней ведущей осью это условие выразится следующим образом:

$$\frac{M_e \max \eta_T i_0 i_{\kappa I}}{r} \leq m_2 G_2 \varphi, \quad (316)$$

откуда

$$i_{\kappa I} \leq \frac{m_2 G_2 \varphi r}{M_e \max \eta_T i_0}. \quad (317)$$

Коэффициент  $m_2$  перераспределения реакции должен быть взят по уравнению (210). Угол  $\alpha$ , входящий в это уравнение, можно определить из выражения

$$\sin \alpha \approx \psi_{\max} - f.$$

При приближенных подсчетах могут быть приняты средние значения  $m_2$ , приведенные на стр. 156.

Коэффициент сцепления  $\varphi$  принимается (см. 4 гл. IV) равным 0,5—0,6. Сопоставляя уравнения (315) и (317), находим пределы, внутри которых должно лежать значение передаточного числа коробки передач на первой передаче:

$$\frac{G_a \psi_{\max} r}{M_e \max \eta_T i_0} \leq i_{кI} \leq \frac{m_2 G_2 \varphi r}{M_e \max \eta_T i_0}, \quad (318)$$

откуда вытекает следующее условие:

$$G_a \psi_{\max} \leq m_2 G_2 \varphi$$

или

$$\psi_{\max} \leq m_2 \frac{a}{L} \varphi.$$

Если это неравенство не соблюдено, то нужно предусмотреть изменения в схеме автомобиля, которые вызовут увеличение  $m_2$  или  $\frac{a}{L}$ , либо увеличить расчетную величину коэффициента сцепления  $\varphi$ , например, путем применения шин со специальным протектором.

В случае, если ведущей является передняя ось, в выражении (317) вместо  $m_2 G_2$  следует подставлять  $m_1 G_1$ .

Если ведущими являются обе оси автомобиля, то в уравнение (317) вместо указанной величины следует подставить величину  $G_a \cos \alpha$ , где  $\cos \alpha \approx \sqrt{1 - (\psi_{\max} - f)^2}$ .

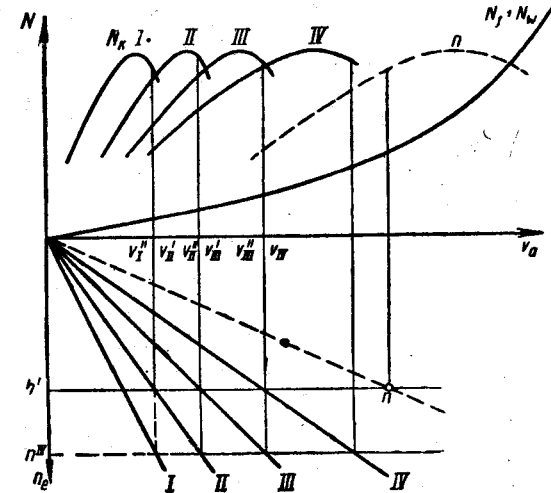
Наконец, для трехосного автомобиля с двумя ведущими осями вместо  $m_2 G_2$  в уравнение (317) подставим суммарную нагрузку на ведущие оси, подсчитанную по уравнению (233).

Зная передаточное число коробок передач на первой передаче, можно перейти к определению передаточных чисел на промежуточных передачах. Основное значение при этом имеет выбранное число ступеней коробки передач.

В процессе разгона на какой-либо промежуточной передаче число оборотов вала двигателя меняется в некотором интервале  $n' - n''$ . Будем считать, что этот интервал является постоянным для всех промежуточных передач. Графически иллюстрировать это положение можно мощностной диаграммой автомобиля на всех передачах (фиг. 172). На указанной диаграмме вниз от начала координат проведена ось, на которой отложены в масштабе числа оборотов вала двигателя. Лучи, проведенные в нижней части графика (см. § 3 глава III), позволяют установить для каждой передачи зависимость между скоростью движения и соответствующим числом оборотов. Чтобы время разгона было минимальным, ускорения на смежных передачах в момент переключения должны быть одинаковы; заметим попутно, что в соответствии с этим избыточные мощности при скоростях, на которых происходит пере-

ключение, на указанных передачах должны относиться как  $\frac{\delta_{n-1}}{\delta_n}$ , где  $\delta_{n-1}$  и  $\delta_n$  — коэффициенты учета вращающихся масс для двух смежных передач.

На первой передаче разгон осуществляется до числа оборотов  $n''$ , соответствующего скорости  $v'_I$ , после чего включается вторая передача. Для плавного перехода с одной передачи на другую необходимо, чтобы скорость  $v''_{II}$ , с которой начинается разгон на второй передаче, равнялась указанной скорости  $v'_I$ . Число оборотов вала двигателя, согласно изложенному выше, должно быть при этом



Фиг. 172.

равно  $n'$ . Проводя аналогичные рассуждения для всех остальных передач и учитывая, что в общем виде  $v_a = A \frac{n}{i_k}$ , где  $A = 0,377 \frac{r}{i_0}$ , приходим к соотношениям:

$$\begin{aligned} v_I &= v'_{II} \text{ или } \frac{n''}{i_{кI}} = \frac{n'}{i_{кII}}; \\ v''_{II} &= v'_{III} \text{ или } \frac{n''}{i_{кII}} = \frac{n'}{i_{кIII}}; \\ v''_{III} &= v'_{IV} \text{ или } \frac{n''}{i_{кIII}} = \frac{n'}{i_{кIV}}; \\ &\dots \dots \dots \\ v''_{n-1} &= v'_n \text{ или } \frac{n''}{i_{к(n-1)}} = \frac{n'}{i_{кn}}, \end{aligned}$$

откуда

$$\frac{i_{кI}}{i_{кII}} = \frac{i_{кII}}{i_{кIII}} = \frac{i_{кIII}}{i_{кIV}} = \dots = \frac{i_{к(n-1)}}{i_{кn}} = \frac{n''}{n'}.$$

Следовательно, передаточные числа коробки передач  $i_{к I}, i_{к II}, i_{к III}, \dots, i_{к(n-1)}, i_{к n}$  представляют собой ряд, подчиняющийся закону геометрической прогрессии, причем показатель прогрессии

$$q = \frac{n''}{n'}.$$

Передаточное число на  $m$ -й передаче равно

$$i_{к m} = i_{к I} q^{m-1}. \quad (319)$$

Составляя подобное же выражение для последней передачи, находим

$$i_{к n} = i_{к I} q^{n-1},$$

или, учитывая, что последняя передача является обычно прямой, т. е. ее передаточное число равняется единице,

$$q = \sqrt[n-1]{\frac{1}{i_{к I}}}. \quad (320)$$

Подставляя уравнение (320) в уравнение (319), находим окончательно

$$i_{к m} = i_{к I} \sqrt[n-1]{\frac{1}{(i_{к I})^{m-1}}} = \sqrt[n-1]{\frac{i_{к I}^{n-m}}{i_{к I}}}. \quad (321)$$

В соответствии с приведенным выражением, для трехступенчатой коробки передач ( $n = 3$ ) передаточное число второй передачи ( $m = 2$ )

$$i_{к II} = \sqrt{i_{к I}}.$$

Для четырехступенчатой коробки ( $n = 4$ ) передаточное число третьей передачи ( $m = 3$ )

$$i_{к III} = \sqrt[3]{i_{к I}};$$

передаточное число второй передачи ( $m = 2$ )

$$i_{к II} = \sqrt[3]{i_{к I}^2}.$$

Пользуясь уравнением (321), можно подбирать передаточное число любой передачи  $m$  при любом числе  $n$  ступеней коробки передач.

В современном автомобилестроении получили распространение коробки передач с ускоряющей или так называемой обратной передачей, передаточное число которой меньше единицы. При включении ускоряющей передачи карданный вал вращается быстрее вала

двигателя, что соответствует общему уменьшению передаточного числа трансмиссии. Включением ускоряющей передач в хороших дорожных условиях несколько повышается максимальная скорость движения, а при сохранении заданной скорости движения уменьшается расход топлива и износ двигателя. При наличии ускоряющей передачи прямой передачей будет уже не последняя, а предпоследняя передача. Поэтому при определении передаточных чисел коробки с ускоряющей передачей можем написать

$$i_{к(n-1)} = i_{к I} q^{n-2}$$

и

$$q = \sqrt[n-2]{\frac{1}{i_{к I}}}. \quad (322)$$

Отсюда

$$i_{к n} = i_{к I} q^{m-1} = i_{к I} \sqrt[n-2]{\left(\frac{1}{i_{к I}}\right)^{m-1}}. \quad (323)$$

Для последней, ускоряющей передачи ( $m = n$ ) будем иметь

$$i_{к n} = \sqrt[n-2]{\frac{1}{i_{к I}}}.$$

Например, для пятиступенчатой коробки передач передаточное число пятой, ускоряющей передачи ( $m = n = 5$ )

$$i_{к V} = \sqrt[3]{\frac{1}{i_{к I}}}. \quad (324)$$

Передаточные числа ускоряющей передачи, подсчитанные по выражению (324), получаются значительно ниже, чем применяющиеся на практике, так как в данном случае исходят не из оптимальных условий разгона автомобиля, а из условий поддержания целесообразной скорости при движении на хорошей дороге. Обычно  $i_{к n}$  для ускоряющей передачи назначают в пределах 0,7—0,8.

Остальные передачи коробки с ускоряющей передачей определяются, как это видно из сопоставления уравнений (323) и (324), так же, как для обычной коробки передач, имеющей число ступеней на единицу меньше, чем в рассматриваемой коробке.

Те же соображения могут быть положены в основу подбора передаточного числа сменной ускоряющей передачи заднего моста с двухступенчатой главной передачей.

Исходя из реальных условий подбора чисел зубьев шестерен, найденные указанным выше методом передаточные числа коробки передач приходится несколько менять. Кроме того, следует учитывать, что в момент переключения передач скорость автомобиля, движущегося по инерции, в результате действия внешних

сопротивлений несколько уменьшается. В соответствии с этим приведенные выше равенства должны быть несколько видоизменены:

$$v''_I > v'_I \text{ или } \frac{n''}{i_{\kappa I}} > \frac{n'}{i_{\kappa I}}$$

$$v''_{II} > v'_{II} \text{ или } \frac{n''}{i_{\kappa II}} > \frac{n'}{i_{\kappa II}}$$

$$v''_{III} > v'_{III} \text{ или } \frac{n''}{i_{\kappa III}} > \frac{n'}{i_{\kappa III}}$$

$$v''_{n-1} > v'_{n-1} \text{ или } \frac{n''}{i_{\kappa(n-1)}} > \frac{n'}{i_{\kappa n}}$$

Чем больше скорость движения в момент переключения, тем интенсивнее происходит указанное выше уменьшение скорости. Отсюда

$$\frac{i_{\kappa I}}{i_{\kappa II}} > \frac{i_{\kappa II}}{i_{\kappa III}} > \frac{i_{\kappa III}}{i_{\kappa IV}} > \dots > \frac{i_{\kappa(n-1)}}{i_{\kappa n}}$$

Таким образом, целесообразно по мере перехода к более высоким передачам несколько уменьшать интервал между последними.

Распределение передаточных чисел коробки передач может осуществляться не только по закону геометрической прогрессии, но и по другим законам, например, закону арифметической прогрессии  $[(i_1 - i_2) = (i_2 - i_3) \dots]$ , по закону гармонического ряда  $\left[ \left( \frac{1}{i_2} - \frac{1}{i_1} \right) = \left( \frac{1}{i_3} - \frac{1}{i_2} \right) \dots \right]$  и др.

Чтобы сопоставить различные законы распределения передаточных чисел, представим графически зависимости, например,  $\frac{i_1}{i_2} = i \left( \frac{i_2}{i_3} \right)$  для трех приведенных выше случаев (фиг. 173).

В случае распределения передаточных чисел по закону геометрической прогрессии можно непосредственно заключить, что соответствующая зависимость будет выражена прямой *A*, расположенной под углом 45° к осям координат.

Если распределение передаточных чисел подчиняется закону арифметической прогрессии, то искомую зависимость можно получить, деля первые два члена ряда на  $i_2$ ; после преобразований получаем

$$\frac{i_1}{i_2} = 2 - \frac{i_3}{i_2}$$

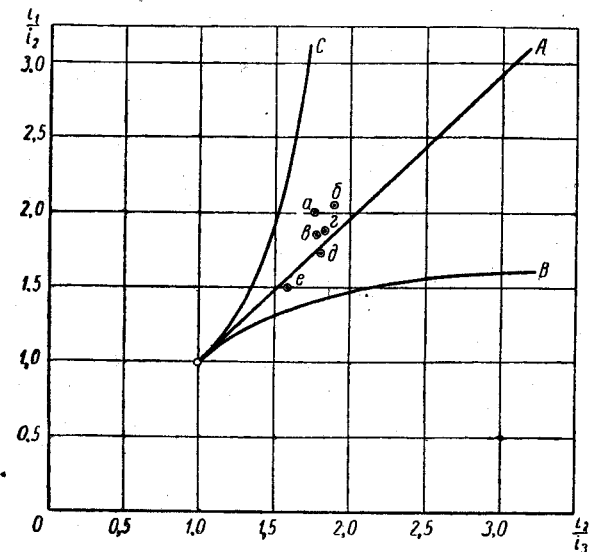
Задаваясь различными значениями  $\frac{i_2}{i_3}$  и подсчитывая соответствующие значения  $\frac{i_1}{i_2}$ , строим кривую *B*, выражающую искомую зависимость для рассматриваемого случая.

Наконец, если передаточные числа распределяются по закону гармонического ряда, после преобразований получим

$$\frac{i_1}{i_2} = \frac{1}{2 - \frac{i_2}{i_3}}$$

Графически это соотношение выражено на фиг. 173 кривой *C*.

На том же графике точками отмечены соотношения между  $\frac{i_1}{i_2}$  и  $\frac{i_2}{i_3}$  для коробок передач нескольких автомобилей: *a* — «Мо-



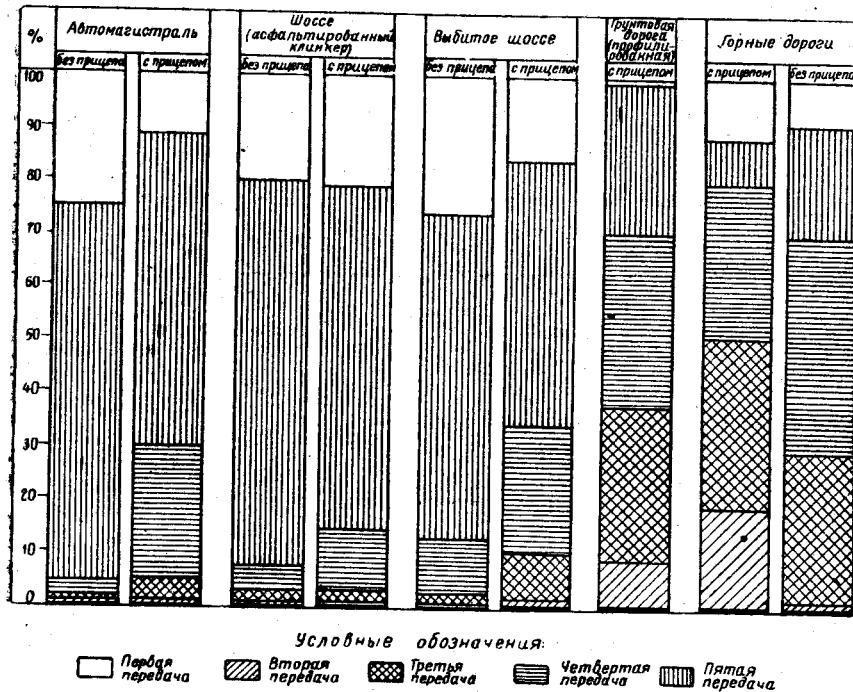
Фиг. 173.

сквич-401»; *б* — ГАЗ-51; *в* — ЗИЛ-150; *г* — МАЗ-200; *д* — М-20 «Победа»; *е* — ЗИЛ-110.

Для данной группы автомобилей точки расположены в основном вблизи прямой, соответствующей закону геометрической прогрессии, с некоторым отклонением в зону, ограниченную кривой, соответствующей закону гармонического ряда.

Закон распределения передаточных чисел коробки передач оказывает влияние не только на динамические показатели автомобиля, но и на его топливную экономичность. Однако это влияние практически в большинстве случаев незначительно. Объясняется это относительно малым изменением передаточных чисел при различных законах распределения, а также тем, что низкие промежуточные передачи используются весьма мало; если исключить особо тяжелые дорожные условия, движение происходит в основном на прямой или ускоряющей передачах.

На фиг. 174 приведена диаграмма, показывающая путь, пройденный автомобилем ЯАЗ-200 на различных передачах, в процентах от пройденного пути. Диаграмма построена по данным испытаний, проводившихся на дорогах различного качества как с прицепом, так и без прицепа. Она показывает, что движение даже при наличии прицепа (при движении по хорошей дороге) в основном происходит на пятой передаче; исключение составляют особо тяжелые условия



Фиг. 174.

(движение по грунтовой дороге с прицепом, горные дороги), когда особое значение приобретает движение на четвертой (прямой) и даже на третьей передаче.

Эти данные (фиг. 174) достаточно хорошо совпадают с данными по грузовым машинам других типов.

Промежуточные передачи грузовых автомобилей в большей мере используются в условиях интенсивного городского движения. Например, в табл. 8 приведены данные по испытаниям того же автомобиля ЯАЗ-200, проведенные в НАМИ.

Соотношения пути и времени движения на различных передачах неодинаковы вследствие того, что скорости движения на различных передачах различны.

Таблица 8

Соотношение пути и времени движения автомобиля ЯАЗ-200 на различных передачах

Параметры	Передачи					Накат
	I	II	III	IV	V	
Без груза:						
путь в %	—	1,90	13,00	42,80	19,90	22,4
время движения в %	—	5,22	21,50	37,90	15,10	20,28
Нагрузка 7 т:						
путь в %	—	4,25	22,8	39,15	11,90	21,9
время движения в %	—	7,03	31,43	34,47	7,50	18,97
Нагрузка 7 т и прицеп						
путь в %	0,07	6,73	34,10	37,40	4,00	17,70
время движения в %	0,18	14,98	37,92	29,30	2,82	14,80

Легковые автомобили, имеющие больший запас мощности, значительную часть времени работают на высших передачах. Так, в городских условиях движение на передачах (без наката) в среднем продолжается на первой передаче в течение 2—4% от общей продолжительности движения, на второй передаче 15—18%, на третьей (прямой) передаче 80—82%.

По мере повышения удельной мощности автомобильных двигателей (мощности, приходящейся на единицу веса автомобиля), что является характерной тенденцией современного автостроения, в частности легкового, значение промежуточных передач уменьшится. При этом коробка передач на всем диапазоне передаточных отношений главным образом служит для обеспечения интенсивного разгона и преодоления отдельных особо тяжелых участков пути.

При движении по тяжелой дороге, особенно при малой удельной мощности двигателя, работа на промежуточных передачах получает существенное значение как для грузовых, так и для легковых автомобилей. Так, по данным Б. В. Гольда, время движения автомобиля «Москвич-401» по разбитому проселку на первой передаче равно 24%, на второй передаче 45,5%, на третьей передаче 11,5% от общего времени движения. Следует заметить, что при движении по разбитым дорогам включение промежуточных передач часто обуславливается не только требованием получения высоких тяговых усилий на ведущих колесах, но и необходимостью движения с низкими скоростями во избежание ударов и чрезмерных колебаний машины.

Выше при изложении вопросов, связанных с подбором передаточных чисел коробки передач, число ступеней считалось заданным. Рассмотрим, какими сообщениями следует руководствоваться при выборе числа ступеней.

В общем случае с увеличением числа ступеней коробки передач тяговые качества автомобиля повышаются. Это можно объяснить тем, что по мере увеличения числа ступеней интервал числа оборотов, на котором работает двигатель, уменьшается и средняя мощность, развиваемая двигателем при различных режимах на данной передаче, приближается к максимальной. Для иллюстрации влияния числа ступеней коробки передач на скорость движения при включении промежуточных передач на фиг. 175 показана примерная дина-



Фиг. 175.

мическая характеристика автомобиля с трехступенчатой коробкой передач. Там же штриховые кривые представляют динамическую характеристику автомобиля с четырехступенчатой коробкой, имеющей одинаковое с предыдущей коробкой передаточное число на первой передаче. Из приведенного графика видно, как возрастает в последнем случае скорость автомобиля при движении по дороге, характеризуемой определенным коэффициентом суммарного сопротивления, например  $\psi'$ .

При некоторых значениях скорости движения кривые динамической характеристики автомобиля с четырехступенчатой коробкой передач лежат выше, чем кривые динамической характеристики автомобиля с трехступенчатой коробкой передач. Следовательно,

автомобиль с четырехступенчатой коробкой передач сможет преодолевать большие сопротивления или развивать при заданном сопротивлении большие ускорения.

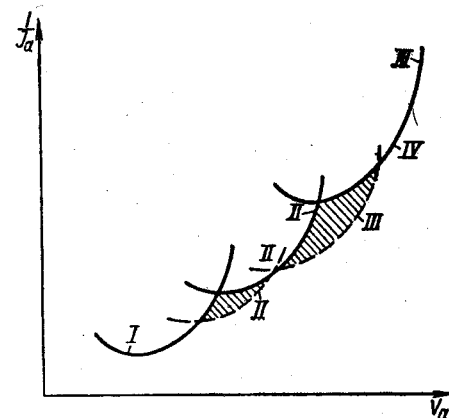
Обобщая эти соображения, можно установить, что чем больше число ступеней имеет коробка передач автомобиля, тем выше средняя скорость его движения. Влияние числа ступеней на время разгона автомобиля иллюстрируется графиком кривых обратных ускорений, показанным на фиг. 176. Сплошные кривые соответствуют трехступенчатой коробке передач, а штриховые — четырехступенчатой. Площадь, определяющая время разгона автомобиля с четырехступенчатой коробкой, получается меньше, чем с трехступенчатой. Еще большее снижение времени разгона должно получиться при дальнейшем увеличении числа ступеней.

Приведенные соображения носят общий характер и не учитывают, например, времени, затрачиваемого на переключение передач и снижения скорости автомобиля в процессе переключения; кроме

того, с увеличением числа ступеней значительно увеличиваются вес и габаритные размеры коробки передач, а также усложняется управление ею. В связи с этим в настоящее время при установке механических ступенчатых коробок передач чаще всего применяют трех- и четырехступенчатые коробки передач на легковых автомобилях и четырех- и пятиступенчатые на грузовых автомобилях.

На грузовых автомобилях, предназначенных для движения в тяжелых дорожных условиях, а также на автомобилях, используемых для буксировки прицепов (на тягачах), часто устанавливаются дополнительные редукторы (демультипликаторы), дающие возможность увеличивать в тяжелых дорожных условиях общее передаточное число трансмиссии автомобиля. В некоторых случаях эти редукторы объединяются в общий механизм с коробкой передач. Включая и выключая редуктор с одновременным включением той или другой ступени коробки передач, можно удвоить общее число ступеней трансмиссии автомобиля по сравнению с числом ступеней коробки передач. Однако практически применять такой прием в процессе движения весьма затруднительно. Поэтому редуктор в зависимости от условий движения обычно включается заранее, после чего в процессе движения водитель переключает только передачи коробки передач. В многоприводных грузовых и специальных автомобилях редуктор, как правило, объединяется с раздаточной коробкой таким образом, что низшая передача редуктора может быть включена после того, как включен передний ведущий мост.

Передаточное число редуктора на низшей передаче подбирают, исходя из условий преодоления автомобилем повышенных сопротивлений при движении с низкой скоростью по плохим дорогам и вне дорог (передаточное число на высшей передаче — обычно единица или близкая к ней величина); при этом учитывают увеличение сцепного веса автомобиля при включении переднего ведущего моста. В среднем передаточное число редуктора раздаточной коробки на низшей передаче, характерное для современных многоприводных двухосных и трехосных автомобилей, равно двум. В двухосных автомобилях эта величина отражает, с некоторым запасом, увеличение сцепного веса автомобиля, получающегося при включении переднего ведущего моста.



Фиг. 176.

Трехосные автомобили со всеми ведущими мостами по хорошим дорогам движутся при постоянно включенных среднем и заднем мостах; привод к переднему мосту при этом выключен. При переходе на трудные участки дороги включают передний мост и низшую передачу редуктора, чтобы увеличить передаточное число трансмиссии и обеспечить полное использование общего сцепного веса автомобиля.

Передаточное число редуктора иногда выбирают также из условия получения заданной по специфическим условиям использования автомобиля минимальной скорости движения автомобиля.

### § 5. МЕТОДИКА ТЯГОВОГО И ЭКОНОМИЧЕСКОГО АНАЛИЗА АВТОМОБИЛЯ С ПРОГРЕССИВНОЙ ПЕРЕДАЧЕЙ

Основной недостаток ступенчатой коробки передач — при отмеченном выше практически ограниченном числе ее ступеней — нерациональное использование мощности двигателя на ряде режимов, что обуславливает пониженные тяговые качества автомобиля и повышенный расход топлива.

Указанный недостаток сглаживается по мере увеличения числа ступеней коробки передач; однако при этом весовые и габаритные показатели трансмиссии, как уже указывалось, резко возрастают, а управление коробкой усложняется.

Оптимальное использование мощности двигателя на всех режимах может быть достигнуто при переходе от ступенчатой коробки передач к бесступенчатой, которая обеспечивает в заданном интервале бесконечно большое число передаточных отношений.

Преимущества такой схемы могут быть полностью реализованы только в том случае, если передаточное отношение трансмиссии устанавливается автоматически в зависимости от условий и режимов движения.

Не останавливаясь на имеющихся предложениях по классификации различных модификаций бесступенчатых коробок передач и терминологии в этой области, условимся называть бесступенчатую коробку передач, автоматически изменяющую передаточное отношение, прогрессивной коробкой передач.

При наличии у автомобиля ступенчатой коробки передач соотношение между параметрами двигателя и ведущих колес (число оборотов, крутящий момент) однозначно определяется выбором той или другой ступени передачи. Изменение степени дросселирования двигателя (или подачи топлива в дизели) не меняет характера указанных соотношений и отражается только количественно на крутящем моменте и числе оборотов двигателя. В свою очередь, взаимосвязь этих параметров в существенной мере задается внешними сопротивлениями движению автомобиля.

Если на автомобиле установлена прогрессивная коробка передач, то соотношения между параметрами двигателя и ведущих колес

могут получать в заданном интервале бесконечно большое число значений, изменяясь в зависимости от условий движения.

В общем случае передаточное отношение прогрессивной коробки передач в каждый данный момент зависит от совокупности различных факторов: режима работы двигателя, внешних сопротивлений движению автомобиля и той скорости движения, которую водитель считает необходимым установить на данном участке дороги.

Характер изменения передаточных отношений в прогрессивной коробке передач в зависимости от сочетания указанных факторов может быть весьма разнообразным и зависит либо от конструкции и параметров самой коробки передач, либо от специальных и дополнительных регулирующих устройств, задающих тот или другой закон изменения передаточных отношений. Подбор указанного закона существенно влияет на основные эксплуатационные качества автомобиля, к числу которых в первую очередь относятся тяговые и экономические качества; одновременно при выборе закона изменения передаточных отношений прогрессивной коробки передач следует учитывать и влияние режимов работы двигателя на его срок службы. В частности, желательно, чтобы число оборотов двигателя на основных эксплуатационных режимах движения автомобиля было невысокое и во всяком случае не достигало максимального.

При подборе закона изменения передаточных отношений необходимо предварительно установить, какое из основных эксплуатационных качеств или какое их сочетание для данного типа автомобиля и конкретных условий его эксплуатации является наиболее важным. Для получения высоких тяговых показателей целесообразно подбирать параметры прогрессивной коробки передач или ее регулирующих органов так, чтобы двигатель мог в тех случаях, когда это необходимо, работать на максимальной мощности; для получения наиболее высоких экономических показателей необходимо, чтобы двигатель работал на режимах, обеспечивающих минимальный удельный расход топлива. Возможно, а в большинстве случаев безусловно целесообразно предусмотреть комбинированный принцип регулирования, при котором в одной области используются режимы максимальных мощностей, а в другой — режимы, обеспечивающие минимальный удельный расход топлива. Рациональные границы и характер перехода от одной области к другой подлежат установлению для каждого конкретного случая.

Рассмотрим, как должны меняться передаточные отношения прогрессивной коробки передач, чтобы двигатель работал на таких режимах, при которых выполнялись бы те или другие заранее заданные требования. Для анализа получающихся зависимостей будем сопоставлять мощность двигателя на различных режимах его работы с суммарной мощностью сопротивлений движению автомобиля, отнесенной к валу двигателя. Указанную мощность  $\frac{1}{\eta_T} N_{\Sigma W}$  можно подсчитать для движения с различными скоростями и по дорогам

с различным профилем и качеством дорожного покрытия, учитывая, что при равномерном движении

$$N_{\Sigma W} = \frac{G_a \psi v_a}{270} + \frac{\kappa F v_a^3}{3500}.$$

Поставленная задача может быть легко решена графически (фиг. 177), если помнить, что в каждый данный момент при установившемся движении автомобиля существует равенство между мощностью, развиваемой двигателем, и суммарной мощностью, расходуемой на преодоление сопротивлений при движении, т. е.

$$N_e = \frac{1}{\eta_T} N_{\Sigma W}.$$

Справа на фиг. 177 отложены внешняя и частичные скоростные характеристики автомобильного двигателя  $N_e = N(n)$ ; слева — зависимости (при различных заданных значениях коэффициента  $\psi$ ) суммарной мощности  $N_{\Sigma W}$  от скорости движения автомобиля;  $\frac{1}{\eta_T} N_{\Sigma W} = N(v_a)$ .

Мощности в обоих случаях отложены в одном и том же масштабе.

Для пояснения последующей методики допустим, что двигатель может работать на режимах соответствующих внешней и частичной характеристикам, показанным на графике, причем на всем охватываемом указанными характеристиками диапазоне числа оборотов. Предположим далее, что автомобиль движется с некоторой скоростью  $v'$  по дороге, характеризуемой коэффициентом суммарного сопротивления движению  $\psi_2$ . Суммарная мощность сопротивлений движению автомобиля, отнесенная к коленчатому валу двигателя, в этих условиях определится ординатой точки  $a$ . Координаты точек  $b$  и  $c$  характеризуют мощность и числа оборотов вала двигателя при работе его соответственно на внешней  $I$  и частичной  $3$  характеристиках.

По заданной скорости движения автомобиля и известным числом оборотов вала двигателя можно определить передаточное отношение передачи (коробки передач):

$$i_{\kappa} = A \frac{n}{v_a},$$

где  $A = 0,377 \frac{r}{i_0}$  может быть принято для данного автомобиля постоянной величиной.

Таким образом, в рассматриваемом случае изменяемое передаточное отношение передачи при работе двигателя на внешней характеристике  $I$

$$i_{\kappa} = A \frac{n'}{v_a};$$

при работе двигателя на частичной характеристике  $3$

$$i_{\kappa}''' = A \frac{n'''}{v_a}.$$

По заданной скорости движения и получающемуся числу оборотов вала двигателя можно найти передаточное отношение номографически (фиг. 178).

Будем откладывать по оси абсцисс скорость движения автомобиля  $v_a$  (например, в масштабе  $1 \text{ мм} = a \text{ км/час}$ ), а по оси ординат — число оборотов вала двигателя  $n$  (в масштабе  $1 \text{ мм} = b \text{ об/мин}$ ). Проведем параллельно оси ординат на произвольном расстоянии от нее ось, на которой будем откладывать значения передаточных чисел  $i_{\kappa}$  в масштабе  $1 \text{ мм} = c (i_{\kappa})$ . Проведем далее вертикаль на расстоянии  $M = A \frac{b}{ac}$  от оси ординат. Если в выбранных координатах ( $n; v_a$ ) отложить точку  $S$ , отвечающую текущим значениям скорости движения автомобиля  $v$  и числа оборотов вала двигателя  $n$ , и провести через эту точку луч из начала координат, то точка  $t$  пересечения луча с указанной выше вертикалью определит искомое значение передаточного отношения.

Действительно, рассматривая подобные треугольники  $Ovs$  и  $Omt$ , находим

$$mt : Om = vs : Ov$$

или

$$\frac{i_{\kappa}}{c} : \frac{Ab}{ac} = \frac{n}{b} : \frac{v}{a}$$

откуда

$$i_{\kappa} = A \frac{n}{v}.$$

Указанное построение может непосредственно дополнять график, подобный приведенному выше (см. фиг. 177).

Непосредственной задачей регулирования является осуществление такого закона изменения передаточных отношений трансмиссии, при котором на всех режимах движения автомобиля мощность двигателя изменяется в зависимости от числа оборотов коленчатого

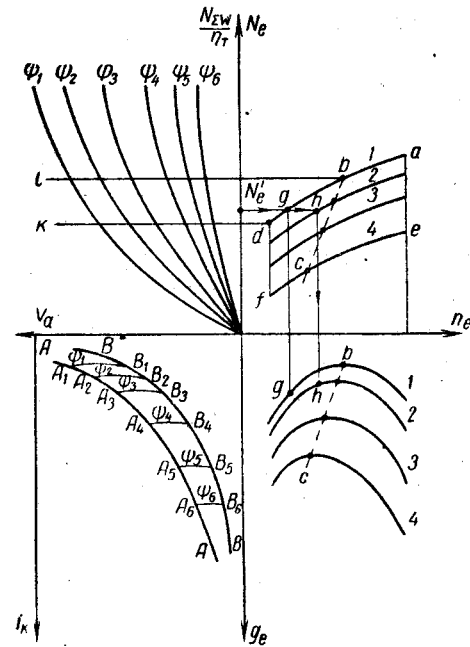


вала по заранее выбранному закону. Эту зависимость было предложено называть трансформаторной характеристикой. В основу подбора трансформаторной характеристики положены следующие соображения.

Допустим, что система регулирования передачи построена так, что двигатель при наличии регулятора оборотов всегда работает на постоянном, например, ограничиваемом регулятором числе оборотов. Трансформаторная характеристика двигателя в этом случае была бы представлена прямой  $ae$

нормальной оси  $n_e$  (фиг. 179). Найдём, каким должен быть закон регулирования прогрессивной передачи, чтобы было обеспечено заданное таким образом протекание трансформаторной характеристики двигателя.

В данном случае, так как число оборотов двигателя постоянно, передаточное отношение  $i_k = A \frac{n}{v_a}$  будет изменяться в зависимости от скорости по гиперболическому закону. Кривую (в данном случае кривая  $AA$  в нижнем левом квадранте фиг. 179), показывающую зависимость передаточного отношения от условий движения, назовём регуляторной характеристикой передачи. Характер протекания этой кривой



Фиг. 179.

позволяет сделать вывод о том, что если двигатель должен работать всегда при постоянном числе оборотов, то параметром регулирования передачи является скорость движения автомобиля. Использовать трансформаторную характеристику рассмотренного типа нецелесообразно прежде всего потому, что на выбранном максимальном числе оборотов двигателя, как это видно из приведенных в правом нижнем квадранте кривых удельного расхода топлива, удельный расход велик, и экономические показатели автомобиля весьма неблагоприятны. Кроме того, постоянная работа двигателя при высоком числе оборотов резко отрицательно сказывалась бы на его сроке службы.

Если сохранить тот же вид протекания трансформаторной характеристики, но перенести ее в область малых чисел оборотов, например, минимального числа оборотов, определяемого возможностью

устойчивой работы двигателя (линия  $df$ ), то удельный расход топлива также будет высок. Кроме того, в данном случае недоиспользуется мощность двигателя, и вся зона режимов движения, лежащая выше горизонтали  $dk$ , будет исключена; тяговые качества автомобиля, следовательно, будут искусственно ограничены. Регуляторная характеристика для этого случая показана кривой  $BB$ .

Приведенные две регуляторные характеристики  $AA$  и  $BB$  ограничивают область возможного изменения передаточных отношений передачи при работе с данным двигателем; вне зависимости от того, какой вид будет иметь трансформаторная характеристика, регуляторная характеристика лежит всегда внутри указанной области.

Допустим теперь, что в качестве трансформаторной характеристики выбрана внешняя характеристика двигателя на всем ее протяжении  $ad$ . Регуляторная характеристика определится в этом случае семейством кривых  $A_1B_1, A_2B_2, A_3B_3, \dots, A_r B_r$ , соответствующих движению по дорогам с различными коэффициентами суммарного сопротивления движению  $\psi_1, \psi_2, \psi_3, \dots, \psi_r$ . Так как область режимов движения, лежащая ниже прямой  $dk$ , при трансформаторной характеристике  $ad$  исключается, характеристику необходимо было бы дополнить участком, проходящим через область меньших мощностей, например  $df$ .

Какова целесообразность использования в качестве трансформаторной характеристики внешней характеристики двигателя на всем возможном диапазоне чисел оборотов двигателя? Так как такая трансформаторная характеристика обеспечивает возможность работы двигателя на полной мощности, требования в отношении тяговых качеств автомобиля будут удовлетворены. Кроме того, поскольку при работе с полной нагрузкой удельный расход топлива на постоянном заданном числе оборотов либо минимален, либо близок к минимальному, экономические показатели автомобиля также должны быть благоприятны.

Однако утверждать, что трансформаторная характеристика, которой соответствует кривая минимальных (на каждом заданном числе оборотов) удельных расходов топлива, обеспечит оптимальные экономические показатели, было бы неверно. Например, если по условиям движения автомобиля требуется, чтобы двигатель развивал мощность  $N'_e$ , то последний может работать и на внешней характеристике 1 (точка  $g$ ), и на частичной характеристике 2 (точка  $h$ ). Числа оборотов двигателя при этом будут различны, и удельный расход на частичной характеристике будет ниже, чем на внешней.

По тем же соображениям не может дать оптимальных результатов и трансформаторная характеристика, построенная так, что она проходит через точки, соответствующие числам оборотов, при которых обеспечивается минимальный удельный расход топлива на каждой частичной характеристике (линия  $bc$ ).

Таким образом, следует решить задачу о построении такой трансформаторной характеристики, которая соответствовала бы в воз-

можно более широком диапазоне работе двигателя на наиболее экономичном режиме. С этой целью, пользуясь имеющимися для двигателя данного автомобиля кривыми зависимостей удельного расхода топлива от числа оборотов двигателя на нормальных и частичных характеристиках и сопоставляя их с самими характеристиками, строим зависимости удельного расхода от абсолютного значения мощности при различных постоянных числах оборотов (фиг. 180). Каждая из кривых, отвечающая данному числу оборотов, имеет минимум при определенной мощности. Заметим, что при некоторых значениях мощности минимальный расход топлива при определенном числе оборотов может быть выше, чем расход топлива при других числах оборотов, хотя бы указанный расход топлива и не соответствовал минимуму кривой для этого числа оборотов.

Соединяем точки полученных кривых, которые отвечают минимальным для данной мощности значениям удельных расходов топлива, плавной кривой *CC*. Точки пересечения или касания кривой *CC* с отдельными кривыми удельного расхода определяют наивыгоднейший для данных условий режим работы двигателя ( $N_e$  и  $n$ ), по которому и строится искомая трансформаторная характеристика (фиг. 181). Заметим, что кривая *CC* (фиг. 180) в определенном интервале мощностей накладывается на кривую удельного расхода при минимальном числе оборотов. На этом числе оборотов трансформаторная характеристика в том же интервале мощностей представлена вертикальным отрезком (фиг. 181). При переходе к кривым, соответствующим максимальным или близким к ним числам оборотов, кривая *CC* (фиг. 180) проходит через крайние точки кривых удельных расходов топлива. При этих числах оборотов трансформаторная характеристика совпадает с характеристикой двигателя (отрезок *ba* на фиг. 181).

Область между участками трансформаторной характеристики *bc* и характеристики двигателя *be* показывает степень дросселирования (или уменьшения подачи топлива), необходимую для получения наиболее высоких показателей по экономичности.

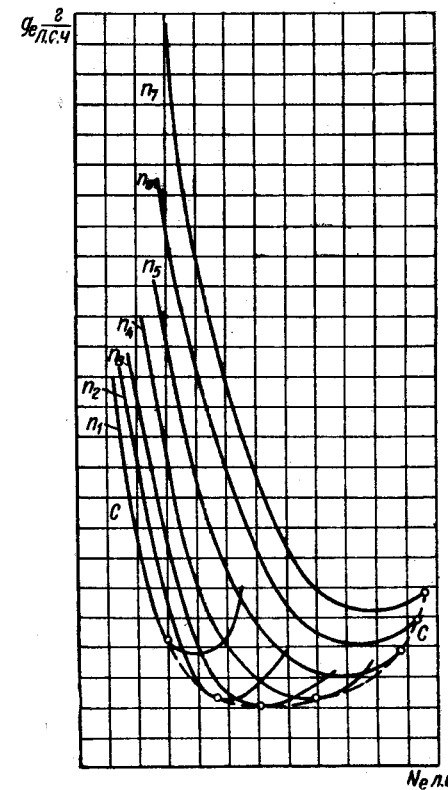
В нижнем правом квадранте графика (фиг. 181), под трансформаторной характеристикой, показана кривая минимальных расходов топлива в зависимости от числа оборотов, полученная перестроением кривой *CC*, изображенной на фиг. 180. Эту кривую можно использовать для построения экономической характеристики автомобиля.

Для заданной таким образом трансформаторной характеристики *abcd* строим изложенным выше методом регуляторную характеристику, которая ограничивается двумя гиперболами, дающими зависимость  $i_k = i_v$  для работы двигателя при постоянных числах оборотов  $n_{min}$  и  $n_{max}$ . В интервале этих чисел оборотов регулирование нужно производить по двум параметрам: по скорости движения и сопротивлению движению, оцениваемому коэффициентом  $\psi$ .

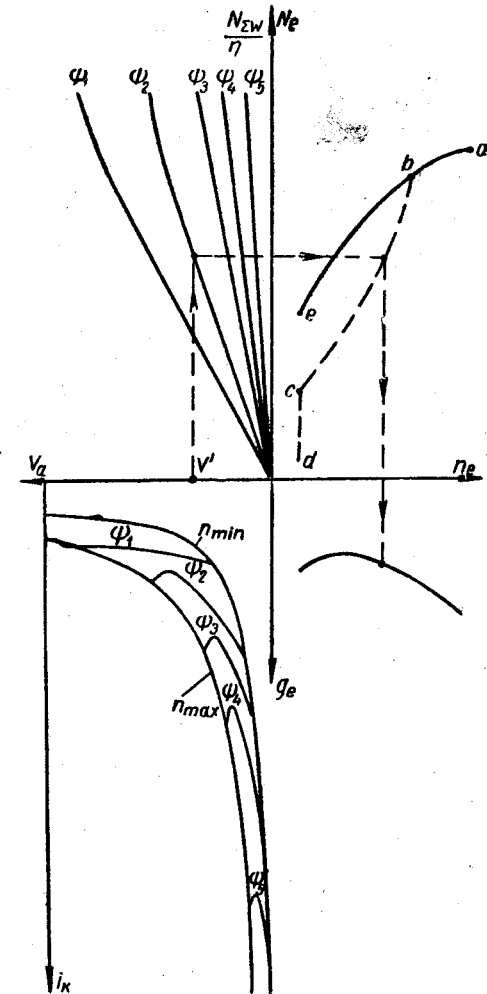
Регуляторная характеристика передачи, обобщающая с достаточной большой степенью приближения закон изменения передаточ-

ных отношений в зависимости от сопротивлений дороги и скорости движения, должна служить для установления характеристики органов регулирования прогрессивной коробки передач или тех элементов трансмиссии, которые определяют закон изменения передаточных отношений.

Полагая теперь, что регуляторная характеристика передачи обеспечивает заданное



Фиг. 180.



Фиг. 181.

протекание трансформаторной характеристики двигателя, установив методы, при помощи которых можно найти максимальные тяговые показатели автомобиля. В качестве одного из возможных путей общего решения этой задачи применим понятие о динамическом факторе автомобиля:

$$D = \frac{P_k - W_w}{G_a}$$

При наличии ступенчатой коробки передач сила  $P_k$  для каждой ступени, характеризуемой своим передаточным отношением  $i_k$ , подсчитывается по выражению

$$P_k = \frac{M_e i_k i_0 \eta_T}{r} = \frac{716,2 \frac{N_e}{n} i_k i_0 \eta_T}{r}$$

Графически выраженная зависимость динамического фактора от скорости (динамическая характеристика автомобиля) соответственно этому будет представлена несколькими, в соответствии с числом ступеней, кривыми. Заметим, что максимумы каждой из кривых динамической характеристики автомобиля при ступенчатой передаче практически соответствуют максимуму кривой крутящего момента двигателя; при этом мощность двигателя не достигает максимальной возможной величины.

В случае наличия прогрессивной коробки передач, работающей по рассмотренной выше регуляторной характеристике, динамическая характеристика автомобиля будет представлена одной кривой, но состоящей из нескольких участков, закон построения каждого из которых отличен от другого.

Выше было отмечено, что при бесконечно большом числе передаточных отношений прогрессивной коробки передач изменение передаточных отношений практически может быть ограничено определенными пределами от  $i_{kmin}$  до  $i_{kmax}$ . Эти пределы обуславливаются конструктивной схемой или особенностями рабочего процесса передачи, с одной стороны, и заданными режимами движения, — с другой.

В интервале от  $i_{kmin}$  до  $i_{kmax}$  при максимальной подаче в цилиндры двигателя горючей смеси (или топлива) двигатель работает на постоянном режиме, характеризуемом точкой  $a$  (фиг. 181). Соответственно этому тяговая сила на шинах ведущих колес будет меняться по гиперболическому закону:

$$P_k = 270 \frac{N_k}{v_a}$$

Следовательно, в указанном интервале передаточных отношений динамический фактор нужно подсчитывать по выражению

$$D_{aa} = \frac{270 \frac{N_k}{v_a} - W_w}{G_a}$$

Соответствующий участок динамической характеристики обозначен на фиг. 182 буквами  $aa$ .

По достижении максимального передаточного отношения  $i_{kmax}$  в точке  $a$  либо должно произойти искусственное ограничение дальнейшего протекания динамической характеристики или, если установится максимальное передаточное отношение  $i_{kmax}$  передачи, дви-

гатель будет работать на участке  $abcd$  трансформаторной характеристики; соответствующие участки динамической характеристики  $ab$ ,  $bc$ ,  $cd$  определяются так же, как и при обычной ступенчатой коробке передач при заданном передаточном отношении.

Построенная таким образом динамическая характеристика, выявляя максимальные тяговые показатели автомобиля, отвечает работе на максимальной подаче горючей смеси (или топлива) в цилиндры двигателя на участке  $baa$ ; участок  $dc$  отражает работу при дросселировании двигателя соответственно требованиям получения наиболее высоких экономических показателей, при сохранении максимальных тяговых показателей в части скоростей движения при заданных сопротивлениях.

Для подсчета ускорений, которые может развить автомобиль на заданном участке дороги, используем дифференциальное уравнение движения в форме

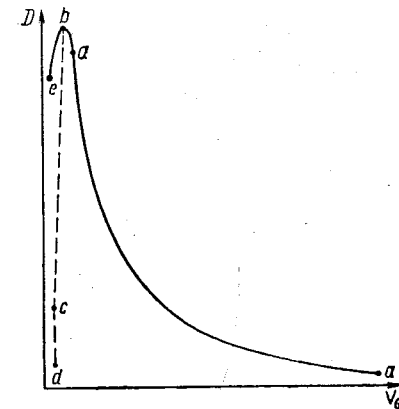
$$\frac{dv}{dt} = \frac{g(D-\psi)}{\delta}$$

При этом если требуется получить наибольшие тяговые показатели и в части разгона автомобиля, то во всем интервале изменения числа оборотов двигатель должен работать на максимальной для каждого числа оборотов мощности. В этих условиях участок динамической характеристики, соответствующий работе при постоянном максимальном передаточном отношении  $i_{kmax}$ , на всем диапазоне должен отвечать внешней характеристике двигателя ( $ea$ ).

Таким образом, для нахождения показателей разгона автомобиля будем рассматривать динамическую характеристику, состоящую из двух участков:  $ea$  и  $aa$ . Для этих участков динамической характеристики коэффициент вращающихся масс  $\delta$  следует подсчитывать, выявляя фактические режимы работы. На участке динамической характеристики  $ea$ , где передаточное отношение имеет постоянное максимальное значение, коэффициент  $\delta$  нужно подсчитывать по выражению (46). На участке  $aa$  динамической характеристики двигатель работает при постоянных числах оборотов, и энергия на ускорение маховика и связанных с ним деталей не затрачивается.

Поэтому

$$\delta = \frac{G_a}{g} + \sum J_k \frac{1}{r^2}$$



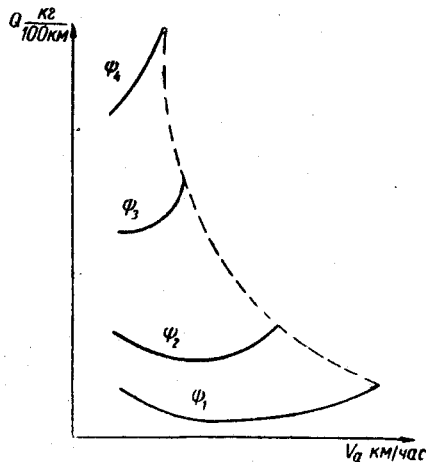
Фиг. 182.

Таким образом, получаем возможность построить кривую ускорений автомобиля и, если это требуется, найти время и путь разгона автомобиля в произвольно заданном интервале скоростей.

Перейдем к построению экономической характеристики автомобиля с прогрессивной передачей, т. е. семейства кривых, определяющих расход топлива в зависимости от скорости движения при различных значениях коэффициента суммарного сопротивления дороги:

$$Q \text{ кг/100 км} = Q(v_a, \psi).$$

Указанное построение может быть осуществлено следующим образом. Пользуясь кривыми мощностей, потребных для преодоления сопротивлений движению, отнесенных к валу двигателя  $\frac{1}{\eta_T} N_{\Sigma W}$ , и имеющейся трансформаторной характеристикой, для заданных частных значений скорости и сопротивления находим числа оборотов, которые двигатель развивает в этих условиях. По кривой минималь-



Фиг. 183.

ного удельного расхода определяем для этих чисел оборотов удельный расход и связываем их с исходными значениями скорости движения автомобиля по дороге заданного качества.

На фиг. 181 показан графический способ нахождения удельного расхода топлива  $g_e$  для скорости  $v'$  и сопротивления дороги  $\psi_2$ .

Заметим, что удельный расход топлива для данных условий движения можно найти и при помощи кривой, показанной на фиг. 180,

если предварительно для каждого значения  $v_a$  и  $\psi$  определить необходимую мощность двигателя  $\frac{1}{\eta_T} N_{\Sigma W} = N_e$ .

Зная удельный расход топлива, расход топлива на 100 км пути подсчитываем по формуле

$$Q \text{ кг/100 км} = \frac{g_e \frac{N_{\Sigma W}}{\eta_T}}{10 v_a},$$

для чего подставляем в эту формулу частные значения  $v_a$ , величины  $\frac{N_{\Sigma W}}{\eta_T}$  для определенного значения  $\psi$  и полученные приведенным выше путем величины  $g_e$ . Результаты подсчетов удобно объединить в таблице, подобной приведенной выше (табл. 9).

На основании данных такой таблицы строим кривые экономической характеристики автомобиля (фиг. 183).

Штриховая кривая, соединяющая конечные точки отдельных кривых, соответствует работе двигателя при максимальном числе оборотов.

Таблица 9  
Результаты подсчета расхода топлива  $Q$  кг/100 км

Параметры	Значения $Q$ кг/100 км при		
	$v_1$	$v_2$	$v_3$
$\psi_1$	$\frac{N_{\Sigma W}}{\eta_T} = N_e \text{ л. с.}$		
	$n$ об/мин		
	$g_e$ г/л. с.		
$\psi_2$	$\frac{N_{\Sigma W}}{\eta_T} = N_e \text{ л. с.}$		
	$n$ об/мин		
	$g_e$ г/л. с. ч.		

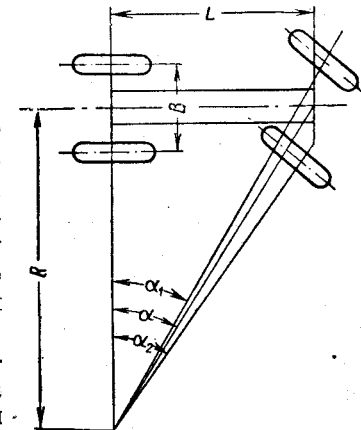
Соотношение между углами поворота левого и правого колес определяется из простейших тригонометрических соотношений:

$$\left. \begin{aligned} \frac{R + \frac{B}{2}}{L} &= \operatorname{ctg} \alpha_1; \\ \frac{R - \frac{B}{2}}{L} &= \operatorname{ctg} \alpha_2, \end{aligned} \right\} \quad (325)$$

откуда

$$\operatorname{ctg} \alpha_1 - \operatorname{ctg} \alpha_2 = \frac{B}{L}. \quad (326)$$

Проф. Б. К. Млодзеевский показал, что рулевая трапеция, обычно осуществляющая кинематическую связь между обоими управляемыми колесами автомобиля, не обеспечивает точного выполнения условия (326). Им же впервые дано теоретическое обоснование выбора соотношений элементов рулевой трапеции, при котором указанное условие будет выполнено с наибольшим приближением, достаточным для практических целей. Выводы проф. Б. К. Млодзеевского относились также к жесткому в боковом направлении колесу и не учитывали боковой эластичности шины колеса.



Фиг. 184.

В дальнейшем будем характеризовать поворот автомобиля углом  $\alpha$  между продолжением задней оси и линией, соединяющей центр поворота  $O$  с серединой передней оси:

$$\operatorname{ctg} \alpha = \frac{R}{L}. \quad (327)$$

Угол  $\alpha$  приближенно можно считать равным среднему углу поворота управляемых колес:

$$\alpha \approx \alpha_{cp} = \frac{\alpha_1 + \alpha_2}{2}.$$

В практических пределах изменения углов поворота управляемых колес это предположение не дает сколько-нибудь существенной ошибки.

## § 2. СИЛЫ, ДЕЙСТВУЮЩИЕ НА КОЛЕСО ПРИ ПОВОРОТЕ

Рассмотрим жесткое в поперечном направлении колесо, плоскость которого совпадает с направлением качения колеса; считаем движение колеса под воздействием силы  $P$ , приложенной к его оси (фиг. 185, а), равномерным.

## ГЛАВА VIII

### ПОВОРОТ И УСТОЙЧИВОСТЬ АВТОМОБИЛЯ

#### § 1. КИНЕМАТИКА ПОВОРОТА АВТОМОБИЛЯ

Для рулевого управления всех современных автомобилей характерен раздельный поворот управляемых колес, шарнирно соединенных с мостом или элементами конструкции, заменяющими мост.

В дальнейшем рассматривается наиболее часто встречающаяся общая компоновка автомобиля, имеющего управляемые передние колеса.

Схема, обеспечивающая кинематическую связь между обоими управляемыми колесами, была применительно к экипажам конной тяги впервые предложена в 1817 г. Langensperger в Германии, а затем Askerman в Англии. Эта схема применительно к автомобилю была разработана во Франции в 1878 г. Jeantaud. По имени этого изобретателя рулевая трапеция, обеспечивающая указанную кинематическую связь между управляемыми колесами автомобиля, иногда называют трапецией Жанто.

Требования, налагаемые на условия совместного поворота обоих управляемых колес, сводятся к отсутствию бокового скольжения одного или обоих колес при качении их под некоторым углом к продольной оси автомобиля.

При постоянном угле поворота и при неизменном расстоянии между колесами условие отсутствия бокового скольжения теоретически выполняется при движении обоих колес по дугам концентрических окружностей.

Рассмотрим поворот автомобиля, считая вначале, что колеса автомобиля жесткие в поперечном направлении, а затем уточним полученные выводы с учетом боковой эластичности шин. При этом допущении центр концентрических окружностей, по дугам которых должны катиться колеса при повороте, являясь центром поворота всей системы, лежит на прямой, совпадающей с осью неуправляемых задних колес (фиг. 184).

Введем обозначения:

$R$  — радиус поворота середины задней оси автомобиля;

$B$  — колея автомобиля;

$L$  — база автомобиля;

$\alpha_1, \alpha_2$  — углы поворота соответственно внешнего и внутреннего по отношению к центру поворота управляемых колес.

Силу сопротивления качению колеса обозначим  $P_f = Qf$ . Если пренебречь сопротивлением воздуха, то

$$P = P_f. \quad (328)$$

Повернем колесо на угол  $\alpha$  относительно направления приложенной к его оси силы (фиг. 185, б): силу, которую необходимо приложить к колесу, чтобы поддерживать его равномерное движение, обозначим  $P'$ . Разложим силу  $P'$  на составляющие: совпадающую с плоскостью колеса и перпендикулярную к ней. Эти составляющие уравновешиваются боковой и продольной реакциями дороги.

Продольная реакция на ведомое колесо представляет собой силу сопротивления качению  $P_f'$ .



Фиг. 185.

Очевидно

$$S = P' \sin \alpha;$$

$$P_f' = P' \cos \alpha.$$

Условие возможности качения колеса:

$$P' \cos \alpha \geq Qf', \quad (329)$$

где  $f'$  — приведенный коэффициент качения для рассматриваемого случая.

При сделанном допущении о жесткости шины в боковом направлении можно считать, что  $f' = f$ .

Скольжение колеса возникает в том случае, когда результирующая реакция между колесом и дорогой, равная геометрической сумме боковой и продольной реакций, достигает силы сцепления. Таким образом, условие отсутствия скольжения колеса

$$P' \leq Q\varphi', \quad (330)$$

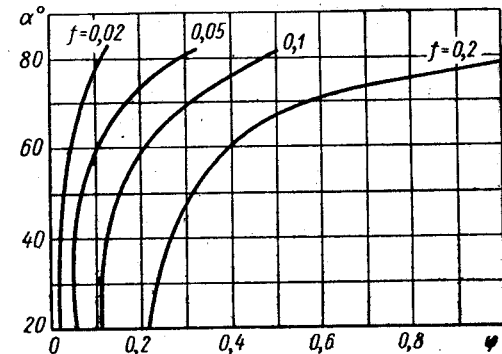
где  $\varphi'$  — коэффициент сцепления колеса с дорогой в направлении, перпендикулярном к плоскости колеса. Практически можно считать  $\varphi' = \varphi$ .

Рассматривая совместно неравенства (329) и (330), находим

$$\cos \alpha \geq \frac{f}{\varphi}. \quad (331)$$

При соблюдении указанного условия колесо будет катиться под углом  $\alpha$  к направлению действующей силы; если неравенство (331) не выполнено, то колесо начнет скользить вбок в направлении силы  $P'$ . Следует отметить, что под действием указанной силы частичное скольжение при одновременном качении колеса может начаться при углах поворота, меньших чем те, которые определяются условием (331).

Для уяснения порядка предельных величин угла поворота колеса относительно направления действующей силы, при которых еще возможно качение колеса без бокового скольжения, на фиг. 186 показана зависимость предельного угла  $\alpha$  от коэффициента сцепления  $\varphi$  и коэффициента качения  $f$ .



Фиг. 186.

Если угол поворота при заданном значении  $\varphi$  больше угла, ограничиваемого кривой для того или другого значения  $f$ , то колесо будет скользить без качения в направлении приложенной к нему силы.

### § 3. СИЛЫ, ДЕЙСТВУЮЩИЕ НА АВТОМОБИЛЬ ПРИ ПОВОРОТЕ

При движении автомобиля на повороте, кроме сил, присущих прямолинейному движению, и рассмотренных выше боковых сил, на автомобиль действуют инерционные силы, которые могут оказать существенное влияние на характер его движения.

Рассмотрим наиболее общий случай движения автомобиля на повороте — движение с переменной скоростью и с переменным углом поворота передних колес.

В каждый данный момент поворот автомобиля (фиг. 187) происходит около мгновенного полюса вращения  $O$ , который лежит на пересечении осей обоих передних колес с осью задних колес. Если угол поворота передних колес  $\alpha$  постоянен, то положение мгновенного полюса вращения остается неизменным и движение автомобиля можно рассматривать как вращение в плоскости около неподвижной точки. При изменении угла  $\alpha$  положение мгновенного полюса меняется. Геометрическое место соответствующих точек на неподвижной

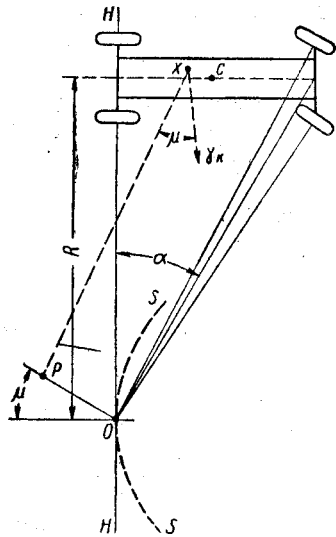
ной плоскости представит неподвижную центроиду  $S - S$ , а на плоскости, связанной с автомобилем, — подвижную центроиду  $H - H$ . При движении автомобиля подвижная центроида катится без скольжения по неподвижной.

Центр ускорения  $P$  системы, т. е. точка, ускорение которой равно нулю, лежит на прямой, образующей с общей нормалью к обоим центроидам в точке их касания угол  $\mu$ .

Можно доказать, что

$$\cos \mu = \frac{\omega^2}{\sqrt{\omega^4 + \left(\frac{d\omega}{dt}\right)^2}} \quad (332)$$

$$OP = \frac{e e'}{e + e'} \cos \mu = \frac{e e'}{e + e'} \cdot \frac{\omega^2}{\sqrt{\omega^4 + \left(\frac{d\omega}{dt}\right)^2}} \quad (333)$$



Фиг. 187.

где  $\omega$  — угловая скорость автомобиля в 1/сек;

$\frac{d\omega}{dt}$  — угловое ускорение автомобиля в 1/сек<sup>2</sup>;

$e$  — радиус кривизны неподвижной центроиды в  $m$ ;

$e'$  — радиус кривизны подвижной центроиды в  $m$ .

В рассматриваемом случае подвижная центроида представляет собой прямую; следовательно,  $e' = \infty$ , поэтому

$$\frac{e e'}{e + e'} = \frac{e}{\frac{e}{e'} + 1} = e. \quad (334)$$

Для нахождения радиуса кривизны неподвижной центроиды  $e$  представим, что при движении автомобиля с меняющимся углом поворота колес за время  $dt$  точка касания центроид переместится из точки  $O$  в некоторую

точку  $O'$ . Обозначим угол между старым и новым положением подвижной центроиды  $d\theta$ , тогда

$$\overline{OO'} = ds = e d\theta.$$

Но так как подвижная центроида катится по неподвижной без скольжения, то длина дуги  $ds$  равна изменению радиуса поворота  $dR$ :

$$ds = dR.$$

Отсюда

$$e = \frac{dR}{d\theta} = \frac{dR}{\omega dt} = \frac{1}{\omega} \cdot \frac{dR}{dt}. \quad (335)$$

В рассматриваемом случае  $R = L \operatorname{ctg} \alpha$ , где  $R$  — радиус поворота, отнесенный к середине задней оси автомобиля в  $m$ ,  $L$  — база автомобиля в  $m$ .

При увеличении угла  $\alpha$  радиус поворота  $R$  уменьшается. Следовательно,

$$\frac{dR}{dt} = - \frac{d(L \operatorname{ctg} \alpha)}{dt} = - \frac{L}{\sin^2 \alpha} \cdot \frac{d\alpha}{dt}$$

и

$$e = \frac{1}{\omega} \cdot \frac{L}{\sin^2 \alpha} \cdot \frac{d\alpha}{dt}. \quad (336)$$

Если скорость автомобиля  $v$ , то

$$\omega = \frac{v}{R} = \frac{v}{L} \operatorname{tg} \alpha \quad (337)$$

и

$$\frac{d\omega}{dt} = \frac{\operatorname{tg} \alpha dv}{L dt} + \frac{v}{L \cos^2 \alpha} \cdot \frac{d\alpha}{dt}. \quad (338)$$

Из уравнения (338) имеем

$$\frac{d\alpha}{dt} = \left( \frac{d\omega}{dt} - \frac{\operatorname{tg} \alpha}{L} \cdot \frac{dv}{dt} \right) \frac{L \cos^2 \alpha}{v}.$$

Подставив полученное значение  $\frac{d\alpha}{dt}$  в уравнение (336), находим

$$e = \frac{1}{\omega} \cdot \frac{L}{\sin^2 \alpha} \left( \frac{d\omega}{dt} - \frac{\operatorname{tg} \alpha}{L} \cdot \frac{dv}{dt} \right) \frac{L \cos^2 \alpha}{v}, \quad (339)$$

откуда

$$OP = e \frac{\omega^2}{\sqrt{\omega^4 + \left(\frac{d\omega}{dt}\right)^2}} = \left( R \frac{d\omega}{dt} - \frac{dv}{dt} \right) \frac{1}{\sqrt{\omega^4 + \left(\frac{d\omega}{dt}\right)^2}}. \quad (340)$$

Формулы (340) и (332) определяют положение мгновенного центра ускорений.

Полное ускорение любой точки  $x$  автомобиля будет направлено под углом  $\mu$  к линии  $xP$  и по абсолютной величине будет равно

$$j_x = xP \sqrt{\omega^4 + \left(\frac{d\omega}{dt}\right)^2}. \quad (341)$$

Таким же образом можно определить величину и направление ускорения центра тяжести автомобиля  $C$ , а следовательно, и силы инерции, действующие на него.

Более наглядное представление о величине ускорения любой точки автомобиля можно получить, рассматривая ускорения отдельных характерных точек системы (фиг. 188).

Полное ускорение мгновенного полюса вращения  $O$  равно

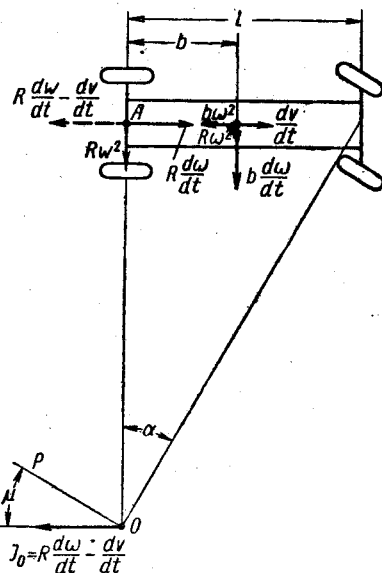
$$j_0 = OP \sqrt{\omega^4 + \left(\frac{d\omega}{dt}\right)^2} = R \frac{d\omega}{dt} - \frac{dv}{dt} \quad (342)$$

и направлено перпендикулярно прямой  $OA$ ,

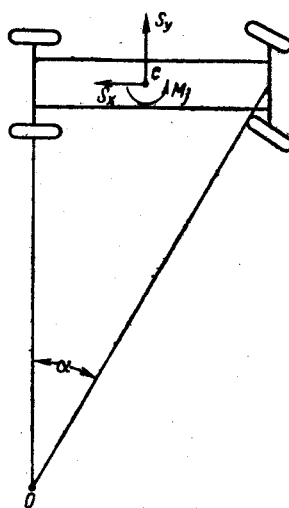
Ускорение середины задней оси автомобиля  $A$  складывается из ускорения точки  $O$ , нормального ускорения  $R\omega^2$  и тангенциального ускорения  $R \frac{d\omega}{dt}$  в движении относительно точки  $O$ .

Ускорение центра тяжести  $C$  складывается из ускорения точки  $A$ , нормального ускорения  $b\omega^2$  и тангенциального ускорения  $b \frac{d\omega}{dt}$  в движении относительно точки  $A$ , где  $b$  — расстояние от задней оси до центра тяжести в м.

Силы инерции, приложенные к центру тяжести автомобиля, таким образом, могут быть определены (фиг. 189).



Фиг. 188.



Фиг. 189.

Сила инерции вдоль оси автомобиля

$$S_x = \frac{G_a}{g} \left( \frac{dv}{dt} - b\omega^2 \right). \quad (343)$$

Сила инерции, перпендикулярная к оси автомобиля,

$$S_y = \frac{G_a}{g} \left( R\omega^2 + b \frac{d\omega}{dt} \right), \quad (344)$$

где  $G_a$  — полный вес автомобиля в кг;  
 $g$  — ускорение силы тяжести в м/сек<sup>2</sup>.

Кроме того, к автомобилю приложен инерционный момент  $M_j = J_a \frac{d\omega}{dt}$ , где  $J_a$  — момент инерции автомобиля относительно вертикальной оси, проходящей через центр тяжести автомобиля.

Учитывая уравнения (337) и (338), выражая скорость не в м/сек, а в км/час (скорость в данной размерности обозначаем, как и раньше,  $v_a$ ), и вводя обозначение  $\zeta = \frac{b}{L}$ , окончательно получаем

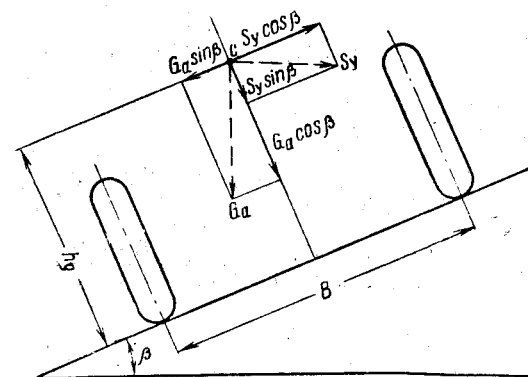
$$S_x = \frac{G_a}{g} \left( \frac{dv}{dt} - \zeta L \frac{v_a^2}{3,6^2 R^2} \right);$$

$$S_y = \frac{G_a}{g} \left( \frac{v_a^2}{3,6^2 R} + \zeta \frac{L}{R} \cdot \frac{dv}{dt} + \zeta \frac{v_a}{3,6} \cdot \frac{L^2 + R^2}{R^2} \cdot \frac{da}{dt} \right).$$

Эти силы подлежат рассмотрению при исследовании устойчивости автомобиля.

#### § 4. УСТОЙЧИВОСТЬ АВТОМОБИЛЯ

Характерными случаями нарушения поперечной устойчивости автомобиля являются поперечное опрокидывание автомобиля или боковое скольжение колес. Случаи продольного опрокидывания автомобиля встречаются весьма редко и в данном учебнике не рассма-



Фиг. 190.

триваются. Заметим, что боковое скольжение колес передней и задней осей может начинаться не одновременно. В зависимости от условий движения, распределения нагрузок на оси и от наличия тяговых или тормозных сил боковое скольжение могут получить колеса только одной из осей (занос автомобиля).

Рассмотрим тот случай, когда боковое скольжение колес обеих осей происходит одновременно; при этом боковое перемещение всего автомобиля в целом в определенных условиях ограничивает возможность поперечного опрокидывания. Для рассматриваемого случая будем находить только поперечную слагающую инерционных сил.

На фиг. 190 показана схема сил, приложенных к центру тяжести автомобиля, соотношение между которыми определяет устойчивость



данного автомобиля. В дополнение к ранее указанным обозначениям  $\beta$  — угол поперечного уклона дороги.

Силы  $S_y$  и  $G_a$  разложены на составляющие, параллельные к полотну дороги и перпендикулярные к нему.

В соответствии с данной схемой находим условие поперечного опрокидывания автомобиля:

$$(S_y \cos \beta - G_a \sin \beta) h_g > (G_a \cos \beta + S_y \sin \beta) \frac{B}{2},$$

откуда

$$\begin{aligned} \operatorname{tg} \beta &< \frac{S_y - G_a \frac{B}{2h_g}}{S_y \frac{B}{2h_g} + G_a} = \\ &= \frac{\left( \frac{v_a^2}{3,6^2 Rg} + \frac{\zeta L}{Rg} \cdot \frac{dv}{dt} + \frac{\zeta v_a}{3,6g} \cdot \frac{L^2 + R^2}{R^2} \cdot \frac{da}{dt} \right) - \frac{B}{2h_g}}{\left( \frac{v_a^2}{3,6^2 Rg} + \frac{\zeta L}{Rg} \cdot \frac{dv}{dt} + \frac{\zeta v_a}{3,6g} \cdot \frac{L^2 + R^2}{R^2} \cdot \frac{da}{dt} \right) \frac{B}{2h_g} + 1}. \end{aligned} \quad (345)$$

Условие бокового скольжения автомобиля:

$$(S_y \cos \beta - G_a \sin \beta) > (G_a \cos \beta + S_y \sin \beta) \varphi,$$

откуда

$$\operatorname{tg} \beta < \frac{S_y - G_a \varphi}{S_y \varphi + G_a} = \frac{\left( \frac{v_a^2}{3,6^2 Rg} + \frac{\zeta L}{Rg} \cdot \frac{dv}{dt} + \frac{\zeta v_a}{3,6g} \cdot \frac{L^2 + R^2}{R^2} \cdot \frac{da}{dt} \right) - \varphi}{\left( \frac{v_a^2}{3,6^2 Rg} + \frac{\zeta L}{Rg} \cdot \frac{dv}{dt} + \frac{\zeta v_a}{3,6g} \cdot \frac{L^2 + R^2}{R^2} \cdot \frac{da}{dt} \right) \varphi + 1}. \quad (346)$$

Если угол  $\beta$  больше угла, определяемого по уравнению (346) бокового скольжения не будет, если меньше — боковое скольжение возможно.

Следует заметить, что если через колесо передается тяговая или тормозная сила, то боковая устойчивость колеса снижается; если под влиянием указанных сил колесо буксует или скользит в направлении, совпадающем с плоскостью колеса, то произвольная малая боковая сила может вызвать скольжение колеса вбок.

Сопоставляя уравнения (345) и (346), приходим к выводу, что если

$$\varphi < \frac{B}{2h_g}, \quad (347)$$

то боковое скольжение будет предшествовать поперечному опрокидыванию. Если же

$$\varphi > \frac{B}{2h_g}, \quad (348)$$

то автомобиль при наличии достаточных силовых воздействий будет опрокидываться.

Когда дорога не имеет поперечного уклона ( $\beta = 0$ ), условие поперечного опрокидывания на основании (345) имеет вид

$$\frac{v_a^2}{3,6^2 Rg} > \frac{B}{2h_g} - \frac{\zeta L}{Rg} \cdot \frac{dv}{dt} + \frac{\zeta v_a}{3,6g} \cdot \frac{L^2 + R^2}{R^2} \cdot \frac{da}{dt}. \quad (349)$$

Предельную скорость автомобиля, при которой еще не будет бокового опрокидывания, можно найти, решая квадратное уравнение

$$v_a^2 + mv_a - n = 0, \quad (350)$$

где

$$m = 3,6 \zeta \frac{L^2 + R^2}{R^2} \cdot \frac{da}{dt};$$

$$n = 3,6^2 \left( Rg \frac{B}{2h_g} - \zeta L \frac{dv}{dt} \right).$$

Условие поперечного опрокидывания при равномерном движении с постоянным углом поворота

$$\frac{v_a^2}{3,6^2 Rg} > \frac{B}{2h_g}. \quad (351)$$

Условие бокового скольжения автомобиля при  $\beta = 0$

$$\frac{v_a^2}{3,6^2 Rg} > \varphi - \frac{\zeta L}{Rg} \cdot \frac{dv}{dt} - \frac{\zeta v_a}{3,6g} \cdot \frac{L^2 + R^2}{R^2} \cdot \frac{da}{dt}. \quad (352)$$

При равномерном движении с постоянным углом поворота

$$\frac{v_a^2}{3,6^2 Rg} > \varphi. \quad (353)$$

Сопоставление выражений (349) и (352) приводит также к неравенству (347).

Если в уравнение (350) подставить  $R = \infty$  (прямолинейное движение), то после соответствующих преобразований получим условие, определяющее возможность поперечного опрокидывания:

$$\frac{da}{dt} > \frac{B}{2h_g} \cdot \frac{3,6g}{\zeta v_a}. \quad (354)$$

Другими словами, если при прямолинейном движении дать хотя бы весьма малый, но резкий поворот управляемым колесам, то возможно опрокидывание автомобиля. Соответствующая угловая ско-

рость поворота управляемых колес будет тем ниже, чем меньше колея и база автомобиля и чем выше скорость его движения.

В том случае, когда неравенство (349) соблюдается, исследование влияния условий движения на устойчивость автомобиля следует вести по уравнению (346), рассматривая возможность поперечного скольжения автомобиля, а в том случае, когда неравенство (349) не соблюдается, — по уравнению (345), рассматривая возможность поперечного опрокидывания автомобиля.

Для конкретизации приведенных рассуждений определим предельную скорость автомобиля, выше которой движение будет неустойчивым. В качестве исходных примем следующие данные: база автомобиля  $L = 2,6$  м, коэффициент  $\zeta = 0,4$ , колея  $B = 1,3$  м, высота центра тяжести  $h_g = 0,85$  м, коэффициент сцепления  $\varphi = 0,8$ , радиус поворота  $R = 50$  м, ускорение в поступательном движении  $\frac{dv}{dt} = 0,8$  м/сек<sup>2</sup>, угловая скорость поворота управляемых колес  $\frac{da}{dt} = 0,4$  рад/сек.

Для выбранных величин  $\frac{B}{2h_g} = 0,765$ .

На основании неравенства (347) приходим к выводу, что в рассматриваемом случае нарушение устойчивости проявляется в поперечном опрокидывании автомобиля.

Решая квадратное уравнение (350) для принятых значений  $\frac{dv}{dt}$  и  $\frac{da}{dt}$ , находим  $v_a = 57$  км/час.

Если угол поворота постоянен, т. е.  $\frac{da}{dt} = 0$ , то предельная по условию поперечного опрокидывания скорость  $v_a$  находится непосредственно по выражению (349). Для рассматриваемого примера  $v_a = 69,5$  км/час. Наконец, если поворот совершается с постоянно скоростью, то  $v_a = 69,8$  км/час.

### § 5. БОКОВОЙ УВОД КОЛЕСА

Приведенные выше соображения относились к случаю, когда колесо было жестким в поперечном направлении.

В действительности автомобильная шина обладает в поперечном направлении эластичностью, что при наличии боковых сил, действующих на колесо, оказывает определенное влияние на процесс качения.

Отметим на окружности колеса, снабженного эластичной шиной, опирающегося на жесткую плоскость, точки  $a, b, c, d, \dots$  (фиг. 191).

При качении колеса, не нагруженного боковыми силами (см. фиг. 191, а), точка  $b$  войдет в соприкосновение с опорной плоскостью (дорогой) в точке  $b_1$ , точка  $c$  — в точке  $c_1$  и т. д. Траектория

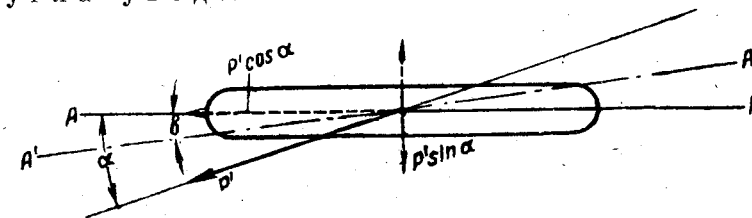
колеса будет представлена прямой  $ae_1$ , лежащей в плоскости качения колеса.

Если к неподвижному колесу приложить боковую силу  $S$ , то при наличии достаточного сцепления между колесом и дорогой центр колеса переместится в направлении действия силы (фиг. 191); примерный характер деформации шины при этом показан на фиг. 191, б.

Вследствие этой деформации при качении колеса, нагруженного боковой силой, точка  $b$ , лежащая на окружности колеса, войдет в соприкосновение с опорной поверхностью в точке  $b_2$ , точка  $c$  — в точке  $c_2$ , точка  $d$  — в точке  $d_2$  и т. д. Прямая  $ae_2$  представит траекторию движения колеса, отнесенную к средней линии поверхности шины в нагруженном состоянии; эта прямая отклонена относительно прямой  $ae_1$ , представляющей траекторию движения колеса, не нагруженного боковой силой, на некоторый угол  $\delta$ .

Отклонение траектории эластичного колеса под влиянием боковой силы от траектории ненагруженного колеса называется углом увода; соответствующий угол отклонения  $\delta$  носит название угла увода.

Отклонение траектории эластичного колеса под влиянием боковой силы от траектории ненагруженного колеса называется углом увода; соответствующий угол отклонения  $\delta$  носит название угла увода.



Фиг. 192.

Угол увода зависит от величины боковой силы  $S$ , приложенной к колесу, и от параметров, влияющих на боковую эластичность шины (диаметр, ширина профиля, число слоев корда, качество резины, давление воздуха в шине, нагрузка, воспринимаемая шиной).

В общем виде можем написать

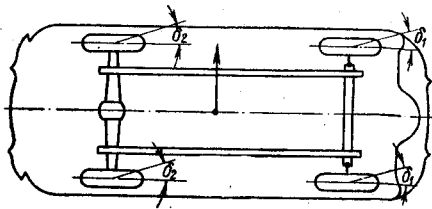
$$S = k\delta, \quad (355)$$

где  $k$  — так называемый коэффициент увода.

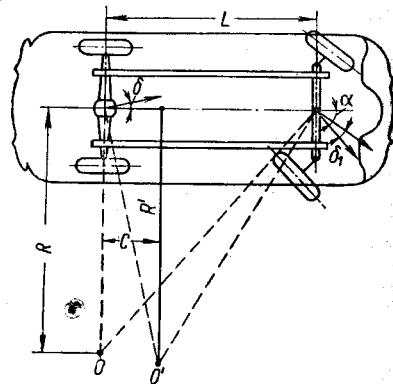
Представим, что эластичное колесо движется под углом к направлению силы  $P'$ , приложенной к его оси, как это показано на фиг. 193 (сравнить с фиг. 185, б). Боковая сила  $S = P' \sin \alpha$  вызовет увод колеса; траектория колеса будет определяться прямой  $A'A'$ , отклоненной от линии  $AA$ , лежащей в плоскости колес. Угол увода

$$\delta = \frac{1}{k} P' \sin \alpha. \quad (356)$$

Боковой увод может быть вызван центробежной силой автомобиля на повороте и т. п. Боковой увод наблюдается также, если боковую силу, например слагающую силы веса при движении на косогоре, приложить к прямолинейно движущемуся автомобилю (фиг. 193); в результате деформации шин в попе-



Фиг. 193.



Фиг. 194.

речном направлении колеса будут отклоняться от своего прямолинейного пути.

Обозначим угол отклонения траектории передних колес  $\delta_1$ , угол отклонения задних колес  $\delta_2$ . Если  $\delta_1 = \delta_2 = \delta$ , то автомобиль будет перемещаться прямолинейно под углом  $\delta$  к первоначальному направлению движения; если  $\delta_1 > \delta_2$ , то автомобиль перемещается по некоторой криволинейной траектории, уклоняясь от первоначального направления в сторону действия приложенной к нему боковой силы; если  $\delta_1 < \delta_2$ , то автомобиль перемещается по некоторой криволинейной траектории, уклоняясь от первоначального направления в сторону, противоположную действию приложенной к нему боковой силы.

Отклонение траектории автомобиля от направления, заданного положением его колес относительно оси автомобиля, носит название увода автомобиля.

Когда автомобиль движется не прямолинейно (фиг. 194), то в случае, если колеса жесткие в боковом направлении и нет бокового проскальзывания колес по дороге, траектория автомобиля определяется средним углом поворота передних колес  $\alpha$  или радиусом

поворота  $R$  вокруг точки  $O$ , причем  $R = \frac{L}{\operatorname{tg} \alpha}$ , а при малых углах поворота  $R \approx \frac{L}{\alpha}$ .

В случае эластичных в боковом направлении шин мгновенный центр вращения автомобиля лежит не в  $O$ , а в  $O'$  и радиус поворота определяется соотношением

$$R' = \frac{L}{\operatorname{tg} \delta_2 + \operatorname{tg} (\alpha - \delta_1)}. \quad (357)$$

Смещение центра поворота при увode определится величиной  $C$ :

$$C = \frac{L \operatorname{tg} \delta_2}{\operatorname{tg} \delta_2 + \operatorname{tg} (\alpha - \delta_1)}. \quad (358)$$

Зная  $R'$  и  $C$ , можно полностью выявить кинематику поворота автомобиля.

Так как углы увода невелики ( $5-10^\circ$ ) и угол поворота передних колес при высокой скорости движения, на которой обычно возникает опасность потери автомобилем устойчивости, также невелик, приближенно считают

$$R' \approx \frac{L}{\alpha + (\delta_2 - \delta_1)}. \quad (359)$$

Если  $\delta_2 = \delta_1$ , то радиус поворота имеет то же значение, что и при жестких колесах, т. е.  $R' = R$ .

Если  $\delta_1 > \delta_2$ , то  $R' > R$ , т. е. поворот при увode колес происходит по более пологой кривой, чем при жестких колесах.

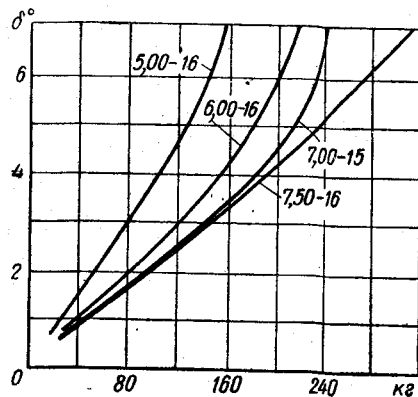
Если  $\delta_1 < \delta_2$ , то  $R' < R$ , т. е. поворот при увode колес будет происходить по более крутой кривой, чем при жестких колесах. Последний случай нежелателен, так как уменьшение радиуса поворота вызывает соответствующее увеличение центробежной силы; которая, в свою очередь, увеличивает углы увода. В конечном итоге, нарастание центробежной силы может привести к потере автомобилем устойчивости.

В автомобильной литературе случай  $\delta_1 > \delta_2$  носит название недостаточного поворачивания, а случай  $\delta_1 < \delta_2$  — избыточного поворачивания. Автомобиль с избыточным поворачиванием колес опасен не только при движении на повороте, но и при прямолинейном движении; поскольку при воздействии случайных боковых сил автомобиль перестает «держаться дороги», и управление им становится весьма затруднительным.

Чтобы можно было реально представить величину бокового увода, на фиг. 195 приведены кривые, показывающие для некоторых типов шин легковых автомобилей зависимость угла увода от боковой силы, приложенной к колесу.

При изменении внутреннего давления воздуха в шине угол увода изменяется: при уменьшении  $p_w$  возрастает, при увеличении уменьшается. Изменяя в допустимых пределах соотношение давления воздуха в шинах задних и передних колес, можно изменить соотношение между углами их увода. Например, если при прочих равных условиях давление воздуха в шинах передних колес меньше, чем в задних, то будет иметь место недостаточное поворачивание автомобиля, что способствует повышению устойчивости автомобиля.

Нагрузка на колесо также оказывает влияние на величину увода. При увеличении до некоторого предела нагрузки на колеса под действием постоянной боковой силы уменьшается; при значительной перегрузке увод может увеличиваться.



Фиг. 195.

Увод колеса может обусловить частичное проскальзывание шины в зоне контакта ее с дорогой, а следовательно, увеличенный износ и дополнительную затрату мощности. Кроме того, при уводе шина испытывает дополнительные деформации, что также связано с дополнительной затратой мощности. В результате указанных дополнительных затрат мощности, коэффициент качения шины при уводе больше, чем при обычных условиях качения; чем больше угол увода, тем резче возрастает коэффициент качения. Для шины 6,00—16", при угле увода  $\delta = 5^\circ$  коэффициент качения примерно в 3 раза больше, чем при обычных условиях.

### § 6. УСТОЙЧИВОСТЬ АВТОМОБИЛЯ С УЧЕТОМ БОКОВОЙ ЭЛАСТИЧНОСТИ ШИН

Рассмотрим поворот автомобиля с учетом боковой эластичности шин для частного случая — движения с постоянной скоростью по кругу, причем будем пренебрегать влиянием тяговой силы на площадке контакта шин с дорогой.

В соответствии с изложенным выше центр поворота автомобиля при наличии увода лежит в точке  $O'$  пересечения нормалей к траекториям движения колес передней и задней осей (фиг. 196).

Расстояние  $O'D$  от центра поворота до продольной оси будем рассматривать в качестве радиуса поворота  $R'$ . Считаем, что центробежная сила приложена к центру тяжести  $s$  автомобиля и направлена по прямой  $O's$ . Ее величина

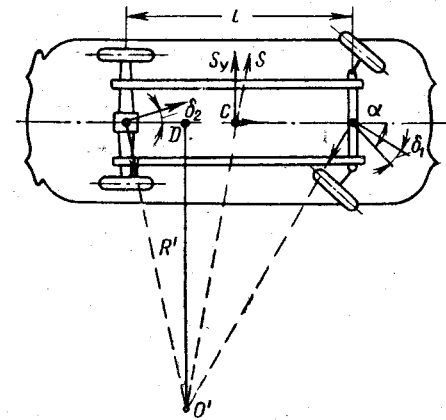
$$S = \frac{G_a v_a^2}{g O'C}. \quad (360)$$

В пределах поставленной задачи необходимо найти слагающую центробежной силы  $S_y$ , перпендикулярную к продольной оси автомобиля. Считая угол  $O'CD$  малым имеем:

$$S_y = \frac{G_a v_a^2}{g R'} \quad (361)$$

или, выражая скорость в км/час,

$$S_y = \frac{G_a v_a^2}{3,6^2 g R'}. \quad (362)$$



Фиг. 196.

Обозначим боковые реакции дороги на колеса автомобиля, перпендикулярные к плоскости передних и задних колес соответственно  $Y_1$  и  $Y_2$ :

$$Y_1 = S_y \frac{b}{L}; \quad (363)$$

$$Y_2 = S_y \frac{a}{L}. \quad (364)$$

Статическая нагрузка на передние и задние колеса соответственно равна

$$G_1 = G_a \frac{b}{L};$$

$$G_2 = G_a \frac{a}{L},$$

откуда

$$\frac{Y_1}{G_1} = \frac{Y_2}{G_2} = \frac{S_y}{G_a} = \frac{v_a^2}{3,6^2 g R'}. \quad (365)$$

Отношение  $\frac{S_y}{G_a}$  представляет собой так называемую удельную боковую нагрузку автомобиля.

Боковые реакции изменяются в зависимости от скорости движения и радиуса поворота и связаны, как было установлено выше, с углами увода;

$$Y_1 = Y_1(\delta_1); \quad (366)$$

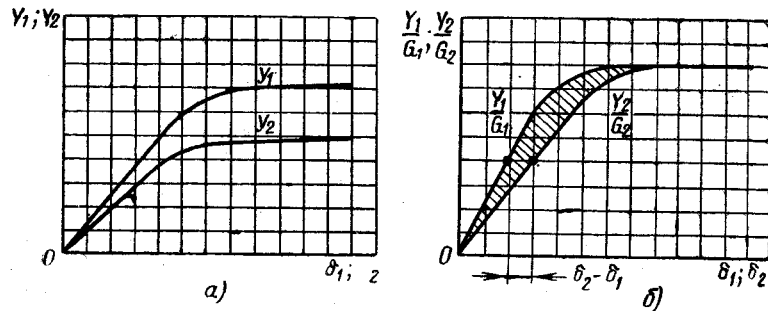
$$Y_2 = Y_2(\delta_2). \quad (367)$$

Приведенные зависимости находят экспериментально.

Углы увода, в свою очередь, могут быть связаны при помощи уравнения (359) с радиусом поворота:

$$\delta_2 - \delta_1 = \frac{L}{R'} - \alpha. \quad (368)$$

На основании изложенного приходим к выводу, что движение на повороте автомобиля с эластичными в боковом направлении шинами характеризуется семью величинами:  $\alpha$ ,  $R'$ ,  $v_a$ ,  $Y_1$ ,  $Y_2$ ,  $\delta_1$ ,  $\delta_2$ . Эти семь величин связаны между собой пятью уравнениями (363) (364), (366), (367) и (368), так что, задаваясь двумя из указанных величин, можно найти остальные пять. Совместное решение указанных уравнений может быть проведено графическим путем.



Фиг. 197.

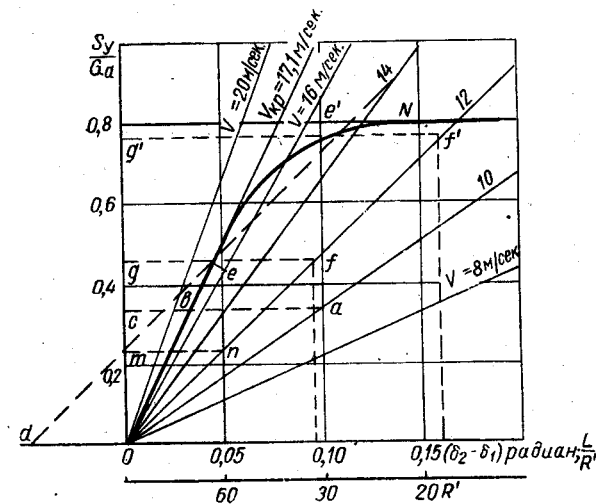
Имея экспериментально найденные зависимости  $Y_1 = Y_1(\delta_1)$  и  $Y_2 = Y_2(\delta_2)$  (фиг. 197, а), строим затем зависимости  $\frac{Y_1}{G_1} = \bar{Y}_1(\delta_1)$  и  $\frac{Y_2}{G_2} = \bar{Y}_2(\delta_2)$  (фиг. 197, б). По этим зависимостям находим разность  $\delta_2 - \delta_1$  для любого значения  $\frac{Y_1}{G_1}$  и  $\frac{Y_2}{G_2}$ , а также равного им значения  $\frac{S_y}{G_a}$ .

Пользуясь фиг. 197, б, строим зависимость  $(\delta_2 - \delta_1) = \delta \left( \frac{S_y}{G_a} \right)$  (кривая  $ON$  на фиг. 198). По оси абсцисс отложены в выбранном масштабе разности углов увода задних и передних колес, выраженные в радианах. Отложим одновременно по оси абсцисс величины отношения  $\frac{L}{R}$  в том же масштабе, что и разность  $(\delta_2 - \delta_1)$ , после чего строим зависимость  $\frac{S_y}{G_a} = \frac{L}{R} \cdot \frac{v_a^2}{3,6^2 g L}$  для скорости  $v_a$ , равной 28,8 км/час (8 м/сек), 36 км/час (10 м/сек), 43,2 км/час (12 м/сек), 50,5 км/час (16 м/сек), 72 км/час (20 м/сек). Величина  $L$  для данного автомобиля задана. Указанная зависимость представлена на фиг. 198 наклонными прямыми, проходящими через начало координат.

Под осью абсцисс может быть нанесен второй масштаб, связывающий при данном значении  $L$  отношение  $\frac{L}{R}$  с радиусом пово-

рота  $R'$ . Совокупность графически выраженных зависимостей, показанных на фиг. 198, носит название диаграммы устойчивости; эта диаграмма введена в теорию устойчивости автомобиля проф. Я. М. Певзнером. По диаграмме устойчивости можно находить неизвестные параметры поворота, если заданы хотя бы два из них.

Допустим, что заданы радиус поворота  $R' = 30$  м и скорость движения  $v_a = 36$  км/час.



Фиг. 198.

Из точки  $a$  (фиг. 198), соответствующей выбранному значению радиуса поворота и лежащей на прямой, обозначенной  $v = 10$  м/сек (36 км/час), проводим горизонтальную прямую  $abc$ . Очевидно, что

$$ca = \frac{L}{R'}, \quad cb = \delta_2 - \delta_1,$$

следовательно,

$$ba = \frac{L}{R'} - (\delta_2 - \delta_1) = a. \tag{369}$$

Отрезок  $Oc$  представит величину удельной боковой нагрузки  $\frac{S_y}{G_a}$ .

Теперь допустим, что заданы угол поворота колес  $\alpha = 0,05$  радиан ( $2^\circ 52'$ ) и скорость движения автомобиля  $v_a = 12$  м/сек (43,2 км/час). Требуется найти радиус поворота  $R'$  и величину удельной боковой нагрузки  $\frac{S_y}{G_a}$ .

Отложим влево от начала координат отрезок  $Od = a$ ; из точки  $d$  проводим прямую, параллельную линии  $v_a = 12$  м/сек. Через

точки  $e$  и  $e'$  ее пересечения с кривой  $N$  проводим горизонтальные прямые  $gef$  и  $g'e'f'$ .

Очевидно, что  $ef = e'f' = 0,05$  радиан. Проектируя точки  $f$  и  $f'$  на ось абсцисс, находим  $R_1 = 31,3$  м;  $R_2 = 18,8$  м. Случай устойчивого движения соответствует большему радиусу.

Удельные боковые нагрузки определяются отрезками  $Og = Og'$

$$\left(\frac{S_y}{G_a}\right)_1 = 0,465 \text{ и } \left(\frac{S_y}{G_a}\right)_2 = 0,770.$$

Зная вес автомобиля, можно найти абсолютные значения боковых сил  $S_y$ .

Подобными же приемами решаются и другие задачи, связанные с нахождением неизвестных параметров поворота по другим известным параметрам.

Пользуясь диаграммой устойчивости, можно рассмотреть вопрос о том, как меняется в круговом движении угол поворота колес при изменении радиуса поворота.

Угол поворота  $\alpha$ , как было отмечено, определяется отрезком прямой, параллельной оси абсцисс, между кривой  $ON$  и наклонной прямой, соответствующей выбранной скорости.

По мере уменьшения радиуса поворота угол  $\alpha$  сначала растет до некоторого максимального значения  $\alpha_{\max}$ , а затем начинает уменьшаться.

Движение при заданных параметрах поворота с углом поворота колес, большим максимального, без бокового скольжения колес невозможно, так как совместно установленные условия при этом оказываются невыполненными.

Чем больше скорость автомобиля, тем меньше  $\alpha_{\max}$ . Проведем наклонную прямую, совпадающую с кривой  $ON$  в ее прямолинейной части. Очевидно, что в этой зоне  $\alpha = \alpha_{\max} = 0$ , а указанная прямая будет характеризовать ту максимальную скорость, при которой еще возможно устойчивое движение автомобиля; эту скорость называют критической по устойчивости движения на повороте.

Тангенс угла между наклонной прямой, соответствующей тому или другому значению  $v_a$  и осью ординат:

$$\operatorname{tg} \gamma_1 = \frac{\frac{L}{R}}{\frac{S_y}{G_a}} = \frac{gL}{v_a^2}. \quad (370)$$

На прямолинейном участке кривой  $ON$

$$Y_2 = k_2 \delta_2; \quad Y_1 = k_1 \delta_1,$$

откуда

$$\delta_2 - \delta_1 = \frac{Y_2}{k_2} - \frac{Y_1}{k_1},$$

или, учитывая соотношения (365),

$$\delta_2 - \delta_1 = \frac{S_y}{G_a} \left[ \frac{G_2}{k_2} - \frac{G_1}{k_1} \right]. \quad (371)$$

Наклон кривой  $ON$  на ее прямолинейном участке может быть определен следующим образом:

$$\operatorname{tg} \gamma_2 = \frac{\delta_2 - \delta_1}{\frac{S_y}{G_a}} = \frac{G_2}{k_2} - \frac{G_1}{k_1}.$$

В соответствии с изложенным выше критическая скорость определяется условием

$$\operatorname{tg} \gamma_1 = \operatorname{tg} \gamma_2$$

или

$$\frac{gL}{v_a^2} = \frac{G_2}{k_2} - \frac{G_1}{k_1},$$

откуда

$$v_{кр} = \sqrt{\frac{gL}{\frac{G_2}{k_2} - \frac{G_1}{k_1}}}, \quad (372)$$

или, так как  $G_2 = G_a \frac{a}{L}$ ,  $G_1 = G_a \frac{b}{L}$ ,

$$v_{кр} = \sqrt{\frac{gL^2 k_1 k_2}{G_a (ak_1 - bk_2)}}. \quad (373)$$

## ГЛАВА IX

## КОЛЕБАНИЯ АВТОМОБИЛЯ\*

## § 1. ОЦЕНКА ПЛАВНОСТИ ХОДА

Степень воздействия колебательных движений автомобиля на организм пассажиров и водителя, а следовательно, и на связанные с этим воздействием физиологические явления в организме человека (усталость, головокружение или какие-либо другие нежелательные ощущения), в значительной мере зависит от плавности хода автомобиля. Непосредственная оценка этих явлений является субъективной и поэтому может в известной степени характеризовать плавность хода автомобиля только с качественной стороны.

Для сравнительной количественной оценки плавности хода автомобиля необходимо установить зависимость между физиологическими ощущениями и параметрами колебательного движения, вызывающего эти ощущения. Соответствующие параметры и предлагается принимать для оценки плавности хода автомобиля.

В начале текущего столетия Ланчестером было предложено оценивать качество подвески частотой собственных колебаний кузовов автомобиля. При этом количественные оценки можно установить исходя из того, что организм человека, привыкший к вертикальным толчкам при ходьбе, лучше всего приспособлен к частотам, соответствующим средней скорости пешехода. Приняв шаг равным в среднем 0,75 м, получаем

Скорость пешехода в км/час	3,0	3,5	4,0	4,5	5,0
Число толчков в минуту	67	78	89	100	122

Указанный подход к обоснованию оценки подвески является чрезмерно упрощенным, однако следует отметить, что частота собственных колебаний современных автомобилей, наиболее совершенных по качеству подвески, имеет пределы, близкие к приведенным выше цифрам: 60—80 кол./мин.

Следует заметить, что повышение плавности хода автомобиля не только благоприятно сказывается на ощущениях водителя и пассажиров, но позволяет также двигаться с более высокими скоростями по неровным дорогам без вредного воздействия как на механизмы

\* Глава написана совместно с проф. Р. В. Ротенбергом.

самого автомобиля, так и на перевозимый (в случае грузового автомобиля) груз.

Ден-Гартог, рассматривая возможные измерители плавности хода автомобиля (например, вертикальное перемещение кузова или некоторые производные от перемещения), высказывает соображения о том, что ни амплитуда, ни скорость колебаний независимо от их величины не могут сами по себе вызвать какого-либо неприятного ощущения. Постоянное по величине ускорение также не связано с какими-либо неприятными явлениями. В то же время внезапные толчки, вызывающие изменение вертикального ускорения, создают нежелательные ощущения, в силу чего Ден-Гартог в качестве критерия плавности хода рекомендует принимать производную от ускорения по времени или третью производную от перемещения по времени.

И. Г. Пархиловский предложил оценивать плавность хода автомобиля рядом факторов, характеризующих линейные и угловые ускорения кузова и скорость их изменения по времени.

Большинство предлагаемых для оценки плавности хода величин представляют собой то или другое сочетание амплитуды и частоты колебаний автомобиля, причем основное значение имеет частота свободных колебаний, так как она входит в приведенные величины в более высокой степени, чем амплитуда.

Более детальные теоретические и экспериментальные исследования показывают, что колебания автомобиля на дорогах с неровной поверхностью совершаются в основном с частотами свободных колебаний.

Следует подчеркнуть, что вопросы плавности хода имеют значение не только для пассажирских автомобилей (легковых и автобусов), но и для грузовых автомобилей.

Для приближенной сравнительной оценки плавности хода можно сопоставлять отдельные параметры (например, частоту) собственных колебаний автомобиля; общий анализ колебаний автомобиля должен быть дополнен экспериментальными исследованиями, позволяющими сделать практические выводы о качестве подвески. В некоторых случаях определенный практический интерес может представить также исследование вынужденных колебаний автомобиля при заданном законе изменения возмущающей силы.

В соответствии с этим рассмотрение колебаний автомобиля проводим по двум направлениям:

- 1) определение параметров свободных колебаний автомобиля;
- 2) анализ вынужденных колебаний автомобиля в заданных конкретных условиях.

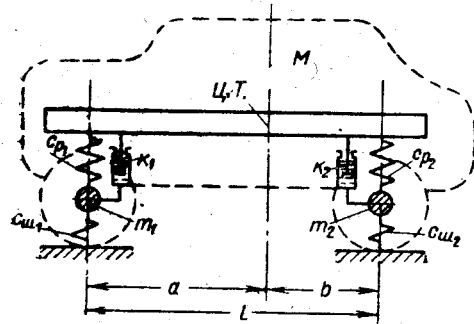
## § 2. УРАВНЕНИЯ КОЛЕБАТЕЛЬНОГО ДВИЖЕНИЯ АВТОМОБИЛЯ

Рассмотрим автомобиль как систему, совершающую колебательные движения.

Если пренебречь упругостью сидений и отнести массу пассажиров к массе кузова, то исходная схема автомобиля будет иметь

вид, показанный на фиг. 199. Эта система состоит из трех масс: подрессоренной массы  $M$  и двух неподдресоренных масс  $m_1$  и  $m_2$ . К подрессоренной массе автомобиля относят кузов с нагрузкой, оборудованием и раму с установленными на ней механизмами; вес передается на упругие элементы подвески (рессоры). Неподдресоренными массами являются мосты в сборе с колесами, т. е. части автомобиля, вес которых не передается на рессоры.

Подрессоренная масса автомобиля  $M$ , центр тяжести которой принят лежащим на одной горизонтали с точками крепления упругих элементов (рессор), опирается на оси при помощи двух рессор.



Фиг. 199.

На современных автомобилях применяются почти исключительно гидравлические амортизаторы, силу сопротивления которых можно считать пропорциональной скорости движения оси колеса относительно кузова. Принимая для дальнейшего рассмотрения именно такой закон изменения сопротивления, обозначим буквами  $k_1$  и  $k_2$  коэффициенты сопротивления амортизаторов.

Как известно, при отсутствии каких-либо дополнительных ограничений каждая масса может иметь шесть степеней свободы. Таким образом, система, показанная на фиг. 199, состоящая из трех масс — кузова и двух осей — теоретически, если пренебречь существующими связями, может иметь 18 степеней свободы.

В действительности соединение осей с рамой и размещение упругих элементов подвески таковы, что существенное практическое значение могут иметь следующие перемещения:

- 1) линейные вертикальные колебания кузова («покачивание»);
- 2) угловые колебания кузова в продольной плоскости автомобиля («галопирование»);
- 3) угловые колебания кузова в поперечной плоскости («пошатывание»).

Основное внимание должно быть уделено первым двум видам колебаний, которые и будут рассмотрены ниже.

Исследование колебательных движений автомобиля в общем виде, даже ограниченное вопросами колебаний в продольной плоскости,

Неподдресоренные массы  $m_1$  и  $m_2$ , в свою очередь, опираются на дорогу при помощи упругих элементов (шин). Упругие элементы характеризуются жесткостью, которую для рессор обозначим  $c_p$ , а для шин  $c_{ш}$ . Между передней и задними осями и рамой (кузовом) автомобиля, т. е. между неподдресоренными и подрессоренными массами, расположены амортизаторы. Неподдресоренные массы

связано с применением достаточно сложных математических выражений. Решение ряда вопросов существенно упрощается, если неподдресоренные массы (массы осей) малы по сравнению с подрессоренной массой (массой кузова). Это положение справедливо для большинства легковых и ряда грузовых груженых автомобилей (табл. 10).

Таблица 10

Отношение неподдресоренных масс к подрессоренным

Автомобиль	Полный вес в кг	$\frac{m_2}{M_2}$	$\frac{m_1}{M_1}$
«Москвич-401»	1145	10,8	20,01
М-20 «Победа»	1700	14,5	18,3
ЗИМ	2390	13,7	19,9
ЗИЛ-110	3100	10,5	15,3
ГАЗ-51	5350	23,0	14,6
ЗИЛ-150	7900	31,4	20,01
ГМС Т-16	4190	25,0	17,3
Даймонд	4568	19,7	12,9

Заменяем два упругих элемента (рессору и шину), включенных последовательно, одним. Приведенная жесткость этого элемента

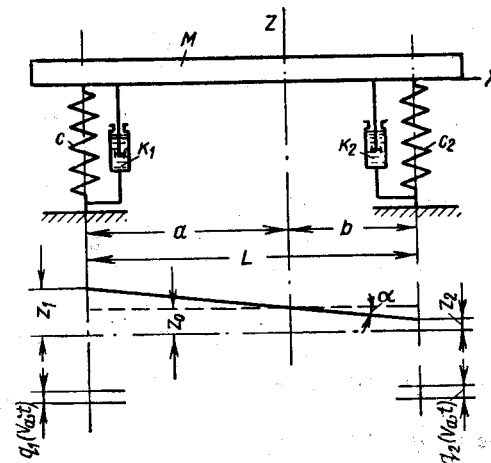
$$c = \frac{c_p c_{ш}}{c_p + c_{ш}}$$

При этом упрощении приходим к схеме, показанной на фиг. 200.

В табл. 11 указаны числовые значения жесткости рессор  $c_p$  и шин  $c_{ш}$ , а также приведенные жесткости подвесок  $c_1$  и  $c_2$  для некоторых автомобилей.

Будем считать, что автомобиль движется равномерно по дороге произвольного профиля таким образом, что его колеса обкатывают встречающиеся неровности пути, не отрываясь от грунта. Вертикальное перемещение оси колеса зависит от ряда факторов: профиля дороги, скорости движения автомобиля, размеров колеса и характеристики шины. Зависимость этого перемещения выразим для данного автомобиля и дороги заданного профиля произвольной пока функцией

$$q = q(v_a; t).$$



Фиг. 200.



Таблица

Жесткость рессор и шин автомобилей в кг/см

Автомобиль	Передняя подвеска			Задняя подвеска		
	$c_{p1}$	$c_{ш1}$	$c_1$	$c_{p2}$	$c_{ш2}$	$c_2$
«Москвич-401» . . . . .	35	314	31,5	45	340	39,8
М-20 «Победа» . . . . .	39	380	35,4	57	380	49,6
ЗИМ <sup>1</sup> . . . . .	53	414	47,0	56	478	50,1
ЗИЛ-110 . . . . .	51	480	46,1	49	508	44,7
ГАЗ-ММ . . . . .	125	520	100,8	220	1040	181,5
ГАЗ-51 . . . . .	146	580	116,6	240 <sup>2</sup> 584	1160	196,0
ЗИС-5 . . . . .	224	690	169,0	332 <sup>2</sup> 550	1760	279,0
ЗИЛ-150 . . . . .	252	970	200,0	380 <sup>2</sup> 704	2260	325,0

<sup>1</sup> Для одного из опытных образцов.<sup>2</sup> Цифры в знаменателе соответствуют жесткости  $c_{p2}$  при включенном подпрессорнике.

Внизу на фиг. 200 схематически показаны положения точек рассматриваемой системы в произвольный момент времени.

Любое перемещение кузова можно рассматривать как поступательное перемещение и поворот на некоторый угол.

Обозначим:

 $z_0$  — вертикальное перемещение центра тяжести кузова; $z_1$  и  $z_2$  — вертикальные перемещения точек кузова, лежащих соответственно над передней и задней осями автомобиля; $\alpha$  — угол поворота кузова в продольной плоскости; $q_1 = q_1(v_a; t)$  — вертикальное перемещение передних колес, связанное неровностью дороги; $q_2 = q_2(v_a; t)$  — вертикальное перемещение задних колес; $a, b$  — расстояния от центра тяжести до передней и задней осей автомобиля; $q$  — радиус инерции автомобиля относительно поперечной оси, проходящей через центр тяжести автомобиля.

Для составления уравнения движения применим к рассматриваемой системе законы динамики твердого тела.

Уравнение движения центра инерции может быть написано в следующем виде:

$$M \frac{d^2 z_0}{dt^2} + \kappa_1 \left( \frac{dz_1}{dt} - \frac{dq_1}{dt} \right) + \kappa_2 \left( \frac{dz_2}{dt} - \frac{dq_2}{dt} \right) + c_1 (z_1 - q_1) + c_2 (z_2 - q_2) = 0. \quad (374)$$

Уравнение моментов относительно центра инерции имеет вид

$$Mq^2 \frac{d^2 \alpha}{dt^2} + k_1 \left( \frac{dz_1}{dt} - \frac{dq_1}{dt} \right) a - k_2 \left( \frac{dz_2}{dt} - \frac{dq_2}{dt} \right) b + c_1 (z_1 - q_1) a - c_2 (z_2 - q_2) b = 0. \quad (375)$$

Перенесем в правую часть все члены уравнений (374) и (375), зависящие от характеристики профиля дороги  $q$ :

$$M \frac{d^2 z_0}{dt^2} + \kappa_1 \frac{dz_1}{dt} + \kappa_2 \frac{dz_2}{dt} + c_1 z_1 + c_2 z_2 = \kappa_1 \frac{dq_1}{dt} + \kappa_2 \frac{dq_2}{dt} + c_1 q_1 + c_2 q_2; \quad (376)$$

$$Mq^2 \frac{d^2 \alpha}{dt^2} + \kappa_1 \frac{dz_1}{dt} a - \kappa_2 \frac{dz_2}{dt} b +$$

$$+ c_1 z_1 a - c_2 z_2 b = \kappa_1 \frac{dq_1}{dt} a - \kappa_2 \frac{dq_2}{dt} b +$$

$$+ c_1 q_1 a - c_2 q_2 b. \quad (377)$$

В указанные уравнения входят четыре неизвестных:  $\alpha, z_0, z_1$  и  $z_2$ , из которых два независимы, например  $z_1$  и  $z_2$ , а два других выражаются через эти переменные.

Согласно фиг. 200

$$z_1 = z_0 + a\alpha; \quad z_2 = z_0 - b\alpha,$$

откуда

$$\alpha = \frac{z_1 - z_2}{L}; \quad (378)$$

$$z_0 = \frac{az_2 + bz_1}{L}. \quad (379)$$

Для более наглядного представления о физической сущности процесса подставим соотношения (378) и (379) в уравнения (376)

и (377). При этом перемещения кузова будут характеризоваться только переменными  $z_1$  и  $z_2$ :

$$\begin{aligned} & M \frac{b}{L} \cdot \frac{d^2 z_1}{dt^2} + \kappa_1 \frac{dz_1}{dt} + c_1 z_1 + M \frac{a}{L} \cdot \frac{d^2 z_2}{dt^2} + \\ & + \kappa_2 \frac{dz_2}{dt} + c_2 z_2 = \kappa_1 \frac{dq_1}{dt} + \kappa_2 \frac{dq_2}{dt} + c_1 q_1 + c_2 q_2; \\ & \frac{MQ^2}{L} \cdot \frac{d^2 z_1}{dt^2} + \kappa_1 \frac{dz_1}{dt} \cdot a + c_1 z_1 a - \\ & - M \frac{Q^2}{L} \cdot \frac{d^2 z_2}{dt^2} - \kappa_2 \frac{dz_2}{dt} b - c_2 z_2 b = \\ & = \kappa_1 \frac{dq_1}{dt} a - \kappa_2 \frac{dq_2}{dt} b + c_1 q_1 a - c_2 q_2 b. \end{aligned}$$

Умножим первое уравнение на  $b$ , сложим его со вторым и разделим все члены на  $L$ ; умножим далее первое уравнение на  $a$  и вычтем из него второе и разделим все члены на  $L$ :

$$\begin{aligned} & M \frac{b^2 + Q^2}{L^2} \cdot \frac{d^2 z_1}{dt^2} + \kappa_1 \frac{dz_1}{dt} + c_1 z_1 + \\ & + M \frac{ab - Q^2}{L^2} \cdot \frac{d^2 z_2}{dt^2} = \kappa_1 \frac{dq_1}{dt} + c_1 q_1; \end{aligned} \quad (380)$$

$$\begin{aligned} & M \frac{a^2 + Q^2}{L^2} \cdot \frac{d^2 z_2}{dt^2} + \kappa_2 \frac{dz_2}{dt} + c_2 z_2 + \\ & + M \frac{ab - Q^2}{L^2} \cdot \frac{d^2 z_1}{dt^2} = \kappa_2 \frac{dq_2}{dt} + c_2 q_2. \end{aligned} \quad (381)$$

Правые части полученных уравнений

$$\begin{aligned} \kappa_1 \frac{dq_1}{dt} + c_1 q_1 &= Q_{z_1}; \\ \kappa_2 \frac{dq_2}{dt} + c_2 q_2 &= Q_{z_2} \end{aligned}$$

представляют собой возмущающие силы, действующие вследствие движения по неровной дороге.

Окончательно уравнения (380) и (381) можно представить в следующем виде:

$$\begin{aligned} & M \frac{b^2 + Q^2}{L^2} \cdot \frac{d^2 z_1}{dt^2} + \kappa_1 \frac{dz_1}{dt} + c_1 z_1 + \\ & + M \frac{ab - Q^2}{L^2} \cdot \frac{d^2 z_2}{dt^2} = Q_{z_1}; \end{aligned} \quad (382)$$

$$\begin{aligned} & M \frac{a^2 + Q^2}{L^2} \cdot \frac{d^2 z_2}{dt^2} + \kappa_2 \frac{dz_2}{dt} + c_2 z_2 + \\ & + M \frac{ab - Q^2}{L^2} \cdot \frac{d^2 z_1}{dt^2} = Q_{z_2}. \end{aligned} \quad (383)$$

Преобразованные таким образом уравнения связаны между собой только последними членами их левых частей. Следовательно, между собой связаны и колебания, характеризующиеся координатами  $z_1$  и  $z_2$ .

Очевидно, что если  $ab = Q^2$ , то отмеченная зависимость исчезает и указанные колебания становятся не зависимыми одно от другого. Этот случай будет рассмотрен в дальнейшем более подробно.

### § 3. СВОБОДНЫЕ КОЛЕБАНИЯ АВТОМОБИЛЯ

#### 1. Свободные колебания автомобиля без учета сил сопротивления

Для исследования свободных колебаний автомобиля будем искать решение дифференциальных уравнений (382) и (383), полагая, что возмущающих сил нет, т. е.  $Q_{z_1} = 0$ ;  $Q_{z_2} = 0$ .

Найдем частоты собственных колебаний кузова автомобиля, которые, как было показано, входят в оценочные параметры подвески.

Если сопротивление амортизаторов относительно невелико, что возможно в некоторых случаях при нахождении собственных частот влиянием их можно пренебречь, т. е. можно считать, что  $\kappa_1 = 0$ ;  $\kappa_2 = 0$ .

В этом случае уравнения (382) и (383) получают следующий вид:

$$M \frac{b^2 + Q^2}{L^2} \cdot \frac{d^2 z_1}{dt^2} + c_1 z_1 + M \frac{ab - Q^2}{L^2} \cdot \frac{d^2 z_2}{dt^2} = 0; \quad (384)$$

$$M \frac{a^2 + Q^2}{L^2} \cdot \frac{d^2 z_2}{dt^2} + c_2 z_2 + M \frac{ab - Q^2}{L^2} \cdot \frac{d^2 z_1}{dt^2} = 0. \quad (385)$$

Решение указанных уравнений будем искать в такой форме:

$$\left. \begin{aligned} z_1 &= A_1 \cos(\omega t + \varphi); \\ z_2 &= A_2 \cos(\omega t + \varphi). \end{aligned} \right\} \quad (386)$$

Подставим в уравнения (384) и (385) эти значения  $z_1$  и  $z_2$ , соответствующие значениям вторых производных, которые равны

$$\frac{d^2 z_1}{dt^2} = -\omega^2 A_1 \cos(\omega t + \varphi) \text{ и } \frac{d^2 z_2}{dt^2} = -\omega^2 A_2 \cos(\omega t + \varphi).$$

Кроме того, примем обозначения:

$$\left. \begin{aligned} M_1 &= M \frac{b^2 + Q^2}{L^2}; \\ M_2 &= M \frac{a^2 + Q^2}{L^2}; \\ M_3 &= M \frac{ab - Q^2}{L^2}. \end{aligned} \right\} \quad (387)$$

После подстановки и преобразований получаем

$$\left. \begin{aligned} M_3 \omega^2 A_1 - (c_2 - M_2 \omega^2) A_2 &= 0; \\ (c_1 - M_1 \omega^2) A_1 - M_3 \omega^2 A_2 &= 0. \end{aligned} \right\} \quad (38)$$

Из этих уравнений находим отношение амплитуд:

$$\frac{A_1}{A_2} = \frac{c_2 - M_2 \omega^2}{M_3 \omega^2} = \frac{M_3 \omega^2}{c_1 - M_1 \omega^2}. \quad (38)$$

Отсюда получаем уравнение для определения частот собственных колебаний (характеристическое уравнение):

$$(M_1 M_2 - M_3^2) \omega^4 - (c_1 M_2 + c_2 M_1) \omega^2 + c_1 c_2 = 0. \quad (39)$$

Корни этого биквадратного уравнения дают искомые частоты собственных колебаний кузова:

$$\Omega_H = \pm \sqrt{\frac{1}{2(M_1 M_2 - M_3^2)} [c_1 M_2 + c_2 M_1 - \sqrt{(c_1 M_2 + c_2 M_1)^2 - 4(M_1 M_2 - M_3^2) c_1 c_2}]}, \quad (39)$$

$$\Omega_B = \pm \sqrt{\frac{1}{2(M_1 M_2 - M_3^2)} [c_1 M_2 + c_2 M_1 + \sqrt{(c_1 M_2 + c_2 M_1)^2 - 4(M_1 M_2 - M_3^2) c_1 c_2}]}, \quad (39)$$

или

$$\Omega_H = \pm \sqrt{\frac{1}{2(M_1 M_2 - M_3^2)} [c_1 M_2 + c_2 M_1 - \sqrt{(c_1 M_2 - c_2 M_1)^2 + 4M_3^2 c_1 c_2}]}, \quad (39)$$

$$\Omega_B = \pm \sqrt{\frac{1}{2(M_1 M_2 - M_3^2)} [c_1 M_2 + c_2 M_1 + \sqrt{(c_1 M_2 - c_2 M_1)^2 + 4M_3^2 c_1 c_2}]}. \quad (39)$$

Таким образом, кузов автомобиля имеет две частоты собственных колебаний: низшую  $\Omega_H$  и высшую  $\Omega_B$ . Из полученных выражений следует, что частоты собственных колебаний всегда вещественны. Так как  $\cos \omega t = \cos(-\omega t)$ , то в дальнейшем будем рассматривать только положительные значения частот.

В том случае, когда распределение поддрессоренной массы автомобиля таково, что  $ab = \varrho^2$ , выражения для частот существенно упрощаются. Более подробное исследование данного вопроса пом-

ывает, что это упрощение может быть принято и в тех случаях, когда отношение  $\frac{\varrho_2}{ab} = 0,8 \div 1,0$ . Для современных легковых автомобилей отношение  $\frac{\varrho^2}{ab}$  обычно лежит в указанных пределах.

Если  $\varrho^2 = ab$ , то вместо выражения (387) имеем

$$\left. \begin{aligned} M'_1 &= M \frac{b}{L}; \\ M'_2 &= M \frac{a}{L}; \\ M'_3 &= 0. \end{aligned} \right\} \quad (395)$$

Таким образом, в этом частном случае  $M'_1$  представляет собой поддрессоренную массу, отнесенную к передней оси, и  $M'_2$  — поддрессоренную массу, отнесенную к задней оси. Частоты собственных колебаний, определяемые уравнениями (393) и (394), получают частные значения  $\omega_H$  и  $\omega_B$ , которые в общем виде могут быть записаны таким образом:

$$\omega = \sqrt{\frac{c}{M}} = \sqrt{\frac{g}{f}} \text{ 1/сек}, \quad (396)$$

где  $f$  — статический прогиб упругого элемента.

Выражение (396) аналогично выражению для частоты колебаний тела, подвешенного на пружине.

В зависимости от соотношения между жесткостями и массами низшую или высшую частоту можно отнести к передней или к задней точкам кузова.

Так, если  $\frac{c_1}{M'_1} > \frac{c_2}{M'_2}$  или соответственно  $f_1 < f_2$ , то

$$\omega_H = \sqrt{\frac{c_2}{M'_2}} = \sqrt{\frac{g}{f_2}}; \quad (397)$$

$$\omega_B = \sqrt{\frac{c_1}{M'_1}} = \sqrt{\frac{g}{f_1}}. \quad (398)$$

Если, наоборот, статический прогиб упругого элемента передней оси больше, чем задней, т. е.  $f_1 > f_2$ , то низшая частота будет относиться к точкам кузова, лежащим над передней осью, а высшая — к точкам, лежащим над задней осью.

Если от угловой частоты перейти к технической, выражаемой числом колебаний в минуту, что во многих случаях представляет определенные удобства, то вместо выражения (396) имеем

$$n = \frac{300}{\sqrt{f}} \text{ кол/мин},$$

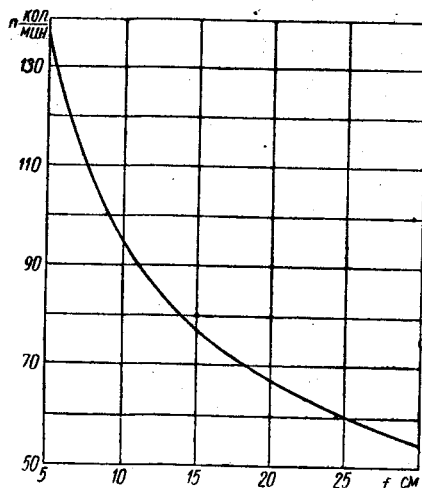
где  $f$  выражено в см.

В наглядной форме зависимость  $n = n(f)$  приведена на фиг. 201. Чтобы собственная частота лежала в рекомендуемых пределах (60—80 кол/мин), статический прогиб подвесок должен лежать в пределах 25—14 см.

В общем случае, когда  $q^2 \neq ab$  при сохранении условия  $\frac{c_1}{M_1} > \frac{c_2}{M_2}$  приближенные значения частот равны

$$\omega_H = \sqrt{\frac{c_2}{M_2}}; \quad (399)$$

$$\omega_B = \sqrt{\frac{c_1}{M_1}}; \quad (400)$$



Фиг. 201.

где  $M_1$  и  $M_2$  — обозначения взятые по уравнению (387).

Из сопоставления уравнений (391) и (392) с уравнениями (397) и (398) можно сделать вывод о том, что при этом

$$\Omega_H < \omega_H; \quad (401)$$

$$\Omega_B > \omega_B. \quad (402)$$

Зная частоты собственных колебаний, решение (386) исходных уравнений можем записать в следующем виде:

$$z_1 = A_{H1} \cos(\Omega_H t + \varphi_H) + A_{B1} \cos(\Omega_B t + \varphi_B); \quad (403)$$

$$z_2 = A_{H2} \cos(\Omega_H t + \varphi_H) + A_{B2} \cos(\Omega_B t + \varphi_B). \quad (404)$$

Отсюда следует, что колебания рассматриваемых точек кузова являются сложными и представляют собой наложение двух колебаний: колебаний низкой частоты ( $\Omega_H$ ) с амплитудой  $A_H$  и колебаний высокой частоты ( $\Omega_B$ ) с амплитудой  $A_B$ .

В данное решение входят четыре неизвестных значения амплитуд ( $A_{H1}$ ;  $A_{H2}$ ;  $A_{B1}$ ;  $A_{B2}$ ) и две неизвестные начальные фазы соответствующие низкой ( $\varphi_H$ ) и высокой ( $\varphi_B$ ) частотам. Из указанных шести неизвестных четыре являются произвольными постоянными. Их можно определить, если заданы начальные условия движения.

Если на основании начальных данных определены, например, величины  $\varphi_H$ ,  $\varphi_B$ ,  $A_{H2}$ ,  $A_{B2}$ , то два оставшихся неизвестных

$A_{H1}$  и  $A_{B1}$  не являются произвольными. Они могут быть определены из выражения (389):

$$A_{H1} = A_{H2} \frac{c_2 - M_2 \Omega_H^2}{M_3 \Omega_H^2} = A_{H2} \frac{M_3 \Omega_H^2}{c_1 - M_1 \Omega_H^2}; \quad (405)$$

$$A_{B1} = A_{B2} \frac{c_2 - M_2 \Omega_B^2}{M_3 \Omega_B^2} = A_{B2} \frac{M_3 \Omega_B^2}{c_1 - M_1 \Omega_B^2}. \quad (406)$$

Для данного автомобиля отношение амплитуд свободных колебаний — величина постоянная; следовательно, колебания кузова могут быть представлены в виде двух гармонических угловых колебаний, происходящих каждое около одной неподвижной точки. Эти точки будем называть центрами колебаний.

Положение центров колебаний можно определить знаком и абсолютной величиной отношения амплитуд (389). Если отношение амплитуд колебаний передней и задней точек кузова отрицательно, то рассматриваемые точки движутся в противоположных направлениях и, следовательно, кузов колеблется вокруг центра, лежащего между осями автомобиля (внутри базы). Если же указанное отношение положительно, то это значит, что точки кузова движутся в одном направлении и, следовательно, центр колебаний лежит вне базы автомобиля. Если к тому же это отношение по абсолютной величине меньше единицы, т. е. амплитуда передних точек кузова меньше амплитудных задних точек, то центр колебаний лежит перед передней осью.

Рассмотрим колебания автомобиля, у которого  $q^2 < ab$  и прогиб передней рессоры меньше, чем задней, т. е.  $\frac{c_1}{M_1} < \frac{c_2}{M_2}$ .

Согласно принятым выше обозначениям для данного случая имеем

$$\omega_H^2 = \frac{c_2}{M_2}; \quad \omega_B^2 = \frac{c_1}{M_1}.$$

Так как, кроме того, согласно неравенству (401)

$$\omega_H - \Omega_H > 0,$$

то

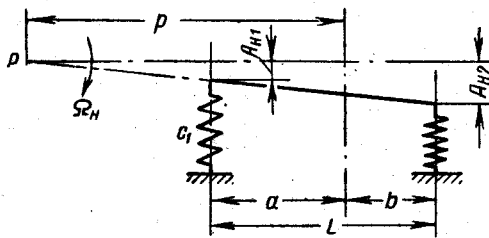
$$c_2 - M_2 \Omega_H^2 > 0 \text{ и } \frac{A_{H1}}{A_{H2}} > 0.$$

Следовательно, колебания низкой частоты происходят около центра, лежащего вне базы автомобиля.

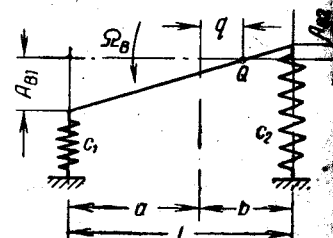
Аналогичным путем получаем

$$c_1 - M_1 \Omega_B^2 < 0 \text{ и } \frac{A_{B1}}{A_{B2}} < 0,$$

т. е. колебания высокой частоты происходят около центра, лежащего внутри базы автомобиля.



Фиг. 202.



Фиг. 203.

Найдем теперь расстояния указанных центров колебаний от центра тяжести автомобиля. Для колебаний с низкой частотой имеем (фиг. 202)

$$\frac{p-a}{p+b} = \frac{A_{H1}}{A_{H2}},$$

откуда

$$p = \frac{a+b \frac{A_{H1}}{A_{H2}}}{1 - \frac{A_{H1}}{A_{H2}}}. \quad (40)$$

Для колебаний с высокой частотой (фиг. 203)

$$\frac{a+q}{b-q} = \frac{A_{B1}}{A_{B2}},$$

откуда

$$q = \frac{b \frac{A_{B1}}{A_{B2}} - a}{1 + \frac{A_{B1}}{A_{B2}}}. \quad (40)$$

Для каждого данного автомобиля, таким образом, положение центров колебаний зависит от жесткости упругих элементов подвески и распределения масс.

Следует подчеркнуть, что все изложенное выше относится только к свободным колебаниям при отсутствии сопротивлений; при вынужденных колебаниях, возникающих при движении по неровной дороге, постоянных точек (центров колебаний), около которых автомобиль совершает угловые колебания, не существует.

Приведем числовой пример подсчета частот свободных колебаний легкового автомобиля, для которого известны следующие данные (табл. 12).

Момент инерции поддрессоренной части автомобиля относительно поперечной оси, проходящей через центр тяжести,  $M_0 = 22\,800 \text{ кгс}\cdot\text{сек}^2$ .

Таблица 12

## Исходные данные

Часть автомобиля	Общий вес в кг	Вес поддрессоренной части в кг	Вес неподдрессоренной части в кг
Передняя	780	690	90
Задняя	900	770	130
Всего . . .	1680	1460	220

Жесткость упругих элементов передней подвески  $c_{p1} = 35 \text{ кг/см}$ , задней подвески  $c_{p2} = 48 \text{ кг/см}$ .

Жесткость шин  $c_{ш1} = c_{ш2} = 380 \text{ кг/см}$ .

База автомобиля  $L = 270 \text{ см}$ .

Находим расстояния от осей колес до центра тяжести поддрессоренной части автомобиля:  $a = 142 \text{ см}$ ;  $b = 128 \text{ см}$ .

Находим массу поддрессоренной части и коэффициенты согласно уравнениям (387):

$$M = 1,49 \text{ кгс}\cdot\text{сек}^{-2}; \quad M_1 = 0,643 \text{ кгс}\cdot\text{сек}^{-2};$$

$$M_2 = 0,721 \text{ кгс}\cdot\text{сек}^{-2}; \quad M_3 = 0,063 \text{ кгс}\cdot\text{сек}^{-2}.$$

Для приведенных жесткостей подвесок получим

$$c_1 = \frac{c_{p1}c_{ш1}}{c_{p1}+c_{ш1}} = \frac{35 \cdot 380}{35+380} = 32 \text{ кг/см};$$

$$c_2 = \frac{c_{p2}c_{ш2}}{c_{p2}+c_{ш2}} = \frac{48 \cdot 380}{48+380} = 43 \text{ кг/см}.$$

Пользуясь формулами (393) и (394), найдем

$$\begin{aligned} \Omega^2 &= \frac{1}{2(0,643 \cdot 0,721 - 0,063^2)} [32 \cdot 0,721 + 43 \cdot 0,643 \pm \\ &\pm \sqrt{(32 \cdot 0,721 - 43 \cdot 0,643)^2 + 4 \cdot 0,063^2 \cdot 32 \cdot 43}] = \\ &= 1,087 (23,1 + 27,7 \pm \sqrt{21,16 + 21,85}) = \\ &= 1,087 (50,8 \pm 6,56); \end{aligned}$$

$$\Omega_H = \sqrt{48,1} = 6,93 \text{ 1/сек}; \quad \Omega_B = \sqrt{62,7} = 7,92 \text{ 1/сек}.$$

Переходя к числу колебаний в минуту, запишем

$$n_H = 66,2 \text{ кол/мин}; \quad n_B = 75,6 \text{ кол/мин}.$$

Воспользуемся для подсчета тех же величин упрощенной формулой (396). Суммарные статические прогибы передней и задней подвесок приближенно равны

$$f_1 = \frac{690}{32} = 21,6 \text{ см}; \quad f_2 = \frac{770}{43} = 17,9 \text{ см}.$$

Частоты

$$n_H = \frac{300}{\sqrt{21,6}} = 64,5 \text{ кол/мин}; \quad n_B = \frac{300}{\sqrt{17,9}} = 70,9 \text{ кол/мин}.$$

Таким образом, ошибка, получающаяся в результате пользования упомянутой формулой, составляет 3—6%.

Рассматривая колебания кузова, мы пренебрегали величиной неподресоренных масс автомобиля. В действительности между упругим элементом подвески (рессорой) и шиной находится неподресоренная масса  $m$  (см. фиг. 199), величина которой может быть в отдельных случаях вполне сопоставимой с величиной подрессорной массы.

В тех случаях, когда  $q^2 \approx ab$ , вместо системы, изображенной на фиг. 199, можно рассматривать две не зависящие одна от другой системы, как показано на фиг. 204. Каждая из этих систем (фиг. 204) имеет две собственные частоты: более низкую  $\Omega$  и более высокую  $\omega$ . Приближенные значения этих частот  $\omega$  и  $\omega_k$  можно найти, если принять сначала, что неподресоренная масса  $m$  не испытывает вертикальных перемещений (фиг. 205, б), а затем принять, что подрессорная масса  $M$  не испытывает вертикальных перемещений (фиг. 205, в).

Собственные частоты масс  $M$  и  $m$  равны: для подрессорной массы (фиг. 105, б)

$$\omega = \sqrt{\frac{c_p}{M}};$$

для неподресоренной массы (фиг. 205, в)

$$\omega_k = \sqrt{\frac{c_p + c_{ш}}{m}}.$$

Более подробное исследование показывает, что разница между этими частотами в обычных условиях не превышает 5%.

Автомобиль в целом, если рассматривать его колебания в продольной плоскости, имеет четыре частоты собственных колебаний:

$$\Omega_H; \quad \Omega_B; \quad \Omega_{кН}; \quad \Omega_{кВ}.$$

Можно представить, что частоты  $\Omega_H$  и  $\Omega_B$  характеризуют колебания кузова на рессорах, а частоты  $\Omega_{кН}$  и  $\Omega_{кВ}$  — колебания (колес) на рессорах и пинах.

Частоты колебаний неподресоренных масс существующих автомобилей лежат обычно в пределах 500—900 кол/мин.

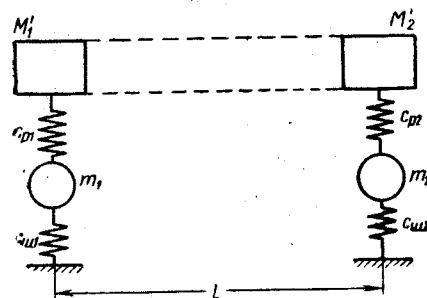
Так как колебания масс  $M$  и  $m$  (фиг. 205, а) связаны между собой, можно показать, что перемещение  $z$  подрессорной массы, перемещение  $\zeta$  неподресоренной массы соответственно равны:

$$z = A_z \cos \Omega t + A_{кz} \cos \Omega_k t; \quad (40)$$

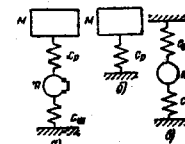
$$\zeta = A_\zeta \cos \Omega t + A_{к\zeta} \cos \Omega_k t. \quad (41)$$

На амплитуды колебаний подрессоренной массы с частотой  $\Omega$ , т. е.  $A_z \cos \Omega t$ , накладывается высокочастотная составляющая  $A_{кz} \cos \Omega_k t$  (фиг. 206).

Аналогично с высокочастотной составляющей на амплитуды колебаний неподресоренной массы  $A_\zeta \cos \Omega t$  накладывается



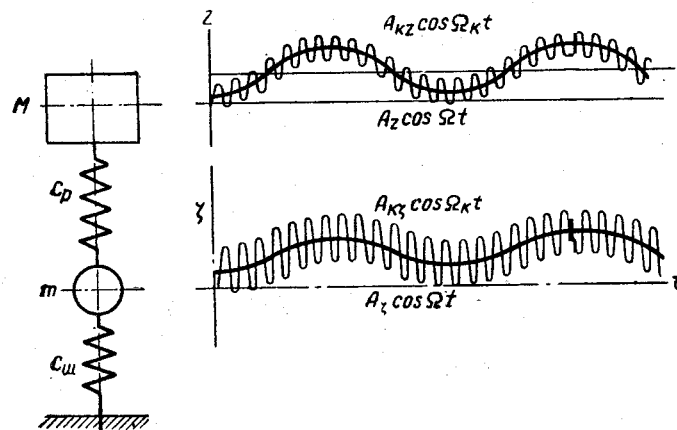
Фиг. 204.



Фиг. 205.

низкочастотная составляющая  $A_\zeta \cos \Omega t$  как результат влияния колебаний подрессоренной массы.

Так как высокая частота обычно в 6—10 раз выше низкой частоты, амплитуда  $A_{кz}$  значительно меньше  $A_z$ .



Фиг. 206.

Поэтому влияние неподресоренной массы на перемещения подрессоренной массы невелико. Значительно большее влияние неподресоренной массы на ускорение кузова.

Найдем ускорения подрессоренной массы, дважды дифференцируя уравнение (40) по времени:

$$\frac{d^2 z}{dt^2} = -A_z \Omega^2 \cos \Omega t - A_{кz} \Omega_k^2 \cos \Omega_k t. \quad (41)$$

Хотя  $A_{xz} < A_z$ , второе слагаемое выражения (411) может быть весьма значительным, так как  $\Omega_{\kappa} > \Omega$ .

Приведенный пример показывает, что колебания неподрессорной массы, практически не влияющие на перемещения поддрессорной массы, могут оказывать весьма значительное влияние на ее ускорения. Следует только иметь в виду, что высокочастотная составляющая ускорения кузова соответствует весьма малым перемещениям, которые могут в большой степени поглощаться упругими прокладками, зазорами, трением в соединениях, сиденьями и т. п.

## 2. Свободные колебания автомобиля с учетом сил сопротивления

Рассмотрим свободные колебания кузова автомобиля, учитывая действие амортизаторов. Уравнения движения в этом случае будут иметь следующий вид:

$$M \frac{b^2 + \rho^2}{L^2} \frac{d^2 z_1}{dt^2} + \kappa_1 \frac{dz_1}{dt} + c_1 z_1 + M \frac{ab - \rho^2}{L^2} \frac{d^2 z_2}{dt^2} = 0; \quad (412)$$

$$M \frac{a^2 + \rho^2}{L^2} \frac{d^2 z_2}{dt^2} + \kappa_2 \frac{dz_2}{dt} + c_2 z_2 + M \frac{ab - \rho^2}{L^2} \frac{d^2 z_1}{dt^2} = 0. \quad (413)$$

Будем полагать, как и прежде, что  $\rho^2 = ab$ , тогда вместо уравнений (412) и (413) достаточно рассмотреть не зависящие одно от другого уравнения вида

$$\left. \begin{aligned} M'_1 \frac{d^2 z_1}{dt^2} + \kappa_1 \frac{dz_1}{dt} + c_1 z_1 &= 0; \\ M'_2 \frac{d^2 z_2}{dt^2} + \kappa_2 \frac{dz_2}{dt} + c_2 z_2 &= 0. \end{aligned} \right\} \quad (414)$$

Перепишем уравнения (414) следующим образом:

$$\left. \begin{aligned} \frac{d^2 z_1}{dt^2} + 2h_1 \frac{dz_1}{dt} + \omega_1^2 z_1 &= 0; \\ \frac{d^2 z_2}{dt^2} + 2h_2 \frac{dz_2}{dt} + \omega_2^2 z_2 &= 0, \end{aligned} \right\} \quad (415)$$

где

$$2h = \frac{\kappa}{M'} \quad \text{и} \quad \omega^2 = \frac{c}{M'},$$

причем индексы у букв, входящих в выражение (415), должны соответствовать рассматриваемой точке кузова.

Так как оба уравнения (415) одинаковы по виду, в дальнейшем рассмотрим одно из них, опустив индексы. Решение уравнения (415) может быть представлено в виде

$$z = Ae^{-ht} \sin(\omega_0 t + \varphi), \quad (416)$$

причем

$$\omega_0 = \sqrt{\omega^2 + h^2} = \omega \sqrt{1 - \gamma^2}, \quad (417)$$

где  $\gamma = \frac{h}{\omega}$  — коэффициент, характеризующий относительную величину сопротивления в системе. Коэффициент  $\gamma$  называют иногда коэффициентом аperiodичности. Если  $\gamma = 0,25$ , то сопротивление в системе составляет четверть от аperiodического и т. д.

Отрицательный показатель степени ( $-ht$ ) свидетельствует о том, что колебания с течением времени будут затухать, причем даже при малых значениях  $h$  достаточно быстро.

Если обозначить  $z_0, z_1, z_2, z_3, \dots, z_i$  последовательные значения амплитуд рассматриваемой точки кузова, т. е. значения  $z$  в начальный момент и по истечении одного, двух и т. д. периодов колебаний от начала движения, то будем иметь

$$\left. \begin{aligned} z_0 &= A \sin \varphi \\ z_1 &= Ae^{-2\pi \frac{h}{\omega_0}} \\ z_2 &= Ae^{-4\pi \frac{h}{\omega_0}} \\ &\dots \\ z_i &= Ae^{-2\pi i \frac{h}{\omega_0}} \end{aligned} \right\} \quad (418)$$

В практике при испытаниях обычно не определяют величину  $h$ , а измеряют отношение  $p$  двух последовательных отклонений кузова, записывая кривую свободных затухающих колебаний (фиг. 207).

На основании уравнения (418) можем записать

$$d = \frac{z_i}{z_{i+1}} = e^{2\pi \frac{h}{\omega_0}}. \quad (419)$$

Из этого уравнения можно найти величину  $h$ , если в результате испытаний определены значения  $p$  и  $\omega_0$ .

Натуральный логарифм последнего выражения называется логарифмическим декрементом затухания:

$$\ln d = 2\pi \frac{h}{\omega_0} = 2\pi \frac{\gamma}{\sqrt{1 - \gamma^2}}. \quad (420)$$

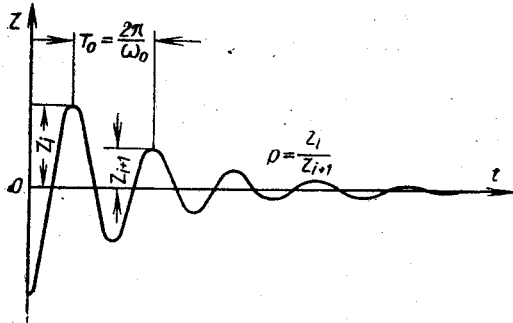
Решая уравнение (420) относительно  $\gamma$ , получим

$$\gamma = \frac{1}{\sqrt{1 + \frac{4\pi^2}{\ln^2 d}}}. \quad (421)$$

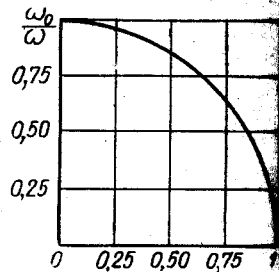
Выражение (421) позволяет определить коэффициент аперности, если при испытании найдено отношение  $d$  двух последовательных размахов колеблющейся точки кузова.

Вооружаясь к выражению (417), следует заметить, что амортизаторы уменьшают частоту свободных колебаний, однако при малом сопротивлении амортизаторов это уменьшение незначительно. К видно из кривой, показанной на фиг. 208, если  $\gamma = 0,3$ , частота свободных колебаний уменьшается на 4,5%.

Обычно при регулировке амортизаторов подвески нецелесообразно стремиться к получению больших значений  $d$  и  $\gamma$ . Подтверждением этому можно найти, рассматривая энергетические соотношения



Фиг. 207.



Фиг. 208.

колебаниях. Если за промежуток времени, равный периоду колебаний, отклонение кузова уменьшилось от  $z_i$  до  $z_{i+1}$ , то величина энергии, перешедшей вследствие сопротивления из механической в тепловую, будет равна

$$\Delta W = W_i - W_{i+1} = \frac{c}{2} (z_i^2 - z_{i+1}^2).$$

Для относительной величины энергии, утраченной системой за один период, получим следующее выражение:

$$\frac{\Delta W}{W_i} = 1 - \frac{1}{d^2}. \quad (422)$$

Из выражения (422) следует, что при отношении размахов  $d$  за первый период колебаний переводится в тепловую около 9% энергии, запасенной кузовом.

Увеличение же коэффициента сопротивления амортизаторов нецелесообразно, так как это может привести к жестким толчкам и ударам в момент переезда автомобилем коротких неровностей пути.

В табл. 13 приведены значения  $d$ ,  $\gamma$  и  $\frac{\Delta W}{W}$  для нескольких автомобилей, полученные при обработке испытаний, проводившихся в НАМИ.

Таблица 13

Данные о сопротивлениях подвесок некоторых автомобилей

Автомобиль	Передняя подвеска			Задняя подвеска		
	$d$	$\gamma$	$\frac{\Delta W}{W} \cdot 100\%$	$p$	$\gamma$	$\frac{\Delta W}{W} \cdot 100\%$
«Москвич-401»	28,0	0,467	99,9	20,0	0,430	99,7
М-20 «Победа»	38,0	0,501	99,9	30,0	0,476	99,9
ЗИЛ-110	25,0	0,456	99,8	30,0	0,476	99,9
Остин-10	13,2	0,380	99,4	6,4	0,326	97,6
Воксхолл-10	3,3	0,185	90,8	3,0	0,172	88,9
ГАЗ-ММ	4,3	0,226	94,6	14,0	0,387	99,5
ГАЗ-51	4,4	0,230	94,8	2,4	0,138	82,6
Шевроле G-7107	9,3	0,340	98,9	4,00	0,215	93,7

Следует заметить, что принятый закон изменения сопротивления колебаний  $k = k \left( \frac{dz}{dt} \right)$  не всегда наблюдается в действительности. Однако обычно пользуются этим допущением, так как при хороших амортизаторах за первый период поглощается 93—98% энергии, запасенной кузовом.

#### § 4. ВЫНУЖДЕННЫЕ КОЛЕБАНИЯ АВТОМОБИЛЯ

Колебательное движение кузова автомобиля было описано выше дифференциальными уравнениями (382) и (383). Характер перемещений кузова зависит от закона изменения возмущающих сил  $Q_{z_1}$  и  $Q_{z_2}$ . Кроме того, из приведенных уравнений следует, что так как координаты  $z_1$  и  $z_2$  связаны между собой, колебания передней и задней частей кузова взаимно влияют одни на другие. Установить в общем виде выражения для возмущающих сил  $Q_z$  чрезвычайно трудно ввиду многообразия неровностей и отсутствия закономерности их расположения на дороге; задача затрудняется также влиянием скорости автомобиля и параметров колеса на вид выражений для возмущающих сил.

Для первичного исследования вынужденных колебаний кузова автомобиля введем в уравнения (382) и (383) упрощающие допущения. В первую очередь примем, что между координатами  $z_1$  и  $z_2$  связи нет, т. е.  $ab = 0$ . Физически это означает, что толчки, испытываемые передними колесами при переезде через препятствия, не вызывают перемещений задней части кузова, и наоборот. В этом случае вместо уравнений (382) и (383) получим два независимых уравнения, описывающих колебания двух одноомассовых систем  $M_1$  и  $M_2$ :

$$\frac{d^2 z_1}{dt^2} + 2h_1 \frac{dz_1}{dt} + \omega_1^2 z_1 = \frac{Q_{z_1}}{M_1}; \quad (423)$$

$$\frac{d^2 z_2}{dt^2} + 2h_2 \frac{dz_2}{dt} + \omega_2^2 z_2 = \frac{Q_{z_2}}{M_2}. \quad (424)$$



Значения коэффициентов определяются, как указано на стр. 286.

Из разнообразного возможного чередования толчков, испытываемых автомобилем при движении, наиболее неприятно такое, при котором толчки следуют периодически, через равные промежутки времени, последовательно воздействуя на автомобиль.

Примем, что возмущающая сила подчиняется гармоническому закону:

$$\frac{Q_z}{M} = Q_0 \cos(\lambda t + \varepsilon), \quad (425)$$

где  $Q_0$  — амплитуда возмущающей силы;  
 $\lambda$  — частота возмущающей силы;  
 $\varepsilon$  — фазовый угол.

Покажем более подробно, что представляет собой возмущающая сила  $Q$ . Если профиль неровности меняется по закону  $q(t)$ , то дифференциальное уравнение вынужденных колебаний будет следующим:

$$\frac{d^2 z_2}{dt^2} + 2h \frac{dz}{dt} + \omega^2 z = {}^2 q(t) + 2hq(t). \quad (426)$$

или при  $q(t) = q_0 \cos \lambda t$  имеем

$$\frac{d^2 z}{dt^2} + 2h \frac{dz}{dt} + \omega^2 z = q_0(\omega^2 \cos \lambda t - 2h\lambda \sin \lambda t). \quad (427)$$

Обозначим

$$\begin{aligned} Q_0 \cos \varepsilon &= q_0 \omega^2; \\ Q_0 \sin \varepsilon &= 2h\lambda q_0. \end{aligned}$$

Возведем эти равенства в квадрат и сложим; тогда

$$Q_0 = q_0 \sqrt{\omega^4 + 4h^2 \lambda^2}.$$

Для величины  $\varepsilon$  имеем

$$\operatorname{tg} \varepsilon = \frac{2h\lambda}{\omega^2} \quad \text{или} \quad \varepsilon = \operatorname{arc} \operatorname{tg} \frac{2h\lambda}{\omega^2}.$$

Частное решение уравнения (426) может быть принято в такой форме:

$$z = M \sin(\lambda t + \varepsilon) + N \cos(\lambda t + \varepsilon). \quad (428)$$

Если в уравнение (426) подставить это значение  $z$  и его производных, то

$$M = \frac{2Q_0 h \lambda}{(\omega^2 - \lambda^2) + 4h^2 \lambda^2}; \quad N = \frac{Q_0(\omega^2 - \lambda^2)}{(\omega^2 - \lambda^2) + 4h^2 \lambda^2}.$$

Частное решение уравнения (427) в этом случае получит вид

$$\begin{aligned} z &= \frac{2Q_0 h \lambda}{(\omega^2 - \lambda^2) + 4h^2 \lambda^2} \sin(\lambda t + \varepsilon) + \\ &+ \frac{Q_0(\omega^2 - \lambda^2)}{(\omega^2 - \lambda^2) + 4h^2 \lambda^2} \cos(\lambda t + \varepsilon). \end{aligned} \quad (429)$$

Если обозначить

$$\left. \begin{aligned} \frac{2Q_0 h \lambda}{(\omega^2 - \lambda^2) + 4h^2 \lambda^2} &= B \cos \psi; \\ \frac{Q_0(\omega^2 - \lambda^2)}{(\omega^2 - \lambda^2) + 4h^2 \lambda^2} &= B \sin \psi, \end{aligned} \right\} \quad (430)$$

то указанное решение можно переписать следующим образом:

$$z = B [\sin(\lambda t + \varepsilon) \cos \psi + \cos(\lambda t + \varepsilon) \sin \psi] = B \sin(\lambda t + \varepsilon + \psi), \quad (431)$$

где  $\psi$  — фазовый угол, характеризующий смещение по фазе между возмущающей силой и вызванным ею перемещением; этот угол в последующем изложении не участвует.

Исключая угол  $\psi$  из уравнения (431), находим амплитуду

$$B = \frac{Q_0}{\sqrt{(\omega^2 - \lambda^2) + 4h^2 \lambda^2}} = q_0 \sqrt{\frac{\omega^4 + 4h^2 \lambda^2}{(\omega^2 - \lambda^2) + 4h^2 \lambda^2}}. \quad (432)$$

Общее решение уравнения (426) находим путем сложения выражений (416) с частным решением уравнения (431), учитывая уравнение (432):

$$\begin{aligned} z &= A e^{-ht} \sin(\sqrt{\omega^2 - h^2} t + \varphi) + \\ &+ \frac{Q_0}{\sqrt{(\omega^2 - \lambda^2) + 4h^2 \lambda^2}} \sin(\lambda t + \varepsilon + \psi). \end{aligned} \quad (433)$$

Анализируя уравнение (433), замечаем, что первый член правой части уравнения даже при малых сопротивлениях быстро уменьшается, и кузов через короткий промежуток времени будет совершать вынужденные колебания с частотой возмущающей силы. Оценивать действие возмущающей силы можно по отношению амплитуды  $B$  вынужденных колебаний к статической деформации  $z_{cm}$ ; это отношение носит название коэффициента динамичности:

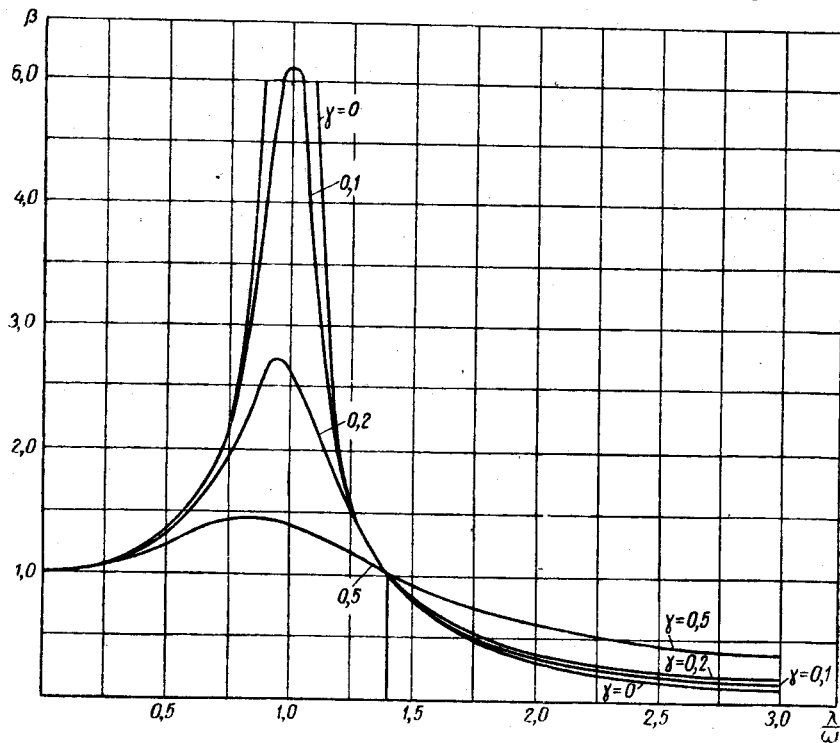
$$\beta = \frac{B}{z_{cm}} = \sqrt{\frac{1 + 4\gamma^2 \frac{\lambda^2}{\omega^2}}{\left(1 - \frac{\lambda^2}{\omega^2}\right)^2 + 4\gamma^2 \frac{\lambda^2}{\omega^2}}}, \quad (434)$$

где  $z_{cm}$  соответствует  $t = 0$ . При этом из исходного уравнения (427) получаем  $z_{cm} = q_0$ .

$\gamma$  характеризует относительное сопротивление в системе;  $\gamma = \frac{h}{\omega}$ .

Индексы величин, входящих в приведенное выражение, должны соответствовать рассматриваемым точкам кузова.

Кривые изменения  $\beta$  в зависимости от отношения  $\frac{\lambda}{\omega}$  при различных величинах  $\gamma$  (фиг. 209) показывают, что при синусоидальном действии возмущающей силы амплитуда рассматриваемой массы (кузова) существенно зависит от отношения частот вынужденных



Фиг. 209.

и свободных колебаний. Наиболее неблагоприятным случаем является тот, при котором частота вынужденных колебаний становится приблизительно равной частоте свободных колебаний; при этом амплитуда вынужденных колебаний возрастает, стремясь теоретически (при отсутствии сопротивлений) к бесконечности. Если частота вынужденных колебаний становится меньше собственной частоты, то амплитуда вынужденных колебаний постепенно уменьшается до значения, соответствующего статическому действию возмущающей силы; это возможно при движении по неровной дороге с весьма малой скоростью.

При малых сопротивлениях наиболее благоприятным будет тот случай, когда частота возмущающей силы значительно больше

частоты свободных колебаний; при этом амплитуда вынужденных колебаний стремится к нулю. Это может быть в двух случаях:

а) при движении с большой скоростью автомобиля с мягкой подвеской по дороге, на которой неровности следуют часто одна за другой (булыжная мостовая);

б) при снижении частоты соответственных колебаний автомобиля.

Таким образом, отмеченное при анализе свободных колебаний стремление к снижению частоты является закономерным и в отношении вынужденных колебаний.

Из фиг. 209 следует также, что определенное влияние на амплитуду вынужденных колебаний кузова оказывает величина сопротивлений в системе. Особенно заметно это влияние сказывается при  $\lambda \approx \omega$  (резонанс), когда достаточно незначительного сопротивления для резкого снижения амплитуд колебания кузова. Из фиг. 209 далее следует, что сопротивление приводит к увеличению амплитуды вынужденных колебаний при частотах  $\lambda > \sqrt{2}\omega$ . Это объясняется тем, что возмущающая сила передается колеблющейся массе не только пружиной, но частично и амортизатором. Если бы сила сопротивления амортизатора была бесконечно большой, пружина оказалась бы заблокированной (выключенной); при этом  $\beta = 1$ .

Таким образом, силы сопротивления при вынужденных колебаниях полезны только при резонансе и вблизи него. В остальных случаях действие их неблагоприятно. Однако при малом затухании это неблагоприятное влияние сил сопротивления невелико.

Выше была введена частота вынужденных колебаний  $\lambda$  в общем виде. На дороге, характеризуемой постоянным расстоянием между препятствиями, промежуток времени, за который колеса оси проезжают расстояние между двумя соседними препятствиями,

$$t = \frac{3,6 s}{v_a}$$

С другой стороны, период вынужденных колебаний

$$T = \frac{2\pi}{\lambda}$$

Так как  $t = T$ , то частота вынужденных колебаний

$$\lambda = \frac{2\pi}{3,6} \cdot \frac{v_a}{s} \quad (435)$$

Приведенное выше допущение о независимости колебаний передней и задней частей кузова ( $ab = \varrho^2$ ) на практике встречается не всегда; поэтому может существовать некоторая взаимосвязь между колебаниями передней и задней частями кузова.

При последовательном переезде через одно и то же препятствие колесами передней, а затем задней осей существенное влияние

может оказывать база автомобиля  $L$ . Рассмотрим два предельных случая.

Если  $L = s$  (фиг. 210, а), то внешнее воздействие на кузов сводится только к вертикальным колебаниям (покачиванию).

Если  $L = \frac{1}{2}s$  (фиг. 210, б), то кузов будет испытывать наиболее сильные угловые колебания (галоппирование).

Когда частота вынужденных колебаний становится равной одной из собственных частот ( $\Omega_H$  или  $\Omega_B$ ), то наступает явление резонанса.

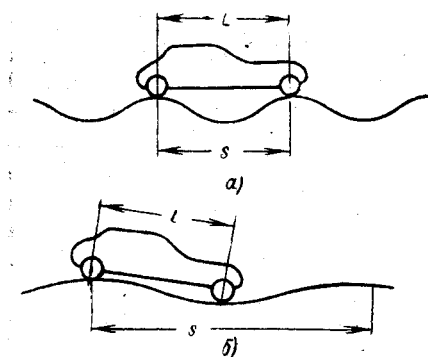
Как было показано, частоте свободных колебаний  $\Omega_H$  соответствует характер колебаний, близкий к покачиванию; амплитуды их наиболее значительна, если

$\lambda = \Omega_H$  и  $L = s$ ; отсюда на основании уравнения (435) получим значение скорости движения автомобиля, соответствующей резонансу:

$$v_{рез 1} = \frac{3,6}{2\pi} \Omega_H L. \quad (436)$$

Аналогично, условием угловых резонансных колебаний (галоппирования) является достижение автомобилем скорости

$$v_{рез 2} = \frac{3,6}{\pi} \Omega_B L. \quad (437)$$



Фиг. 210.

Резонансные скорости должны лежать по возможности дальше от употребительных скоростей движения автомобиля. В этом отношении желательно также уменьшить частоту собственных колебаний автомобиля.

### § 5. ДОПОЛНИТЕЛЬНОЕ СОПРОТИВЛЕНИЕ ДВИЖЕНИЮ АВТОМОБИЛЯ ВЫЗВАННОЕ НЕРОВНОСТЯМИ ДОРОГИ

Движение автомобиля по дорогам с неровной поверхностью сопровождается непрерывными колебаниями кузова и мостов. Интенсивность этих колебаний зависит от состояния дороги, параметров автомобиля и скорости движения.

Вследствие наличия в подвеске сопротивлений колебания сопровождаются непрерывным рассеиванием энергии, которое покрывается в конечном счете энергией двигателя.

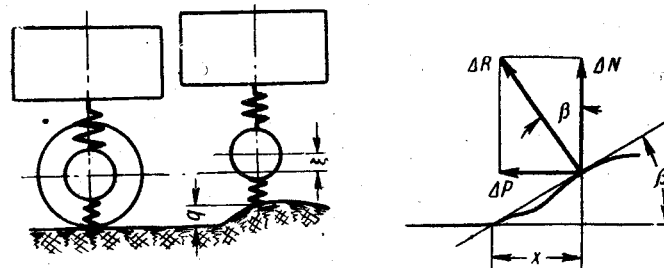
При большой скорости встречи колеса с неровностью дороги быстро изменяется направление и величина скорости колеса. При этом кинетическая энергия колеса частично затрачивается на возбуждение колебаний автомобиля и частично рассеивается в процессе

удара колеса о неровность. При движении автомобиля по дорогам с неровной поверхностью возможны также и другие ударные воздействия (например, удары мостов об ограничители), сопровождающиеся также рассеиванием энергии.

Дополнительное рассеивание энергии при движении автомобиля по дорогам с неровной поверхностью указывает на необходимость учета сопротивлений, дополнительных к тем, которые действуют на автомобиль при движении по ровной дороге. Эти сопротивления обусловлены в основном следующими причинами:

1. Затратой энергии на возбуждение колебаний кузова и колес. Эта энергия непрерывно рассеивается вследствие:

- межлистового трения в рессорах, трения в пальцах и шарнирах подвески;
- сопротивления амортизаторов;
- трения в шинах и на поверхности площадок контакта колеса с дорогой, особенно при некоторых типах направляющих устройств, например таких, которые вызывают изменение колеи при колебаниях.



Фиг. 211.

2. Рассеиванием энергии при ударах колес о неровности дороги, мостов об ограничители хода и др.

Переход энергии поступательного движения в энергию колебаний происходит в результате воздействия на автомобиль дополнительных реакций дороги, т. е. реакций, возникающих в результате наезда колеса на неровность дороги дополнительно к тем, которые действуют на колесо при его движении по ровной дороге. Дополнительная реакция  $\Delta R$ , действующая на колесо при наезде на неровность, направлена нормально к профилю неровности (фиг. 211). Считая поверхность дороги недеформируемой, а вертикальную жесткость шины постоянной, вертикальную составляющую этой реакции можно найти из следующего выражения:

$$\Delta N = c_{ш} \Delta = c_{ш} (q - \xi), \quad (438)$$

где  $\Delta N$  — вертикальная составляющая дополнительной реакции дороги;

$c_{ш}$  — жесткость шины;

$\Delta$  — вертикальная составляющая деформации шины;  
 $q$  — высота неровности в точке приложения реакции;  
 $\xi$  — вертикальное перемещение оси колеса.

Горизонтальная составляющая реакции  $\Delta R$

$$\Delta P = \Delta N \operatorname{tg} \beta = c_{ш} (q - \xi) \operatorname{tg} \beta, \quad (439)$$

где  $\beta$  — угол наклона касательной к профилю неровности в точке приложения дополнительной реакции.

Но

$$\operatorname{tg} \beta = \frac{dq}{dx} = \frac{dq}{dt} \cdot \frac{dt}{dx} = q' \frac{1}{v},$$

откуда

$$\Delta P = \frac{c_{ш}}{v} (q - \xi) q'. \quad (440)$$

При проезде неровности на ось колеса действует дополнительная сила сопротивления, равная горизонтальной составляющей дополнительной реакции дороги. Элементарная работа, затрачиваемая автомобилем на преодоление этой силы на элементарном малом участке пути  $dx$ ,

$$d\dot{a} = \Delta P dx = c_{ш} (q - \xi) q' dt.$$

Энергия, затрачиваемая на проезд колесом всей неровности,

$$a = \int_0^{\tau} c_{ш} (q - \xi) q' dt, \quad (441)$$

где  $\tau$  — время проезда неровности.

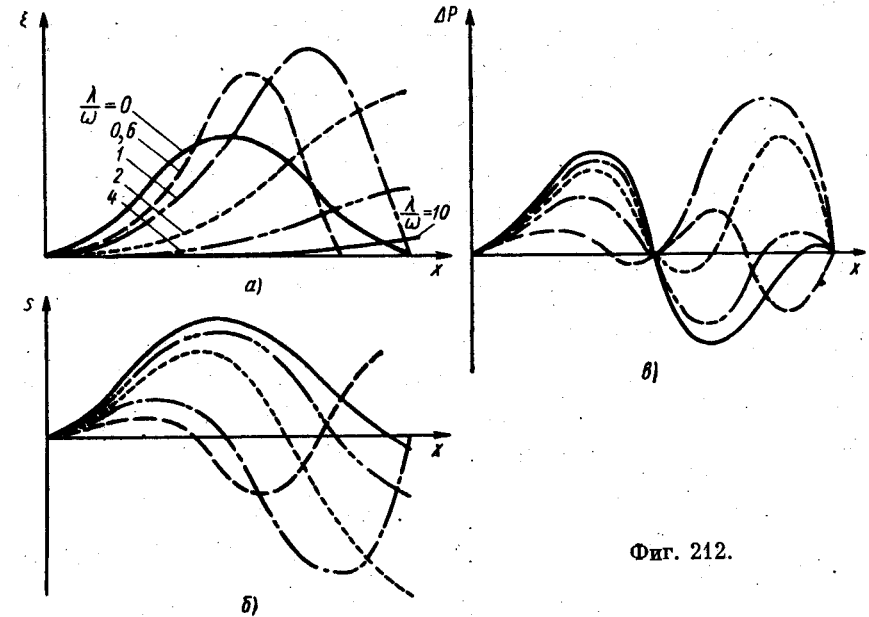
Если автомобиль имеет  $k$  колес, соприкасающихся с неровностями, то суммарная затрата энергии автомобилем при проезде неровностей будет равна

$$A = \sum_{i=0}^k \int_0^{\tau_i} c_{ш i} (q_i - \xi_i) q'_i dt. \quad (442)$$

Энергия, затраченная при проезде единичной неровности, переходит в энергию колебаний. Если автомобиль в дальнейшем движется по ровному участку дороги, то вся перешедшая в колебания энергия в дальнейшем рассеивается в подвеске, не переходя обратно в энергию поступательного движения.

Если до встречи со следующей неровностью колебания не успевают затухнуть, то энергия, потребная на проезд этой неровности, отличается от энергии, затрачиваемой на проезд единичной неровности. При этом в зависимости от направления скоростей и перемещений колеблющихся масс эта энергия может быть больше или меньше энергии, затрачиваемой на проезд такой же единичной неровности.

На дорогах расположение неровностей носит, как правило, случайный характер. Это позволяет находить потери энергии при проезде автомобилем достаточно длинного дорожного участка с неровностями путем суммирования затрат энергии на проезд таких же, но единичных неровностей. Фиктивную силу дополнительного сопротивления от воздействия неровностей можно рассматривать как



Фиг. 212.

отношение затраты энергии на колебательное движение автомобиля к длине участка:

$$W_v = \frac{\sum_{i=1}^n W_i}{S}, \quad (443)$$

где  $W_i$  — затрата энергии на колебания при проезде участка дороги длиной  $S$ .

Чтобы найти величину энергии, затраченной автомобилем при проезде неровностей, необходимо знать параметры автомобиля и микропрофиль дороги, а также зависимости между скоростью движения, перемещением колеса и профилем дороги. Эти зависимости могут быть установлены методами, разрабатываемыми в теории подвески автомобиля; в данном курсе эти зависимости не рассматриваются.

Автомобиль представляет собой колебательную систему, состоящую из ряда масс и упругих элементов. В первом приближении

автомобиль можно рассматривать как две независимые одностепенные массовые колебательные системы. При таком рассмотрении величина дополнительной реакции зависит от перемещения  $z$  подрессоренной массы  $M$  и приведенной жесткости упругого элемента  $k$ , а затрата энергии при воздействии неровности на такую систему может быть найдена по следующей формуле:

$$a = \int_0^t (q - z) q' dt. \quad (44)$$

На основании этой формулы рассмотрим, как влияет скорость движения и параметры автомобиля на величину затрачиваемой энергии.

Влияние скорости проезда может быть проиллюстрировано графиками (фиг. 212). На фиг. 212, а показано перемещение  $\xi$  подрессоренной массы при проезде с различной скоростью неровности синусоидального профиля. Скорость проезда показана отношением  $\frac{\lambda}{\omega}$ , где  $\lambda$  — частота воздействия неровности, зависящая от скорости проезда и длины неровности;  $\omega$  — частота собственных колебаний системы.

На фиг. 212, б показаны деформации  $z$  упругого элемента, а на фиг. 212, в — горизонтальная составляющая реакции дороги  $\Delta P$ .

При очень малой скорости проезда неровности ( $\frac{\lambda}{\omega} \approx 0$ ) упругий элемент не деформируется.

Подрессоренная масса копирует профиль неровности (инерционных сил практически нет). При этом дополнительная реакция не возникает, а следовательно, затраты энергии на проезд неровности равны нулю.

При увеличении скорости ( $\frac{\lambda}{\omega} \approx 0,6$ ) перемещение массы при наезде на неровность уменьшается, а при съезде возрастает. Это приводит к увеличению работы, затрачиваемой на преодоление составляющей  $\Delta P$ .

Наибольшее перемещение подрессоренной массы происходит при  $\frac{\lambda}{\omega} = 1$ . В этом случае работа, затрачиваемая автомобилем на проезд неровности, также достигает наибольшей величины (фиг. 212, в). Дальнейшее увеличение скорости ( $\frac{\lambda}{\omega} = 2; 4; 10$ ) приводит к уменьшению затраты энергии. Это объясняется тем, что с увеличением скорости выше резонансной значительная часть энергии, затраченная автомобилем на горизонтальную деформацию шин при наезде на неровность, возвращается при съезде с нее.

Таким образом, наибольшая потеря энергии при проезде неровности колебательной системой будет при малой скорости движения,

когда частота воздействия неровности  $\lambda$  близка к собственной частоте колебаний системы. Затрата энергии на проезд неровности с данной скоростью зависит также от величины сопротивления в системе и жесткости упругого элемента.

Снижение жесткости упругого элемента, как это видно непосредственно из формулы (444), приводит к пропорциональному уменьшению затраченной энергии.

К уменьшению затрачиваемой энергии приводит также увеличение сопротивления в системе. Это обусловлено тем, что при этом уменьшаются перемещения подрессоренной массы, а соответственно уменьшаются и деформации упругого элемента.

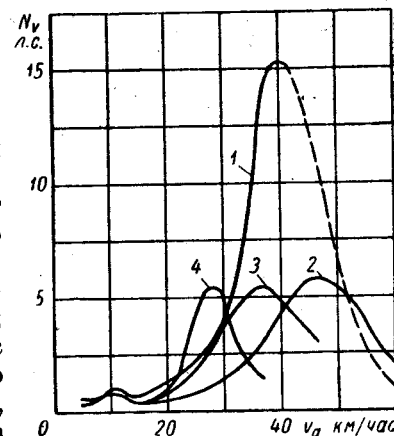
Рассматривая автомобиль как более сложную колебательную систему, можно установить, что при проезде неровности определенной длины возможны четыре скорости, при которых затраты энергии будут наибольшими (фиг. 213). На фиг. 213 отдельные кривые соответствуют: 1 — автомобилю с нагрузкой; 2 — то же при наличии амортизаторов; 3 — автомобилю без нагрузки с амортизаторами; 4 — автомобилю без нагрузки, без амортизаторов, при сниженном давлении воздуха в шинах ( $p_w = 2 \text{ кг/см}^2$ ). Наибольшие потери энергии будут при таких скоростях движения автомобиля, когда частота воздействия неровностей совпадает с одной из частот собственных колебаний автомобиля. При этом потери более значительны при совпадении с высокими частотами колебаний.

На величину затрат энергии при проезде автомобилем неровности наибольшее влияние из всех упругих элементов оказывают шины. Изменение их жесткости приводит к почти пропорциональному изменению затрат энергии. Жесткость же рессор оказывает малое влияние.

Затраты энергии при движении автомобиля по дорогам с неровной поверхностью существенно зависят от сопротивления в подвеске. Правильный подбор амортизаторов обеспечивает минимальные потери при движении автомобиля по дорогам с неровной поверхностью.

## § 6. КОЛЕБАНИЯ УПРАВЛЯЕМЫХ КОЛЕС АВТОМОБИЛЯ (ШИММИ)

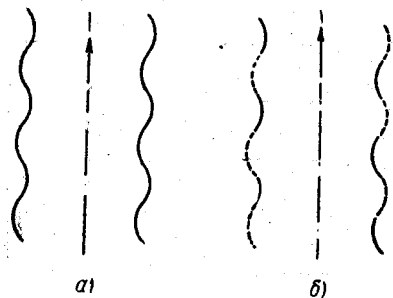
В 30-х годах текущего столетия развитие автомобильной техники ознаменовалось рядом нововведений. Скорость движения автомобиля возросла, повысились требования к плавности хода; это было



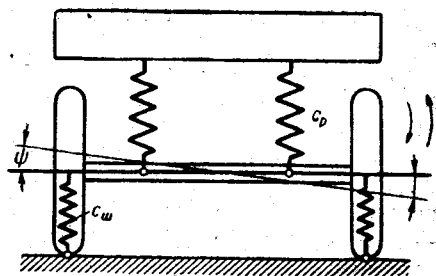
Фиг. 213.

достигнуто введением шин низкого давления и более мягких рессор. Для повышения безопасности движения при повышенных скоростях пришлось снабдить тормозами не только задние колеса, но и передние. В результате установки тормозных барабанов увеличились масса и моменты инерции передней оси и колес.

Введение этих усовершенствований и особенно смягчение рессор сопровождалось появлением нежелательных и опасных колебаний передних управляемых колес автомобиля (шимми). При значительной скорости, обычно превышающей 70 км/час, управляемые колеса начинали быстро колебаться вокруг шкворней («вилиться»), делая до 6—8 кол/сек; при этом колеса оставляли на земле след, схематически



Фиг. 214.



Фиг. 215.

чески показанный на фиг. 214, а. Наряду с вилянием часто наблюдалось «подпрыгивание» колес передней оси; одно колесо перемещалось вверх, противоположное сильнее прижималось к дороге. Амплитуда подпрыгивания достигала в некоторых случаях такой величины, что колеса отрывались от поверхности дороги. При сочетании виляния колес с подпрыгиванием оси на дороге оставался след, подобный схематически показанному на фиг. 214, б.

Колебания передних колес приводили к тому, что автомобиль становился неуправляемым (водитель не мог воздействовать на колебания колес) и неустойчивым (автомобиль скользил в поперечном направлении), увеличивался износ шин и рулевой передачи и возрастали напряжения в деталях рулевого привода. Чтобы прекратить колебания, водителю приходилось снижать скорость движения.

Колебания управляемых колес — явление весьма сложное. Ниже дается элементарное изложение сущности этого явления.

Передний мост представляет собой тело, связанное с двумя упругими элементами — шинами и рессорами (фиг. 215). Передняя ось может совершать различные колебания. В рассматриваемом случае представляют интерес только поперечные угловые колебания (подпрыгивание), характеризуемые углом  $\psi$ . Найдем, чему равна собственная частота подпрыгивания оси.

Если ось повернулась на угол  $\psi$ , то на нее будет действовать восстанавливающий момент  $M_1$  от рессор; в силу малости угла  $\psi$  можно считать

$$M_1 = 2n_p^2 c_p \psi,$$

где  $2n_p$  — расстояние между рессорами.

Кроме того, на ось действует восстанавливающий момент от деформированных шин

$$M_2 = 2n^2 c_w \psi,$$

где  $2n$  — колея колес.

Частота подпрыгивания

$$\omega_\psi = \sqrt{\frac{c_\psi}{J_1}}, \quad (445)$$

где  $c_\psi$  — угловая жесткость подвески переднего моста;  $J_1$  — момент инерции переднего моста относительно продольной оси, проходящей через его центр тяжести  $O$ .

Угловая жесткость подвески передней оси

$$c_\psi = \frac{M_1 + M_2}{\psi} = 2(n_p^2 c_p + n^2 c_w). \quad (446)$$

Подставляя уравнение (446) в выражение (445), получим

$$\omega_\psi = \sqrt{2 \frac{n_p^2 c_p + n^2 c_w}{J_1}}. \quad (447)$$

Из этого выражения следует, что при снижении жесткости рессор, и особенно шин, или при увеличении момента инерции передней оси собственная частота подпрыгивания снижается.

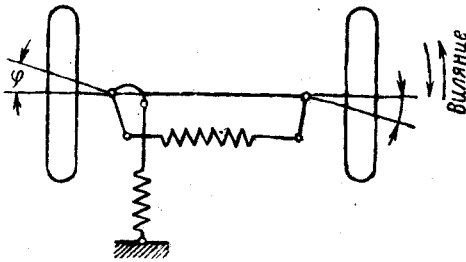
Передние колеса, связанные поперечной рулевой тягой между собой и продольной тягой с рулевой сошкой, представляют вторую колебательную систему (фиг. 216). Тяги, особенно продольная, упруги, и поэтому при отклонении колес от нейтрального положения на них начинает действовать восстанавливающий момент  $M_B$ . Величина этого момента зависит не только от упругости тяги, но и от стабилизирующего эффекта, обусловленного наклоном шкворня, и эластичности шин. Момент  $M_B = c_\varphi \varphi$ , где  $\varphi$  — угол, характеризующий отклонение колес при их вилянии, а  $c_\varphi$  — угловая жесткость рулевого привода.

Обозначим  $J_2$  момент инерции обоих колес и связанных с ними деталей относительно осей шкворней. Тогда собственная частота колебания колес

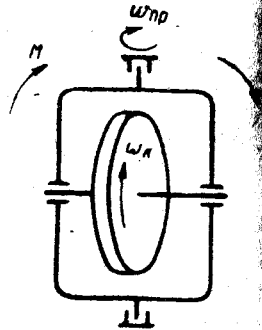
$$\omega_\varphi = \sqrt{\frac{c_\varphi}{J_2}}. \quad (448)$$

Отсюда следует, что чем ниже угловая жесткость рулевого привода или чем больше момент инерции колес, тем ниже собственная частота виляния.

Обе колебательные системы (фиг. 215 и 216) не независимы вследствие гироскопической связи между подпрыгиванием оси



Фиг. 216.



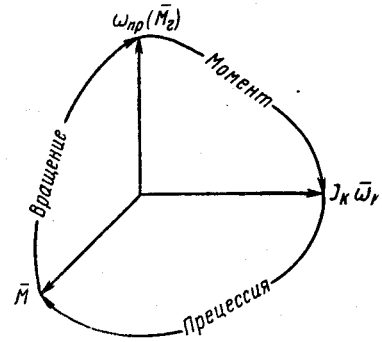
Фиг. 217.

колебанием колес. Прежде чем установить, что вызывается гироскопической связью, напомним основные свойства гироскопа.

Гироскоп — быстро вращающийся маховик, заключенный в рамку, с которой связаны цапфы, позволяющие ей вращаться вокруг вертикальной оси (фиг. 217). Гироскоп с рамкой и цапфами может, кроме того, поворачиваться в плоскости чертежа.

Гироскоп характеризуется кинетическим моментом, равным произведению момента инерции маховика  $J$  относительно оси собственного вращения на угловую скорость вращения  $\omega_k$ .

Гироскоп реагирует на всякое угловое перемещение его оси. Если, приложив внешний момент  $M$ , поворачивать рамку с гироскопом в плоскости чертежа с угловой скоростью  $\frac{d\varphi}{dt}$ , то гироскоп станет поворачи-

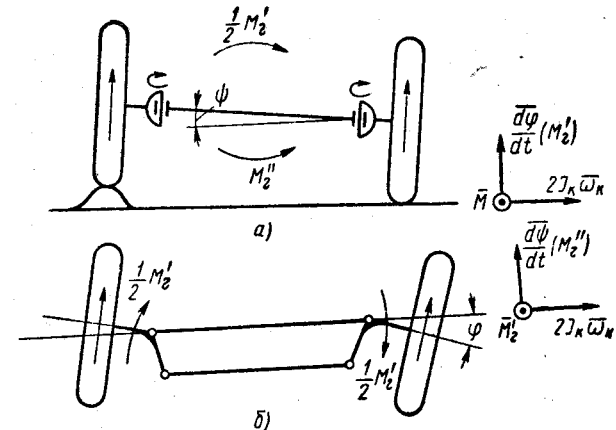


Фиг. 218.

ваться вокруг вертикальной оси с угловой скоростью  $\omega_{пр}$ . Это движение носит название прецессии и совершается под действием так называемого гироскопического момента  $M_z = J_k \omega_k \frac{d\varphi}{dt}$ . Чем быстрее поворачивается рамка с гироскопом, т. е. чем больше  $\frac{d\varphi}{dt}$ , тем больше момент  $M_z$  и тем больше скорость прецессии  $\omega_{пр}$ .

Чтобы определить направление прецессии  $\omega_{пр}$  или направление действия гироскопического момента  $M_z$ , существует простое правило. Изобразим в соответствии с фиг. 217 векторы внешнего момента  $\bar{M}$  и кинетического момента гироскопа  $J_k \omega_k$ . Направление прецессии будет таким же, как и направление вращения вектора  $J_k \omega_k$ , стремящегося, перемещаясь по кратчайшему пути, совпасть с вектором внешнего момента  $\bar{M}$  (фиг. 218).

Передние колеса движущегося автомобиля представляют собой гироскопы и реагируют на всякое угловое перемещение их оси. Поясним подробнее, к чему это приводит.



Фиг. 219.

Пусть под действием внешнего момента  $M$ , появившегося, например, вследствие наезда одного из колес на неровность пути, ось повернулась в вертикальной плоскости на угол  $\psi$  (фиг. 219).

Колеса — гироскопы будут при этом прецессировать, поворачиваясь вокруг осей шкворней с угловой скоростью  $\frac{d\varphi}{dt}$  под действием гироскопического момента

$$M'_z = 2J_k \omega_k \frac{d\varphi}{dt}.$$

Взаимное положение векторов  $\bar{M}$ ,  $2J_k \omega_k$  и  $\frac{d\varphi}{dt}$  показано на фиг. 219, а.

Под действием гироскопического момента  $M'_z$  колеса отклонятся от нейтрального положения на угол  $\varphi$ . Поворот оси колес в горизонтальной плоскости вызовет появление второго гироскопического момента

$$M''_z = 2J_k \omega_k \frac{d\varphi}{dt}.$$

Этот момент стремится повернуть ось на угол  $\psi$ , заставляя прецессировать со скоростью  $\frac{d\psi}{dt}$ . Взаимное положение векторов  $\bar{M}_s'$ ,  $2J_{\kappa}\bar{\omega}_{\kappa}$  и  $\frac{d\psi}{dt}$  показано на фиг. 219, б.

Таким образом, подпрыгивание оси вызвало угловое колебание колес. В свою очередь, колебание колес вызвало подпрыгивание оси. Обе колебательные системы (фиг. 215 и 216) оказались связанными.

Следует, однако, заметить, что действие момента  $M_s'$  дает бо́льший эффект, чем действие момента  $M_s''$ , так как момент инерции колес  $J_2$  меньше момента инерции оси  $J_1$ .

Вследствие зависимости между подпрыгиванием и угловым колебанием частоты колебаний передней оси становятся отличными от  $\omega_{\psi}$  и  $\omega_{\varphi}$ .

Найдем новые значения частот, составив уравнения движения оси и колес при свободных колебаниях.

На ось действуют: момент  $M_1 + M_2$ , обусловленный деформацией рессор и шин, гироскопический момент  $M_s'$  и инерционный момент  $M_j' = J_1 \frac{d^2\psi}{dt^2}$ . Суммируя их, получим первое уравнение движения:

$$J_1 \frac{d^2\psi}{dt^2} + 2J_{\kappa}\omega_{\kappa} \frac{d\psi}{dt} + c_{\psi}\psi = 0. \quad (449)$$

На колеса и рулевой привод действуют восстанавливающий момент  $M_B$ , гироскопический момент  $M_s''$  и инерционный момент  $M_j'' = J_2 \frac{d^2\varphi}{dt^2}$ . Сумма их дает второе уравнение движения:

$$J_2 \frac{d^2\varphi}{dt^2} - 2J_{\kappa}\omega_{\kappa} \frac{d\psi}{dt} + c_{\varphi}\varphi = 0. \quad (450)$$

Выберем решение уравнений (449) и (450) в следующем виде:

$$\left. \begin{aligned} \psi &= A \sin \omega t; \\ \varphi &= B \cos \omega t. \end{aligned} \right\} \quad (451)$$

Дифференцируем выражения (451), подставляем значения  $\psi$  и  $\varphi$  и их производные в уравнения (449) и (450); сокращая  $\sin \omega t$  и  $\cos \omega t$ , получаем

$$\left. \begin{aligned} -\omega^2 A J_1 - \omega B 2 J_{\kappa} \omega_{\kappa} + A c_{\psi} &= 0; \\ -\omega^2 B J_2 - \omega A 2 J_{\kappa} \omega_{\kappa} + B c_{\varphi} &= 0. \end{aligned} \right\} \quad (452)$$

Найдем отношение амплитуд  $\frac{A}{B}$  из первого и второго уравнений (452):

$$\left. \begin{aligned} \frac{A}{B} &= \frac{2J_{\kappa}\omega_{\kappa}\omega}{c_{\psi} - J_1\omega^2}; \\ \frac{A}{B} &= \frac{c_{\varphi} - J_2\omega^2}{2J_{\kappa}\omega_{\kappa}\omega}. \end{aligned} \right\} \quad (453)$$

Приравняв правые части выражений (453), получаем уравнение частот

$$J_1 J_2 \omega^4 - (J_1 c_{\varphi} + J_2 c_{\psi} + 4J_{\kappa}^2 \omega_{\kappa}^2) \omega^2 + c_{\psi} c_{\varphi} = 0. \quad (454)$$

Деля все члены на  $J_1 J_2$  и учитывая выражения (445) и (448), получим

$$\omega^4 + (\omega_{\psi}^2 + \omega_{\varphi}^2 + H^2) \omega^2 + \omega_{\psi}^2 \omega_{\varphi}^2 = 0, \quad (455)$$

где

$$H = \frac{2J_{\kappa}\omega_{\kappa}}{\sqrt{J_1 J_2}}.$$

Решая полученное биквадратное уравнение, находим

$$\begin{aligned} \Omega_{H;B}^2 &= \frac{1}{2} [(\omega_{\psi}^2 + \omega_{\varphi}^2 + H^2) \pm \\ &\pm \sqrt{(\omega_{\psi}^2 + \omega_{\varphi}^2 + H^2)^2 - 4\omega_{\psi}^2 \omega_{\varphi}^2}]. \end{aligned} \quad (456)$$

Если раскрыть скобки под корнем, то выражение (456) переписывается так:

$$\begin{aligned} \Omega_{H;B}^2 &= \frac{1}{2} [(\omega_{\psi}^2 + \omega_{\varphi}^2 + H^2) \pm \\ &\pm \sqrt{H^4 + 2H^2(\omega_{\psi}^2 + \omega_{\varphi}^2) + (\omega_{\psi}^2 - \omega_{\varphi}^2)^2}]. \end{aligned} \quad (457)$$

Таким образом, передняя ось имеет две собственные частоты — низкую  $\Omega_H$  и высокую  $\Omega_B$ :

$$\Omega_H = \sqrt{\frac{1}{2} [(\omega_{\psi}^2 + \omega_{\varphi}^2 + H^2) - \sqrt{(\omega_{\psi}^2 + \omega_{\varphi}^2 + H^2)^2 - 4\omega_{\psi}^2 \omega_{\varphi}^2}]}; \quad (458)$$

$$\Omega_B = \sqrt{\frac{1}{2} [(\omega_{\psi}^2 + \omega_{\varphi}^2 + H^2) + \sqrt{(\omega_{\psi}^2 + \omega_{\varphi}^2 + H^2)^2 - 4\omega_{\psi}^2 \omega_{\varphi}^2}]}; \quad (459)$$

Из уравнения (457) следует, что при  $H \rightarrow 0$ :

$$\Omega_H \rightarrow \omega_{\psi}; \quad \Omega_B \rightarrow \omega_{\varphi}, \quad \text{если } \omega_{\psi} < \omega_{\varphi};$$

$$\Omega_H \rightarrow \omega_{\varphi}; \quad \Omega_B \rightarrow \omega_{\psi}, \quad \text{если } \omega_{\psi} > \omega_{\varphi}.$$



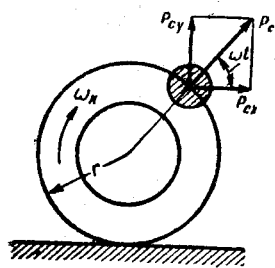
Из уравнения (157) следует также, что подкоренное выражение всегда положительно, поэтому

$$\Omega_H < \omega_\varphi; \quad \Omega_B > \omega_\varphi \quad \text{при} \quad \omega_\varphi < \omega_\psi;$$

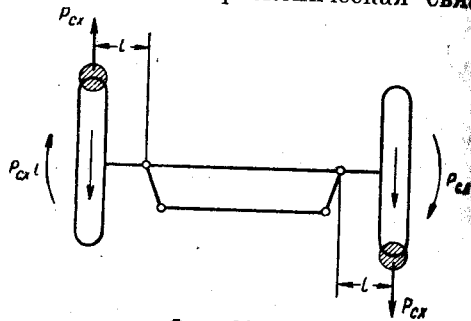
$$\Omega_H < \omega_\psi; \quad \Omega_B > \omega_\varphi \quad \text{при} \quad \omega_\varphi > \omega_\psi.$$

Таким образом, наличие гироскопической зависимости приводит к появлению двух собственных частот, которые при слабой гироскопической зависимости ( $H$  — мало) близки к частотам  $\omega_\psi$  и  $\omega_\varphi$ .

Кинетический момент колес зависит от их числа оборотов. Поэтому с увеличением скорости автомобиля гироскопическая связь



Фиг. 220.



Фиг. 221.

усиливается ( $H$  растет), а меньшая из двух частот становится еще меньше, большая — еще больше.

Итак, выше было показано, что передняя ось представляет собой колебательную систему, обладающую двумя собственными частотами  $\Omega_H$  и  $\Omega_B$ . Если на такую систему действует возмущающая сила, то система будет совершать колебания, достигающие иногда значительной интенсивности.

Возмущающие периодические силы могут появиться вследствие неуравновешенности колес и их эксцентricности.

На фиг. 220 показана схема так называемого статически неуравновешенного колеса. Масса одного из участков колеса или обода (например, в месте расположения вентиля) больше остальных. На схеме это условно показано в виде груза массой  $m$ , закрепленного на окружности колеса.

При вращении колеса на него действует центробежная сила

$$P_c = m\omega_\kappa^2 r = m \frac{v^2}{r}. \quad (460)$$

Эта сила дает две составляющие: вертикальную  $P_{cy} = m\omega_\kappa^2 r \times \sin \omega_\kappa t$  и горизонтальную  $P_{cx} = m\omega_\kappa^2 r \cos \omega_\kappa t$ . Вертикальная составляющая будет вызывать влияние колес. Особенно неблагоприятным

приятным будет такой случай, когда не уравновешены оба колеса, причем неуравновешенные части колес расположены, как показано на фиг. 221.

Частота  $\omega_\kappa$  возмущающей силы возрастает пропорционально скорости автомобиля. Возможны два случая резонанса:  $\omega_\kappa = \Omega_H$ , что соответствует скорости автомобиля  $v_{p1} = \Omega_H r$ , и  $\omega_\kappa = \Omega_B$ , что соответствует скорости автомобиля  $v_{p2} = \Omega_B r$ . Очевидно, что оба случая резонанса могут иметь практическое значение только в том случае, если

$$v_{p1} \leq v_{\max}; \quad v_{p2} \leq v_{\max}. \quad (461)$$

В ранних конструкциях автомобилей, обладавших невысокой скоростью, условие (461) не выполнялось и угловые колебания передних колес не наблюдались. По мере совершенствования автомобиля его максимальная скорость возрастала. В то же время вследствие перехода на шины низкого давления и мягкие рессоры и установки тормозных барабанов на передние колеса собственные частоты  $\omega_\psi$  и  $\omega_\varphi$ , а следовательно,  $\Omega_H$  и  $\Omega_B$  снижались. Это привело к тому, что условие (461) стало выполняться и интенсивные колебания передних колес, соответствующие случаям резонанса, стали наблюдаться при эксплуатационных скоростях движения.

Амплитуда возмущающей силы согласно выражению (460) пропорциональна второй степени скорости автомобиля и достигает больших значений только при движении с высокой скоростью.

Если меньшая из собственных частот невелика, то совпадение частот  $\omega_\kappa = \Omega_H$ , т. е. случай резонанса может соответствовать сравнительно небольшой скорости автомобиля. Амплитуда возмущающей силы в данном случае невелика, и интенсивных колебаний наблюдаться не будет.

Когда резонанс и интенсивные колебания соответствуют собственной частоте  $\Omega$ , близкой к  $\omega_\varphi$ , то происходит главным образом влияние колес, и след их на дороге будет таким, как показано на фиг. 214, а.

Если же наступит резонанс с собственной частотой, близкой к  $\omega_\psi$ , то появится интенсивное подпрыгивание колес, и след их на дороге будет таким, как показано на фиг. 214, б.

Вынужденные колебания и явления резонанса могут вызываться также эксцентricностью колес, так как в этом случае ось периодически подпрыгивает. Однако амплитуда возмущающей силы с изменением скорости автомобиля меняться не будет.

Кроме описанных резонансных явлений, колебания управляемых колес возможны при движении автомобиля с высокими скоростями (обычно свыше 70 км/час). Происходит это потому, что вследствие особых свойств колебательной системы часть мощности двигателя расходуется на поддержание незатухающих колебаний колес и оси. В силу этих свойств передняя ось с колесами может быть отно-

сена к числу автоколебательных систем. Останавливаться на это подробнее не будем.

Существует ряд мероприятий, позволяющих устранить или ослабить вредные колебания управляемых колес. Эти мероприятия заключаются в том, что колеса балансируют и более точно проверяют отсутствие эксцентрисности колес. Известны попытки изменить жесткости  $c_{\varphi}$  и  $c_{\psi}$  с тем, чтобы получить более благоприятные величины частот  $\omega_{\varphi}$  и  $\omega_{\psi}$  и соотношение между ними. Это позволяет в некоторых случаях вывести скорости, соответствующие случаю резонанса, за пределы эксплуатационных скоростей автомобиля или ослабить колебания колес. Имеются также попытки устанавливать специальные амортизаторы в рулевой трапеции для того, чтобы гасить колебания колес.

Однако основным средством устранения колебания управляемых колес явилась независимая подвеска передних колес. В большинстве конструктивных схем такой подвески ось вращения колес остается всегда параллельной или почти параллельной самой себе.

При наезде на неровность в этом случае не возникает гироскопического момента, а связь между перемещениями левого и правого колес в вертикальной плоскости исчезает.

#### ЛИТЕРАТУРА

- Айзерман М. А., Автоматика переключений передач, Машгиз, 1948.  
 Айзерман М. А., Теория автоматического регулирования двигателей, Гостехтеоретиздат, 1952.  
 Афанасьев Л. Л., Организация автомобильных перевозок, Машгиз, 1953.  
 Бабков В. Ф., Автомобильные дороги, Автотрансиздат, 1954.  
 Бабков В. Ф. и Гербурт-Гейбович А. В., Основы грунтоведения и механики грунтов, Автотрансиздат, 1956.  
 Бекман В. В. Конструкция и динамика гоночных автомобилей, Машгиз, 1947.  
 Бирюля А. К., Эксплуатация автомобильных дорог, Автотрансиздат, 1956.  
 Богоявленский В. Н., Электрические трансмиссии гусеничных и колесных машин, Машгиз, 1946.  
 Бухарин Н. А., Основы проектирования механизмов автоматизированного управления автомобилем, изд. Наркомхоза РСФСР, 1941.  
 Бухарин Н. А., Тормозные системы автомобилей, Машгиз, 1950.  
 Бухарин Н. А. и Голяк В. К., Испытания автомобиля с использованием электрических методов измерения, Машгиз, 1955.  
 Великанов Д. П., Эксплуатационные качества отечественных автомобилей, Автотрансиздат, 1956.  
 Вопросы машиноведения. Сборник статей, изд. АН СССР, 1948.  
 Гиттис В. Ю., Автомобили. Теория и конструкция, Гострансиздат, 1931.  
 Гольд Б. В. и Фалькевич Б. С., Теория, конструирование и расчет автомобиля, Машгиз, 1957.  
 Гольд Б. В., Проектирование автомобилей, Машгиз, 1956.  
 Жуковский Н. Е., К динамике автомобиля, Полное собрание сочинений, т. VIII, 1937.  
 Жуковский Н. Е., Теория прибора Ромейко-Гурко, Полное собрание сочинений, т. VIII, ОНТИ, 1937.  
 Закин Я. X., Автомобильные поезда, Развитие конструкции автомобиля, вып. 12, Машгиз, 1955.  
 Зимелев Г. В., Теория автомобиля, Воениздат, 1957.  
 Келдыш М. В., Шимми переднего колеса трехколесного шасси, ВИАР НКАП (Труды ЦАГИ, № 564), 1945.  
 Кнороз В. И., Работа автомобильных шин, Автотрансиздат, 1950.  
 Колесников К. С., Автоколебания управляемых колес автомобиля, Гостехтеоретиздат, М., 1955.  
 Коротыношко Н. И., Автомобили с блокированным и дифференциальным приводом, Машгиз, 1958.  
 Крживицкий А. А., Тяговые свойства трактора на тракторе, Машгиз, 1940.  
 Крживицкий А. А., Снегоходные машины, Машгиз, 1949.  
 Куликов Н. К., Динамический расчет самодвижущегося колеса при помощи фазовой плоскости, Труды НАМИ, вып. 50, Машгиз, 1947.  
 Куликов Н. К., Исследование динамики и экономики автомобиля, Труды НАМИ, вып. 67, Машгиз, 1953.  
 Куликов Н. К., Работа автомобильного колеса. Труды НАМИ, вып. 77, Машгиз, 1955.

- Лапидус В. И. и Петров В. А., Гидравлические трансмиссии автомобилей, Машгиз, 1957.
- Ленин И. М., Рабочие процессы и карбюрация в автомобильных двигателях, Машгиз, 1947.
- Ленин И. М., Теория автомобильных двигателей, Машгиз, 1958.
- Лысов Н. И., Карданные механизмы, Машгиз, 1945.
- Львов Е. Д., Теория трактора, Машгиз, 1952.
- Марун Г., Теоретические основы подвески автомобиля, перевод с немецкого, ОНТИ, 1936.
- Никитин А. И., Обтекаемость автомобиля, ОНТИ, 1936.
- Пархиловский И. Г., Автомобильные листовые рессоры, Машгиз, 1954.
- Певзнер Я. М., Теория устойчивости автомобиля, Машгиз, 1947.
- Певзнер Я. М. и Горелик А. М., Боковой крен автомобиля Труды НАМИ, вып. 71, Машгиз, 1953.
- Подвеска автомобиля, Сборник статей, изд. АН СССР, 1951.
- Прокофьев В. Н., Автомобильные гидропередачи, Машгиз, 1948.
- Ридлер А., Лабораторное испытание автомобиля, перевод с немецкого под ред. Н. Р. Брилинга, Гостехиздат, 1924.
- Розанов В. Г., Анализ принципиальных схем пневматического привода к тормозам автомобиля, Труды НАМИ, вып. 54, Машгиз, 1948.
- Ротенберг Р. В., Теория подвески автомобиля, Машгиз, 1951.
- Степанов А. Д., Теплоэлектрический привод транспортных машин, Машгиз, 1953.
- Фалькевич Б. С. и Диваков Н. В., Испытания автомобиля, Машгиз, 1953.
- Фалькевич Б. С. и Диваков Н. В., Динамичность и экономичность автомобилей, Труды ОАЛ, Машгиз, 1955.
- Хельдт П. М., Автомобильные сцепления и коробки передач, Машгиз, 1947.
- Хлыстов Ф. Л., Тяговые расчеты гусеничных и колесных автомашин, ОНТИ, 1937.
- Чудаков Е. А., Теория автомобиля, Машгиз, 1950.
- Чудаков Е. А., Качение автомобильного колеса, Машгиз, 1947.
- Чудаков Е. А., Пути повышения экономичности карбюраторного автомобильного двигателя, изд. АН СССР, 1948.
- Чудаков Е. А., Пути повышения экономичности автомобиля, изд. АН СССР, 1948.
- Чудаков Е. А., Качение автомобильного колеса, изд. АН СССР, 1948.
- Чудаков Е. А., Устойчивость автомобиля против заноса, Машгиз, 1949.
- Чудаков Е. А., Циркуляция паразитной мощности в механизмах бездифференциального автомобиля, Машгиз, 1950.
- Яковлев К. П., Математическая обработка результатов измерений, Гостехтеоретиздат, 1953.
- Яковлев Н. А., Теория и расчет автомобиля, Машгиз, 1949.
- Янте А., Механика автомобиля, перевод с немецкого, Машгиз, 1958.
- Веккер М. G., Theory of Land Locomotion, The University of Michigan Press, 1956.
- Bürger H., Das Kraftwagen fahrgestell, Franckhsche verlagshandlung, Stuttgart, 1950.
- Dean-Avernes, Automobile chassis design, Iliffe and Sons, Ltd, 1952.
- Marquard E., Die Fahreigenschaften des Kraftfahrzeuge, Verlag für angewandte Wissenschaften, Baden-Baden, 1954.
- Running T. R., Empirical Formulas, John Wiley and Sons, New York.
- Wedemeyer E. A., Schwingungen des Kraftfahrzeuges und der Motoren, Gram, Berlin 1955.

## ОГЛАВЛЕНИЕ

Предисловие	3
<b>Глава I. Силы, действующие на автомобиль</b>	<b>5</b>
§ 1. Силы, действующие на колесо при движении	5
§ 2. Сила тяжести автомобиля. Распределение веса между осями	10
§ 3. Силы сопротивления движению автомобиля	12
§ 4. Движущая сила автомобиля	12
§ 5. Характеристика автомобильного двигателя	14
§ 6. К. п. д. трансмиссии автомобиля	16
§ 7. Рабочий радиус колеса	21
§ 8. Экспериментальное определение окружной силы на шинах ведущих колес	28
<b>Глава II. Тяговая механика автомобиля</b>	<b>29</b>
§ 1. Дифференциальное уравнение движения автомобиля	29
§ 2. Коэффициент учета вращающихся масс	34
§ 3. Тяговый баланс автомобиля	36
§ 4. Понятие об устойчивости работы системы двигатель — автомобиль	39
§ 5. Динамическая характеристика автомобиля	45
§ 6. Влияние параметров автомобиля на его тяговые качества	48
§ 7. Время движения автомобиля на перегоне	53
§ 8. Разгон автомобиля	58
§ 9. Динамическое преодоление автомобилем подъемов	70
§ 10. Мощностной баланс автомобиля	74
§ 11. Тяговые качества автомобиля, снабженного гидропередачей	80
§ 12. Циркуляция мощности	87
§ 13. Аналитический метод интегрирования и исследования дифференциального уравнения движения автомобиля	97
<b>Глава III. Сопротивления движению автомобиля</b>	<b>105</b>
§ 1. Сопротивление качению	105
§ 2. Сопротивление при движении автомобиля на подъем	123
§ 3. Сопротивление воздуха движению автомобиля	125
<b>Глава IV. Проходимость автомобиля</b>	<b>143</b>
§ 1. Геометрические параметры проходимости автомобиля	143
§ 2. Нормальные нагрузки от колес автомобиля на дорогу	147
§ 3. Взаимодействие колеса с грунтом	166
§ 4. Коэффициент сцепления колеса с дорогой	169
§ 5. Опорно-сцепные параметры проходимости	177

	Стр.
<b>Глава V. Торможение автомобиля</b> . . . . .	182
§ 1. Основные методы торможения автомобиля . . . . .	182
§ 2. Нормальные нагрузки от колес на дорогу при торможении автомобиля . . . . .	185
§ 3. Измерители тормозных качеств . . . . .	188
§ 4. Торможение с неотьединенным двигателем . . . . .	191
<b>Глава VI. Экономические качества автомобиля</b> . . . . .	199
§ 1. Общие соотношения и измерители . . . . .	199
§ 2. Экономическая характеристика автомобиля и методы ее по- строения . . . . .	201
§ 3. Влияние параметров автомобиля на его экономичность . . . . .	209
§ 4. Определение расхода топлива на заданном перегоне . . . . .	210
<b>Глава VII. Тяговый расчет автомобиля</b> . . . . .	210
§ 1. Исходные величины . . . . .	210
§ 2. Подбор характеристики двигателя . . . . .	220
§ 3. Определение передаточного числа главной передачи . . . . .	222
§ 4. Подбор передаточных чисел коробки передач . . . . .	227
§ 5. Методика тягового и экономического анализа автомобиля с прогрессивной передачей . . . . .	228
<b>Глава VIII. Поворот и устойчивость автомобиля</b> . . . . .	230
§ 1. Кинематика поворота автомобиля . . . . .	230
§ 2. Силы, действующие на колесо при повороте . . . . .	231
§ 3. Силы, действующие на автомобиль при повороте . . . . .	233
§ 4. Устойчивость автомобиля . . . . .	237
§ 5. Боковой увод колеса . . . . .	240
§ 6. Устойчивость автомобиля с учетом боковой эластичности шин . . . . .	244
<b>Глава IX. Колебания автомобиля</b> . . . . .	270
§ 1. Оценка плавности хода . . . . .	270
§ 2. Уравнения колебательного движения автомобиля . . . . .	271
§ 3. Свободные колебания автомобиля . . . . .	277
§ 4. Вынужденные колебания автомобиля . . . . .	279
§ 5. Дополнительное сопротивление движению автомобиля, вызван- ное неровностями дороги . . . . .	284
§ 6. Колебания управляемых колес автомобиля (шимми) . . . . .	289
Литература . . . . .	290

Георгий Владимирович Зимелев

Теория автомобиля

Редактор издательства В. А. Нахимсон

Технические редакторы: А. Ф. Уварова и Э. И. Чернова

Корректоры: В. П. Кухарчик и Л. Ф. Никифорова

Сдано в производство 11/XI 1958 г. Подписано к печати 24/III 1959 г. Т-0355  
Тираж 18000 экз. Печ. л. 19,5. Уч.-изд. л. 19,2. Бум. л. 9,75. Формат 60 × 90  
Зак. 1024.

Типография «Красный Печатник». Ленинград, Московский проспект, 91.