

инж.-мех. В. Л. Марковников
инж.-мех. Б. С. Фалькевич

расчет
на прочность
шасси
автомобиля

ИНЖ.-МЕХ. **В. Л. Марковников**
ИНЖ.-МЕХ. **Б. С. Фалькевич**

расчет на прочность шасси автомобиля



1 9 3 3

**Москва — Ленинград
ГОСУДАРСТВЕННОЕ
АВИАЦИОННОЕ И АВТОТРАКТОРНОЕ ИЗДАТЕЛЬСТВО**

Книга Марковникова В. Л. и Фалькевича Б. С. представляет собой учебное пособие для вузов и техникумов по курсу „Расчет на прочность шасси автомобиля“.

Авторы свою работу построили на конкретном примере машины „Форд-А“ и снабдили книгу необходимыми графиками расчета.

Во второй части книги изложен динамический расчет автомобилей „Форд-А“ и „АА“ по методу, предложенному проф. Чудаковым.

Редактор *Г. К. Холоманов*. Выпускающий *Л. М. Аптекарь*. Техн. редактор *В. И. Морозов*.
Сдано в набор 14/Х 1932 г. Подписано к печати 7/III 1933 г. Издат. № 255.
Тираж 7 000. Колич. печ. л. 104 $\frac{1}{2}$. Колич. печ. зн. 50 960 в п. л. Формат бум. 62×94/16.
Уполномоченный Главлита В-45587. Заказ № 3961.

1-я Образцовая типография Огиза РСФСР треста „Полиграфкнига“. Москва, Валовая, 28.

ОГЛАВЛЕНИЕ

Предисловие

I

РАСЧЕТ НА ПРОЧНОСТЬ

	<i>Стр.</i>
ГЛАВА I. СЦЕПЛЕНИЕ	7
1. Конусное сцепление	8
2. Дисковое сцепление	9
3. Пружины сцепления	10
4. Сцепления Форда	10
Пружины	12
ГЛАВА II. КОРОБКА ПЕРЕДАЧ	16
1. Шестерни	17
2. Валы	24
3. Подшипники	25
4. Коробка Форда	26
Промежуточный вал	29
Внутренний неподвижный вал	35
Вторичный вал	36
Первичный вал	38
ГЛАВА III. КАРДАНЫ, ГЛАВНАЯ ПЕРЕДАЧА, ДИФФЕРЕНЦИАЛ, ПОЛУОСИ, ЗАДНИЙ МОСТ	39
1. Карданы	39
2. Карданный вал	41
3. Карданы и карданный вал Форда	42
4. Главная передача	44
Коническая передача	45
Червячная передача	54
5. Главная передача Форда	56
6. Дифференциал	58
7. Дифференциал Форда	59
8. Полуоси	60
Реакция от вала	61
Реакция от окружного усилия	61
Реакция от центробежной силы — боковое усилие	62
Крутящий момент	63
9. Полуоси Форда	69
10. Задний мост	71
11. Задний мост Форда	78
ГЛАВА IV. ПЕРЕДНЯЯ ОСЬ И РУЛЕВОЕ УПРАВЛЕНИЕ	80
1. Передняя ось	82
2. Поворотная цапфа. Поперечная тяга. Поворотные рычаги	83
3. Подшипники колеса	88
4. Штурвал рулевого колеса. Рулевая сошка. Продольная тяга	88
5. Передняя ось и рулевое управление Форда	90
ГЛАВА V. ТОРМОЗ	93
1. Колодочные тормоза	94
2. Ленточные тормоза	97
3. Тормоза Форда	99
ГЛАВА VI. РЕССОРЫ	100
1. Четвертная рессора	103
2. Полуэллиптическая рессора	108
3. Кантилеверная рессора	110

4. Оценка основных конструкций рессор	110
5. Рессоры Форда	111
Расчет	112
ГЛАВА VII. РАМА	113
1. Продольные лонжероны рамы	114
2. Кронштейны крепления рессор к раме	115

II

ДИНАМИЧЕСКИЙ РАСЧЕТ АВТОМОБИЛЕЙ ФОРД „А“ и „АА“

ГЛАВА I. ФОРД „А“ ВЫПУСКА 1928 г.	117
1. Рабочий баланс	117
2. Тяговый баланс	127
3. Динамическая характеристика	130
4. Ускорение и подъемы автомобиля	130
5. Время и путь разгона	132
6. Путь торможения	135
7. Выбор главной передачи	136
8. Выбор числа передач в коробке	138
9. Выбор передаточных чисел в коробке	138

ГЛАВА II. ФОРД „А“ ВЫПУСКА 1930 г. ВЛИЯНИЕ ИЗМЕНЕНИЯ ПЕРЕДАТОЧНОГО ЧИСЛА В ВЕДУЩЕМ МОСТУ РАДИУСА КОЛЕСА . .	140
--	------------

ГЛАВА III. ДИНАМИЧЕСКИЙ РАСЧЕТ ФОРДА „АА“	145
--	------------



ПРЕДИСЛОВИЕ АВТОРОВ

В широко развернувшемся процессе автомобилизации страны, вслед за пройденным этапом освоения техники производства иностранных автомобилей различных марок, наступил следующий период, характеризующийся необходимостью создания ряда собственных моделей машин, наиболее отвечающих разнообразным условиям эксплуатации автомобилей в СССР.

Для правильного решения этой задачи необходим обширный материал, освещающий, с одной стороны, методику выбора динамико-экономических качеств автомобиля, предназначенного для заданных условий работы, и с другой — вопросы конструктивного расчета, назначения напряжений и запасов прочности в различных деталях автомобиля; обеспечивающих надежную работу его при целесообразной затрате материала.

К сожалению, имеющаяся по этим вопросам литература, будучи вообще достаточно бедной, распределяется по своему содержанию совсем неравномерно. Так, если по конструированию и расчету автомобильных двигателей имеется несколько книг как переводных, так и отечественных, то ни одного систематического труда по вопросам расчета шасси на прочность на русском языке издано не было.

Отсутствие подобной литературы и ее несомненная актуальность и побудили нас сделать первую попытку в этом направлении и дать сколько-нибудь систематизированный материал по расчету деталей шасси автомобиля на прочность, проверенный на конкретном примере. В качестве такового был выбран автомобиль Форд модели „А“, в котором, как известно, весьма ярко отражены основные течения американских методов конструирования, — и именно поэтому выявление запасов прочности его представляет практически большой интерес.

С целью более полной оценки рассматриваемого автомобиля во второй части книги приведен динамический расчет его, построенный по методу, предложенному проф. Е. А. Чудаковым.

Имея в виду, что предлагаемая книга должна служить пособием для студентов вузов и техникумов, при рассмотрении того или иного агрегата была принята следующая система расположения материала.

1. Назначение и классификация агрегата.
2. Определение действующих в нем усилий.
3. Расчет на прочность.
4. Расчет соответствующего агрегата Форда.

Основные агрегаты разобраны были по возможности подробно, причем методы расчета некоторых из них были предложены авторами впервые и поэтому требуют подтверждения практикой.

Что касается второстепенных деталей, то в целях экономии места расчет ряда их не затрагивался совсем или же был изложен только на примере Форда.

Нужно отметить, что приводимые в книге значения допускаемых напряжений в тех или иных деталях были получены, как средние, в результате просчета лишь небольшого числа машин, что заставляет смотреть на них только, как на ориентировочные.

При составлении книги авторы пользовались трудами проф. Е. А. Чудакова „Тяговый расчет автомобиля“ и „Курс устройства автомобиля“.

Студентам Московского автодорожного комбината тт. Ивановой и Чевкину, выполнившим некоторые графики по динамике, авторы, пользуясь случаем, выражают свою признательность.

РАСЧЕТ НА ПРОЧНОСТЬ

ГЛАВА ПЕРВАЯ СЦЕПЛЕНИЕ

Назначением фрикционной муфты, называемой сцеплением, является возможность отъединять вал коробки передач от вала двигателя на время, необходимое для переключения шестерен в коробке.

Основные виды сцепления, применяемые в автомобилестроении, охватываются следующей классификацией:

1. Конусное сцепление.
2. Дисковое сцепление.
3. Особые виды сцеплений.

Конусное сцепление, в свою очередь, подразделяется на:

- а) прямой конус,
- в) обратный конус,
- с) двойной конус.

Дисковое сцепление разделяется на:

- а) сухое,
- в) масляное,

причем сухое сцепление бывает как однодисковое, так и многодисковое, тогда как масляное всегда многодисковое.

При рассмотрении различных типов сцеплений следует отметить, что расчет всех конструкций конусного сцепления остается одним и тем же; то же относится и к различным видам дисковых сцеплений.

Момент, на который рассчитывается сцепление, определяется формулой,

$$M_{тр} = \beta \cdot M_m, \quad (1)$$

где:

$M_{тр}$ — момент, который должно развить сцепление,

β — коэффициент запаса, устраняющий возможность пробуксовки,

M_m — максимальный крутящий момент двигателя.

Если характеристика двигателя неизвестна, а заданы только максимальная мощность его и соответствующее число оборотов, то значение M_m можно приближенно определить, как

$$M_m = (1,15 \div 1,4) \cdot 716,2 \cdot \frac{N_{max}}{n_{max}}. \quad (2)$$

Коэффициент запаса β изменяется в современных автомобилях в пределах от 1,2 до 2,5 и каких-либо определенных значений его для различных типов сцеплений в настоящее время указать еще нельзя.

Следует отметить только, что выбор того или иного значения коэффициента β в сильной мере зависит от запаса мощности двигателя; при этом, чем больше запас мощности, тем выше должен быть принят коэффициент β во

¹ Меньшие значения относятся к двигателям легковых автомобилей, большие — к двигателям грузовых машин.

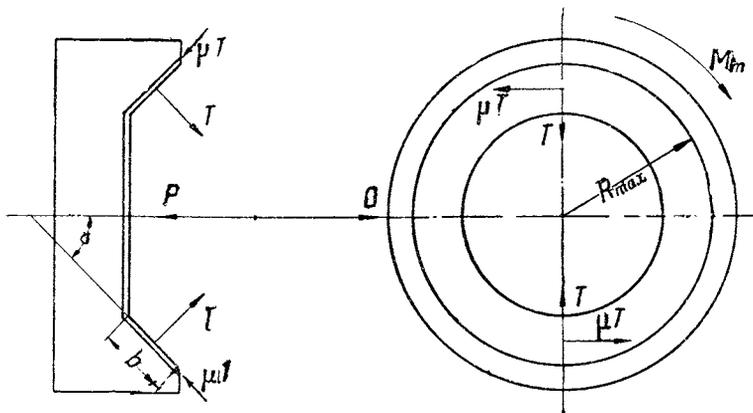
избежание излишней пробуксовки при резком увеличении крутящего момента.

С другой стороны, нужно иметь в виду, что при больших значениях β появляется опасность поломки деталей силовой передачи при резком торможении.

1. КОНУСНОЕ СЦЕПЛЕНИЕ

Обозначим через:

P — осевое давление пружины,



Фиг. 1.

T — реакцию маховика на каждой половине (верхней и нижней) конуса,
 b — ширину конуса,
 α — угол конуса,
 μ — коэффициент трения.

Тогда полная сила трения между маховиком и конусом найдется как

$$2 \cdot T \cdot \mu$$

и момент трения, создаваемый ею,

$$M_{\text{тр}} = 2 \cdot T \cdot \mu \cdot R_{\text{ср}}, \quad (3)$$

где $R_{\text{ср}}$ — средний радиус конуса, равный:

$$R_{\text{ср}} = R_{\text{max}} - \frac{b}{2} \cdot \sin \alpha. \quad (4)$$

Условие статического равновесия дает:

$$P = 2 \cdot T \cdot \sin \alpha. \quad (5)$$

Сопоставляя уравнения (1), (3) и (5), найдем:

$$P = \frac{M_{\text{тр}} \cdot \sin \alpha}{\mu \cdot R_{\text{ср}}} = \frac{\beta \cdot M_m \sin \alpha}{\mu \cdot R_{\text{ср}}}. \quad (6)$$

Усилие, необходимое для выключения конусного сцепления Q , в первый момент должно быть несколько больше давления пружины P за счет того, что сила трения $2T\mu$, появляющаяся при выключении и действующая вдоль поверхности конуса, препятствует выключению.

Проектируя все силы на горизонтальную ось, будем иметь:

$$Q - P = 2 \cdot \mu \cdot T \cdot \cos \alpha - 2 \cdot T \cdot \sin \alpha. \quad (7)$$

С момента отставания конуса от маховика можно положить $Q = P$, и тогда уравнение (7) примет вид:

$$\mu \cdot \cos \alpha = \sin \alpha; \quad (8)$$

откуда:

$$\operatorname{tg} \alpha \geq \mu. \quad (9)$$

Если взять $\operatorname{tg} \alpha$ меньше коэффициента трения μ , то будет происходить заклинивание и сила Q , потребная для выключения, значительно возрастает.

Для конусов, обшитых ферродом, $\mu = 0,2 \div 0,3$, что соответствует углу $\alpha = 11^\circ \div 17^\circ$. Для кожи $\mu = 0,10 \div 0,15$; $\alpha = 6^\circ \div 8^\circ$.

Ширина конуса b определяется из допустимого удельного давления p на единицу поверхности конуса.

Поверхность конуса $S = 2 \cdot \pi \cdot R_{\text{ср}} \cdot b$, откуда удельное давление равно:

$$p = \frac{2T}{S},$$

или, принимая во внимание уравнение (3),

$$p = \frac{M_{\text{тр}}}{\mu \cdot R_{\text{ср}} \cdot 2\pi R_{\text{ср}} \cdot b}; \quad (10)$$

откуда:

$$b = \frac{M_{\text{тр}}}{2 \cdot \pi \cdot p \cdot \mu R_{\text{ср}}^2}. \quad (11)$$

Допускаемые значения p для конусов $1,0 \div 1,5 \text{ кг/см}^2$.

2. ДИСКОВОЕ СЦЕПЛЕНИЕ

Число поверхностей трения i дисковых сцеплений может быть определено из уравнения:

$$i = m + n - 1, \quad (12)$$

где:

i — число поверхностей трения,

m — число ведущих дисков,

n — число ведомых дисков.

Каждая поверхность передает момент ¹:

$$\frac{M_{\text{тр}}}{i} = P \cdot \mu \cdot R_{\text{ср}}, \quad (13)$$

¹ По диаграмме фиг. 6 можно определить мощность, передаваемую сухими сцеплениями.

где

$$R_{\text{ср}} = \frac{R_{\text{max}} + R_{\text{min}}}{2}. \quad (14)$$

Осевое давление пружины P найдется из уравнения (13), как

$$P = \frac{M_{\text{тр}}}{i \cdot \mu \cdot R_{\text{ср}}} = \frac{\beta \cdot M_m}{i \cdot \mu \cdot R_{\text{ср}}}. \quad (15)$$

Выбор числа трущихся поверхностей зависит от допустимого удельного давления:

$$p = \frac{P}{\pi \cdot (R_{\text{max}}^2 - R_{\text{min}}^2)}. \quad (16)$$

Ееличина удельного давления p колеблется в пределах $1 \div 3 \text{ кг/см}^2$, причем для масляных сцеплений следует брать ббльшие цифры, для сухих — меньшие. Коэффициент трения μ для сухих сцеплений равен $0,3 \div 0,4$; для масляных — $0,06$.

Ширину диска $b = R_{\text{max}} - R_{\text{min}}$ обычно стремятся брать небольшой ($b = 30 \div 40 \text{ мм}$), так как тогда уменьшается износ при пробуксовке; необходимую же поверхность трения получают за счет увеличения радиусов R_{max} и R_{min} в пределах, допускаемых конструкцией маховика.

3. ПРУЖИНЫ СЦЕПЛЕНИЯ

Расчет пружин сцепления обыкновенно ведется по формуле:

$$K_{\text{кр}} = \frac{8 \cdot P \cdot D}{\pi \cdot \pi \cdot d^3}, \quad (17)$$

где:

$K_{\text{кр}}$ — напряжение кручения в кг/см^2 ,

P — осевое усилие сцепления в кг ,

D — диаметр пружины в см ,

n — число пружин,

d — диаметр проволоки пружины в см .

Осевое усилие P лучше брать на $15 \div 20\%$ больше расчетного, так как в выключенном состоянии пружина укорачивается и, следовательно, напряжение ее становится несколько больше против рабочего состояния.

Обычные значения напряжения $K_{\text{кр}}$ лежат в пределах $4000 \div 5000 \text{ кг/см}^2$.

Число витков берут не меньше восьми, так как иначе получается слишком жесткая пружина. Длина пружины обычно $1,5 \div 2,0$ диаметра. Расчет системы включения можно вести на силу $2P$, но необходимо иметь в виду, что сила нажатия на педаль может доходить до 100 кг .

Нормально для больших машин сила нажатия $25 \div 30 \text{ кг}$, для малых — $15 \div 20 \text{ кг}$.

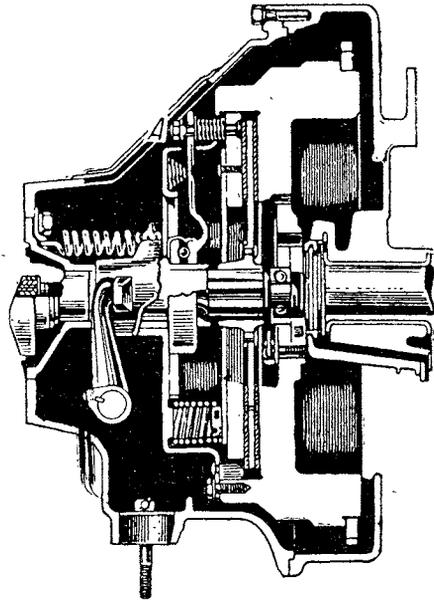
4. СЦЕПЛЕНИЕ ФОРДА

На автомобилях выпуска 1929 г. и позднейших применяется сухое однодисковое сцепление, которое осуществляется при помощи зажатия ведомого диска между маховиком и специальным нажимным диском. Ведомый диск обшит с обеих сторон специальными накладками из фрикционного

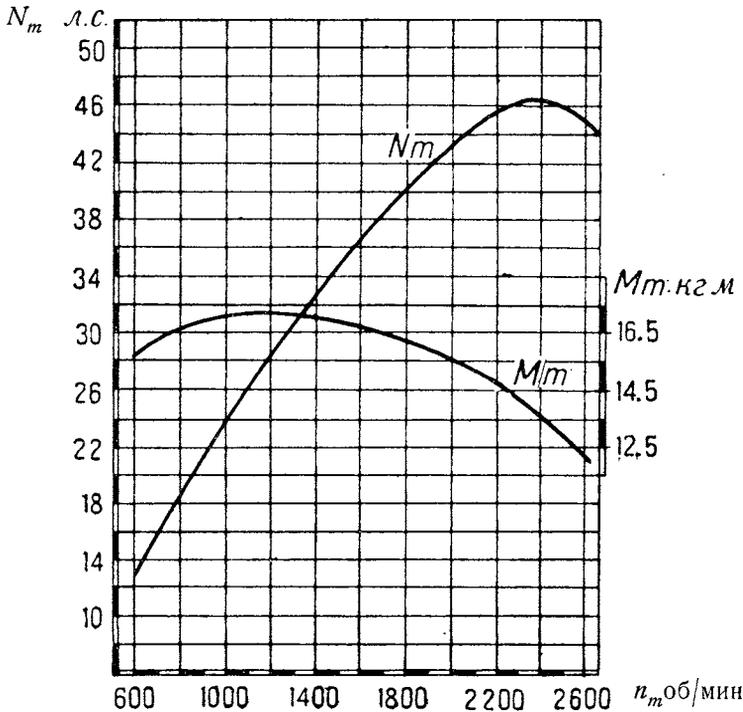
материала и соединяется с первичным валом коробки передач через втулку, имеющую шлицы и связанную с диском шестью заклепками. Нажимной диск выполнен стальным и вращается вместе с маховиком благодаря прорезам, в которые входят направляющие штифты, связанные со штампованным кожухом сцепления, перевернутым непосредственно к маховику.

Нажатие осуществляется с помощью двенадцати нажимных пружин, сидящих в специальных гнездах упомянутого кожуха и действующих непосредственно на стальной диск (фиг. 2).

Выключение происходит при помощи шести рычагов, имеющих опоры в точках А кожуха (фиг. 2). Плечи рычагов подобраны таким образом, что максимальному нажатию педали соответствует зазор между дисками приблизительно в 3 мм и, следовательно, в выключенном положении длина пружин уменьшается на эту величину.



Фиг. 2.



Фиг. 3.

Расчет сцепления (а в дальнейшем и других агрегатов) ведется на максимальный крутящий момент двигателя:

$$M_m = 17,2 \text{ кг/м, при } n = 1100 \text{ об/мин.}$$

Внешняя характеристика двигателя и кривая крутящих моментов представлены на фиг. 3.

1. Пружины

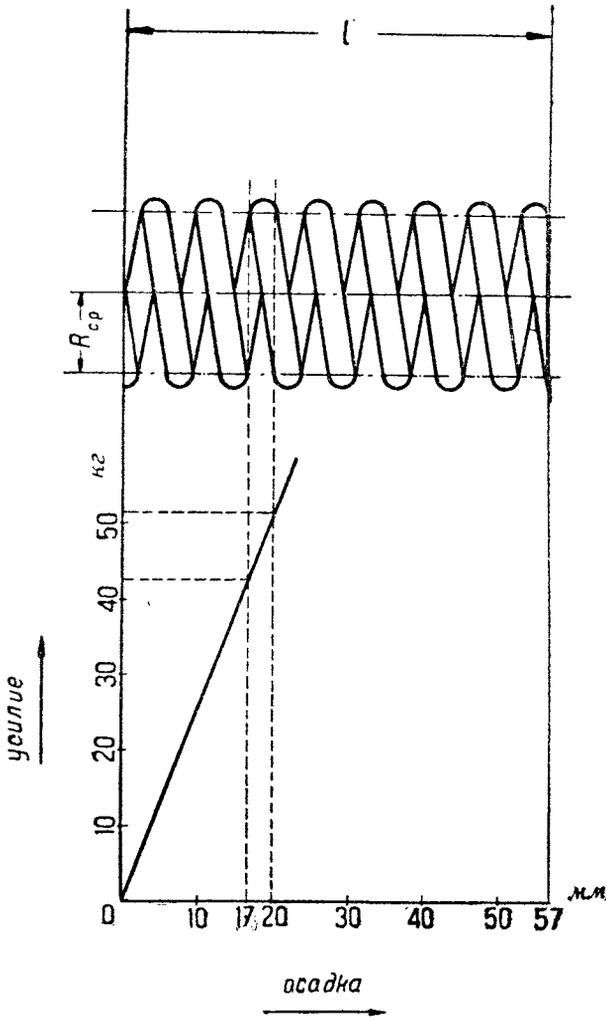
Ввиду того, что в уравнение (15), служащее для определения усилия, развиваемого пружинами, входит коэффициент запаса β , изменяющийся для разных машин в значительных пределах, проверочный расчет, проведенный на основании этого уравнения, редко соответствует действительности.

Для избежания ошибки лучше пользоваться данными тарировки пружин, как это и сделано ниже. На фиг. 4 приведена характеристика пружины, по которой, зная осадку, можно найти развиваемую пружиной силу. В данном случае осадка во включенном положении $f_1 = 17 \text{ мм}$ — соответствующая сила пружины $P_1 = 42 \text{ кг}$ и в выключенном положении $f_2 = 20 \text{ мм}$ — соответствующая сила $P_2 = 51,5 \text{ кг}$. Напряжения в пружине найдутся по формуле (17)¹.

Диаметр пружины $D = 2,3 \text{ см}$,
диаметр проволоки $d = 0,39 \text{ см}$.

Для включенного сцепления $K_1 = \frac{8 \cdot 42 \cdot 2,3}{\pi \cdot 0,39^3} = 4160 \text{ кг/см}^2$;

для выключенного сцепления $K_2 = \frac{8 \cdot 51,5 \cdot 2,3}{\pi \cdot 0,39^3} = 5100 \text{ кг/см}^2$.



Фиг. 4.

¹ Для вычисления K_1 и K_2 вместо осевого усилия сцепления P в формулу вставлены P_1 и P_2 .

Материал, идущий на изготовление пружин, — сталь марки „SS“.

Химический состав в %:

C	Mn	Si	S_{\max}	P_{\max}
0,6 — 0,95	0,3 — 0,45	0,1 — 0,2	0,04	0,03.

Горячая обработка:

Прокатка 1045 — 1065° Ц,
Ковка 980° Ц.

Горячая протяжка:

Закалка 790° Ц,
Отпуск 400° Ц.

Отпуск происходит в селитре; затем пружина после выдержки охлаждается в воде, очищается и сушится.

Механические качества:

Предел упругости	— 13 900 кг/см ² .
Сопротивление разрыву	— 15 400 " "
Удлинение	— 4,5 %.
Твердость по Бринелю	— 42.

Запас прочности.

Включенное сцепление:

$$S_1 = \frac{K_{вр} \cdot \sigma}{K_1} = \frac{15\,400 \cdot 0,8}{4160} = 2,96; \quad (18)$$

выключенное сцепление:

$$S_2 = \frac{K_{вр} \cdot \sigma}{K_2} = \frac{15\,400 \cdot 0,8}{5100} = 2,4. \quad (19)$$

Здесь $K_{вр}$ — временное сопротивление разрыву, σ — коэффициент, устанавливающий соотношение между напряжениями растяжения и кручения.

Удельное давление на диск

Проверка удельного давления на рабочую поверхность диска ведется по формуле (16):

$$R_{\max} = 12,3 \text{ см}, \\ R_{\min} = 7,0 \text{ см}.$$

При числе пружин $n = 12$ и усилия каждой из них во включенном состоянии $P_1 = 42 \text{ кг}$

получим

$$P = n P_1 = 12 \cdot 42 = 504 \text{ кг}; \quad (20)$$

откуда:

$$p = \frac{504}{\pi (12,3^2 - 7,0^2)} = 1,57 \text{ кг/см}^2.$$

Коэффициент запаса β может быть теперь определен из формулы (15):

$$i = m + n - 1 = 2 + 1 - 1 = 2; \\ R_{ср} = \frac{R_{\max} + R_{\min}}{2} = \frac{12,3 + 7,0}{2} = 9,65 \text{ см};$$

$$\beta = \frac{P_i \cdot \mu \cdot R_{ср}}{M_m} = \frac{504 \cdot 2 \cdot 0,3 \cdot 9,65}{1720} = 1,7. \quad (21)$$

Заклепки ведомого диска

Напряжение среза в заклепках, крепящих диск к ступице, найдется по формуле:

$$K_{\text{ср}} = \frac{\frac{M_m}{r}}{n \cdot \frac{\pi d^2}{4}}, \quad (22)$$

где:

$r = 31 \text{ мм}$ — расстояние заклепок от оси вращения,
 $n = 6$ — число заклепок,
 $d = 7 \text{ мм}$ — диаметр заклепок.

Тогда:

$$K_{\text{ср}} = \frac{1720 \cdot 4}{3,1 \cdot 6 \cdot \pi \cdot 0,7^2} = 240 \text{ кг/см}^2.$$

Напряжение смятия:

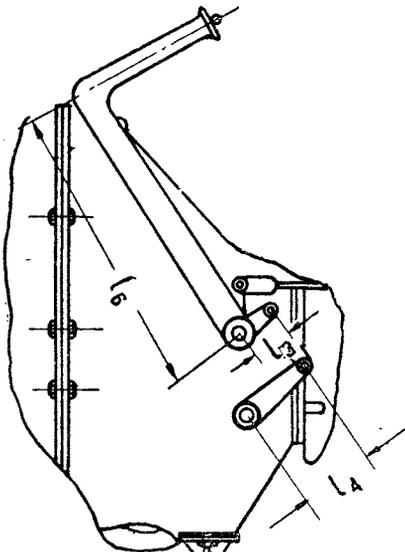
$$K_{\text{см}} = \frac{\frac{M_m}{r}}{n \cdot \delta \cdot d} = \frac{1720}{6 \cdot 0,2 \cdot 5 \cdot 0,7 \cdot 3,1} = 530 \text{ кг/см}^2; \quad (23)$$

здесь

$\delta = 2,5 \text{ мм}$ — толщина диска.

Шлицы втулки ведомого диска

Напряжение смятия в шлицах получим следующим образом:



Фиг. 5.

внешний диаметр шлиц $D = 35 \text{ мм}$;
 внутренний " $d = 25 \text{ мм}$;
 число шлиц " $i = 10 \text{ шт.}$;
 рабочая длина " $l = 35 \text{ мм}$;
 ширина " $b = 4,5 \text{ мм}$.

Окружное усилие, действующее на среднем радиусе $\frac{D+d}{s}$, равно:

$$Q = \frac{M_m}{d_{\text{ср}}} = \frac{1720}{1,5} = 1140 \text{ кг}. \quad (24)$$

Напряжения смятия:

$$K_{\text{см}} = \frac{Q}{\frac{D-d}{2} \cdot l \cdot i} = \frac{1140}{0,5 \cdot 3,5 \cdot 10} = 66 \text{ кг/см}^2. \quad (25)$$

Аналогично определяем напряжение среза в корневом сечении:

$$K_{\text{ср}} = \frac{Q}{b \cdot l \cdot i} = \frac{1140}{0,45 \cdot 3,5 \cdot 10} = 72 \text{ кг/см}^2. \quad (26)$$

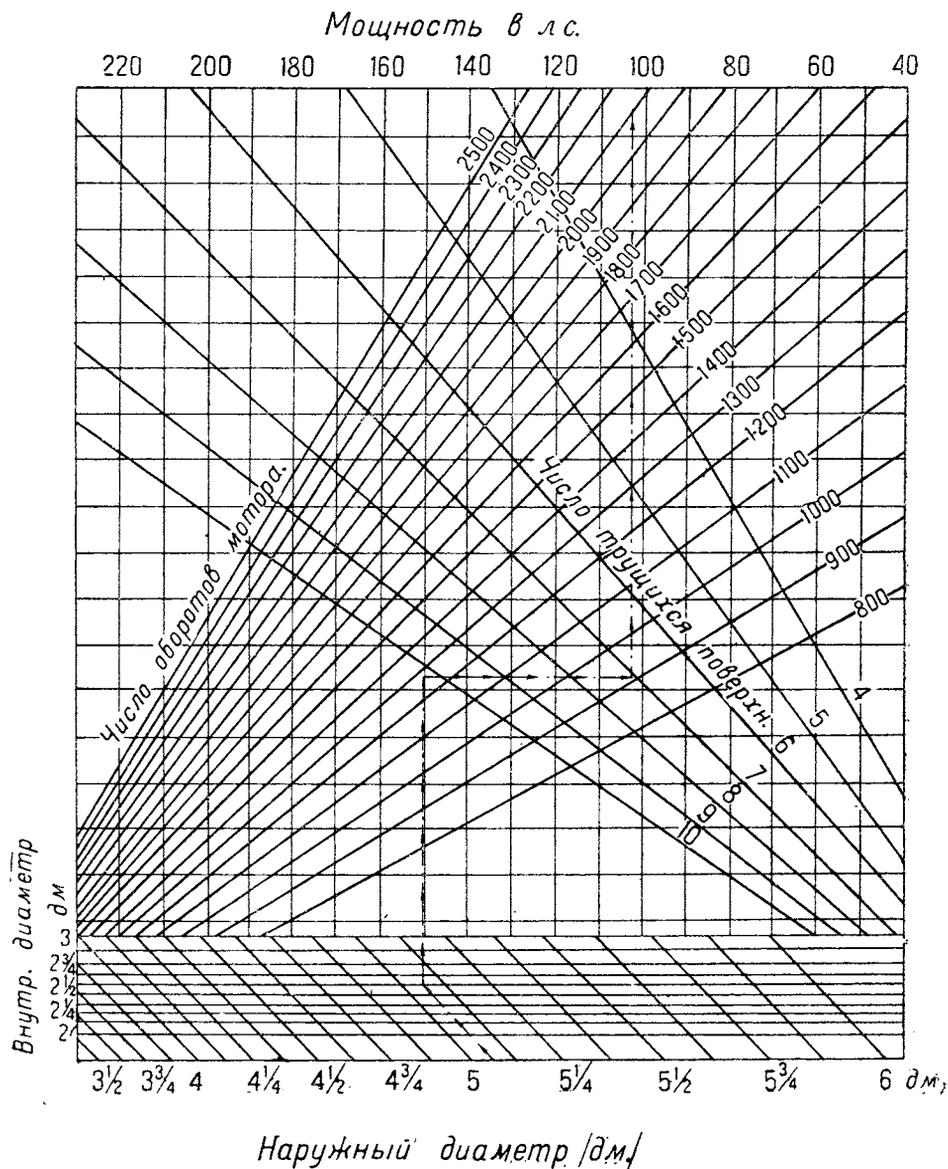
Отводка

Суммарная сила пружин в выключенном состоянии:

$$P = 51,5 \cdot 12 = 620 \text{ кг.} \quad (27)$$

Плечи отжимных рычагов, имеющих опоры в точке А (фиг. 2):

$$l_1 = 15 \text{ мм; } l_2 = 67 \text{ мм;}$$



Фиг. 6.

тогда усилие на отжимном подшипнике

$$P_1 = P \cdot \frac{l_1}{l_2} = 620 \frac{15}{67} = 139 \text{ кг.} \quad (28)$$

Момент на валике нажимной вилки при плече ее $l_3 = 75 \text{ мм}$:

$$M_1 = P_1 l_3 = 139 \cdot 7,5 = 1040 \text{ кг/см.} \quad (29)$$

Момент на валике педали при $l_4 = 62,5 \text{ мм}$ и $l_5 = 30 \text{ мм}$ (фиг. 5) определится из:

$$M_2 = M_1 \cdot \frac{l_5}{l_4} = 1040 \frac{3,0}{6,25} = 500 \text{ кг/см.} \quad (30)$$

И, наконец, усилие на педали, при плече ее $l_6 = 240 \text{ мм}$:

$$P_2 = \frac{M_2}{l_6} = \frac{500}{24} = 21 \text{ кг.} \quad (31)$$

ГЛАВА ВТОРАЯ

КОРОБКА ПЕРЕДАЧ

Назначение коробки передач заключается в изменении крутящих моментов, передаваемых двигателем на ведущие колеса автомобиля. По принципу действия коробки можно разбить на следующие основные типы:

- 1) планетарная коробка,
- 2) фрикционная коробка,
- 3) электрическая коробка,
- 4) гидравлическая коробка,
- 5) механическая коробка с бесконечным числом передач и
- 6) коробки, работающие по принципу сменных шестерен.

Последние распадаются на три варианта:

- а) коробки с передвижными каретами,
- в) коробки с постоянным зацеплением шестерен;
- с) коробки, в которых парные шестерни связаны между собой цепями.

Ввиду доминирующего распространения коробок с передвижными каретками в настоящем труде разбирается только этот тип коробок.

Из деталей коробки, подлежащих расчету, рассматриваются шестерни, валы и отчасти подшипники. Механизмы привода, фиксаторы, замки и т. п., как детали, работающие на случайные усилия или усилие руки шофера не представляют особого интереса с точки зрения расчета на прочность и в случае необходимости могут быть рассчитаны на основании элементарных сведений из сопротивления материалов и деталей машин. Картеры коробок, даже в тех случаях, когда они передают через себя толкающие и тормозные усилия, получаются достаточно прочными из соображений, диктуемых литейной, и расчета в большинстве случаев не требуют. Вопрос выбора числа передач и передаточных чисел, как не имеющий непосредственного отношения к расчету на прочность, отнесен к динамическому расчету.

1. ШЕСТЕРНИ

Шестерни, применяемые в автомобилях, и, в частности, для коробок передач, имеют почти исключительно эвольвентное зацепление. Преимущество таких шестерен перед шестернями с циклическим зацеплением заключается в том, что в связи с малыми размерами их необходимая подрезка зуба при эвольвентном зацеплении получается меньше, чем в циклическом, и зуб вследствие этого выходит крепче. Кроме того, незначительная развертка в расстоянии между валами не нарушает правильности зацепления. С другой стороны, шестерни с эвольвентным зацеплением имеют больший износ вследствие меньшей поверхности соприкосновения между зубьями, и это является некоторым недостатком их. Меньшая поверхность соприкосновения получается за счет того, что в эвольвентном зацеплении работают две выпуклые поверхности, тогда как в циклическом соприкасающиеся поверхности имеют одна выпуклую, другая — вогнутую форму.

Угол наклона линии зацепления обычно берут $\gamma = 20^\circ$, причем усилие, действующее между зубьями, смещается еще на величину $\sim 5^\circ$ из-за наличия силы трения. Таким образом полный угол давления, под которым действует усилие, $\alpha = 25^\circ$. Угол наклона $\gamma = 14,5^\circ$, принятый в общем машиностроении, применяется редко из-за малых размеров шестерен. Вообще же увеличение этого угла нежелательно, так как вместе с ним увеличивается и усилие, действующее между зубьями при передаче одинакового крутящего момента. Для определения размеров зуба в настоящее время приняты две системы измерения: метрическая, где в основу измерений кладется модуль m , представляющий собой отношение диаметра начальной окружности к числу зубьев, и дюймовая, где в основу измерений кладется диаметральный шаг (питча) p , представляющий собой отношение числа зубьев к диаметру начальной окружности. Так как величина модуля обычно выражается в миллиметрах, а величина питча в дюймах, то между ними существуют следующие соотношения:

$$m = \frac{25,4}{p} \quad \text{и} \quad p = \frac{25,4}{m}. \quad (32)$$

Нормальные соотношения между основными величинами шестерен даны в табл. 1 и 2.

При шестернях с малым числом зубьев выполнение высоты зуба h согласно табл. 1 и 2 заставляет сильно подрезать основание зуба для свободного выхода головки, что в значительной степени понижает его прочность. Для избежания этого явления применяется так называемый укороченный зуб, у которого высота делается меньше нормальной. Уменьшение высоты зуба достигается различными фирмами, изготовляющими шестерни, двумя способами¹. Первый способ (укороченный зуб Fellow) получается путем применения системы двойного питча, представляемого в виде дроби, числитель которой определяет собой число зубьев и диаметр начальной окружности, а знаменатель дает величину высоты зуба. Так как дробь правильная, то, очевидно, высота зуба, полученная таким способом будет меньше нормальной. Достоинство системы заключается в том, что для подсчетов употребляются целые числа, в связи с чем легче замерять различные элементы шестерен.

¹ Все сказанное ниже относится и к модульной системе; следует только иметь в виду зависимость (32).

ТАБЛИЦА 1
Система модуля

Наименование	Обозначение	Зависимость
Модуль, мм	m	$\frac{t}{\pi}$; $\frac{D_0}{z}$; $\frac{D_{\text{вн}}}{z+2}$
Шаг, мм	t	$m \pi$; $\frac{D_0 \pi}{m}$
Число зубьев	z	$\frac{D_0}{m}$; $\frac{D_0 \pi}{t}$
Диаметр начальной окружности, мм .	D_0	$z \cdot m$; $\frac{t}{\pi} \cdot z$
Полная высота зуба, мм	h	$2,1666 m$; $2,1666 \frac{t}{\pi}$
Высота ножки, мм	h_1	$1,1666 m$; $1,1666 \frac{t}{\pi}$
Высота головки, мм	h_2	m ; $\frac{t}{\pi}$

ТАБЛИЦА 2
Система питча

Наименование	Обозначение	Зависимость
Диаметральный шаг (питч), дм . . .	p	$\frac{z}{D_0}$; $\frac{3,1416}{c}$
Шаг по окружности, дм	c	$\frac{3,1416}{z} D_0$; $\frac{3,1416}{p}$
Диаметр начальной окружности, дм .	D_0	$\frac{z}{p}$; $\frac{z \cdot c}{3,1416}$
Число зубьев	z	$D_0 p$
Полная высота зуба, дм	h	$\frac{2,1571}{p}$; $0,6897 c$
Высота ножки	h_1	$\frac{1,1571}{p}$; $0,3714 c$
Высота головки, дм	h_2	$\frac{1}{p}$; $\frac{D_0}{z}$; $0,3183 c$

Второй способ заключается в применении меньшего, против нормального, соотношения между высотой зуба и питчем. Стандартные соотношения, принятые некоторыми фирмами, даны в табл. 3. Табл. 4 дает связь между системой укороченного зуба Fellow и нормальным зубом Brown-Sharpe.

Следует отметить, что укорочение зуба, кроме уменьшения подреза, благоприятно сказывается и на понижении рабочего напряжения его при работе (см. ниже).

Однако шестерни с укороченными зубьями имеют меньшую длину линии зацепления, что ухудшает плавность работы и понижает число одновременно работающих зубьев; кроме того, вследствие уменьшения высоты зуба, а стало-быть и его рабочей поверхности, истирание зубьев происходит более интенсивно.

Поэтому получили применение специальные зубчатые зацепления, которые позволяют не только избежать подреза основания зуба, особенно заметного при больших передаточных числах для малой шестерни, но и освободиться от недостатков, присущих укороченному зубу.

Из таких зацеплений укажем на шестерни фирм МААГ и АЕГ.

Первое зацепление характерно тем, что расстояние между центрами парных шестерен не равно сумме радиусов начальных окружностей, а несколько больше его, т. е.

$$L = R_0 + Z_0 + S,$$

где:

L — расстояние между центрами шестерен,

R_0 и Z_0 — радиусы начальных окружностей обеих шестерен,

S — зазор между начальными окружностями.

Таким образом при этом зацеплении начальные окружности шестерен не касаются друг друга.

Величина зазора между начальными окружностями зависит от модели зацепления и числа зубьев шестерни. Зуб — эвольвентный, имеет общую высоту $h = 2,16 m$, но при этом головка длиннее основания: толщина зуба получается значительно большей, чем в нормальном зацеплении, и равна 0,63 шага, что сильно повышает прочность зуба.

Кроме того, произведенные исследования показали, что зацепление МААГ дает меньшее скольжение зубьев, а следовательно, и меньший износ.

Зацепление, предложенное фирмой АЕГ, основывается на том, что оказывается очень выгодным выполнять зубья парных шестерен с неодинаковыми размерами оснований при одной и той же общей высоте зуба.

Соотношения* между основанием и головкой фирмой приняты следующие:

Ведущая шестерня

$$\text{Высота головки } h'_1 = 1,5 m$$

$$\text{„ „ } h'_2 = 0,7 m$$

Ведомая шестерня

$$\text{Высота головки } h''_1 = 0,5 m$$

$$\text{„ основания } h''_2 = 1,7 m$$

общая высота зуба

$$h = h'_1 + h'_2 = h''_1 + h''_2 = (1,5 + 0,7) m = (0,5 + 1,7) m = 2,2 m.$$

Преимущества этой системы зацепления особенно сказываются в многооборотных передачах, работающих на больших крутящих моментах, а также при высоких передаточных числах, когда износ и ослабление зуба, вследствие подреза ножи, оказываются очень значительными.

Расчет зуба производится в предположении работы его как балки, защемленной в корневом сечении и изгибающейся под действием окружного усилия, приложенного к вершине зуба (фиг. 7).

ТАБЛИЦА 3

Наименование	Обозначение	З а в и с и м о с т ь					Селлерс Стандарт
		Браун-Шарп Стандарт	Феллоу Стандарт	Хонт Стандарт	Инг Стандарт		
Диаметральный шаг	p	$\frac{z}{D_0}$; $\frac{\pi}{c}$	$p_1 < p_2$ см. текст	$\frac{z}{D_0}$; $\frac{\pi}{c}$	$\frac{z}{D_0}$; $\frac{\pi}{c}$	$\frac{z}{D_0}$; $\frac{\pi}{c}$	
Шаг по окружности	c	$\frac{\pi}{p}$; $\frac{\pi D_0}{z}$	$\frac{\pi}{p_1}$; $\frac{\pi D_0}{z}$	$\frac{\pi}{p}$; $\frac{\pi D_0}{z}$	$\frac{\pi}{p}$; $\frac{\pi D_0}{z}$	$\frac{\pi}{p}$; $\frac{\pi D_0}{z}$	
Диаметр начальной окружности	D_0	$\frac{z}{p}$; $\frac{zc}{\pi}$	$\frac{z}{p_1}$; $\frac{zc}{\pi}$	$\frac{z}{p}$; $\frac{zc}{\pi}$	$\frac{z}{p}$; $\frac{zc}{\pi}$	$\frac{z}{p}$; $\frac{zc}{\pi}$	
Число зубьев	z	$D_0 p$; $\frac{\pi D_0}{c}$	$D_0 p$; $\frac{\pi D_0}{c}$	$D_0 c$; $\frac{\pi D_0}{c}$	$D_0 c$; $\frac{\pi D_0}{c}$	$D_0 c$; $\frac{\pi D_0}{c}$	
Полная высота зуба	h	$\frac{2,157}{p}$; $0,687 c$	$\frac{2,25}{P_2}$; $\frac{\pi D_0}{c}$	$\frac{1,728}{P}$; $0,55 c$	$\frac{1,728}{p}$; $0,55 c$	$\frac{2,042}{p}$; $0,65 c$	
Высота ножки	h_1	$\frac{1,157}{p}$; $0,368 c$	$\frac{1,25}{P_2}$; $0,3 c$	$\frac{0,943}{p}$; $0,3 c$	$\frac{0,943}{p}$; $0,3 c$	$\frac{1,10}{p}$; $0,35 c$	
Высота головки	h_2	$\frac{1}{p}$; $0,318 c$	$\frac{1}{P_2}$; $0,25 c$	$\frac{0,785}{p}$; $0,25 c$	$\frac{0,785}{p}$; $0,2 c$	$\frac{0,942}{p}$; $0,3 c$	

Наименьший зазор между головкой зуба и впадиной	q	$\frac{0,157}{p}$; $0,05c$	$\frac{0,25}{p_2}$	$\frac{0,157}{p}$; $0,05c$	$\frac{0,157}{p}$; $0,05c$	$\frac{0,157}{p}$; $0,05c$
Наружный диаметр	D_n	$D_0 + \frac{2}{p}$; $\frac{z+2}{p}$	$D_0 + 2h_2$	$\frac{1,5708 + z}{p}$; $D_0 + 0,5c$	$\frac{,5708 + z}{p}$; $D_0 + 0,5c$	$\frac{1,885 + z}{p}$; $D_0 + 0,6c$
Диаметр впадин	D_B	$D_0 - \frac{2,314}{p}$; $D_0 - 0,736c$	$D_0 - 2h$	$D_0 - \frac{1,884}{p}$; $D_0 - 0,6c$	$D_0 - \frac{1,884}{p}$; $D_0 - 0,6c$	$D_0 - \frac{2,198}{p}$; $D_0 - 0,7c$
Толщина зуба	t	$0,5c$	$0,5c$	$0,5c$	$0,5c$	$0,5c$
Ширина промежутка	s	$0,5c$	$0,5c$	$0,5c$	$0,5c$	$0,5c$
Рабочая высота зуба	h'	$\frac{2}{p}$; $0,637c$	$\frac{2}{p_2}$	$\frac{1,571}{p}$; $0,5c$	$\frac{1,571}{p}$; $0,5c$	$\frac{1,884}{p}$; $0,6c$
Угол наклона линии зацепления	γ	$14 \frac{1^\circ}{2}$	20°	$14 \frac{1^\circ}{2}$	20°	20°

ТАБЛИЦА 4

Браун-Шарп		Феллоу		Браун-Шарп		Феллоу	
<i>p</i>	<i>c</i>	<i>p</i>	<i>c</i>	<i>p</i>	<i>c</i>	<i>p</i>	<i>c</i>
2 ³ / ₄	1,1424	—	—	6	0,5236	6 ¹ / ₈	0,5236
3	1,0472	3 ¹ / ₄	1,0472	7	0,4488	7 ¹ / ₉	0,4488
3 ¹ / ₂	0,8976	—	—	8	0,3927	8 ¹ / ₁₀	0,3927
4	0,7854	4 ¹ / ₈	0,7854	9	0,3491	9 ¹ / ₁₁	0,3491
5	0,6283	5 ¹ / ₇	0,6283	10	0,3142	10 ¹ / ₁₂	0,3142

Момент сопротивления корневого сечения $W_{из} = \frac{1}{6} b \left(\frac{t}{2} \right)^2$, изгибающий момент $M_{из} = P \cdot h$, откуда напряжение изгиба определяется как:

$$K_{из} = \frac{M_{из}}{W_{из}} = \frac{6 P \cdot h}{b \left(\frac{t}{2} \right)^2}. \quad (33)$$

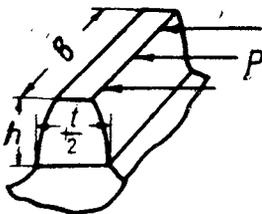
Здесь:

t — шаг зацепления,

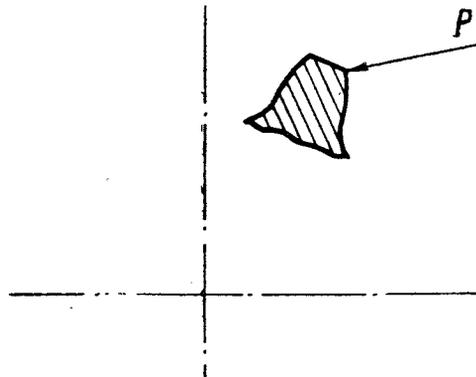
$\frac{t}{2}$ — толщина нормального зуба.

В укороченных зубьях толщина выполняется несколько большей (от 0,52 до 0,58 *t*).

Полученная формула (33) носит приближенный характер, так как она не учитывает действительного направления усилия, зависящего от угла



Фиг. 7.



Фиг. 8.

наклона линии зацепления, от числа зубьев шестерен и некоторых других факторов. С целью исправить этот недостаток была предложена инж. Левисом формула (34) вида:

$$K_{из} = \frac{P}{m \cdot \pi \cdot b \cdot \beta}, \quad (34)$$

где:

P — окружное усилие,

m — модуль,

b — ширина зуба и
 β — коэффициент, учитывающий действительное направление усилия на зуб в момент выхода последнего из зацепления (фиг. 8).

Величина коэффициента β , как следует из предыдущего, зависит от угла наклона линии зацепления, числа зубьев шестерен, от типа зуба (нормальный или укороченный) и, наконец, от угла наклона зуба в случае, если шестерня выполнена спиральной. В табл. 5 даны значения коэффициента β для наиболее часто встречающихся случаев.

При спиральном зубе коэффициент β выбирают по фиктивному числу зубьев z' , равному:

$$z' = \frac{z}{\cos \theta}, \quad (35)$$

где:

z — действительное число зубьев,
 θ — угол наклона спирального зуба.

При расчете данной пары шестерен число зубьев, по которому выбирается коэффициент β , следует брать по меньшей шестерне.

ТАБЛИЦА 5

Z	$\gamma = 14\frac{1}{2}^\circ$	$\gamma = 20^\circ$	Укороченный зуб	Z	$\gamma = 14\frac{1}{2}^\circ$	$\gamma = 20^\circ$	Укороченный зуб
	β	β			β	β	
8	0,0450	0,0460	0,0884	30	0,1024	0,1243	0,1391
9	0,0520	0,0560	0,0925	31	0,1031	0,1253	0,1403
10	0,0575	0,0645	0,0963	32	0,1038	0,1262	0,1413
11	0,0635	0,0717	0,1000	33	0,1044	0,1270	0,1423
12	0,0684	0,0783	0,1034	34	0,1049	0,1278	0,1432
13	0,0723	0,0836	0,1065	35	0,1054	0,1286	0,1441
14	0,0757	0,0883	0,1093	36	0,1059	0,1293	0,1449
15	0,0785	0,0925	0,1120	37	0,1064	0,1300	0,1455
16	0,0814	0,0963	0,1147	38	0,1069	0,1307	0,1461
17	0,0836	0,0999	0,1172	39	0,1073	0,1314	0,1467
18	0,0860	0,1031	0,1194	40	0,1077	0,1321	0,1473
19	0,0880	0,1061	0,1215	41	0,1081	0,1327	0,1478
20	0,0895	0,1089	0,1236	42	0,1084	0,1333	0,1483
21	0,0915	0,1122	0,1257	43	0,1087	0,1339	0,1488
22	0,0935	0,1133	0,1277	44	0,1091	0,1344	0,1493
23	0,0950	0,1150	0,1295	45	0,1094	0,1349	0,1498
24	0,0965	0,1166	0,1312	46	0,1097	0,1354	0,1503
25	0,0980	0,1181	0,1327	47	0,1099	0,1359	0,1508
26	0,0990	0,1195	0,1340	48	0,1101	0,1363	0,1513
27	0,1000	0,1208	0,1353	49	0,1103	0,1367	0,1517
28	0,1010	0,1220	0,1366	50	0,1105	0,1371	0,1520
29	0,1017	0,1232	0,1379				

Следует отметить, что формула Левиса также не вполне точна. В частности, в ней (как и в формуле 33) не учитывается число зубьев, находящихся одновременно в зацеплении, и тем самым конечный результат вычислений получается несколько выше действительного. Все же поправку на эту величину обычно не вводят, так как при спиральных зубьях это пред-

ставляет довольно большие затруднения и, кроме того, все-таки не дает точной картины работы зуба.

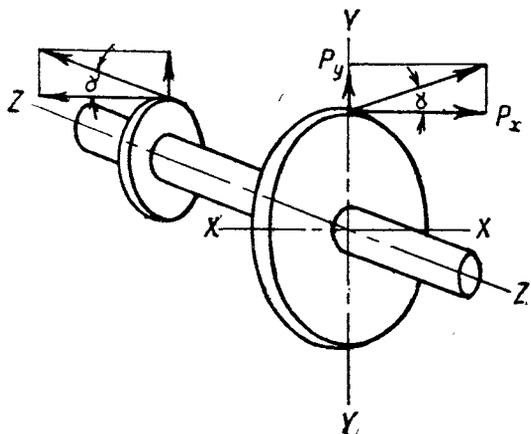
Износ зуба определяется произведением окружной скорости по начальной окружности V м/сек на напряжение изгиба $K_{из}$ кг/мм² (что, конечно, дает лишь приблизительную оценку износа).

Обычно рекомендуемые напряжения изгиба в зубьях лежат в пределах 7000 ÷ 8000 кг/см² на первой передаче и заднем ходу и около 2500 ÷ 3000 кг/см² на меньших передачах. Это уменьшение напряжения, по мере перехода к передачам, лежащим ближе к прямой, имеет целью сделать одинаковым износ всех шестерен, т. е. выдержать, примерно, постоянным коэффициент износа kv , величина которого в среднем для легковых машин колеблется в пределах $kv = 100 \div 140$ (для грузовых машин значения kv несколько ниже благодаря меньшей быстроходности двигателей).

Приведенные величины для kv получены при расчете на максимальный крутящий момент и соответствующее ему число оборотов.

2. ВАЛЫ

Усилиями, действующими на валах, являются силы взаимодействия шестерен, а также крутящие моменты, передаваемые обычно первичным и вторичным валами. В случае промежуточного вала усилия ввиду наличия



Фиг. 9.

угла α (фиг. 9) не лежат в одной плоскости, и при определении изгибающих моментов наложит рассматривать его изгибающимся в двух взаимно перпендикулярных плоскостях. Однако для ориентировочного определения напряжений можно пренебречь присутствием угла α и считать усилия расположенными в одной плоскости.

Самый расчет проводится в предположении вала как свободно лежащей балки, причем усилия от шестерен, а также реакции шариковых

или роликовых подшипников считают силами сосредоточенными. Для витых роликовых подшипников, имеющих сравнительно большую длину, это дает некоторую ошибку, но ввиду значительных трудностей, возникающих при попытке считать реакции равномерно распределенными, от этого способа обычно отказываются.

Моменты сопротивления вала на изгиб и кручение берутся по наименьшему сечению и в случае наличия шлиц по внутреннему диаметру последних.

Сложное сопротивление изгиба и кручения подсчитывается по формуле Ранкина, как:

$$K_p = \sqrt{\left(\frac{M_{из}}{W_{из}}\right)^2 + 4\left(\frac{M_{кр}}{W_{кр}}\right)^2}, \quad (36)$$

где:

- K_p — результирующее напряжение,
- $M_{из}$ — изгибающий момент,
- $W_{из}$ — момент сопротивления изгибу,
- $M_{кр}$ — скручивающий момент,
- $W_{кр}$ — момент сопротивления кручению.

Величина результирующего напряжения обыкновенно лежит в пределах $2000 \div 2500 \text{ кг/см}^2$; в отдельных случаях на первой скорости и заднем ходу она может возрасти до 5000 кг/см^2 , т. е. почти вдвое против нормальной величины.

Большую роль в работе коробки передач играет вибрация валов, зависящая, главным образом, от стрелы прогиба последних. К сожалению, определение величины прогиба теоретическим путем страдает большими неточностями ввиду того, что сечения валов по длине большей частью сильно разнятся друг от друга и, кроме того, некоторое влияние может оказать наличие шлиц, учесть действие которых пока не представляется возможным. В силу сказанного величина стрелы прогиба, полученная путем расчета, вряд ли будет соответствовать действительности.

Привести какие-либо сравнительные данные по этому вопросу в настоящее время также нельзя, так как само явление деформации мало исследовано.

Практически считают, что прогиб нормально не должен превосходить $0,1 \text{ мм}$.

3. ПОДШИПНИКИ

Конструкции подшипников, применяющихся в настоящее время в автомобилестроении, можно разделить на три основных типа:

- 1) шариковые подшипники,
- 2) роликовые конические подшипники и
- 3) цилиндрические роликовые подшипники, выходящие большей частью из стальной витой ленты.

Последние получили довольно большое распространение в силу того, что благодаря некоторой гибкости витой ленты они лучше приспособляются к различным деформациям осей во время работы и требуют менее точной установки в обоймах. В силу своей конструкции установка их может быть выполнена только там, где отсутствуют осевые усилия.

Усилия, действующие на подшипники, большей частью определяются при рассмотрении прочности деталей, которые они на себе несут, и специальных вычислений не требуют¹.

Выбор размера подшипника производится по каталожным данным, в которых обычно указаны допускаемые нагрузки, диаметр шейки и число оборотов. Для оценки прочности подшипника при данной действующей нагрузке определяют фактор безопасности Φ , величина которого находится, как:

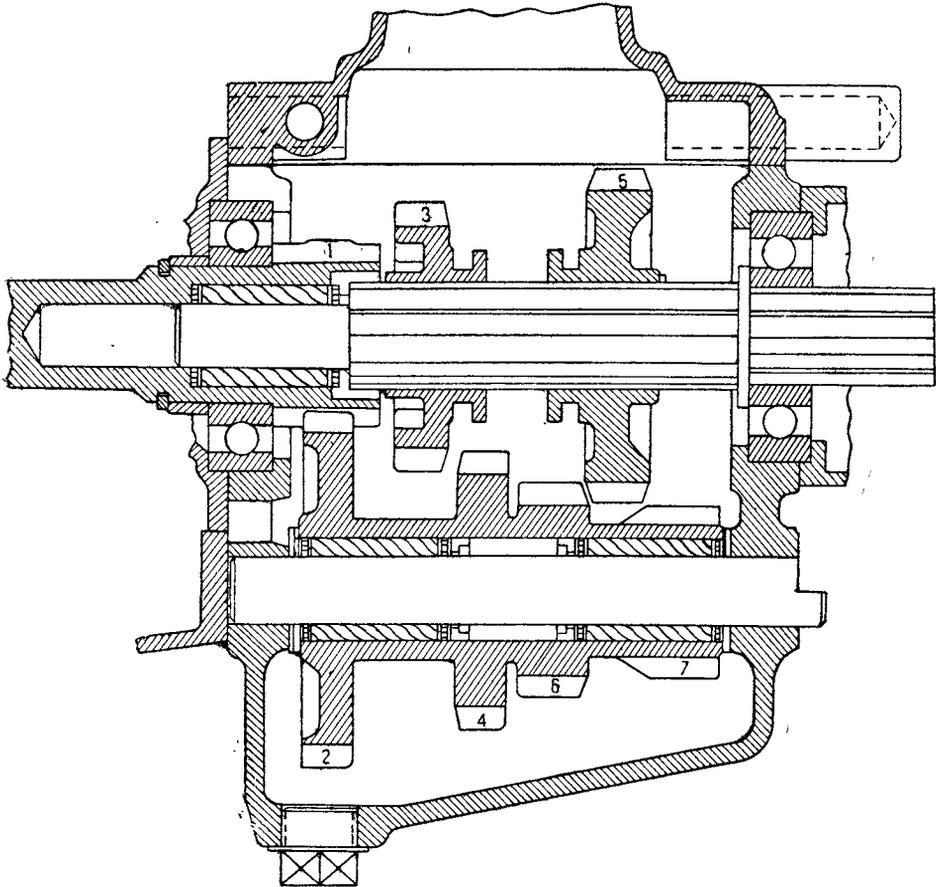
$$\Phi = \frac{\text{допускаемая нагрузка по каталогу}}{\text{действующая нагрузка}}; \quad (37)$$

Для подшипников, работающих под постоянной полной нагрузкой, $\Phi = 1,0 \div 3,0$ и выше в зависимости от условий работы, для подшипников, подверженных полной нагрузке лишь временно, $\Phi = 0,7 \div 1,0$.

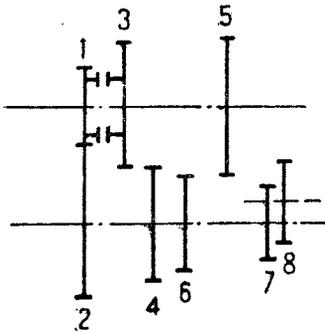
¹ Исключение представляют передачи коническими шестернями.

4. КОРОБКА ФОРДА

Общее устройство коробки представлено на фиг. 10. Коробка выполнена двухходовой, имеет три передачи вперед и одну назад. Первичный



Фиг. 10.



Фиг. 11.

валик представляет одно целое с ведущей шестерней и служит продолжением вала сцепления. Монтрованы первичный и вторичный валы на двух шариковых подшипниках, жестко укрепленных в корпусе коробки; вторая опора вторичного вала выполнена в виде роликового подшипника, сидящего в специальной расточке первичного вала.

На фиг. 11 дана схема расположения шестерен и валов, причем обозначения шестерен на схеме соответствуют таковым же в нижеприведенных таблицах.

Зубья шестерен выполнены эвольвентными

с углом наклона линии зацепления $\gamma = 20^\circ$; учитывая угол трения (5°), получим угол давления равным $\alpha = 25^\circ$.

Питч для всех шестерен взят одинаковым и равным $p = 8$, что дает для модуля величину:

$$m = \frac{25,4}{8} = 3,175 \text{ мм.}$$

В табл. 6 сведены основные размеры и число зубьев шестерен.

ТАБЛИЦА 6

Шестерни	Радиус начальной окружности r_n	Ширина зуба в мм b	Число зубьев z
1	25,40	14,5 (30,0)	16
2	49,20	14,5	31
3	36,50	16,0	23
4	38,10	14,5	24
5	46,05	19,0	29
6	28,55	20,0	18
7	22,22	22,0	14
8	28,55	22,0	18

Передаточные числа в коробке получатся из соотношений чисел зубьев:

$$\left. \begin{aligned} \text{на II передаче } i_{II} &= \frac{31}{16} \cdot \frac{23}{24} = 1,86, \\ \text{на I передаче } i_I &= \frac{29}{16} \cdot \frac{18}{18} = 3,12, \\ \text{на заднем ходу } i_{з.х} &= \frac{31}{16} \cdot \frac{29}{14} = 4,01. \end{aligned} \right\} \quad (38)$$

Окружные усилия на шестернях получаются из максимального крутящего момента двигателя M_m и радиусов начальных окружностей r_n следующим образом:

$$\left. \begin{aligned} \text{для шестерен 1—2 } P_{1-2} &= \frac{M_m}{r_1}, \\ \text{для шестерен 3—4 } P_{3-4} &= P_{1-2} \frac{r_2}{r_4}, \\ \text{для шестерен 5—6 } P_{5-6} &= P_{1-2} \frac{r_2}{r_6}, \\ \text{для шестерен 5—7—8 } P_{5-8} &= P_{1-2} \frac{r_2}{r_7}. \end{aligned} \right\} \quad (39)$$

Скорости по начальной окружности определяются из:

$$V = \frac{2 \cdot \pi \cdot r_n \cdot n}{60 \cdot 1000} \text{ м/сек.} \quad (40)$$

$$\text{Для шестерен 1—2 } V_{1-2} = \frac{2 \cdot \pi r_1 n}{60 \cdot 1000}, \quad (41)$$

$$\left. \begin{aligned} \text{для шестерен 3—4 } V_{3-4} &= V_{1-2} \frac{r_4}{r_2}, \\ \text{для шестерен 5—6 } V_{5-6} &= V_{1-2} \frac{r_6}{r_2}, \\ \text{для шестерен 5—7—8 } V_{5-8} &= V_{1-2} \frac{r_7}{r_2}. \end{aligned} \right\} \quad (42)$$

Напряжения в зубьях подсчитаны по формуле (34); окружные усилия взяты по формулам (39).

В табл. 7 приведены результаты подсчетов по формулам (34, 39, 40) и коэффициент износа KV .

ТАБЛИЦА 7

Шестерни	β	P	V	$K_{из}$	KV
1	0,0963	678	2,92	4 870	142
2	0,0963	678	2,92	4 870	142
3	0,1150	875	2,26	4 760	108
4	0,1150	875	2,26	5 260	119
5	0,1031	1 170	1,69	7 600	101
6	0,1031	1 170	1,69	5 700	96
7	0,0883	1 500	1,32	7 740	102
8	0,0083	1 500	1,32	7 740	102
Для заднего хода	0,1031	1 500	1,32	7 680	101

Материал, употребляемый заводами Форда для шестерен, имеет следующие свойства.

Хромистая сталь марки „ААН“ (кроме ведущей шестерни).

Химический состав:

C	Mn	Si	Cr	S_{max}	P_{max}
0,35—0,38	0,65—0,80	0,10—0,20	0,9—1,10	0,04	0,03

Горячая обработка:

прокатка	1 120—1 150° Ц
ковка	1 010—1 040° Ц
нормализация	900° Ц
закалка в масле	815° Ц
отпуск	205° Ц

Механические качества при данной термообработке:

предел упругости	13 300 $кг/см^2$,
сопротивление разрыву	15 400 " "
удлинение на длине 2"	8%
сжатие	25%
твердость по Роквеллу	50—55.

Для ведущей шестерни употребляется хромистая сталь марки „АААЛ“. Химический состав:

С	Мп	Cr	Si	S _{max}	P _{max}
0,38—0,42	0,65—0,80	0,9—1,10	0,1—0,2	0,04	0,03

Горячая обработка та же, что и стали марки „АААН“, с той только разницей, что шестерня после обдирки отпускается при температуре 450° для удаления напряжения и затем обрабатывается механически окончательно.

Механические качества следующие:

предел упругости	14 700 кг/см ² ,
сопротивление разрыву	17 500 " "
удлинение	8 0/0,
сжатие	25 0/0,
твердость по Роквеллу	с 48 до 53.

Запасы прочности шестерен, подсчитанные по данным механическим качествам материалов и рабочим напряжениям, приведены в табл. 8.

ТАБЛИЦА 8

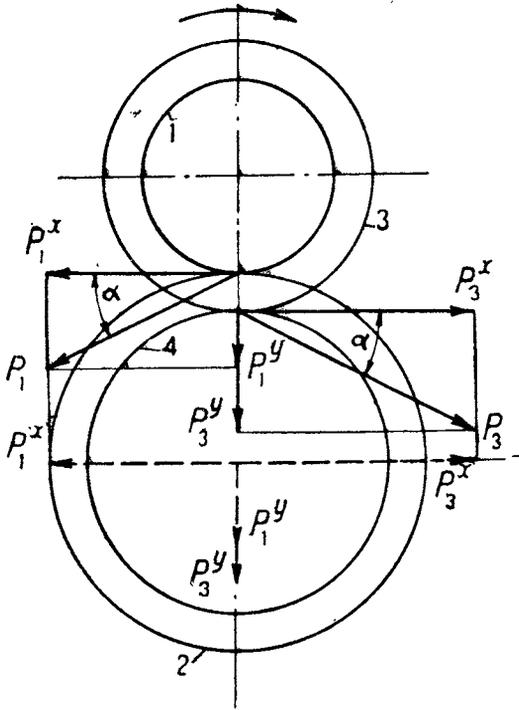
Шестерня	Рабочее напряжение $K_{из}$	Сопротивление разрыву $K_{вр}$	Запас прочности s
1	4 870	17 500	3,6
2	4 870	15 400	3,16
3	4 760	15 400	3,27
4	5 260	15 400	2,93
5	6 000	15 400	2,57
6	5 700	15 400	2,70
7	7 740	15 400	1,99
8	7 740	15 400	1,99
5 для заднего хода	7 680	15 400	2,0

ПРОМЕЖУТОЧНЫЙ ВАЛ

В конструкции Форда тело промежуточного вала выполнено за одно целое с шестернями, так как ввиду малых размеров шестерни заднего хода размещение шарикового или роликового подшипников в корпусе коробки повлекло бы за собой удлинение последнего вследствие необходимости поместить упомянутый подшипник и правый подшипник вторичного вала в разных плоскостях (фиг. 10).

Таким образом внешний диаметр промежуточного вала определяется диаметром внешней шестерни, внутренний — минимально допустимым размером неподвижного валика и размером роликовых подшипников. Эти пределы позволяют выполнить вал с низкими рабочими напряжениями и малой стрелой прогиба, вследствие чего развертка зацепления шестерен по отношению к нему будет минимальной.

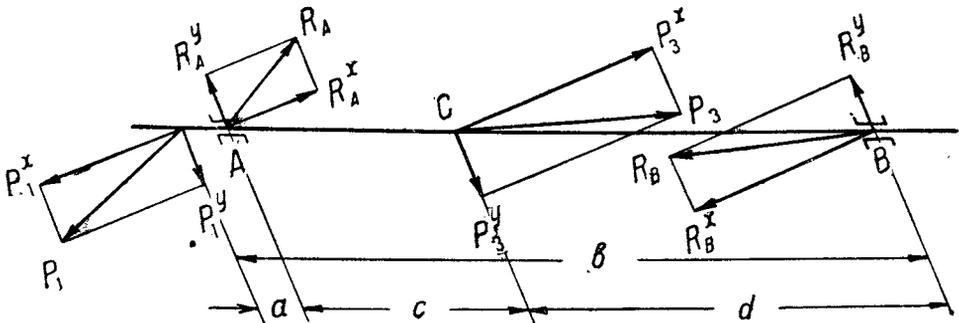
На фиг. 12 представлена схема передачи усилий шестернями при включении второй передачи.



Фиг. 12.

Здесь P_1 является силой давления зубьев шестерни 1 на шестерню 2, P_3 — реакция зубьев шестерни 3 на шестерню 4. Как уже указывалось, эти усилия направлены под углом $\alpha = 25^\circ$ к горизонтали и вследствие этого они по своей величине больше окружного усилия, которое представляет собой только одну из составляющих усилия между зубьями. Раскладывая силы P_1 и P_3 на два взаимно перпендикулярных направления и перенося затем составляющие в центр шестерен, будем иметь для вала две системы сил: в горизонтальной плоскости силы P_1^x и P_3^x , в вертикальной плоскости силы P_1^y и P_3^y . Взаимное расположение их по длине вала дано на фиг. 13.

Что касается сил, которые по правилам статики необходимо добавить для этого переноса (они не изображены на чертеже), то таковые выразятся только в горизонтальных составляющих сил P_1 и P_3 и вместе с действительными окружными усилиями, приложенными к окружности шестерен, дадут крутящий момент на валу. Вертикальные же составляющие могут быть перенесены прямо по линии своего действия.



Фиг. 13.

На основании фиг. 12 можно написать следующие зависимости для полученных сил:

$$P_1^x = P_1 \cos \alpha, \quad (43)$$

$$F_1^y = P_1 \sin \alpha; \quad (44)$$

или, заменяя P_1 через $\frac{P_1^x}{\cos \alpha}$, найдем:

$$P_1^y = P_1^x \cdot \operatorname{tg} \alpha. \quad (45)$$

Как уже указывалось, величина горизонтальной составляющей P_1^x равна окружному усилию данной шестерни, подсчитанному выше по формуле (39); таким образом, для расчета вала при установке первой, а также и второй скорости, будем иметь окончательно: горизонтальные составляющие равны окружным усилиям P данных шестерен (табл. 7), вертикальные составляющие равны $P \operatorname{tg} \alpha$.

В табл. 9 даны значения P^x , F^y , а также расстояния их от опор a , b , c , d в миллиметрах для первой и второй передач.

ТАБЛИЦА 9

	$P_1^x = P_1$	$P_1^y = P \operatorname{tg} \alpha$	$P^x = P$	$P^y = P \cdot \operatorname{tg} \alpha$	a	b	c	d
I передача	678	316	1 170	545	13	95	54	28
II "	678	316	875	408	13	95	31	51

Реакции подшипников A и B (фиг. 13) подсчитаны по нижеприведенным формулам, результаты подсчетов даны в табл. 10.

$$\left. \begin{aligned} R_A^x &= \frac{P_1^x \cdot b - P_n^x \cdot d}{c + d}, \\ R_B^x &= \frac{P_1^x \cdot a + P_n^x \cdot c}{c + d}, \\ R_A^y &= \frac{P_1^y \cdot b + P_n^y \cdot d}{c + d}, \\ R_B^y &= \frac{P_n^y \cdot c - P_1^y \cdot d}{c + d}, \end{aligned} \right\} \quad (46)$$

$$\left. \begin{aligned} R_A &= \sqrt{(R_A^x)^2 + (R_A^y)^2}, \\ R_B &= \sqrt{(R_B^x)^2 + (R_B^y)^2}. \end{aligned} \right\} \quad (47)$$

ТАБЛИЦА 10

	R_A^x	R_A^y	R_B^x	R_B^y	R_A	R_B
I передача	390	552	882	309	675	934
II "	243	620	440	104	666	453

Изгибающие моменты на валу будут иметь максимальные значения (согласно фиг. 13) в точках *A* или *C* вала. Величина их для горизонтальной и вертикальной плоскостей найдется, как:

$$\left. \begin{aligned} M_A^x &= P_1^x \cdot a, \\ M_A^y &= P_1^y \cdot a, \\ M_C^x &= R_B^x \cdot d, \\ M_C^y &= R_B^y \cdot d. \end{aligned} \right\} \quad (48)$$

Полная величина моментов равна:

$$\left. \begin{aligned} M_A &= \sqrt{(M_A^x)^2 + (M_A^y)^2}, \\ M_C &= \sqrt{(M_C^x)^2 + (M_C^y)^2}. \end{aligned} \right\} \quad (49)$$

Табл. 11 дает значения моментов для первой и второй передачи.

ТАБЛИЦА 11

	M_A^x	M_A^y	M_C^x	M_C^y	M_A	M_C
I передача	882	411	2 470	866	973	2 620
II "	882	411	2 250	530	973	2 310

Кроме полученных изгибающих моментов, на промежуточном валу действует еще постоянный для всех передач крутящий момент $M_{кр}$, величина которого определится из размеров шестерен 1 и 2 и крутящего момента двигателя, как:

$$M_{кр} = M_m \frac{Z_2}{Z_1} = 1720 \frac{31}{16} = 3330 \text{ кгсм.} \quad (50)$$

Результирующий момент M_p по Ранкину получим, как:

$$M_p = \sqrt{M_{кр}^2 + M_C^2}. \quad (51)$$

На I передаче $M_p = \sqrt{3330^2 + 2620^2} = 4240 \text{ кгсм.}$

На II передаче $M_p = \sqrt{3330^2 + 2310^2} = 4060 \text{ кгсм.}$

Напряжения, получающиеся для этих моментов, определены ниже после рассмотрения работы вала на заднем ходу.

Для положения шестерен при включении заднего хода нахождение направления усилий, действующих между шестернями, несколько усложняется благодаря наличию в зацеплении трех шестерен одновременно (5—7—8).

На фиг. 14 представлена схема зацепления при включенном заднем ходе, причем для большей ясности шестерни постоянного зацепления (1—2) и действующие на них усилия не изображены на чертеже ввиду того, что их величины и направления остаются теми же, что и на первой скорости (фиг. 12).

При вращении шестерни 7 против часовой стрелки ее зубья оказывают давление на зубья шестерни 8, причем это давление P_7 направлено вверх под углом α к прямой NN , являющейся касательной к начальным окружностям шестерен 7 и 8 в точке их соприкосновения. Это давление

вызывает со стороны шестерни 8 реакцию, выражающуюся силой $P_8 = P_7$, направление которой прямо противоположно исходному давлению P_7 и которая нагружает вал шестерни 7. Переносим силу P_8 в центр O_7 и раскладываем ее по оси x и y , будем иметь:

$$P_8^x = P_8 \cdot \sin \gamma \quad (52)$$

и

$$P_8^y = P_8 \cdot \cos \gamma. \quad (53)$$

Значение угла γ определится, как:

$$\gamma = \alpha - \beta. \quad (54)$$

В свою очередь β найдется из расстояний между центрами O_7 и O_8 , как:

$$\operatorname{tg} \beta = \frac{a}{b} = \frac{15}{48} = 0,313, \quad (55)$$

откуда

$$\beta = 17^\circ 23'.$$

Следовательно:

$$\gamma = 25^\circ - 17^\circ 23' = 7^\circ 37';$$

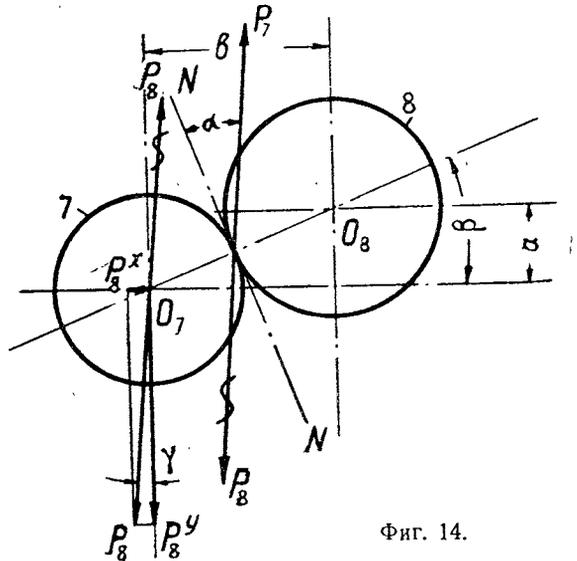
$$\sin \gamma = 0,132;$$

$$\cos \gamma = 0,991; \text{ и}$$

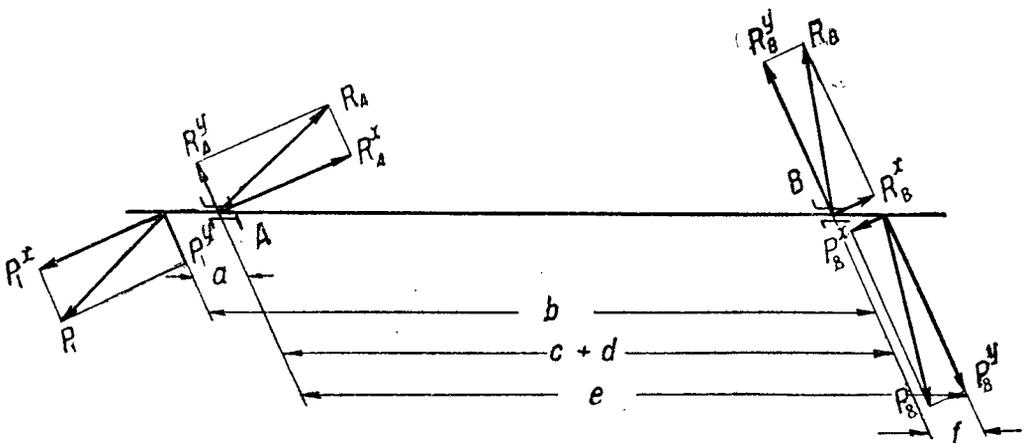
$$P_8^x = 1500 \cdot 0,132 = 198 \text{ кг},$$

$$P_8^y = 1500 \cdot 0,991 = 1486 \text{ кг}.$$

Дальнейшие подсчеты ничем не отличаются от подсчетов, сделанных для положения первой передачи.



Фиг. 14.



Фиг. 15.

На фиг. 15 представлены схемы нагрузок, по которым определяется максимальный изгибающий момент:

$$P_1^x = 678 \text{ кг}; P_1^y = 316 \text{ кг}.$$

Координата $e = 92 \text{ мм}$; $f = 10 \text{ мм}$.

Реакции подшипников A и B подсчитаны по формулам:

$$\left. \begin{aligned} R^x &= \frac{P_1^x \cdot b - P_8^x \cdot f}{c + d}; \\ R_B^x &= \frac{P_8^x \cdot e - P_1^x \cdot a}{c + d}; \\ R_A &= \frac{P_1^y \cdot b - P_8^y \cdot f}{c + d}; \\ R_B^y &= \frac{P_8^y \cdot e - P_1^y \cdot a}{c + d}. \end{aligned} \right\} \quad (56)$$

Результирующие реакции, а также и изгибающие моменты, определены по формулам, аналогичным (47, 48 и 49) табл. 12.

ТАБЛИЦА 12

	R_A^x	R_A^y	R_B^x	R_B^y	R_A	R_B	M_A^x	M_A^y	M_B^x	M_B^y	M_A	M_B
Задний ход	763	185	115	1617	785	1620	882	410	1984	1486	972	1500

Результирующий момент по Ранкину равен;

$$M_p = \sqrt{M_{кз}^2 + M_{из}^2} = \sqrt{3330^2 + 1500^2} = 3650 \text{ кгсм}. \quad (57)$$

Модуль сопротивления промежуточного вала равен:

$$W_{из} = 0,1 \frac{D^4 - d^4}{D} = \frac{3,9^4 - 2,85^4}{3,9} = 4,16 \text{ см}^3. \quad (58)$$

Напряжение изгиба определяется, как:

$$K_p = \frac{M_p}{W_{из}} = \frac{3650}{4,16} = 880 \text{ кг/см}^2. \quad (59)$$

Результаты подсчетов для всех передач сведены в табл. 13.

ТАБЛИЦА 13

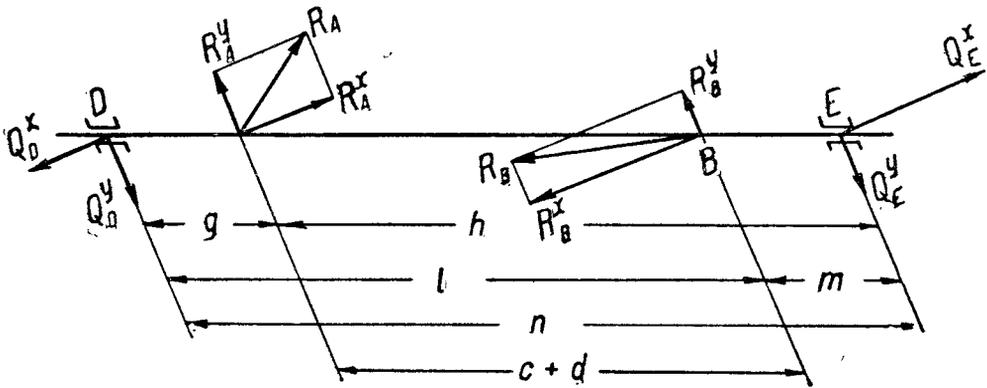
	$M_p \frac{\text{кг}}{\text{см}}$	$K_{из} \frac{\text{кг}}{\text{см}^2}$
II передача	4 060	976
I	4 240	1 020
Задний ход	3 650	880

Ввиду незначительных рабочих напряжений определение запаса прочности не производилось.

ВНУТРЕННИЙ НЕПОДВИЖНЫЙ ВАЛИК

На фиг. 16 представлена схема нагрузки на внутренний неподвижный валик. Здесь $g = 36$; $h = 120$; $l = 118$; $m = 38$; $n = 156$. Все размеры указаны в миллиметрах.

Усилиями, действующими на него в данном случае, будут определенные выше реакции роликовых подшипников R_A^x, R_A^y, R_B^x и R_B^y . Ввиду того, что результирующие реакции последних (R_A и R_B) не лежат в одной плоскости, при расчете неподвижного валика приходится определять изгибающие



Фиг. 16.

моменты в двух плоскостях, как это имело место и раньше. Порядок расчета принят согласно табл. 10.

Реакция

$$Q_D^x = \frac{R_A^x \cdot h - R_B^x \cdot m}{n} = \frac{243 \cdot 12,0 - 440 \cdot 3,8}{15,6} = 78 \text{ кг.}$$

Реакция

$$Q_E^x = \frac{R_B^x \cdot l - R_A^x \cdot g}{n} = \frac{440 \cdot 11,8 - 243 \cdot 3,6}{15,6} = 275 \text{ кг.}$$

Реакция

$$Q_D^y = \frac{R_A^y \cdot h + R_B^y \cdot m}{n} = \frac{620 \cdot 12,0 + 104 \cdot 3,8}{15,6} = 502 \text{ кг.}$$

Реакция

$$Q_E^y = \frac{R_A^y \cdot g + R_B^y \cdot l}{n} = \frac{620 \cdot 3,6 + 104 \cdot 11,8}{15,6} = 222 \text{ кг.}$$

(60-61)

Подставляя в эти уравнения значения $R_A^x, R_B^x, R_A^y, R_B^y$ и т. д. для различных передач, получим реакции $Q_D^x, Q_E^x, Q_D^y, Q_E^y$, изгибающие моменты в двух плоскостях (M^x, M^y) и результирующие моменты для точек, в которых они имеют максимальные значения.

Все полученные данные сведены в табл. 14.

ТАБЛИЦА 14

	Q_D^x	Q_D^y	Q_E^x	Q_E^y	M_A^x	M_B^x	M_A^y	M_B^y	$M_{из\ max}$
II передача . . .	78	502	275	222	280	1 040	1 800	840	1 820
I " . . .	84	550	576	361	300	2 200	1 980	1 370	2 600
Задний ход . . .	559	536	- 90	1 265	2 000	340	1 930	4 550	4 570

Результирующие реакции Q_D , Q_E и т. д. (аналогично R_A , R_B) здесь не подсчитываются, так как они не представляют интереса.

Момент сопротивления валика при $d = 19,1$ мм равен $W_{из} = 0,1 d^3 = 0,1 \cdot 1,91^3 = 0,697$ см³.

Тогда напряжение изгиба определяется, как:

$$K_{из} = \frac{M_{из\ max}}{W_{из}}. \quad (62)$$

Результаты подсчетов сведены в табл. 16.

Материал, употребляемый для изготовления валика, тот же, что и для шестерен, т. е. хромистая сталь марки „ААН“ с сопротивлением разрыву 15 400 кг/см². Твердость по Роквеллу 38—45, несколько меньшая, благодаря иной термической обработке.

Запасы прочности, соответствующие данному сопротивлению на разрыв, сведены в табл. 15.

ТАБЛИЦА 15

	Рабочее напряжение $K_{из}$ кг/см ²	Сопротивление разрыву $K_{вр}$ кг/см ²	Запас прочности s
II передача	2 600	15 400	5 90
I "	3 730	15 400	4 10
Задний ход	6 560	15 400	2 35

В этом случае, как и при расчете шестерен, действительные напряжения будут несколько ниже полученных ввиду того, что расчет не учитывает равномерно распределенной нагрузки роликовых подшипников, считая, что такая нагрузка сосредоточена в точках A и B вала.

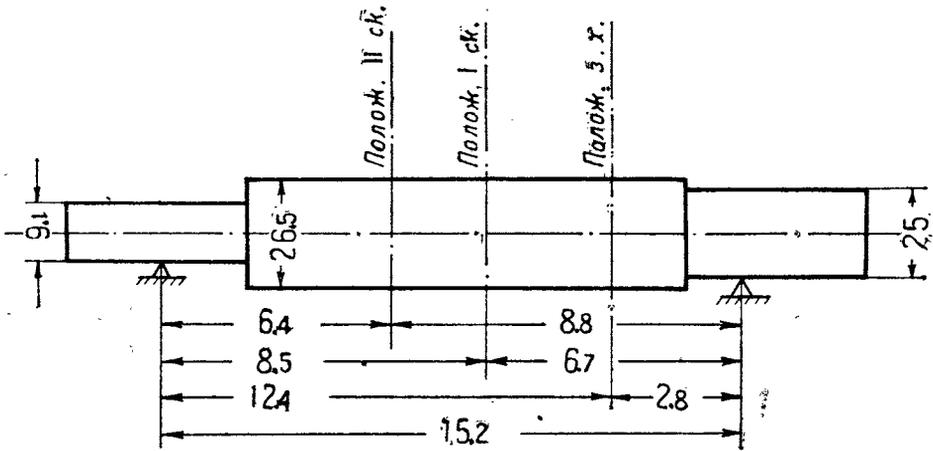
Следует отметить, что в данной конструкции валика рабочие напряжения могут быть несколько повышены против других валов в силу того, что усилия, действующие на него, являются переменными только по величине благодаря тому, что валик не вращается; во всех же других валах усилия меняют свой знак по отношению тела вала при каждом обороте последнего.

ВТОРИЧНЫЙ ВАЛ

Положения шестерен при включении II, I передачи и заднего хода представлены на фиг. 17. Вал подвергается изгибу и кручению подвижными шестернями, сидящими на нем.

Ввиду того, что левый конец вала (с диаметром 19,1 мм) работает с очень малым изгибающим моментом и, кроме того, не подвержен действию крутящего момента, момент сопротивления вала можно считать с достаточным приближением к действительности по правому концу — диаметром 25,0 мм (внутренний диаметр шлиц).

$$W_{из} = 0,1 d^3 = 1,56 \text{ см}^3, \quad (63)$$



Фиг. 17.

Изгибающими силами будут поперечному окружные усилия P (табл. 7).

Изгибающие моменты для трех положений шестерен найдутся по обычным формулам:

для II передачи

$$M_{II}^{из} = \frac{875 \cdot 6,4 \cdot 8,8}{15,2} = 3240 \text{ кгсм};$$

для I передачи

$$M_I^{из} = \frac{1170 \cdot 8,5 \cdot 6,7}{15,2} = 4390 \text{ кгсм};$$

для заднего хода

$$M_{з.х.}^{из} = \frac{1500 \cdot 12,4 \cdot 2,8}{15,2} = 3430 \text{ кгсм}.$$

(64)

Крутящие моменты найдутся по определенным выше передаточным числам:

для II передачи

$$M_{II}^{кр} = M_m \cdot i_{II} = 1720 \cdot 1,86 = 3200 \text{ кгсм};$$

для I передачи

$$M_I^{кр} = M_m \cdot i_I = 1720 \cdot 3,12 = 5370 \text{ кгсм};$$

для заднего хода

$$M_{з.х.}^{кр} = M_m \cdot i_{з.х.} = 1720 \cdot 4,01 = 6900 \text{ кгсм}.$$

(65)

Результирующий момент определится выражением (57).

Результирующие напряжения:

$$K_p = \frac{M_p}{W_{из}}. \quad (66)$$

Результаты подсчетов приведены в табл. 16.

Материал валов — сталь марки „ААН“ с теми же свойствами, что и приведенная выше. Полученные запасы прочности сведены в табл. 16.

ТАБЛИЦА 16

	M_p кг/см ²	$K_{из}$ кг/см ²	Сопротивле- ние разрыву $K_{вр}$ кг/см ²	Запас прочности s
II передача	4 550	2 920	15 400	5,3
I „	6 940	4 450	15 400	3,5
Задний ход	7 720	4 950	15 400	3,1

При сравнении запасов прочности промежуточного и вторичного валов с таковыми же для шестерен можно наблюдать аналогичную картину понижения их по мере приближения к малоупотребляющимся передачам. Правда, для валов это понижение получается почти автоматически в силу взаимного расположения передач по длине валов, но расположение опор по отношению к шестерням в известной степени находится в руках конструктора, и умелой расстановкой последних можно добиться хороших результатов.

ПЕРВИЧНЫЙ ВАЛ

В силу конструктивного выполнения тело первичного валика (кроме правой части, рассматриваемой как шестерня) находится в весьма благоприятных условиях как в отношении расположения опор, так и в отношении действующих на него усилий. Поэтому полученные для него напряжения и запасы прочности не будут показательными, как это имеет место в отношении других деталей коробки.

На фиг. 18 вверху представлена конструкция этого валика; внизу приведена схема нагрузок и расположения опор. Усилия, действующие на вал, будут слагаться из крутящего момента двигателя M_m , передаваемого через сцепление к коробке передач, окружной силы P_1 на ведущей шестерне I и реакции левого конца вторичного вала.

Максимальная величина последней для первой передачи определится, как (фиг. 16):

$$R_1 = \frac{1170 \cdot 6.7}{15,2} = 516 \text{ кг}. \quad (67)$$

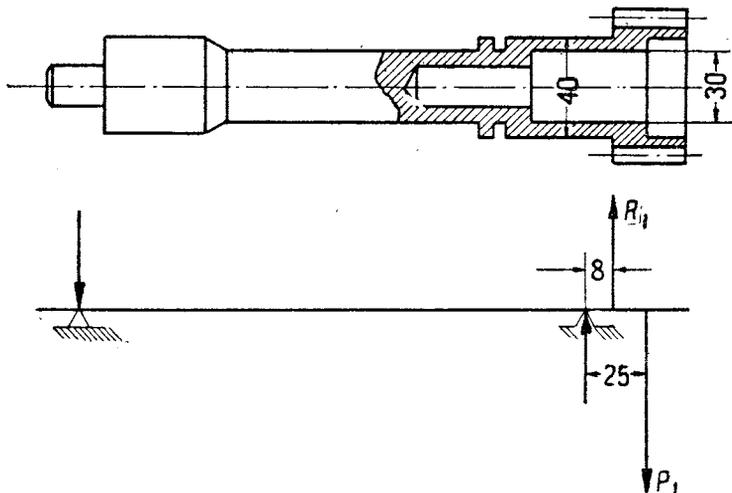
Ввиду того, что сила R_1 приложена близко к опоре (8 мм), момент, создаваемый ею, мал по сравнению с моментом силы P_1 ; поэтому можно считать с достаточной точностью, что эти две силы лежат в одной пло-

скости (фиг. 11); тогда наибольший изгибающий момент будет иметь выражение:

$$M_{из} = 678 \cdot 2,5 - 516 \cdot 0,8 = 1290 \text{ кгсм.} \quad (68)$$

Результирующий момент найдется из уравнения (57):

$$M_p = \sqrt{1290^2 + 1720^2} = 2150 \text{ кгсм.} \quad (69)$$



Фиг. 18.

Момент сопротивления для рассчитываемого сечения:

$$W_{из} = 0,1 \frac{4,0^4 - 3,0^4}{4,0} = 4,3 \text{ см}^3; \quad (70)$$

откуда

$$K_{из} = \frac{2150}{4,3} = 500 \text{ кг/см}^2, \quad (71)$$

т. е. определение запаса прочности в этом случае также не представляет интереса.

ГЛАВА ТРЕТЬЯ

КАРДАНЫ, ГЛАВНАЯ ПЕРЕДАЧА, ДИФФЕРЕНЦИАЛ, ПОЛУОСИ, ЗАДНИЙ МОСТ

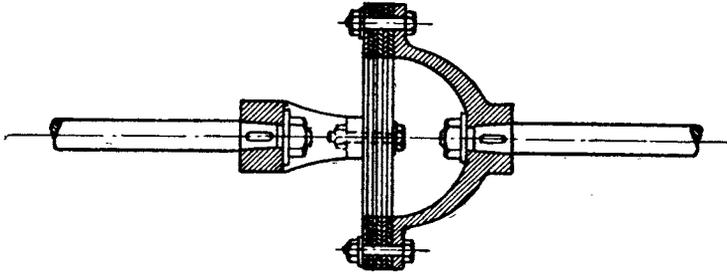
1. КАРДАНЫ

Карданные соединения, служащие для передачи крутящего момента под углом, делятся на две основные группы.

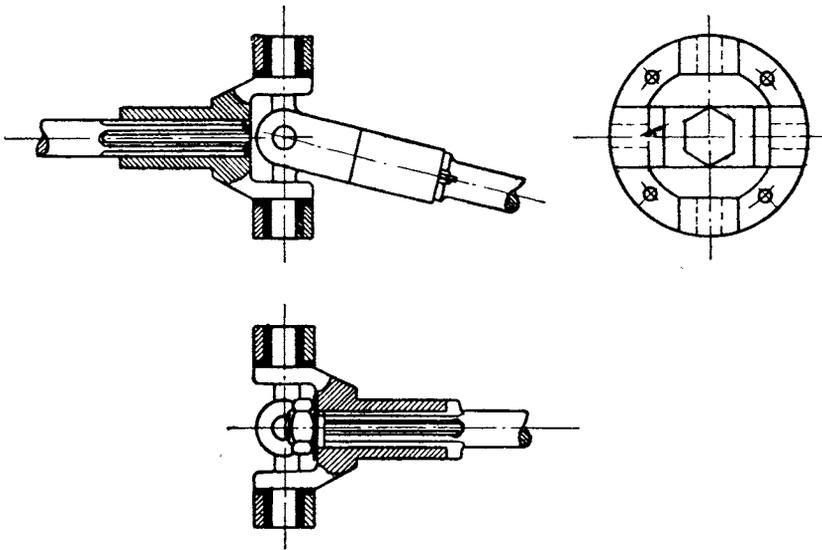
1. Полукарданы, характерные тем, что не имеют осей качания и вследствие этого позволяют передавать усилия только при незначительных углах (до 15°) между осями валов (фиг. 19).

2. Полные карданы, дающие возможность, благодаря наличию двух взаимно перпендикулярных осей качания, передавать усилия при углах наклона до 45° (фиг. 20).

Из группы полукарданов применяются, главным образом, так называемые мягкие карданы, размеры которых подбираются экспериментально.



Фиг. 19.



Фиг. 20.

Шипы крестовины, передавая крутящий момент, получаемый в коробке передач, подвергаются при этом действию окружного усилия P , приложенного на середине длины шипа:

$$P = \frac{M_{кр}}{r} = \frac{M_m \cdot i_{к}^{\max}}{r}; \quad (72)$$

где: M_m — максимальный крутящий момент двигателя;
 $i_{к}^{\max}$ — наибольшее передаточное число в коробке передач;
 r — расстояние от центра вращения до середины шипа.

Найденное усилие P вызовет в шипе деформации среза и изгиба, на которые он и должен быть рассчитан.

Расчет на срез:

$$K_{\text{ср}} = \frac{1}{2} \frac{P}{\frac{\pi \cdot d^2}{4}}, \quad (73)$$

где d — диаметр сечения шипа.

Расчет на изгиб:

$$K_{\text{из}} = \frac{1}{2} \frac{M_{\text{из}}}{W_{\text{из}}} = \frac{1}{2} \frac{P \cdot \frac{l}{2}}{0,1d^3}; \quad (74)$$

здесь l — длина шипа.

Правильней было бы считать нагрузку на шип равномерно распределенной по всей его длине, но, учитывая динамические условия работы, а также для большей надежности, расчет ведется на сосредоточенную нагрузку.

Допускаемые напряжения обычно лежат в пределах:

$$\begin{aligned} K_{\text{ср}} &= 290 \div 300 \text{ кг/см}^2, \\ K_{\text{из}} &= 400 \div 800 \text{ кг/см}^2. \end{aligned}$$

2. КАРДАННЫЙ ВАЛ

Назначением карданного вала является передача крутящего момента от коробки передач к главной передаче.

Карданные валы выполняются:

- 1) сплошного сечения,
- 2) полого

Валы полого сечения вследствие более правильного использования материала обладают большей прочностью и меньшим весом, при незначительном увеличении внешнего диаметра.

Выигрыш в весе является для карданных валов весьма важным, так как вследствие значительной длины они легко подвергаются вибрациям, чрезвычайно вредно отражающимся на их работе.

Расчет карданного вала ведется на максимальный крутящий момент по уравнению:

$$M_{\text{кр}} = M_m \cdot i_{\text{к}}^{\text{max}} = W_{\text{кр}} \cdot K_{\text{кр}}, \quad (75)$$

где: M_m — максимальный момент двигателя,

$i_{\text{к}}^{\text{max}}$ — наибольшее передаточное число в коробке передач,

$W_{\text{кр}}$ — полярный момент сопротивления вала, равный:

для сплошного вала $W_{\text{кр}} = 0,2 D^3, \quad (76)$

• полого • $W_{\text{кр}} = 0,2 \cdot \frac{D^4 - d^4}{D}, \quad (77)$

$K_{\text{кр}}$ — допускаемое напряжение на кручение,

D и d — соответственно, внешний и внутренний диаметры вала.

Кроме того, карданный вал должен быть проверен на скручивание по выражению:

$$\varphi^r = \frac{M_{\text{кр}} \cdot L}{G \cdot J_{\text{кр}}}, \quad (78)$$

где: φ' — допускаемый угол закручивания¹,
 L — длина вала,
 G — модуль кручения,
 $J_{кр}$ — полярный момент инерции, равный:

для сплошного вала $J_{кр} = 0,1 D^4$, (79)

„ полоого „ $J_{кр} = 0,1 (D^4 - d^4)$. (80)

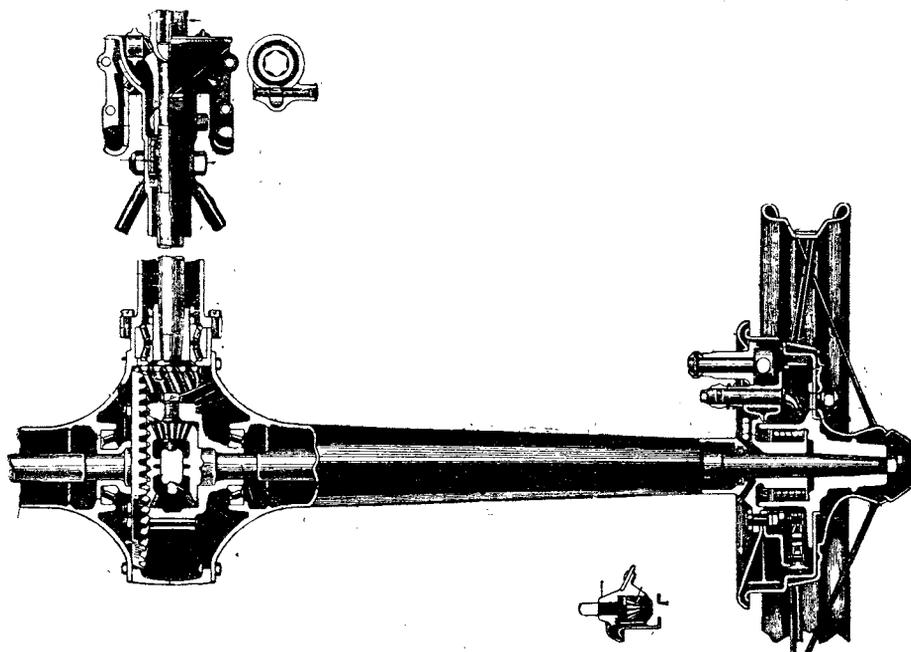
Следует отметить, что при наличии одного карданного сочленения карданный вал вращается неравномерно, вследствие чего возникают инерционные усилия, дополнительно нагружающие всю силовую передачу.

Имея в виду, что в последнее время часто прибегают к системе двойных карданов или наклону оси мотора, в результате чего уменьшается угол, под которым работает карданный вал, а следовательно, неравномерность его вращения, а также и сложность динамического расчета, то таковой в настоящем труде не затрагивается. Напряжения в карданном валу редко превышают 1500 кг/см^2 .

3. КАРДАНЫ И КАРДАНЫЙ ВАЛ ФОРДА

Кардан Форда представляет собой обычный универсальный шарнир, дающий возможность, помимо передачи усилия под углом, некоторого осевого перемещения.

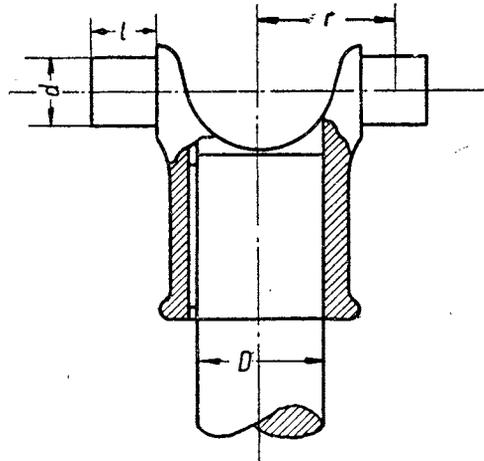
Общий вид карданного соединения вала и заднего моста показан на Фиг. 21.



Фиг. 21.

¹ Величины $\varphi' = \varphi \frac{180}{\pi}$ лежат в пределах $10-15^\circ$.

Передача крутящего момента совершается при помощи двух шипов ведущей вилки, сидящей на вторичном валу коробки передач, и ведомой вилки карданного вала, имеющей такие же шипы. Эти последние связаны с шипами ведущей вилки соединительным кольцом, выполненным в виде двух склепанных кольцевых пластин, имеющих в четырех местах соответствующие выгибы, охватывающие шипы. Для возможности некоторого долевого перемещения всего соединения ведущая вилка сидит на вторичном валу на шлицах.



Фиг. 22.

Карданный вал выполнен сплошного сечения и опирается передним концом на одинарный цилиндрический роликовый подшипник, а другим — на двойной конический роликовый.

Размеры вилки (ведомой) и карданного вала показаны на фиг. 22.

$$\begin{aligned} d &= 25,4 \text{ мм} & D &= 28,6 \text{ мм} \\ l &= 18 \text{ мм} & r &= 36 \text{ мм} \end{aligned}$$

Передаваемое усилие найдется по выражению (72):

Рабочая длина вала $L = 1250 \text{ мм}$

$$P = \frac{M_m \cdot i^{\max}}{r} = \frac{17,2 \cdot 4}{0,036} = 1910 \text{ кг.}$$

Напряжение среза по уравнению (73):

$$K_{\text{ср}} = \frac{1}{2} \frac{P}{\pi d^2} = \frac{1}{2} \frac{1,910 \cdot 4}{\pi \cdot 2,54^2} = 189 \text{ кг/см}^2.$$

Напряжение изгиба по уравнению (74):

$$K_{\text{из}} = \frac{1}{2} \frac{P \cdot \frac{l}{2}}{0,1 \cdot d^3} = \frac{1}{2} \frac{1310 \cdot 1,8}{0,1 \cdot 2,54^3 \cdot 2} = 525 \text{ кг/см}^2.$$

Напряжение кручения в карданном валу по уравнению (75):

$$K_{\text{кр}} = \frac{M_m \cdot i_k^{\max}}{0,2 D^3} = \frac{1720 \cdot 4}{0,2 \cdot 2,86^3} = 1470 \text{ кг/см}^2.$$

Угол закручивания по уравнению (78):

$$\varphi = \frac{M_m \cdot i_k^{\max} \cdot L}{G \cdot 0,1 \cdot D^4} = \frac{1720 \cdot 4 \cdot 125}{800\,000 \cdot 0,1286^4} = 0,16 \text{ радиан.}$$

Рабочие напряжения и углы закручивания на других передачах в коробке, а также временные сопротивления и запасы прочности сведены в табл. 17.

Материал, применяемый Фордом для карданных валов — сталь марки „ЕЕ“.

Химический состав:

C	Mn	Si	S _{max}	P _{max}
0,35 — 0,40	0,70 — 0,90	0,07 — 0,15	0,05	0,03

Горячая обработка:

прокатка	1120 — 1150° Ц,
ковка	1010 — 1040° Ц,
отжиг	870° Ц,
нормализация	850° Ц,
закалка	800 — 815° Ц,
отпуск	175 — 190° Ц.

Механические качества при данной термообработке:

предел упругости	7500 кг/см ²
сопротивление разрыву	8000 "
удлинение	17 ⁰ / ₀
сжатие	60 ⁰ / ₀
твердость по Бринелю	248.

ТАБЛИЦА 17

	Рабочее напряжение $K_{кр} \frac{кг}{см^2}$	Сопротивление разрыву $K_{вр} \frac{кг}{см^2}$	Запас ¹ прочности s	Угол закручивания $\varphi^0 = \varphi r \cdot \frac{180}{\pi}$
Задний ход	1 470	8 000	4,35	9,2°
I передача	1 145	8 000	5,6	11,0°
II "	689	8 000	9,3	4,2°
III "	368	8 000	17,4	2,3°

4. ГЛАВНАЯ ПЕРЕДАЧА]

Назначением главной передачи является постоянное увеличение крутящего момента, имеющегося на карданном валу, а также передача усилия под прямым углом.

Применяемые в современных автомобилях конструкции главной передачи в основном исчерпываются следующей классификацией:

- 1) коническая передача,
- 2) червячная " "
- 3) двойная " .

В этой последовательности ниже будет рассмотрен расчет главной передачи, причем здесь, как и в коробке передач, вопрос о выборе передаточного числа не затрагивается.

¹ При подсчете запасов прочности принято во внимание соотношение между напряжением кручения (касательным) и нормальным напряжением.

КОНИЧЕСКАЯ ПЕРЕДАЧА

Основным преимуществом конической передачи по сравнению с другими видами является высокий к. п. д., доходящий в хорошо обработанных шестернях до 0,98 ÷ 0,99. Вследствие этого коническая передача применяется для легковых автомобилей.

ТАБЛИЦА 18

Наименование	Обозначения	Зависимость
Модуль, мм	m	$\frac{D_0}{z}$; $\frac{t}{\pi}$
Шаг, мм		$m\pi$; $\frac{D_0\pi}{z}$
Диаметр начальной окружности . .	D_0	$z \cdot m$; $\frac{t \cdot z}{\pi}$
Число зубцов	z	$\frac{D_0}{m}$; $\frac{D_0 \cdot \pi}{t}$;
Высота ножки зуба, мм	h_1	$1,1666 m$; $1,1666 \frac{t}{\pi}$
Высота головки зуба, мм	h_2	m ; $\frac{t}{\pi}$
Наружный диаметр зубцов	D_n	$D_0 + 2m$
Угол начального конуса	α	$\operatorname{tg} \alpha = \frac{D_0}{d_0} = \frac{z}{z'}$

где d_0 и z' соответственно — диаметр начальной окружности и число зубьев парной шестерни.

В грузовых машинах использование этого вида передачи затрудняется невозможностью осуществить достаточно большое передаточное число, не вызывая при этом ухудшения плавности зацепления и значительного увеличения картера заднего моста.

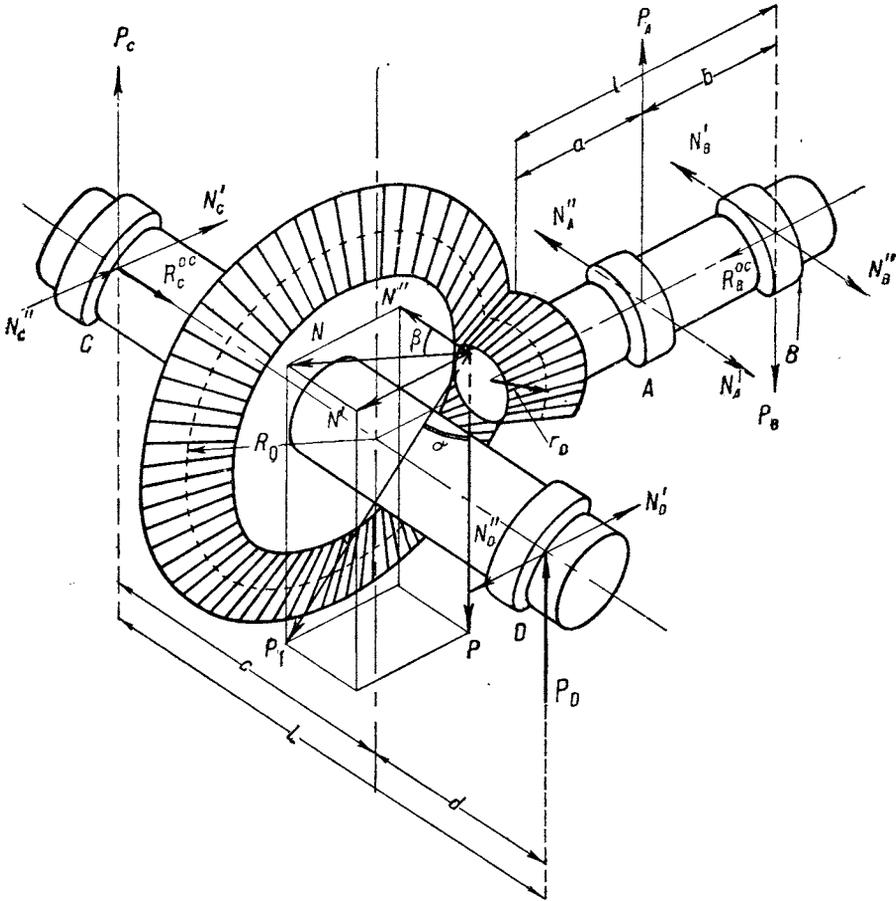
Конические шестерни, основные соотношения которых для нормального зуба сведены в табл. 18, выполняются:

- 1) с прямым зубом,
- 2) с косым зубом (спиральным),
- 3) с шевронным зубом,
- 4) гипоидальные.

Наиболее распространенной в настоящее время является косозубчатая передача, имеющая ряд следующих преимуществ по сравнению с прямым зубом: а) при одинаковом передаточном числе число зубьев, одновременно находящихся в зацеплении, будет больше и, наоборот, при том же числе зубьев в зацеплении передаточное число может быть увеличено; в) при той же ширине шестерни длина зуба увеличивается; с) бесшумность в работе.

Шевронные шестерни, будучи сложны в производстве и потому редко применяемые, обладают тем достоинством, что не создают осевых усилий, бесшумны и очень прочны.

Что касается гипоидальной передачи, отличающейся от других тем, что оси парных шестерен здесь не пересекаются, то применение ее оправ-



Фиг. 23.

дывается некоторыми конструктивными удобствами и улучшением плавности зацепления.

Расчет зубьев конических шестерен ведется по формулам (33) или (34), причем результаты подсчетов по (34) более точны. В случае косо́го зуба коэффициент β выбирается по фиктивному числу зубьев, определяемому выражением (35).

Следует отметить, что при передаче одного и того же крутящего момента напряжения в шестернях с косыми и прямыми зубьями, при прочих равных условиях, будут одинаковыми. Объясняется это следующим образом: несмотря на то, что длина прямого зуба b меньше длины косо́го зуба

$b_1 = \frac{b}{\cos \theta}$, напряжения не изменяются, так как усилие, действующее на прямой зуб P , в свою очередь, соответственно меньше усилия, приходящегося на косо́й зуб $P = \frac{P}{\cos \theta}$.

Усилия в конической передаче

При передаче крутящего момента коническими шестернями возникают радиальные и осевые усилия, которые, действуя на валы шестерен, должны быть восприняты подшипниками. Величины этих усилий, при одном и том же крутящем моменте, зависят от угла начального конуса, угла наклона линии зацепления эвольвенты и формы зуба (прямой, косой и др.). Рассмотрим сначала шестерни с прямым зубом (фиг. 23).

А. Прямой зуб.

Усилие P_1 , действующее на средней начальной окружности, под углом давления α к касательной, проведенной к начальной окружности, может быть разложено на два слагающих усилия, одно из которых

$$P = P_1 \cdot \cos \alpha \quad (81)$$

является окружным и создает радиальную нагрузку для обеих шестерен, и другое

$$N = P \cdot \operatorname{tg} \alpha \quad (82)$$

направленное перпендикулярно плоскости зуба.

Окружное усилие P определяется выражением:

$$P = \frac{M_{кр}}{r_0}, \quad (83)$$

где r_0 — средний радиус начальной окружности шестерни. В свою очередь N даст следующие составляющие усилия:

$$N' = N \cdot \sin \beta = P \cdot \operatorname{tg} \alpha \cdot \sin \beta, \quad (84)$$

действующие по оси ведущей шестерни и в направлении радиуса ведомой шестерни, и

$$N'' = N \cdot \cos \beta = P \cdot \operatorname{tg} \alpha \cdot \cos \beta, \quad (85)$$

направленное вдоль оси ведомой шестерни и по радиусу ведущей шестерни. Здесь β — угол начального конуса.

Таким образом полное радиальное усилие ведущей шестерни сложится из сил P и N'' , действующих во взаимно перпендикулярном направлении, и будет равно:

$$R_1 = \sqrt{P^2 + (N'')^2} = \sqrt{P^2(1 + \operatorname{tg}^2 \alpha \cdot \cos^2 \beta)} = P \sqrt{1 + \operatorname{tg}^2 \alpha \cdot \cos^2 \beta}. \quad (86)$$

Осевое усилие для той же шестерни:

$$N' = P \cdot \operatorname{tg} \alpha \cdot \sin \beta. \quad (87)$$

Аналогично для ведомой шестерни.

Суммарное радиальное усилие выразится:

$$R_2 = \sqrt{P^2 + (N')^2} = \sqrt{P^2 + P^2 \operatorname{tg}^2 \alpha \sin^2 \beta} = P \sqrt{1 + \operatorname{tg}^2 \alpha \cdot \sin^2 \beta}. \quad (88)$$

Напряжения в шестернях главной передачи берутся, примерно, такими же, как и для шестерен коробки (7000 ÷ 8000 кг/см).

Осевое усилие:

$$N'' = P \cdot \operatorname{tg} \alpha \cdot \cos \beta.$$

Подшипники

Для восприятия радиальных усилий чаще всего применяются обычные шариковые подшипники; что касается осевых усилий, которые в главной передаче могут достигать больших величин, то для восприятия их ставятся специальные упорные шариковые подшипники.

В последнее время большое распространение получили подшипники, приспособленные для восприятия как радиальных, так и осевых усилий одновременно.

К таким конструкциям относятся:

- 1) конусные роликовые подшипники,
- 2) комбинированные " " ,
- 3) двухрядные " со специальной наружной обоймой.

Наконец, в некоторых конструкциях осевые усилия передают на обычный радиальный подшипник, который в этом случае должен быть выбран с большим фактором безопасности.

Определение реакций подшипников

Рассмотрим коническую передачу, в которой на каждом валу помимо нормально радиального подшипника имеется еще подшипник, предназначенный для восприятия как радиальных, так и осевых усилий.

1. Подшипники карданного вала

Обозначив расстояния между подшипниками и ведущей шестерней соответственно через a , b и l и радиус средней начальной окружности ведущей шестерни через r_0 (фиг. 23), найдем развиваемые подшипниками реакции. Подшипник A .

1. Окружное усилие P вызывает радиальную реакцию P_A , величина которой определится из уравнения моментов относительно точки B , как

$$P_A = \frac{P \cdot l}{b}. \quad (90)$$

2. Осевое давление ведомой шестерни N'' создает радиальную реакцию:

$$N''_A = \frac{N'' \cdot l}{b}. \quad (91)$$

Радиальное давление ведомой шестерни на ведущую N' вызовет также радиальную реакцию, определяемую уравнением:

$$N'_A = \frac{N' r_0}{b}. \quad (92)$$

Очевидно, усилия N'_A и N''_A , как действующие по одной прямой, могут быть сложены и дадут реакцию:

$$N_A = N''_A - N'_A. \quad (93)$$

Следовательно, подшипник A развивает две радиальные реакции P_A и N_A , действующие во взаимно перпендикулярных направлениях. Тогда результирующая радиальная реакция подшипника A будет равна:

$$R_A = \sqrt{P_A^2 + N_A^2}. \quad (94)$$

Подшипник B .

1. Радиальная реакция от окружного усилия P :

$$P_B = \frac{P \cdot a}{b}. \quad (95)$$

2. Радиальная реакция от осевого давления ведомой шестерни N'' :

$$N_B'' = \frac{N'' \cdot a}{b}. \quad (96)$$

3. Радиальная реакция от радиального давления ведомой шестерни N' :

$$N_B' = \frac{N' \cdot a}{b}. \quad (97)$$

Результирующая радиальная реакция:

$$R_B^{\text{рад}} = \sqrt{P_B^2 + N_B'^2}, \quad (98)$$

где

$$N_B = N_B'' - N_B'. \quad (99)$$

4. Радиальное давление ведомой шестерни N' , кроме радиальной реакции N_B' , вызывает еще и осевую реакцию:

$$R_B^{\text{ос}} = N'. \quad (100)$$

Таким образом подшипник B подвержен радиальной реакции $R_B^{\text{рад}}$ и осевой $R_B^{\text{ос}}$ и должен быть рассчитан на каждую из них в отдельности.

2. Подшипники полуосей (сателлитовой коробки)

Называя расстояния между подшипниками и ведомой шестерней через c , d и L и радиус средней начальной окружности ведомой шестерни через R_0 (фиг. 23), найдем, что в подшипниках возникнут следующие реакции.

Подшипник C .

1. Радиальная реакция от окружного усилия P :

$$P_c = \frac{P \cdot c}{L}. \quad (101)$$

2. Радиальная реакция от осевого давления ведущей шестерни N' :

$$N_c' = \frac{N' \cdot C_c}{L}, \quad (102)$$

3. Радиальная реакция от радиального давления ведущей шестерни N'' :

$$N_c'' = \frac{N'' \cdot R_0}{L}. \quad (103)$$

Результирующая радиальная реакция:

$$R_c^{\text{рад}} = \sqrt{P_c^2 + N_c''^2}, \quad (104)$$

где

$$N_c = N_c' + N_c''. \quad (105)$$

4. Радиальное давление ведущей шестерни N'' , помимо радиальной реакции N'_c , вызывает еще и осевую реакцию:

$$R_c^{oc} = N'' . \quad (106)$$

Подшипник должен быть рассчитан на восприятие как осевой, так и радиальной нагрузки.

Подшипник D .

1. Радиальная реакция от окружного усилия P :

$$P_D = \frac{P \cdot d}{L} . \quad (107)$$

2. Радиальная реакция от осевого давления ведущей шестерни N' :

$$N'_D = \frac{N' \cdot d}{L} . \quad (108)$$

3. Радиальная реакция от радиального давления ведущей шестерни N'' :

$$N''_D = \frac{N'' \cdot R_0}{L} . \quad (109)$$

Полная радиальная реакция:

$$R_D^{рад} = \sqrt{P_D^2 + N_D'^2} , \quad (110)$$

где

$$N_D = N''_D - N'_D . \quad (111)$$

Полученные результирующие реакции для всех подшипников представлены в табл. 19.

По найденным реакциям и выбранному фактору безопасности определяются, согласно выражению (37), размеры подшипников.

ТАБЛИЦА 19

Подшипник	Число оборотов, тах	Результирующая реакция	Направление реакции
„А“	n_m	$R_A = \sqrt{P_A^2 + N_A^2}$	Радиальное
„В“	n_m	$R_B^{рад} = \sqrt{P_B^2 + N_B'^2}$ $R_B^{oc} = N'$	Радиальное Осевое
„С“	$\frac{n_m}{i_0}$	$R_C^{рад} = \sqrt{P_C^2 + N''^2}$ $R_C^{oc} = N''$	Радиальное Осевое
„D“	$\frac{n_m}{i_0}$	$R_D = \sqrt{P + N_D^2}$	Радиальное

В. Косой зуб.

На фиг. 24 представлена схема действующих усилий.

Здесь: P — окружное усилие, перпендикулярное оси шестерни;

P_1 — усилие, действующее перпендикулярно плоскости зуба, проведенной

через точку касания: следовательно, P_1 наклонено на угол спирали зуба θ к силе P ;

S — усилие, параллельное образующей AB и перпендикулярное P .

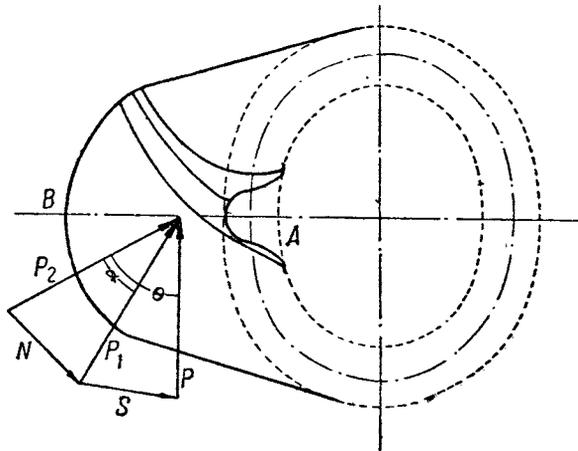
Треугольник, составленный силами P_1 , P и S лежит в плоскости, касательной к образующей и поэтому наклоненной под углом конусности β к оси шестерни.

Далее:

P_2 — сила давления между зубцами шестерен, действующая под углом давления α к силе P_1 ;

N — усилие, перпендикулярное силе P_1 . Треугольник, составленный силами P_2 , P_1 и N , лежит в плоскости, перпендикулярной плоскости треугольника сил P_1 , P и S .

Следовательно, сила N наклонена к вертикали, проведенной через точку c , под углом α , так как, с одной стороны, вертикаль перпендикулярна к оси шестерни, а с другой — сила N , будучи перпендикулярна площади треугольника P_1 , P и S , лежащему в плоскости образующей AB , является перпендикуляром к этой образующей.



Фиг. 24.

Образующая AB составляет с осью угол β ; тогда угол между вертикалью и силой N также будет β (углы с взаимно-перпендикулярными сторонами).

Сила давления P_2 может быть разложена на две составляющие:

$$P_1 = P_2 \cdot \cos \alpha \quad (112)$$

и

$$N = P_2 \cdot \sin \alpha = P_1 \cdot \operatorname{tg} \alpha. \quad (113)$$

В свою очередь, сила P_1 дает две слагающие:

$$P = P_1 \cdot \cos \theta \quad (114)$$

и

$$S = P_1 \cdot \sin \theta = P \cdot \operatorname{tg} \theta. \quad (115)$$

Выражая силы N и S через P , найдем, что на зуб будут действовать следующие три силы:

$$N = P_1 \cdot \operatorname{tg} \alpha = P \cdot \frac{\operatorname{tg} \alpha}{\cos \theta}, \quad (116)$$

$$P = \frac{M_{\text{кр}}}{r_a},$$

где r_a — средний радиус начальной окружности шестерни, и

$$S = P \cdot \operatorname{tg} \theta.$$

Сила P , являясь окружным усилием, создает радиальную нагрузку для обеих шестерен.

Усилие N разложится на две составляющих:

$$N' = N \cdot \sin \beta = P \cdot \frac{\operatorname{tg} \alpha}{\cos \theta} \cdot \sin \beta, \quad (117)$$

направленную вдоль оси ведущей шестерни и радиально для ведомой, и

$$N'' = N \cdot \cos \beta = P \cdot \frac{\operatorname{tg} \alpha}{\cos \theta} \cdot \cos \beta, \quad (118)$$

действующую по оси ведомой шестерни и по радиусу ведущей.

Наконец, усилие S дает две слагающих:

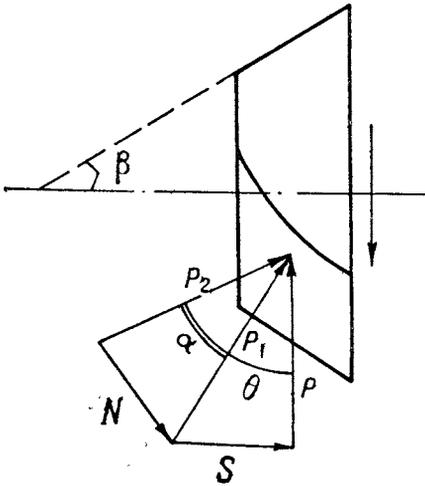
$$S' = S \cdot \cos \beta = P \cdot \operatorname{tg} \theta \cdot \cos \beta, \quad (119)$$

направленную по оси ведущей шестерни и по радиусу ведомой, и

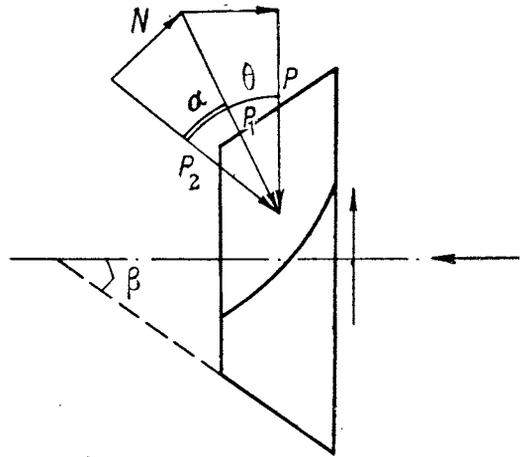
$$S'' = S \cdot \sin \beta = P \cdot \operatorname{tg} \theta \cdot \sin \beta, \quad (120)$$

действующую вдоль оси ведомой шестерни и радиально для ведущей.

Полные радиальное и осевое усилия для обеих шестерен найдутся из



Фиг. 25.



Фиг. 26.

вышеприведенных выражений в зависимости от направления вращения шестерен и направления наклона спирали зуба.

Ведущая шестерня.

А. Левое вращение, правая спираль (фиг. 25), правое вращение, левая спираль (фиг. 26).

Радиальное усилие.

Усилия N'' и S'' действуют радиально по одной прямой, но в разные стороны; кроме того, перпендикулярно им, но тоже радиально, действует сила P , перенесенная в центр шестерни.

Тогда полное радиальное усилие получится из:

$$R_1 = \sqrt{P^2 + (N'' - S'')^2} = \sqrt{P^2 + \left(P \cdot \frac{\operatorname{tg} \alpha}{\cos \theta} \cdot \cos \beta - P \cdot \operatorname{tg} \theta \cdot \sin \beta \right)^2} = \\ = P \sqrt{1 + \left(\frac{\operatorname{tg} \alpha}{\cos \theta} \cdot \cos \beta - \operatorname{tg} \theta \cdot \sin \beta \right)^2}. \quad (121)$$

Осевое усилие.

Полное осевое усилие получится как сумма N' и S' :

$$U_1 = N' + S' = P \frac{\operatorname{tg} \beta}{\cos \theta} \cdot \sin \alpha + P \operatorname{tg} \theta \cdot \cos \alpha = \\ = P \cdot \left(\frac{\operatorname{tg} \beta}{\cos \theta} \cdot \sin \alpha + \operatorname{tg} \theta \cdot \cos \alpha \right). \quad (122)$$

В. Левое вращение, левая спираль (фиг. 27), правое вращение, правая спираль.

Усилия N'' и S'' действуют радиально в одну сторону; в перпендикулярном им направлении, но также радиально действует окружное усилие P , перенесенное в центр шестерни.

Полное радиальное усилие в этом случае найдется из:

$$R_1 = \sqrt{P^2 + (N'' + S'')^2} = \sqrt{P^2 + \left(P \cdot \frac{\operatorname{tg} \alpha}{\cos \theta} \cdot \cos \beta + P \cdot \operatorname{tg} \theta \cdot \sin \beta \right)^2} = \\ = P \sqrt{1 + \left(\frac{\operatorname{tg} \alpha}{\cos \theta} \cdot \cos \beta + \operatorname{tg} \theta \cdot \sin \beta \right)^2}. \quad (123)$$

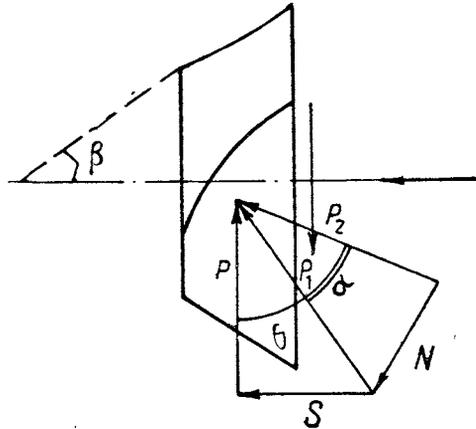
Полное осевое усилие будет равно:

$$U_1 = N' - S' = P \cdot \frac{\operatorname{tg} \alpha}{\cos \theta} \cdot \sin \beta - P \cdot \operatorname{tg} \theta \cdot \cos \beta = \\ = P \left(\frac{\operatorname{tg} \alpha}{\cos \theta} \cdot \sin \beta - \operatorname{tg} \theta \cdot \cos \beta \right). \quad (124)$$

Из сравнения выражений (122) и (124) явствует, что для одноименных вращения и спирали полное осевое усилие получается меньше, чем для разноименных; поэтому практически чаще осуществляется правое вращение — правая спираль, или левое вращение — левая спираль. Полное радиальное усилие в таком варианте получается несколько больше, но это не имеет значения, поскольку подшипники главным образом и рассчитываются на радиальные усилия.

Полные радиальные и осевые усилия ведомой шестерни найдутся из тех же соображений, что и для ведущей.

Что касается реакций подшипников карданного вала и полуосей, то определение их для

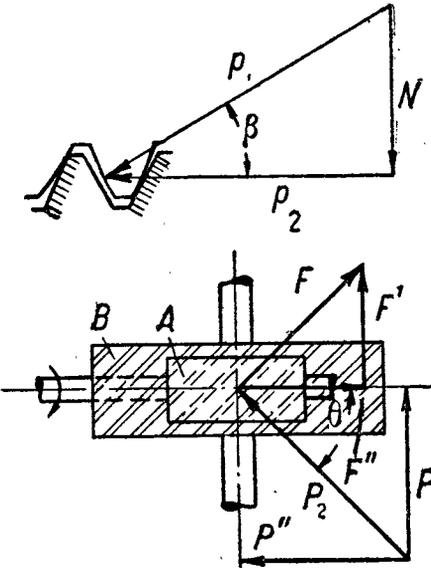


Фиг. 27.

случая шестерен с косым зубом ведется совершенно аналогично тому, как это имело место для прямозубчатых шестерен.

ЧЕРВЯЧНАЯ ПЕРЕДАЧА

Основным преимуществом червячной передачи является возможность получить большое передаточное число, не уменьшая при этом плавности передачи крутящего момента (как это имеет место в конических передачах) и не увеличивая значительно габарита, а следовательно, и веса центральной части заднего моста. Величины передаточных чисел, осуществляемых червяком, лежат обыкновенно в пределах $8 \div 10$, т. е. выше, чем в конических передачах со спиральным зубом (i_{\max} для спирального зуба ~ 7). Наряду с этим червячная передача имеет крупный недостаток: ее к. п. д. редко превышает $0,94 \div 0,95$ и, как следствие больших потерь на трение, заметно увеличивается износ как червяка, так и червячного колеса. В связи с этим в последнее время предпочитают употреблять двойную центральную передачу, осуществляемую при помощи пары конических и пары цилиндрических шестерен. Передаточное число получается при этом даже больше, чем при червячной передаче, износ же значительно меньше, благодаря более высокому к. п. д. шестеренчатых передач. Кроме того, применение двойной передачи позволяет несколько увеличить зазор между кожухом заднего моста и дорогой, что, очевидно, должно улучшить проходимость автомобиля.



Фиг. 28.

Для червяка и червячного колеса профиль зуба эвольвентного зацепления с углом наклона линии зацепления $\gamma = 14\frac{1}{2}$ или 20° , как это имело место в шестернях коробки передач и главной передаче.

Число ходов червяка берут от 3 до 5 в целях получения большого к. п. д., который увеличивается с увеличением угла наклона витков червяка.

Соотношения основных элементов червячной передачи сведены в табл. 20 и 21.

Усилия, действующие на червяке и червячном колесе при передаче крутящего момента, представлены на фиг. 28.

Здесь P_1 есть усилие, действующее между зубьями, наклоненное под углом давления α к касательной к начальной окружности червяка. Сила P_2 лежит в плоскости, касательной к начальной окружности червяка, и вместе с тем она наклонена на угол θ к оси червяка; угол θ представляет собой наклон витков червяка к плоскости, перпендикулярной к его оси.

ТАБЛИЦА 20¹

Червяк

Наименование	Обозначения	Зависимость
Модуль, мм	m	$\frac{t}{\pi}$
Шаг, мм	t	$m \cdot \pi$
Ход винтовой линии	S	$t, 2t, 3t$ при одно-, двух- или трехходовом червяке
Число ходов	n	$\frac{S}{t}$
Диаметр начальной окружности, мм .	d_0	$\frac{S}{\operatorname{tg} \theta \cdot \pi}$
Наружный диаметр зубцов в средней плоскости червяка, мм	d_n	$d_0 + 2m \cdot \cos \alpha$
Высота ножки зуба, мм	h_1	$1,1666 m$
Высота головки зуба, мм	h_2	m
Угол подъема винтовой линии . . .		$\operatorname{tg} \theta = \frac{S}{d_0 \pi}$

¹ Передаточное число в червячной передаче выражается как: $i = \frac{Z}{n}$.

ТАБЛИЦА 21

Червячное колесо

Наименование	Обозначения	Зависимость
Модуль, мм	m	$\frac{t}{\pi}$
Шаг, мм	t	$m \cdot \pi; S, \frac{S}{2}, \frac{S}{3},$ если червяк одно-, двух- или трехходовой; S — ход винтовой линии
Число зубцов	Z	$\frac{D_0}{m}$
Диаметр начальной окружности, мм .	D_0	при $Z \geq 30: Z \cdot t \cdot 0,3183;$ $Z \cdot \frac{t}{\pi}; Z \cdot m$ при $Z < 30: Z \cdot t \cdot 0,29823 + 0,6366 t; Z \cdot m \cdot 0,937 + 2m$ (в среднем плоск. колеса)
Наружный диаметр зубцов в средней плоскости колеса, мм	D_n	$D_0 + 2m$
Высота ножки зуба, мм	h_1	$1,1666 m; 1,1666 \frac{t}{\pi}$
Высота головки зуба, мм	h_2	$m \cdot \frac{t}{\pi}$

Разлагая силу P_2 на две слагающие P^I и P'' , получим:

$$P^I = P_2 \cdot \sin \theta = P_1 \cos \alpha \cdot \sin \theta, \quad (125)$$

$$P'' = P_2 \cdot \cos \theta = P_1 \cdot \cos \alpha \cdot \cos \theta. \quad (126)$$

Кроме указанных усилий, между зубьями червяка и шестерни действует еще сила трения F , равная:

$$F = P_1 \cdot \mu, \quad (127)$$

где μ — коэффициент трения.

Сила F , в свою очередь, дает две слагающие:

$$F' = F \cdot \cos \theta = P_1 \mu \cdot \cos \theta, \quad (128)$$

$$F'' = F \cdot \sin \theta = P_1 \cdot \mu \cdot \sin \theta. \quad (129)$$

Окончательно окружное усилие P на шестерне найдется, как:

$$P = F' - F'' = P_1 (\cos \alpha \cdot \cos \theta - \mu \cdot \sin \theta), \quad (130)$$

и осевое усилие R равно:

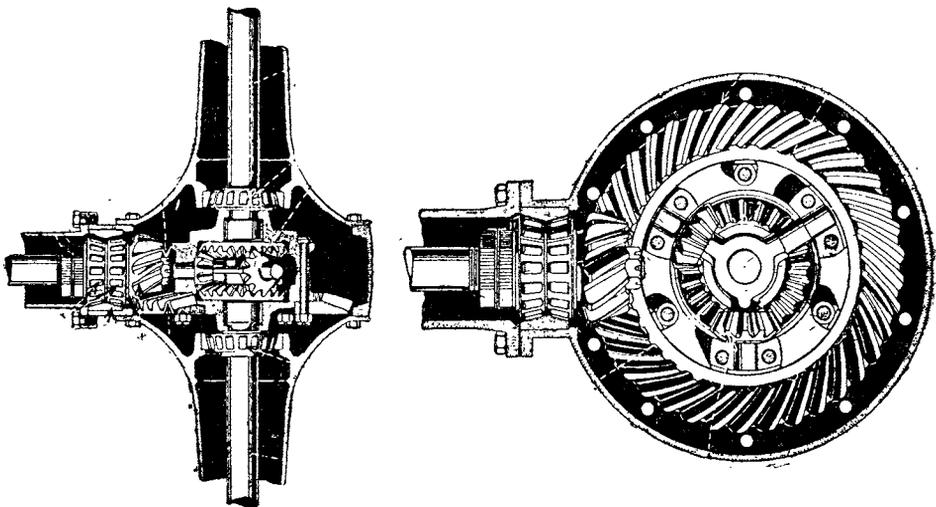
$$R = P' + F'' = R_1 \cdot (\cos \alpha \cdot \sin \theta + \mu \cdot \cos \theta). \quad (131)$$

Зная крутящий момент на червячном колесе и имея основные размеры червячной передачи, можно по уравнению (130) определить окружное усилие P и далее, пользуясь формулой Левиса (34), подсчитать напряжения в зубьях шестерни и нитках червяка. При выборе длины нитки, подставляемой в формулу, можно брать в качестве первого приближения ширину червячного колеса с учетом угла θ ; более правильный выбор чрезвычайно затруднителен, так как нитка в действительности не имеет определенной рабочей длины в смысле работы ее на изгиб, как это имеет место в нормальных шестернях.

Расчет двойной передачи не приводится, так как он ничем не отличается от расчета шестерен в коробке и в главной передаче.

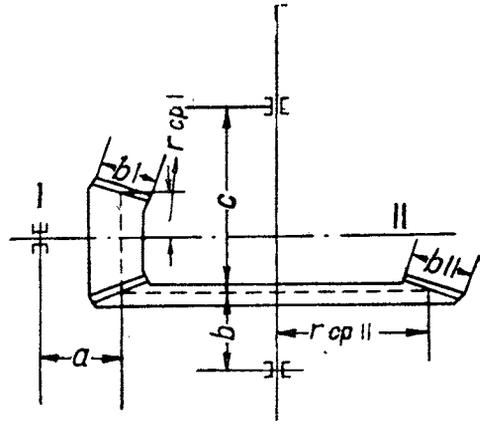
5. ГЛАВНАЯ ПЕРЕДАЧА ФОРДА

Конструкция главной передачи представлена на фиг. 21 и 29. Крутящий момент от карданного вала передается на полуоси обычным порядком через ведущую и ведомую шестерни, коробку дифференциала, сателлиты и полуосевые шестерни. Осевые и радиальные усилия в главной пе-



Фиг. 29.

редаче воспринимаются от ведущей шестерни двумя коническими роликовыми подшипниками, укрепленными в центральной части кожуха заднего моста, и от ведомой — такими же подшипниками, расположенными по одному с каждой стороны коробки дифференциала и укрепленными в чулках полуосей. Кроме усилий, возникающих в главной передаче, подшипники коробки дифференциала служат также и для восприятия осевых (боковых) усилий, появляющихся в полуосях при повороте и заносе автомобиля. Шестерни главной передачи выполнены со спиральным зубом (угол наклона спирали $\theta = 30^\circ$) при передаточном числе $i_o = 3,78$. Размеры ведущей и ведомой шестерен главной передачи и основные параметры их приведены на фиг. 30.



Фиг. 30.

Ведущая шестерня I Ведомая шестерня II

$Z_I = 9$	$Z_{II} = 34$
$r_{сп I} = 26,4 \text{ мм}$	$r_{сп II} = 100 \text{ мм}$
$b_I = 30 \text{ мм}$	$b_{II} = 28 \text{ мм}$
$a = 38 \text{ мм}$	$b = 35 \text{ мм}$
Питч $p = 5$	$e = 105 \text{ мм}$

Шестерня I имеет на всех передачах, кроме заднего хода, правое вращение и левую спираль, шестерня II — левое вращение, правую спираль.

Модуль найдется по (32):

$$m = \frac{25,4}{P} = \frac{25,4}{5} = 5,08 \text{ мм}$$

и

$$\operatorname{tg} \beta = \frac{Z_I}{Z_{II}} = \frac{9}{34} = 0,265. \quad (132)$$

Окружное усилие между зубьями ведущей и ведомой шестерен определится по выражению:

$$P = \frac{M_{кр}}{r} = \frac{M_m \cdot i_k^{\max}}{r} = \frac{1720 \cdot 4}{2,64} = 2600 \text{ кг.}$$

Коэффициент β , необходимый для пользования формулой Левиса, найдется для спиральных шестерен по фиктивному числу зубьев (35):

$$Z'_I = \frac{Z_I}{\cos \theta} = \frac{9}{0,866} \approx 10,$$

для которого по табл. 5 имеем:

$$\beta = 0,0645.$$

Напряжение изгиба по Левису:

$$K_{из} = \frac{P}{m \pi b \cdot \beta} = \frac{2600}{0,508 \cdot \pi \cdot 3 \cdot 0,0645} = 8450 \text{ кг/см}^2.$$

Результаты подсчетов на других передачах и сопоставление их с сопротивлением на разрыв сведены в табл. 22.

Материал шестерен — хромованадиевая сталь марки „А“, имеющая следующие свойства.

Химический состав:

C	Mn	Si	Cr	Va	S_{\max}	P_{\max}
0,2—0,24	0,6—0,75	0,1—0,15	0,65—0,8	0,12—0,15	0,04	0,03

Термическая обработка:

нормализация	900—925° Ц,
цементация при	955° Ц,
охлаждение в печи	—
нагрев в цианистой ванне	900° Ц,
закалка в масле	—
отпуск на	205—220° Ц.

Механические качества:

предел упругости	9300 кг/см ²
сопротивление разрыву	9800 "
удлинение	9 ⁰ / ₀
твердость по Роквеллу	58—65.

ТАБЛИЦА 22

	Рабочее напряжение $K_{из}$ кг/см ²	Сопротивление разрыву $K_{вр}$ кг/см ²	Запас прочности S
Задний ход	8 450	9 800	1,16
I передача	6 580	9 800	1,49
II "	3 930	9 800	2,5
III "	2 110	9 800	4,65

6. ДИФФЕРЕНЦИАЛ

Назначение дифференциала, как известно, заключается в том, чтобы, всегда распределяя получаемый в главной передаче крутящий момент, а следовательно, и тяговое усилие поровну между полуосями, дать им возможность вращаться с разными скоростями при поворотах и на неровной дороге.

Равномерное распределение усилия между полуосевыми шестернями достигается тем, что каждый сателлит представляет собой равноплечий рычаг (фиг. 31) и независимо от того, вращается ли он вокруг своей оси или нет, окружные усилия на нем с обеих сторон всегда будут одинаковы и равны:

$$P = \frac{M_c}{2 \cdot r_c}, \quad (133)$$

где P — окружное усилие между сателлитом и полуосевыми шестернями; M_c — крутящий момент коробки дифференциала, разделенный на число са-

теллитов, r_c — расстояние от оси коробки до точки приложения окружного усилия P (фиг. 31).

По форме сателлитовой шестерни дифференциалы разделяются на: 1) конические и 2) цилиндрические.

Дифференциалы с цилиндрическими сателлитами в последнее время почти совсем вышли из употребления вследствие громоздкости такой конструкции; поэтому в дальнейшем остановимся только на коническом дифференциале, тем более, что расчет того и другого типа совершенно аналогичен.

Сателлиты и полуосевые шестерни рассчитываются или по обычной формуле для расчета зубьев (33), или же более точно по формуле Левиса (34).

Усилие P определяется выражением:

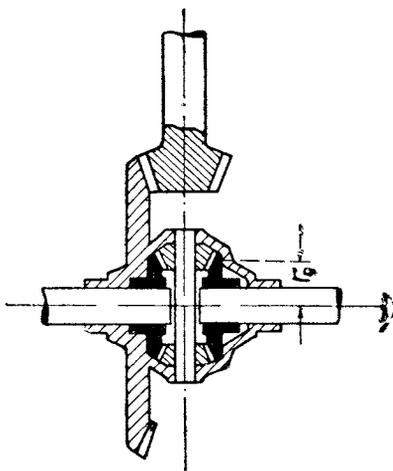
$$P = \frac{M_m \cdot i_{\text{к}}^{\text{max}} \cdot i_o}{r_c \cdot 2 \cdot z}, \quad (134)$$

где: M_m — максимальный крутящий момент двигателя,
 $i_{\text{к}}^{\text{max}}$ — наибольшее передаточное число в коробке передач,
 i_o — передаточное число в главной передаче,
 r_c — средний радиус начальной окружности сателлита,
 z — число сателлитов.

В конических дифференциалах обычно $z = 2 \div 4$. Вследствие того, что здесь в зацеплении участвует минимум $2 \cdot z$ зубьев, в применении косо́го зуба нет необходимости и как сателлиты, так и полуосевые шестерни всегда выполняются прямозубчатыми.

Что касается расчета на износ, то для сателлитовых и полуосевых шестерен он не производится по следующим соображениям: относительное движение сателлитов по полуосевым шестерням совершается в виде небольшого покачивания их, да и то не всегда: наибольшей величины окружная скорость может достигнуть лишь тогда, когда одно колесо совсем перестанет вращаться. Однако ожидать, что в этот момент крутящий момент, а следовательно, и напряжение будут максимальными — не приходится.

Для уменьшения трения и износа в сателлиты иногда запрессовывают бронзовые втулки. В этом случае следует проверить их на смятие от усилия $2P$, определяемого выражением (134).



Фиг. 31.

7. ДИФФЕРЕНЦИАЛ ФОРДА

Конструкция дифференциала дана на фиг. 21 и 29.

Дифференциал обычный конический, с тремя прямозубчатыми сателлитами, сидящими на крестовине, которая, кроме того, служит также и для передачи осевых усилий, действующих по полуосям, на подшипники коробки.

Размеры сателлита и полуосевой шестерни представлены на фиг. 32. Усилие, приходящееся на зуб сателлита и полуосевой шестерни, найдется по выражению (134);

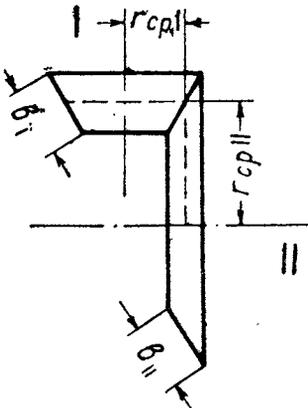
$$P = \frac{M_m \cdot i_{\text{к}}^{\text{max}} \cdot i_o}{r_c \cdot 2 \cdot z} = \frac{17,2 \cdot 4 \cdot 3,78}{0,038 \cdot 2 \cdot 3} = 1140 \text{ кг.}$$

ТАБЛИЦА 23

	Окружное усилие P кг	Рабочее напряжение $K_{\text{из}}$ кг/см ²	Временное сопротивление $K_{\text{вр}}$ кг/см ²	Запас прочности S
Задний ход	1140	8100	> 8100	> 1
I передача	890	6320	> 8100	> 1,28
II "	530	3770	> 8100	> 2,15
III "	885	2020	> 8100	> 3,98

Напряжение изгиба по Левису получится:

$$K_{\text{из}} = \frac{P}{m \cdot \pi \cdot b \cdot \beta} = \frac{1140}{0,318 \cdot 3,14 \cdot 1,8 \cdot 0,0783} = 8100 \text{ кг/см}^2.$$



Фиг. 32.

Сателлит $Z_I = 12$
 Полуосевая шестерня II $Z_{II} = 24$
 $r_{\text{срI}} = 20,75 \text{ мм}$ $r_{\text{срII}} = 37,25 \text{ мм}$
 $b_I = 18 \text{ мм}$ $b_{II} = 16,5 \text{ мм}$
 Штыч $p = 8$

Напряжение при работе на других передачах и запасы прочности даны в табл. 23.

Для полуосей и откованных с ними за одно целое полуосевых шестерен в качестве материала применяется сталь марки „ЕЕЕ“ (или „ЕЕ“), все необходимые сведения о которой приведены ниже при рассмотрении полуосей.

Что касается материала сателлитов, то, не имея прямых сведений, можно из соображений равномерности износа¹ предполагать, что он такой же, как и для полуосевых шестерен, т. е. сталь „ЕЕЕ“.

8. ПОЛУСОСИ

Ведущее колесо подвержено действию следующих усилий и моментов:

- 1) реакции от веса автомобиля, приходящегося на данное колесо;
- 2) реакции от окружного усилия, т. е. тяговому или тормозному усилию;
- 3) реакции от центробежной силы на поворотах, т. е. боковому усилию¹;
- 4) крутящему моменту, сообщаемому полуосью.

В зависимости от того, какие из этих усилий воспринимаются полуосью, конструкции последних разделяются на три основных группы:

¹ Боковое усилие может также появиться и вследствие неровностей дороги.

- а) неразгруженные полуоси,
- б) полуразгруженные,
- в) разгруженные.

Очевидно, для расчета той или иной конструкции полуосей необходимо знать, каковы максимальные значения вышеуказанных усилий и моментов.

Вопрос этот будет рассмотрен в предположении наличия дифференциала.

РЕАКЦИЯ ОТ ВЕСА

Если вес, приходящийся на ведущие колеса, обозначить через $2G_2$, то при прямолинейном движении и при отсутствии бокового уклона дороги реакция на одно колесо будет равна G_2 .

Возникающая при повороте центробежная сила переносит часть веса с внутреннего, по отношению к центру поворота, колеса на колесо наружное. В пределе вес $2G_2$ передается на одно колесо. Очевидно, это явление будет иметь место только при опрокидывании автомобиля, и поэтому принято расчет вести на величину G_2 .

РЕАКЦИЯ ОТ ОКРУЖНОГО УСИЛИЯ

Реакция от окружного усилия может выражаться в виде тягового или тормозного усилия; в общем виде обозначим ее через Q .

А. Тяговое усилие

При наличии дифференциала тяговое усилие всегда распределяется поровну между колесами. Тогда максимальное усилие на колесе равно:

$$P = \frac{M_m \cdot i_{\kappa}^{\max} \cdot i_0}{2 \cdot r_{\kappa}}, \quad (135)$$

где P_{κ} — тяговое усилие на колесе,

M_m — максимальный крутящий момент двигателя,

i_{κ}^{\max} — наибольшее передаточное число в коробке,

i_0 — передаточное число в главной передаче,

r_{κ} — радиус колеса с учетом деформации шины.

Б. Тормозное усилие

Максимально возможное, без движения „юзом“, тормозное усилие на колесо не должно превышать силы сцепления:

$$F_T \leq G_2 \cdot \varphi, \quad (136)$$

где F_T — тормозное усилие на колесе,

φ — коэффициент сцепления.

Конечно, это уравнение предполагает, что тормоза правильно отрегулированы, и тормозное усилие поровну распределяется уравнителем между колесами.

В современных автомобилях величина P_{κ} , определяемая выражением (135), получается довольно близкой к силе сцепления на нормальной дороге; если же при больших передаточных числах усилие P_{κ} и окажется больше силы сцепления, то машина будет буксовать, и излишек тягового усилия все равно не сможет быть реализован. Исходя из этого, безразлично, вести ли расчет на тяговое или тормозное усилие, поскольку максимальное их значение определяется силой сцепления.

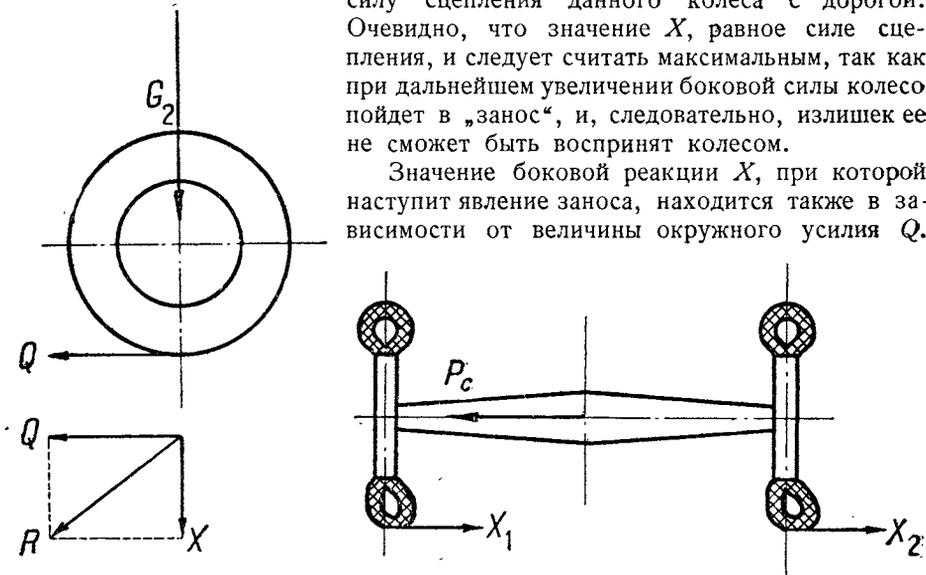
РЕАКЦИЯ ОТ ЦЕНТРОБЕЖНОЙ СИЛЫ — БОКОВОЕ УСИЛИЕ

Появляющаяся при движении по кривой центробежная сила P_c вызовет со стороны дороги горизонтальные реакции X_1 и X_2 (фиг. 33).

При этом реакции X_1 и X_2 в общем случае не равны между собой, ибо каждая из них зависит от веса, приходящегося на данное колесо, изменяющегося на поворотах из-за бокового уклона пути, а также и от сцепления колес с дорогой, которое часто становится различным; поэтому в дальнейшем боковую реакцию на одном колесе в общем виде обозначим через X .

Под влиянием составляющей центробежной силы, приходящейся на данное колесо, последнее будет стремиться двигаться вбок, причем это стремление сможет осуществиться лишь тогда, когда составляющая P_c превысит силу сцепления данного колеса с дорогой. Очевидно, что значение X , равное силе сцепления, и следует считать максимальным, так как при дальнейшем увеличении боковой силы колесо пойдет в „занос“, и, следовательно, излишек ее не сможет быть воспринят колесом.

Значение боковой реакции X , при которой наступит явление заноса, находится также в зависимости от величины окружного усилия Q .



Фиг. 33.

Действительно, колесо, находящееся под действием окружного усилия Q и бокового усилия X , до тех пор не будет скользить вбок, пока равнодействующая этих сил не превысит силы сцепления $G_2 \cdot \varphi^1$ (фиг. 33), т. е.:

$$G_2 \cdot \varphi \geq R, \quad (137)$$

или, возводя в квадрат:

$$G_2^2 \cdot \varphi^2 \geq R^2 = Q^2 + X^2, \quad (138)$$

откуда

$$X = \sqrt{G_2^2 \cdot \varphi^2 - Q^2}. \quad (139)$$

Анализ полученного выражения указывает на то, что свободно катящееся колесо, т. е. не нагруженное ни тяговым, ни тормозным усилием

¹ Величина коэффициента сцепления при боковом скольжении, согласно иностранным источникам, а также указаниям проф. Чулакова, колеблется между значением коэффициента сцепления, имеющимся при движении колеса в его плоскости, и 60 — 70% этого значения.

$Q = 0$), прежде чем начать скользить вбок, сможет выдержать боковую силу:

$$X = G_2 \cdot \varphi, \quad (140)$$

т. е. равную силе сцепления.

Выше, при рассмотрении максимальной реакции от веса было указано, что в пределе вся сила $2 \cdot G_2$ может передаваться одному колесу; тогда другое колесо совсем не будет нагружено весом и согласно уравнению (140) боковое усилие на этом колесе также будет отсутствовать. Ясно, что в этом случае все боковое усилие будет передаваться через наружное по отношению к центру поворота колесо, достигая при этом весьма значительной величины. Наоборот, чем больше окружное усилие Q , тем меньше боковая сила воспринимается колесом и полуосью; при торможении, например, максимальной тормозной силой, равной силе сцепления

$$F_T = Q = G_2 \cdot \varphi,$$

получим, что $X = 0$; т. е. даже ничтожное боковое усилие уже вызовет занос, и, следовательно, колесо в этом случае боковому усилию подвергаться не будет.

КРУТЯЩИЙ МОМЕНТ

Назначением полуосей является подведение крутящего момента, получаемого в главной передаче, к колесу. Поэтому полуоси всех конструкций, различаясь в зависимости от того, какие из вышерассмотренных трех родов усилий ими воспринимаются, все подвержены действию крутящего момента и должны быть на него рассчитаны.

Момент, получаемый от главной передачи, определяется выражением:

$$M_{кр} = M_m \cdot i_k^{max} \cdot i_0. \quad (141)$$

Здесь сохранены те же обозначения, что и в уравнении (134). Поскольку дифференциал всегда распределяет сообщаемый ему крутящий момент поровну между полуосями, каждая полуось, очевидно, должна быть рассчитана на половинный момент. В случае же возможности блокировки (выключения) дифференциала или отсутствия его расчет необходимо вести на полный крутящий момент.

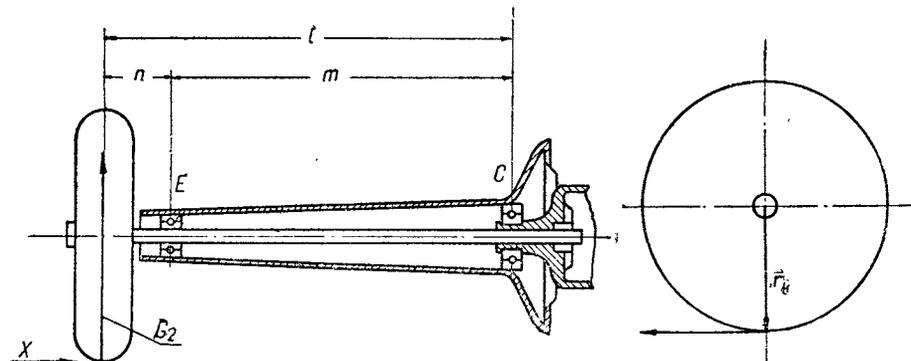
Неразгруженная полуось, а в случае наличия карданного тормоза и полуразгруженная и разгруженная полуоси подвергаются скручивающему тормозному моменту. Однако, отдельный расчет на этот момент вести не стоит, ибо максимальные значения крутящего и тормозного моментов примерно одинаковы.

А. Неразгруженные полуоси

Полуоси, которые, помимо $M_{кр}$, воспринимают изгиб от сил G_2 , Q и X , называются неразгруженными (фиг. 34).

Изгибающие моменты от сил G_2 и X лежат в вертикальной плоскости, а момент усилия Q — в горизонтальной. Однако, вести расчет на одновременное действие сил X и Q не следует, ибо максимальное боковое усилие X может получиться только при свободно катящемся колесе, т. е. при $Q = 0$ и, наоборот, лишь при отсутствии X окружное усилие Q может достигнуть своего наибольшего значения, равного силе сцепления. То обстоятельство, что изгибающий момент от бокового усилия получается в

той же плоскости, что и момент от веса (вертикальной), в то время как окружное усилие действует в горизонтальной плоскости, позволяет предполагать влияние боковой силы более опасным и, следовательно, расчет вести с учетом ее. Однако утверждать окончательно, что сумма моментов,

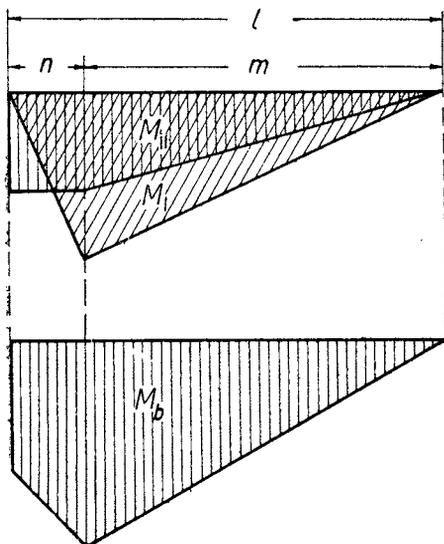


Фиг. 34.

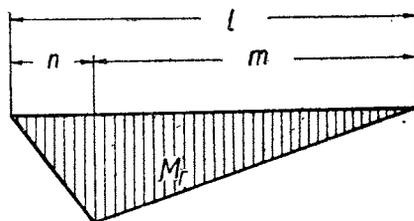
создаваемых силами G_2 и X , всегда будет больше суммы моментов G_2 и Q — нельзя, так как моменты от сил G_2 и X складываются только для внутреннего по отношению к центру поворота колеса, которое в этот момент разгружается центробежной силой; во внешнем же нагружающемся

колесе моменты от сил G_2 и X действуют в разные стороны. То или иное решение вопроса зависит в каждом конкретном случае от расположения подшипника относительно плоскости колеса, радиуса колеса и высоты центра тяжести автомобиля.

В данном случае расчет неразгруженных полуосей произведен с учетом боковой силы.



Фиг. 35.



Фиг. 36.

Вертикальная плоскость (фиг. 35)

Изгиб от веса:

$$M_1 = G_2 \cdot n. \quad (142)$$

Изгиб от бокового усилия:

$$M_{II} = X r_k = G_2 \cdot \varphi \cdot r_k. \quad (143)$$

Общий момент в вертикальной плоскости:

$$M_B = M_I + M_{II}. \quad (144)$$

Горизонтальная плоскость (фиг. 36)

$$\begin{aligned} \text{При } X &= G_2 \cdot \varphi, \\ Q &= 0 \end{aligned}$$

и следовательно:

$$M_I = 0. \quad (145)$$

Суммарный изгибающий момент:

$$M_{из} = \sqrt{M_B^2 + M_I^2} = M_B. \quad (146)$$

Результирующий момент на полуоси:

$$M_p = \sqrt{M_{из}^2 + M_{кр}^2}. \quad (147)$$

Поскольку все три основные конструкции полуосей работают в различных условиях, нагрузки на подшипники должны быть найдены для каждой конструкции в отдельности.

Подшипники неразгруженных полуосей (фиг. 34).
Подшипник *E*.

Вертикальная реакция от веса:

$$R'_E = G_2 \cdot \frac{l}{m}. \quad (148)$$

Вертикальная реакция от боковой силы:

$$R''_E = X \cdot \frac{r_k}{m}. \quad (149)$$

Направление силы *X* может быть таким, что вызываемая ею реакция R'_E сложится с R''_E .

Тогда полная вертикальная реакция:

$$R_E^B = R'_E + R''_E. \quad (150)$$

Горизонтальная реакция от окружного усилия отсутствует:

$$R_E^T = Q \cdot \frac{l}{m} = 0. \quad (151)$$

Результирующая радиальная реакция:

$$R_E^{рад} = \sqrt{(R_E^B)^2 + (R_E^T)^2} = R_E^B. \quad (152)$$

Подшипник *C*.

Выше, при рассмотрении нагрузок на подшипники главной передачи, для этого подшипника были уже определены:

$$\begin{aligned} &\text{радиальная реакция } R_c^{рад} \text{ и} \\ &\text{осевая } \quad \quad \quad \quad \quad R_c^{ос}. \end{aligned}$$

Очевидно, что вызываемые усилиями G_2 , X и Q реакции создадут еще дополнительные нагрузки на этот подшипник.

Вертикальная реакция от веса:

$$R'_c = G_2 \cdot \frac{n}{m}. \quad (153)$$

Вертикальная реакция от боковой силы:

$$R''_c = X \cdot \frac{r_k}{m}. \quad (154)$$

Дополнительная вертикальная реакция:

$$R^B_c = R'_c + R''_c. \quad (155)$$

Эту силу следует сложить с вертикальной реакцией P_c , найденной ранее при расчете подшипников главной передачи.

Тогда суммарная вертикальная реакция:

$$P^B_c = P_c + R^B_c. \quad (156)$$

Горизонтальная реакция от окружного усилия:

$$R^r_c = 0.$$

Горизонтальная реакция имеется лишь от усилий в главной передаче:

$$N^r_c = N_c. \quad (157)$$

Результирующая радиальная реакция:

$$R^{\text{рад}}_c = \sqrt{(P^B_c)^2 + (N^r_c)^2}. \quad (158)$$

Кроме того, как было выше установлено, подшипник C воспринимает еще и осевую силу:

$$R^{\text{ос}}_c = N''. \quad (159)$$

Б. Полуразгруженные полуоси

Полуоси, воспринимающие помимо $M_{\text{кр}}$ изгиб только от боковой силы X и, следовательно, избавленные от моментов сил G_2 и Q , называются полуразгруженными (фиг. 37).

Разгрузка полуоси от изгиба силами G_2 и Q достигается тем, что шариковый подшипник располагается в плоскости колеса.

Изгибающий момент от бокового усилия X :

$$M_{\text{из}} = X \cdot r_k. \quad (160)$$

Результирующий момент:

$$M_p = \sqrt{M_{\text{из}}^2 + M_{\text{кр}}^2}. \quad (161)$$

Часто шариковый подшипник в такой конструкции заменяют цилиндрическим роликовым вследствие лучшей сопротивляемости последнего перекоосу, вызываемому силой X . В этом случае деформация подшипника получается меньше и полуось считается на три четверти разгруженной (фиг. 21). Расчет такой конструкции ничем не отличается от вышеприведенного для полуразгруженной полуоси.

Подшипники полуразгруженных полуосей (фиг. 37).

Подшипник *E*.

Вследствие того, что подшипник здесь расположен в плоскости колеса, вертикальная реакция от веса будет как раз равна нагрузке, приходящейся на это колесо, т. е.:

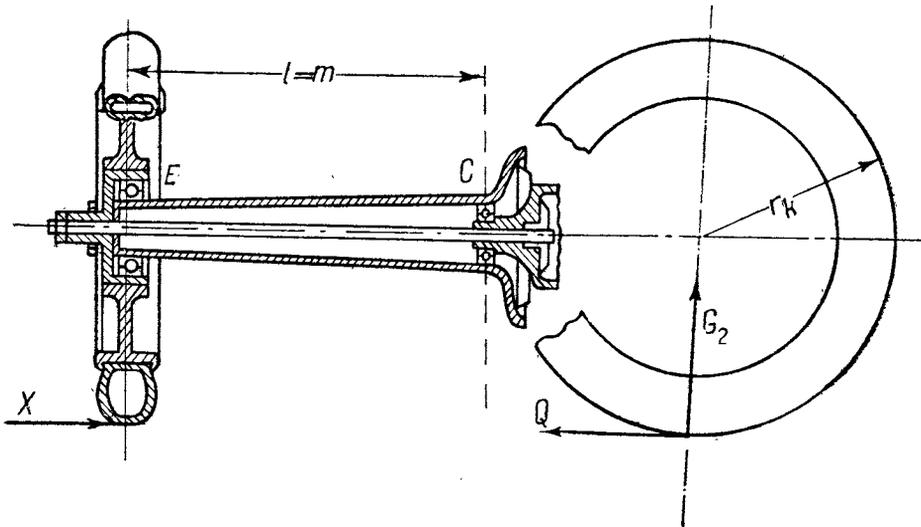
$$R'_E = G_2. \quad (162)$$

Вертикальная реакция от боковой силы:

$$R''_E = X \cdot \frac{r_k}{m}. \quad (163)$$

Полная вертикальная реакция:

$$R^B_E = R'_E + R''_E. \quad (164)$$



Фиг. 37.

Горизонтальная реакция от окружного усилия:

$$R^r_E = 0, \quad (165)$$

и результирующая радиальная реакция:

$$R^{p^d}_E = R^a_E. \quad (166)$$

Подшипник *C*.

Нагрузка G_2 целиком воспринимается подшипником *E*; поэтому полуось и подшипник *C* от действия ее освобождены, т. е.

$$R'_c = 0. \quad (167)$$

Вертикальная реакция от боковой силы:

$$R''_c = X \cdot \frac{r_k}{m}. \quad (168)$$

Учитывая же найденную при рассмотрении главной передачи реакцию P_c , определим суммарную вертикальную реакцию:

$$P_c^a = P_c + R_c'' \quad (169)$$

Горизонтальная реакция от окружного усилия:

$$R_c^r = 0, \quad (170)$$

и подшипник развивает только горизонтальную реакцию от усилий в главной передаче:

$$N_c^r = N_c. \quad (171)$$

Результирующая радиальная реакция:

$$R_c^{\text{рад}} = \sqrt{(P_c^a)^2 + (N_c^r)^2}. \quad (172)$$

В том случае, если подшипник C является упорным, он еще воспринимает осевую силу:

$$R_c^{oc} = N''. \quad (173)$$

Усилия $N_c^r = N_c$ и N'' были найдены ранее (105) и (106).

В. Разгруженные полуоси

Полуоси, передающие только крутящий момент и освобожденные от всех изгибающих моментов, называются разгруженными (фиг. 38). Разгрузка полуосей получается за счет того, что здесь колесо устанавливается на кожухе заднего моста на двух далеко расставленных шариковых или конических роликовых подшипниках, полностью воспринимающих как силы G_2 и Q , так и боковое усилие X .

Следовательно, в этом случае расчетным является передаваемый полуосью момент $M_{кр}$.

Установив расчетные моменты для всех трех основных конструкций полуосей, размеры их можно определить по следующим уравнениям: неразгруженные и полуразгруженные полуоси:

$$M_p = W_{из} \cdot K_{из} = 0,1d^3 \cdot K_{из}; \quad (174)$$

разгруженные полуоси:

$$M_{кр} = W_{кр} \cdot dK_{кр} = 0,2d^3 \cdot K_{кр}; \quad (175)$$

здесь $W_{из}$ — экваториальный момент сопротивления,

$W_{кр}$ — полярный.

Кроме того, полуоси необходимо проверять на скручивание по выражению:

$$\varphi^r = \frac{M_{кр} \cdot L}{G \cdot I_{кр}}, \quad (176)$$

где: L — длина полуоси,

G — модуль сдвига,

$I_{кр}$ — полярный момент инерции сечения полуоси.

Напряжения в полуосях обычно берутся в пределах от 3000 до 6000 кг/см².

Подшипники разгруженных полуосей (фиг. 38).

В этой конструкции вместо одного подшипника E_1 имеются две опоры E_1 и E_2 ; ввиду полной симметрии в их расположении относительно плоскости колеса рассмотрим усилия, приходящиеся только на одну из них — E_1 . Подшипник E_1 .

Вертикальная реакция от веса:

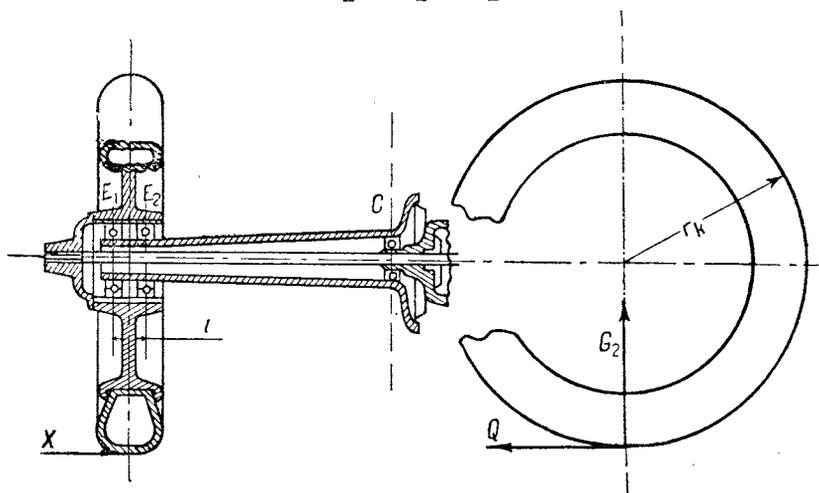
$$R'_E = \frac{G_2}{2}. \quad (177)$$

Вертикальная реакция от боковой силы:

$$R''_E = X \frac{r_k}{l}. \quad (178)$$

Полная вертикальная реакция:

$$R^B_E = R'_E + R''_E. \quad (179)$$



Фиг. 38.

Горизонтальная реакция от окружного усилия отсутствует:

$$R^r_E = 0. \quad (180)$$

Таким образом результирующая радиальная реакция равна:

$$R^{рад}_E = R^B_E. \quad (181)$$

Подшипник C .

Вследствие того, что все усилия воспринимаются подшипниками E_1 и E_2 и полуось является разгруженной, подшипник C будет только подвержен действию реакций, возникающих в главной передаче, т. е. $R^{рад}_c$ и $R^{ос}_c$ (см. на стр. 49 и 50).

9. ПОЛУОСИ ФОРДА

Конструкция полуосей видна на фиг. 21.

Полуосевые шестерни откованы за одно целое с полуосями, опирающимися наружными концами на витые роликовые подшипники. Благодаря этому полуоси являются три четверти разгруженными.

Размеры полуоси показаны на фиг. 39.

Полуось подвержена действию передаваемого крутящего момента $M_{кр}$ и боковой силы X ; реакции веса и окружного усилия полуосью не воспринимаются. Приспособления для блокировки не имеется, и поэтому в расчет должен быть принят только половинный крутящий момент, определяемый уравнением:

$$M_{кр} = \frac{M_m^{i_{max}} \cdot i_0}{2} = \frac{17,2 \cdot 4 \cdot 3,78}{2} = 130 \text{ кгм.} \quad (182)$$

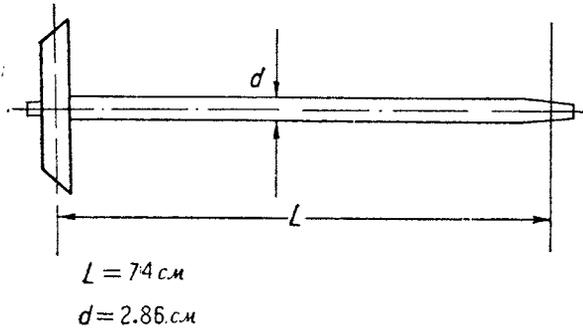
Вес, приходящийся на задние колеса Форда, полученный взвешиванием автомобиля:

$$2G_2 = 850 \text{ кг.}$$

Коэффициент сцепления может быть принят для баллонов:

$$\varphi = 0,55;$$

тогда максимальное значение боковой силы, приходящейся на одно колесо, найдется по выражению (140):



Фиг. 39.

$$X = G_2 \varphi = 425 \cdot 0,55 = 234 \text{ кг.}$$

Изгибающий момент от бокового усилия по (143):

$$M_{из} = X \cdot r_k = 234 \cdot 0,36 = 83,3 \text{ кгм.}$$

Результирующий момент по Ранкину:

$$M_p = \sqrt{M_{из}^2 + M_{кр}^2} = \sqrt{83,3^2 + 130^2} = 155 \text{ кгм.}$$

Результирующее напряжение в полуоси получится как:

$$K_p = \frac{M_n}{0,1d^3} = \frac{15\,500}{0,1 \cdot 2,86^3} = 6600 \text{ кг/см}^2. \quad (183)$$

Угол закручивания:

$$\varphi_r = \frac{M_{кр} L}{G \cdot 0,1 \cdot d^4} = \frac{13\,000 \cdot 74}{800\,000 \cdot 0,1 \cdot 2,86^4} = 0,18 \text{ радиан.}$$

Результаты подсчетов на других передачах и запасы прочности сведены в табл. 24.

Материалом для полуоси Форда служит сталь марки „ЕЕ“ или несколько более углеродистая — „ЕЕЕ“.

Все данные по марке „ЕЕ“ приведены были выше — при рассмотрении карданного вала Форда.

Сталь „ЕЕЕ“ характеризуется следующим образом.

Химический состав:

C	Mn	Si	S_{max}	P_{max}
0,40 — 0,45	0,70 — 0,9	0,07 — 0,15	0,05	0,04.

Горячая обработка этой стали почти ничем не отличается от вышеприведенного режима для стали „ЕЕ“; только лишь температуры ее нормализации и закалки несколько выше (900 и 820° Ц); кроме того, сталь „ЕЕЕ“ подвергается после отпуски холодной протяжке.

Механические качества:

предел упругости	7500 кг/см ²
сопротивление разрыву	8100
удлинение	15%
сжатие	50 „
твердость по Бринелю	255

ТАБЛИЦА 24

	Рабочее напряжение $K_{из}$ кг/см ²	Сопротивление разрыву $K_{вр}$ кг/см ²	Запас прочности S	Угол закручивания $\varphi^\circ = \varphi^r \frac{180}{\pi}$
Задний ход	6 600	> 8 100	> 1,23	10,0°
I передача	5 150	> 8 100	> 1,57	8,1°
II „	3 060	> 8 100	> 2,65	4,8°
III „	1 650	> 8 100	> 4,92	2,6°

10. ЗАДНИЙ МОСТ

Между кожухом заднего моста и рамой действуют те же усилия и моменты, которым подвержено ведущее колесо, т. е.:

- 1) реакция от нагрузки, приходящейся на задние колеса, — $2G_2$;
- 2) реакция от окружного усилия — Q (тяговое или тормозное усилие);
- 3) реакция от центробежной силы, а также боковые усилия на неровной дороге — X ;
- 4) скручивающий момент, возникающий вследствие реакции при передаче крутящего или тормозного моментов — $M_{скр}$.

Передача этих усилий (за исключением веса самого моста) от моста к раме осуществляется одним из четырех способов, сведенных в нижеприводимой табл. 25¹.

ТАБЛИЦА 25

	I способ	II способ	III способ	IV способ
Нагрузка на задние колеса	Рессоры	Рессоры	Рессоры	Рессоры
Тяговое (тормозное) усилие	„	„	Толкающие штанги	Карданная труба
Боковые усилия	„	„	Рессоры	Рессоры
Скручивающий момент	„	Скручивающие штанги	Скручивающие штанги	Карданная труба

¹ Таблица заимствована из книги проф. Чудакова, Устройство автомобиля.

В современном автомобилестроении наибольшим распространением пользуются первый и четвертый способы передачи усилий от заднего моста к раме; поэтому практический интерес представляет расчет заднего моста только для этих двух вариантов.

Нужно отметить, что приведенные расчеты сделаны в предположении статического действия усилий, что, конечно, далеко не соответствует действительности и вследствие этого полученные результаты носят только сравнительный характер. Расчет, отражающий динамическое взаимодействие моста и рамы, представляет значительные трудности и не может быть приведен в настоящем труде.

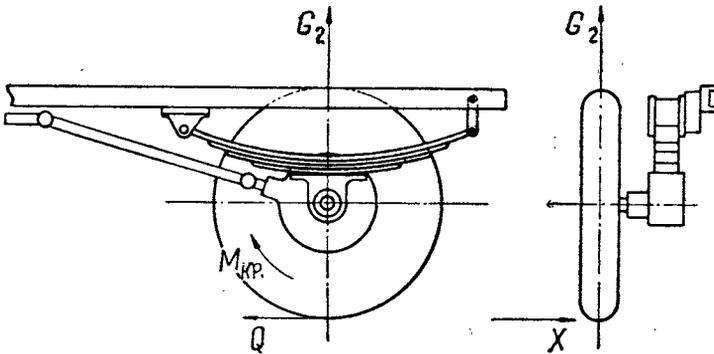
1 ВАРИАНТ

Все усилия передаются рессорами (фиг. 40).

Вертикальная плоскость

Действует нагрузка на задние колеса $2G_2$, слагающаяся из:

- нагрузки, приходящейся на заднюю ось $2G'_2$;
- веса самого моста со всеми механизмами и без колес — G_0 (фиг. 41).



Фиг. 40.

а) Усилие $2G'_2$, распределяясь поровну между задними рессорами, дает эпюру изгибающих моментов, постоянных и максимальных, по длине моста l_0 между ними ¹ и равных:

$$M_I = G'_2 l, \quad (184)$$

где l — расстояние колеса до рессоры.

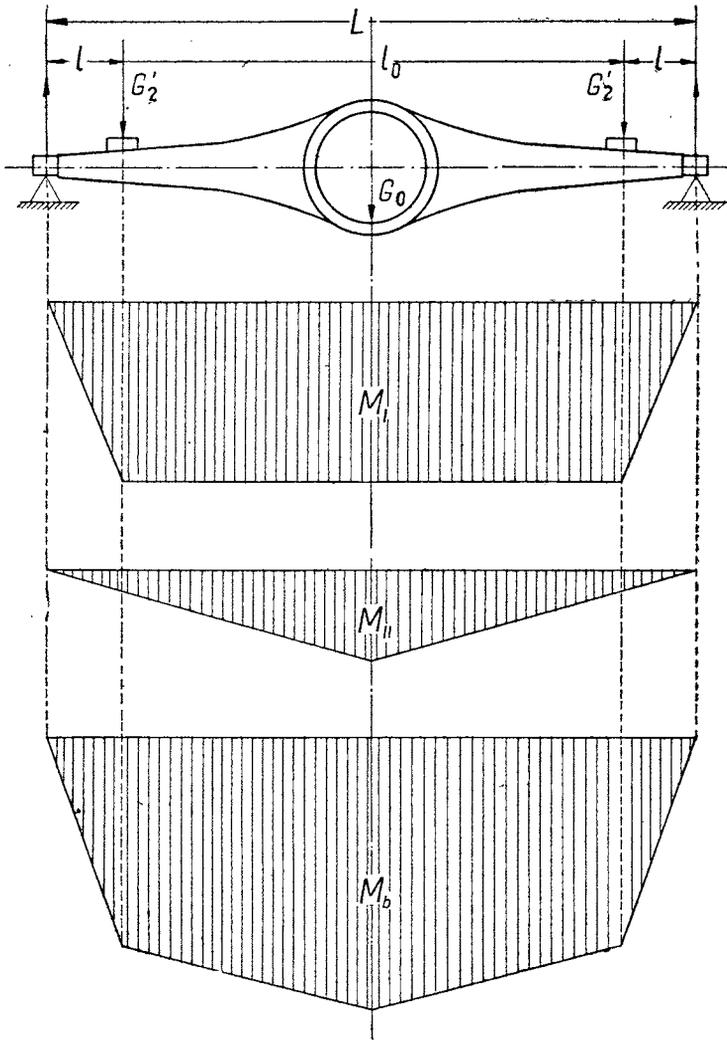
б) Вес заднего моста без колес G_0 , составляющий, примерно, 50% от полного веса моста с колесами, вызывает опасный момент в средней плоскости:

$$M_{II} = \frac{G_0 L}{4}. \quad (185)$$

Полный максимальный момент в вертикальной плоскости получается в середине моста и равен:

$$M_B = M_I + M_{II}. \quad (186)$$

¹ Если вместо двух продольных рессор применена поперечная рессора, то под l_0 подразумевается расстояние между точками ее крепления к мосту.



Фиг. 41.

Горизонтальная плоскость

Действует окружное усилие (тяговое или тормозное) (фиг. 42).
 Максимальное тяговое усилие на колеса выше уже было определено, как:

$$P_k = \frac{M_m \cdot i^{\max} \cdot i_0}{2r_k}.$$

Максимально возможное, при условии правильного качения, тормозное усилие на колесо не должно превышать силы сцепления:

$$F_T \leq G_2 \cdot \varphi.$$

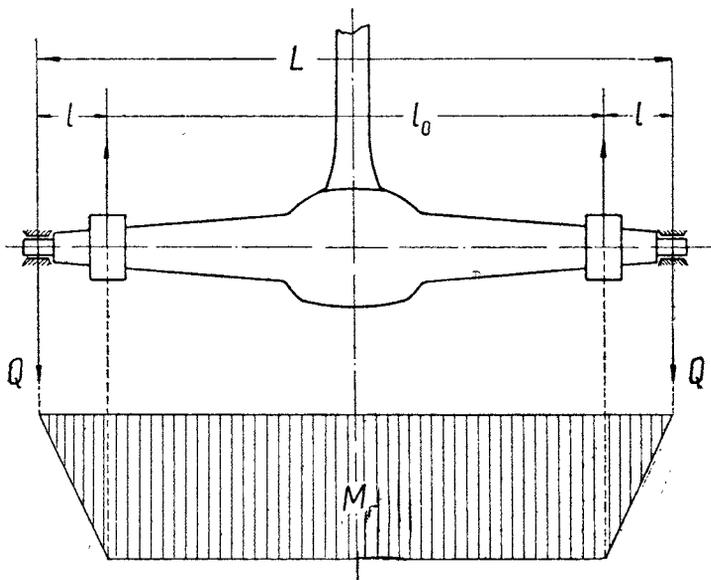
Реакции от окружного усилия Q , т. е. P_k или F_T , будучи приложены к плоскости колес, создают максимальный изгибающий момент на длине моста l_0 между рессорами (фиг. 42), равный:

$$M_r = Q \cdot l. \quad (187)$$

Тогда суммарный изгибающий момент для опасного сечения в середине моста найдется как геометрическая сумма моментов вертикальной и горизонтальной плоскостей:

$$M_{из} = \sqrt{M_B^2 + M_r^2}. \quad (188)$$

Выше, при рассмотрении усилий, действующих между колесом и дорогой, уже отмечалось, что величина Q практически мало изменяется от того,



Фиг. 42.

подразумевается ли под ней максимальное тяговое усилие P_k или максимальное тормозное усилие F_T , ибо тому и другому ставит предел сила сцепления. С этой точки зрения безразлично, на какое из этих усилий вести расчет. Но возникающие при передаче толкающего или тормозного усилия скручивающие моменты, практически равные по величине, будут отличны друг от друга по характеру протекания, что, конечно, найдет свое отражение при расчете заднего моста.

I. Передается крутящий момент (толкающее усилие).

Вследствие реакции в шестернях главной передачи при передаче крутящего момента возникает скручивающий момент, равный и обратно направленный первому; этот момент, передаваясь через подшипники карданного вала к кожуху заднего моста, нагрузит его на всей длине между рессорами, которыми он и воспримется (фиг. 43).

Таким образом участок l_0 будет подвержен:

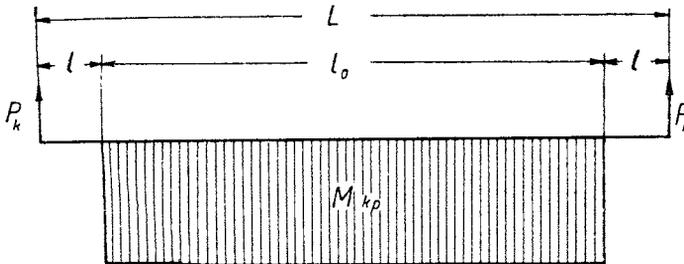
1) суммарному изгибающему моменту $M_{из}$, достигающему максимальной величины в середине моста (188) и

2) скручивающему моменту:

$$M_{кр} = \frac{M_m \cdot i_k^{max} \cdot i_0}{2},$$

распределенному равномерно по всему участку l_0 . Определяя по Ранкину результирующий момент на длине между рессорами, получим:

$$M_p = \sqrt{M_{из}^2 + M_{кр}^2}. \quad (189)$$



Фиг. 43.

II. Передается тормозной момент (тормозное усилие).

При наличии тормозного усилия F_T , определяемого выражением (136), не превышающего силы сцепления, колеса, продолжая вращаться, будут стремиться увлечь за собой прижатые к ним колодки, жестко укрепленные на кожухе заднего моста (фиг. 44).

Вследствие этого на кожухе возникает скручивающий тормозной момент, равный:

$$M_T = F_T r_k \cdot \varphi = G_2 \varphi \cdot r_k. \quad (190)$$

Этот момент действует на участках l между колесом и рессорой, которыми он воспринимается (фиг. 45).

Следовательно, здесь участки l должны быть рассчитаны на:

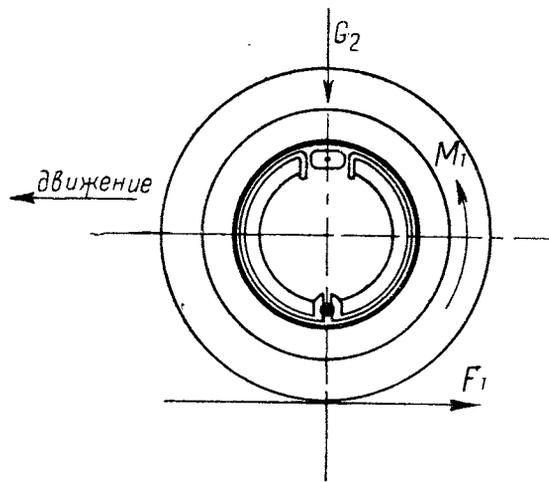
1) суммарный изгибающий момент $M_{из}$, взятый в сечении рессоры;

2) скручивающий момент M_T , остающийся постоянным на отрезке l .

Результирующий момент в сечении рессор найдется из:

$$M_p = \sqrt{M_{из}^2 + M_T^2}. \quad (191)$$

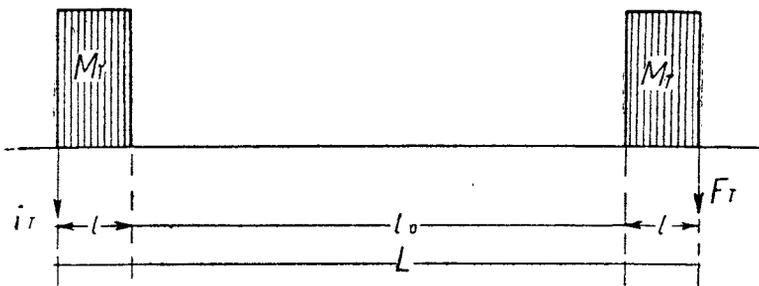
Установив расчетные моменты для соответствующих участков кожуха заднего



Фиг. 44.

моста, размеры его могут быть определены по обычной формуле расчета на изгиб:

$$W_{из} = \frac{M_p}{k_p}, \quad (192)$$



Фиг. 45.

где $W_{из}$ — экваториальный момент сопротивления полого сечения кожуха моста, равный:

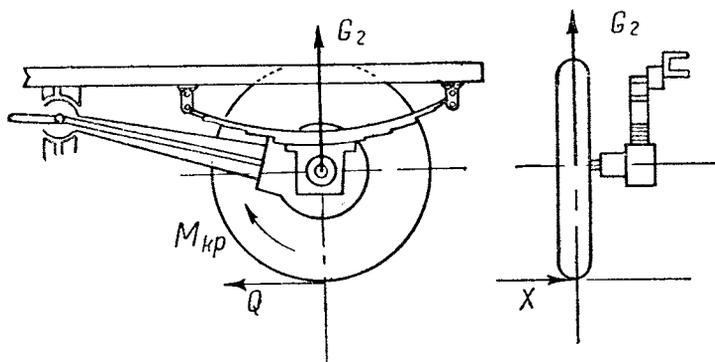
$$W_{из} = 0,1 \frac{D^4 - d^4}{D}, \quad (193)$$

где:

D — наружный диаметр сечения и
 d — внутренний " " "

II ВАРИАНТ

Нагрузка на задние колеса и боковые усилия передаются рессорами;



Фиг. 46.

толкающие (тормозные) усилия и скручивающий момент передаются карданной трубой (фиг. 46).

Вертикальная плоскость

Действуют усилия:

- нагрузка, приходящаяся на заднюю ось, $2G_2'$ и
- вес самого моста G_0 .

Эпюра изгибающих моментов, очевидно, останется той же, что и в первом варианте, и, следовательно, максимальный момент поперечному получится в середине моста:

$$M_B = M_I + M_D.$$

Горизонтальная плоскость

Действует толкающее или тормозное усилие G (фиг. 47). В этом случае эпюра изгибающих моментов дает наибольший момент на длине фланца соединения карданной трубы с кожухом моста:

$$M_r = Q \frac{L^2}{2}. \quad (194)$$

Суммарный изгибающий момент, для опасного сечения в середине моста найдется из:

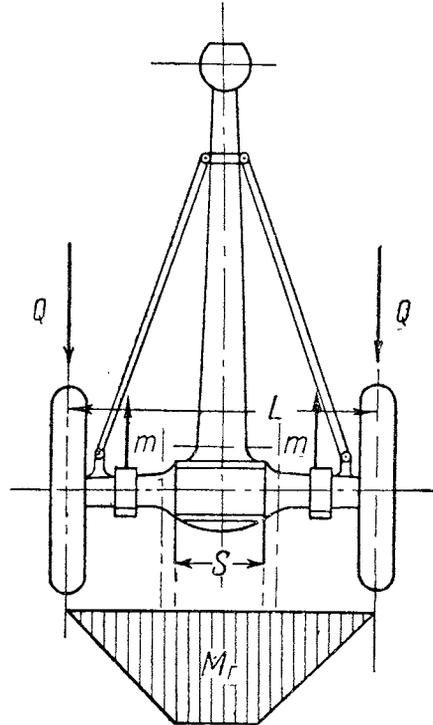
$$M_{из} = \sqrt{M_B^2 + M_r^2}. \quad (195)$$

Скручивающий момент, возникающий при передаче тягового усилия в средней части моста, тут же и воспримется карданной трубой (фиг. 48): величина момента определяется выражением (182). Наоборот, получающийся при торможении скручивающий момент, возникая у колодок, распространяется по всей длине моста до воспринимающей его трубы (фиг. 49).

Значение тормозного момента было дано в уравнении (190).

Результирующий момент определяется для опасного сечения в середине моста выражением (191).

Изгибающий момент в горизонтальной плоскости при этом варианте вследствие значительной величины L вызывает в сечениях крепления карданной трубы высокие напряжения; кроме того, если по каким-нибудь причинам (неодинаковая дорога, неправильная регулировка тормозов) тормозные усилия на задних колесах окажутся различны, то сама труба нагрузится большим изгибающим моментом в сечении $m - m$ (фиг. 47). Поэтому большинство фирм, применяющих передачу толкающих и скручивающих усилий карданной трубой, для разгрузки сечения $m - m$ последней, а также заднего моста от этих сил, ставит специальные тяги, воспринимающие часть нагрузки на себя и передающие их к раме или к той же трубе, но уже в другом



Фиг. 47.

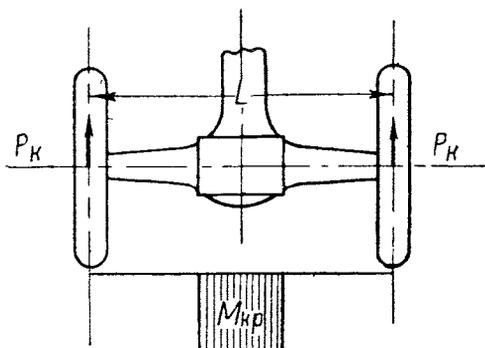
¹ Точнее брать вместо $\frac{L}{2} - \frac{L-S}{2}$.

сечении. Поскольку в этом случае задача становится статически неопределимой, дать теоретически правильное решение нельзя.

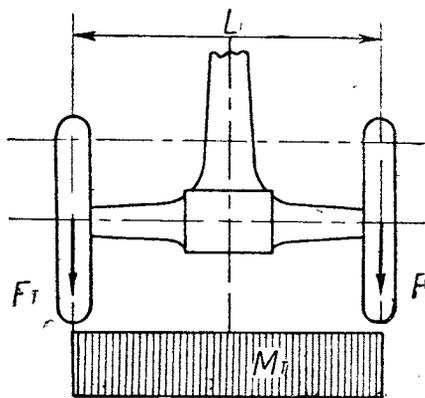
Как первое приближение, представляется возможным считать и карданную трубу, и тяги работающими самостоятельно на полное передаваемое усилие. В этом случае допускаемые напряжения можно брать выше.

В приведенном расчете заднего моста, в отличие от полуосей, боковое усилие во внимание не принималось, так как расчет велся на максимальное окружное усилие, определяемое силой сцепления, при котором даже бесконечно малое боковое усилие уже вызывает скольжение колес вместе с мостом и рамой вбок и, следовательно, никакого усилия между ними не создает.

Размеры или напряжения в кожухе моста найдутся по выражению (192). Момент сопротивления $W_{из}$ здесь следует брать не в средней части моста,



Фиг. 48.



Фиг. 49.

а в том сечении, где кожух начинает резко расширяться для помещения в нем главной передачи, или же в сечении под рессорой.

При этом получится, конечно, некоторое несоответствие, так как результирующий момент был найден для средней части, но это сечение кожуха значительно больше вышеуказанного, в то время как результирующие моменты в них мало отличаются друг от друга.

Допускаемая здесь ошибка приводит к повышению надежности расчета.

Материалом для кожухов задних мостов служит обычно сталь с небольшим содержанием углерода.

Допускаемые напряжения в зависимости от того, применяется ли литая или ковкая сталь, лежат в пределах $600 \rightarrow 1000 \text{ кг/см}^2$.

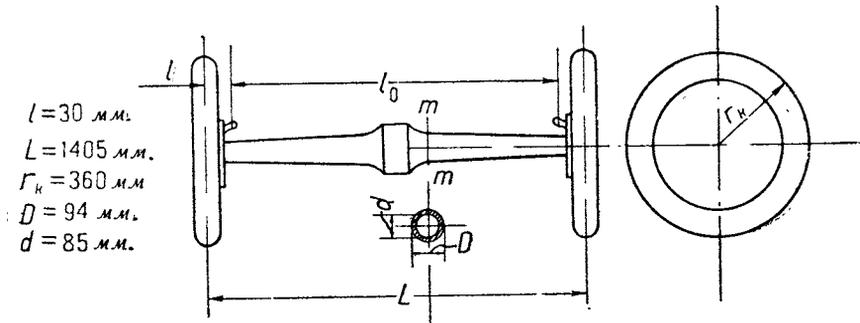
11. ЗАДНИЙ МОСТ ФОРДА

Общий вид кожуха заднего моста представлен был выше на фиг. 2. Кожух выполнен разъемным в вертикальной плоскости. К центральной части кожуха привертываются на болтах раструбы, к которым приварены чулки полуосей.

К наружным концам чулков приварены ступицы, несущие на себе шаровой шарнир рессорной подвески и привод тормозов.

Передача толкающих и тормозных усилий осуществляется при помощи карданной трубы и упорных тяг.

Схема кожуха моста с основными размерами показана на фиг. 50.



Фиг. 50.

Вертикальная плоскость

Действуют усилия:

а) нагрузка, приходящаяся на заднюю ось $2G'_2$,

б) вес самого моста G_0 .

К сожалению, точные значения $2G'_2$ и G_0 определить не удастся, но приближенно можно принять, что вес моста составляет для Форда А., примерно, 20% от полного веса автомобиля G_a .

Тогда найдем:

$$G_0 = 0,20 \cdot 1430 = 286 \text{ кг}$$

и

$$2G'_2 = 2G_2 - G_0 = 850 - 286 = 564 \text{ кг.}$$

Максимальный изгибающий момент от нагрузки $2G'_2$ по (184):

$$M_I = G'_2 \cdot l = 282 \cdot 0,09 = 25,4 \text{ кгм.}$$

Наибольший момент от веса G_0 по (185).

$$M_{II} = \frac{G_0 \cdot L}{4} = \frac{286 \cdot 1,405}{4} = 100 \text{ кгм.}$$

Полный момент в вертикальной плоскости по (186):

$$M_B = M_I + M_{II} = 25 + 100 = 125 \text{ кгм.}$$

Горизонтальная плоскость

Действует окружное усилие (тяговое или тормозное), максимальное значение которого на одном колесе определяется силой сцепления, т. е.:

$$Q = G_2 \cdot \varphi = 425 \cdot 0,55 = 234 \text{ кг.}$$

Наибольший изгибающий момент по уравнению (194):

$$M_r = \frac{Q \cdot L}{2} = \frac{234 \cdot 1,405}{2} = 164 \text{ кгм.}$$

Суммарный изгибающий момент в опасном сечении (195):

$$M_{из} = \sqrt{M_B^2 + M_r^2} = \sqrt{125^2 + 164^2} = 206 \text{ кгм.}$$

Скручивающий момент, возникающий при торможении по всей длине моста (190):

$$M_T = G_2 \cdot \varphi \cdot r_{TK} = 425 \cdot 0,55 \cdot 0,36 = 84,5 \text{ кгм.}$$

Результирующий момент для опасного сечения в середине моста, по Ранкину:

$$M_p = \sqrt{M_{из}^2 + M_T^2} = \sqrt{206^2 + 845^2} = 222 \text{ кгм.}$$

Момент сопротивления сечения, в котором размеры кожуха начинают резко увеличиваться, определится при:

$$D = 94 \text{ мм,}$$

$$d = 85 \text{ мм,}$$

что выражению (193):

$$W_{из} = 0,1 \frac{D^4 - d^4}{D} = 0,1 \frac{9,4^4 - 8,5^4}{9,4} = 27,6 \text{ см}^3.$$

Результирующее напряжение из (192):

$$K_p = \frac{M_p}{W_{из}} = \frac{22200}{27,6} = 805 \text{ кг/см}^2. \quad (196)$$

Применяемая сталь содержит, примерно, 0,27—0,37% углерода с незначительной присадкой марганца.

Временное сопротивление:

$$K_{вр} \leq 4000 - 5000 \text{ кг/см}^2.$$

Запас прочности:

$$S = \frac{4500}{805} = 5,6.$$

ГЛАВА ЧЕТВЕРТАЯ

ПЕРЕДНЯЯ ОСЬ И РУЛЕВОЕ УПРАВЛЕНИЕ

При рассмотрении работы деталей передней оси и рулевого управления выгоднее расчеты их производить совместно, так как усилия, действующие в этих деталях, определенные из статических и тормозных нагрузок, имеют тесную взаимную связь, — и расчленение этого вопроса повлекло бы за собой лишнее затруднение.

В нижеизложенном расчете приняты два основных допущения, правда, довольно близко подходящих к действительности:

- 1) статические нагрузки на обе рессоры равны между собой;
- 2) коэффициенты сцепления обоих передних колес с землей также считаются одинаковыми.

Для расчета передней оси и поворотных цапф имеем схему распределения усилий от статической нагрузки, представленную на фиг. 51.

Здесь a — расстояние от средней плоскости обода колеса до места крепления рессоры, b — расстояние от средней плоскости обода до основания оси колеса и G_1 — вес, приходящийся на одну рессору. Последняя величина принята равной весу, приходящемуся на одно колесо, что, вообще

говоря, не совсем точно, так как вес на колесо складывается из веса подпрессоренной части (включая рессору) и веса передней оси и колес. Но все же эта неточность вполне допустима ввиду того, что она отчасти компенсирует собой увеличение нагрузки на передок автомобиля при торможении, которая обычно не учитывается. Как известно, величина добавочной нагрузки составляет 15—20% от статической; примерно, в таких же цифрах выражается и вес оси и колес по отношению к весу, приходящемуся на передок.

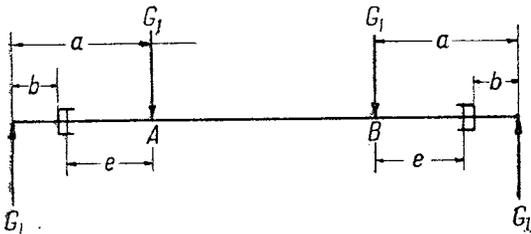
По фиг. 51 при отсутствии тормозов на передние колеса изгибающий момент передней оси будет иметь максимальное значение между точками A и B ; и величина его равна:

$$M_{\max} = G_1 a. \quad (197)$$

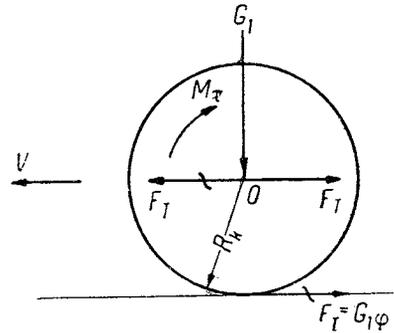
Изгибающий момент оси колеса равен:

$$M_{\text{из}} = G_1 \cdot b. \quad (198)$$

При наличии тормозов на передние колеса, кроме указанных статических нагрузок, в периоды торможения будут действовать еще усилия, возникающие благодаря наличию тормозного момента, стремящегося задержать вращение колеса. На фиг. 52 изображены усилия, возникающие при этом между колесом и дорогой.



Фиг. 51.



Фиг. 52.

Если обозначить коэффициент сцепления колеса с землей через φ , то максимальная тормозная сила на окружности колеса P , которая может быть развита, равна:

$$F_T = G_1 \cdot \varphi. \quad (199)$$

Добавляя в центр колеса O две равные ей и противоположно направленные силы, будем иметь пару $(F_T F_T)$, момент которой $F_T r_k$ сопротивляется тормозному моменту M_T и стремится поддержать вращение колеса и свободную силу F_T , приложенную на оси колеса и направленную в сторону, обратную движению, благодаря которой и происходит замедление последнего. При этом момент $M_T r_k$, во-первых, скручивает переднюю ось от концов до точек крепления рессор и, во-вторых, нагружает все детали соединения оси с тормозным барабаном. Действие свободной силы F_T сказывается в изгибе осей колес, растяжении и изгибе балки передней оси, сжатии поперечной тяги и изгибе поворотных рычагов. На фиг. 53 изображено взаимодействие всех перечисленных усилий. Здесь F_T — тормозное усилие, Q — реакция поперечной тяги. Добавляя в центр вращения поворотной цапфы D по две силы, равные соответственно F_T и Q и противоположно направленные

(см. нижний рисунок), получим пары $F_T F_T$ и $Q Q$, которые уравновесятся на цапфе, и силы F_T и Q в точке D , одна из которых растягивает переднюю ось (Q) и другая изгибает ее (F_T) с моментом, равным:

$$M_{из} = F_T \cdot e, \quad (200)$$

где e — расстояние от оси поворотной цапфы до рессоры (фиг. 51).

Величина растягивающей силы Q определится, как:

$$Q = F_T \cdot \frac{d}{c} \quad (201)$$

(верхний рисунок, фиг. 53).

1. ПЕРЕДНЯЯ ОСЬ

Статический момент, изгибающий ось, определен выше уравнением (197). Напряжение изгиба получим, как:

$$K_{из} = \frac{M_{из}}{W_{из}^x}, \quad (202)$$

где $W_{из}^x$ — момент сопротивления сечения на изгиб относительно оси X . Так

как сечение оси представляет собой, большей частью, двутавр¹, то величина его определится по фиг. 54:

$$W_{из}^x = \frac{BH^3 - bh^3}{6H}. \quad (203)$$

При торможении к статическому моменту прибавится еще действие изгибающего

момента от тормозной силы F_T , определяющегося выражением (200). Последний действует в плоскости, перпендикулярной к первому, и поэтому момент сопротивления сечения для этого случая определится, как:

$$W_{из}^y = \frac{(H-h)B^3 + h(B-b)^3}{6B}. \quad (204)$$

Напряжение изгиба $K_{из}$ равно:

$$K_{из} = \frac{M_{из}}{W_{из}^y}. \quad (205)$$

Для точек a сечения двутавра оба напряжения изгиба сложатся, и суммарное напряжение будет, на основании (202) и (205), равно:

$$K_{\Sigma из} = \frac{M_{из}}{W_{из}^x} + \frac{M_{из}}{W_{из}^y}. \quad (206)$$

¹ При другой форме сечения надлежит подставлять соответствующий модуль сопротивления.

Полученное напряжение оси в точках крепления рессор A и B (фиг. 51) не совсем соответствует действительности, так как сечения оси в этих местах обычно довольно сильно отличаются от двутавра. В случае, если конструктивное оформление крепления рессоры несколько ослабляет ось, в этих местах необходимо суммарное напряжение изгиба $K_{\Sigma_{из}}$ проверить по моменту сопротивления ослабленного сечения. Для точек же оси, лежащих непосредственно около мест крепления рессор и имеющих двутавровое сечение, определение изгибающих моментов по плечам a и e дает незначительную ошибку, которой вполне можно пренебречь¹.

Что касается скручивающего момента от тормозной силы, то, как указывалось выше, величина его равна:

$$M_T = F_T \cdot r_k, \quad (207)$$

где r_k — радиус колеса.

Момент сопротивления кручению двутаврового сечения:

$$W_{кр} \cong \frac{2}{9} \cdot t^2 (H + 2b), \quad (208)$$

где:

$$t = B - b = \frac{H - h}{2}. \quad (209)$$

Напряжение кручению равно:

$$K_{кр} = \frac{M_T}{W_{кр}}. \quad (210)$$

Так как максимальные значения $K_{кр}$ имеют место в точках c двутавра, то величину его, определяемую формулой (210), нельзя складывать с напряжением изгиба $K_{\Sigma_{из}}$ (206) ввиду того, что максимальные значения последнего лежат в точках a .

Действием растягивающей силы Q обыкновенно пренебрегают ввиду ее относительно небольшой величины.

Допускаемые напряжения на изгиб балки оси лежат в пределах $K_{из} = 800 \div 1000 \text{ кг/см}^2$; на кручение — $K_{кр} = 2000 \div 3000 \text{ кг/см}^2$.

2. ПОВОРОТНАЯ ЦАПФА. ПОПЕРЕЧНАЯ ТЯГА. ПОВОРОТНЫЕ РЫЧАГИ

Схема нормальной конструкции поворотной цапфы дана на фиг. 55; в случае каких-либо отклонений от этой конструкции усилия могут быть найдены аналогично способу, разобранному ниже.

В верхней части фигуры представлены усилия, возникающие от веса, приходящегося на колеса G_1 , в нижней — то же от тормозной силы F_T .

Пара $G_1 G_1$ создает момент на шкворне поворотной цапфы, равный:

$$M_{из} = G_1 d. \quad (211)$$

¹ В действительности, плечи a и e для точек с двутавровым сечением меньше на величину, равную половине ширины рессорной подушки.

Этому моменту сопротивляется пара LL , причем для равновесия должно существовать равенство:

$$G_1 d = L \cdot m, \quad (212)$$

откуда:

$$L = G_1 \cdot \frac{d}{m}. \quad (213)$$

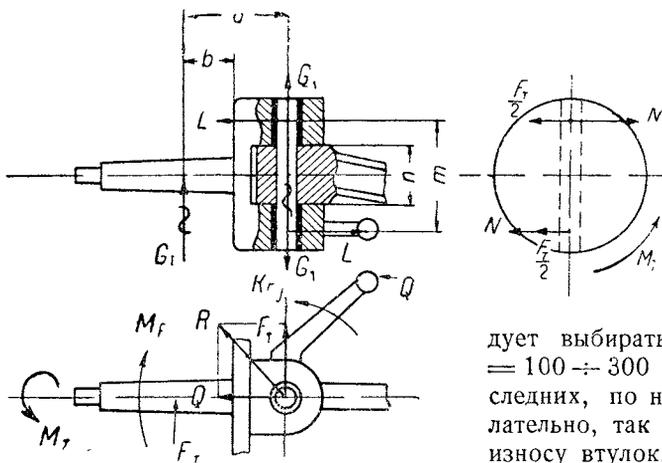
Оставшаяся сила G_1 растягивает или сжимает шкворень (в зависимости от конструкции), если против этого не принято специальных мер.

Сила L сминает втулки цапфы или нагружает подшипники в случае наличия последних, а также изгибает шкворень поворотной цапфы.

Если обозначить внутренний диаметр втулок через d_1 , длину каждой втулки через l , то напряжение смятия определится, как:

$$K_{см} = \frac{L}{d_1 \cdot l}. \quad (214)$$

Величины напряжения смятия следует выбирать в пределах $K_{см} = 100 \div 300 \text{ кг/см}^2$; увеличение последних, по нашему мнению, нежелательно, так как ведет к быстрому износу втулок, причем следует иметь в виду, что верхняя втулка находится в несколько худших условиях,



Фиг. 55.

из соображений смазки. Для шкворня имеем изгибающий момент¹:

$$M_{из} = L \cdot \left(\frac{m-n}{2} \right). \quad (215)$$

Обозначая внутренний его диаметр через d_2 , получим момент сопротивления изгибу полого шкворня:

$$W_{из} = 0,1 \frac{d_1^4 - d_2^4}{d_1}, \quad (216)$$

и напряжение изгиба:

$$K_{из} = \frac{M_{из}}{W_{из}}. \quad (217)$$

В случае целого шкворня:

$$W_{из} = 0,1 d^3. \quad (218)$$

Напряжение сжатия или растяжения шкворня определится, как:

$$K_{сж} = \frac{G_1}{f}, \quad (219)$$

¹ Для конических шкворней выражение (215) вполне точно, для цилиндрических оно дает некоторую ошибку,

$$\text{где: } f = \frac{\pi}{4} (d_1^2 - d_2^2) \text{ — для полого шкворня} \quad (220)$$

$$\text{и } f = \frac{\pi}{4} d_1^2 \text{ — для целого шкворня.} \quad (221)$$

В случае, если напряжение растяжения по конструктивному выполнению шкворня совпадает с сечением, где действует максимальный изгибающий момент, необходимо для получения результирующего напряжения сложить выражения (217) и (219).

Изгибающий момент оси колеса определится из (198); моменты сопротивления и напряжение изгиба могут быть подсчитаны по выражениям, аналогичным формулам (217) и (218). Выведенные выражения (198), (214) и (215) действительны для случая передних колес без тормозов. При наличии последних, как уже было выяснено раньше, появляется тормозная сила F_T и тормозной момент M_T , действие которых несколько видоизменяет соотношение усилий на поворотной цапфе. Обращаясь к нижней части фиг. 53, имеем момент M_F от тормозной силы, определяемый выражением:

$$M_F = F_T d, \quad (222)$$

которая, уравниваясь, создает на оси поворотной цапфы силы F_T и Q (формула 201). Величина скручивающего момента M_T определена выше (207); плоскость действия его перпендикулярна к моменту $G_1 d$.

Таким образом будем иметь для расчета цапфы в случае торможения следующие изменения: втулки (или подшипники) и шкворни подвергаются действию двух систем сил. В плоскости, параллельной оси цапфы, верхняя втулка нагружена силой $L + \frac{Q}{2}$, нижняя $-L - \frac{Q}{2}$, и в плоскости, перпендикулярной оси цапфы, скручивающий момент M_T на плече m дает силы $N = \frac{M_T}{m} = \frac{F_T r_k}{m}$, направленные для верхней втулки — вперед, для нижней втулки — назад; учитывая, что на каждую втулку в этой же плоскости действует еще сила $\frac{F_T}{2}$ (фиг. 55), найдем для верхней втулки усилие $N - \frac{F_T}{2}$, для нижней втулки $-N + \frac{F_T}{2}$. Величина равнодействующих усилий найдется, как:

$$T_v = \sqrt{\left(L + \frac{Q}{2}\right)^2 + \left(N - \frac{F_T}{2}\right)^2}; \quad (223)$$

$$T_n = \sqrt{\left(L - \frac{Q}{2}\right)^2 + \left(N + \frac{F_T}{2}\right)^2}. \quad (224)$$

Принимая во внимание уравнения (199), (201) и (213) и полагая

$$\varphi = 0,6; \quad m = c \text{ и } m = 0,27 r_k^1,$$

¹ Эта величина получена как средняя для довольно большого числа машин.

получим упрощенные выражения (223) и (224), как:

$$T_{\text{в}} \cong 0,52 \cdot \frac{G_1}{m} \sqrt{6,3 a^2 + r_{\text{к}}^2}; \quad (225)$$

$$T_{\text{н}} \cong 0,67 \cdot \frac{G_1}{m} \sqrt{a^2 + r_{\text{к}}^2}. \quad (226)$$

При $d < 0,382 r_{\text{к}}$, $T_{\text{н}} > T_{\text{в}}$ и, следовательно, в этом случае надлежит пользоваться уравнением (226). Полученные значения $T_{\text{н}}$ и $T_{\text{в}}$ заменяют собой усилия L в формулах (214) и (215).

Для оси колеса будет иметь место изгиб под действием двух сил G_1 и F_T . Так как последние перпендикулярны друг другу, то равнодействующая их равна:

$$R = \sqrt{G_1^2 + F_T^2}, \quad (227)$$

и изгибающий момент, вместо выражения (198), будет определяться, как:

$$M_{\text{из}} = R \cdot b. \quad (228)$$

Напряжения на изгиб допускаются от 1500 до 2000 кг/см^2 , но практически редко достигают этих величин, так как диаметр оси колеса диктуется обыкновенно не прочностью последней, а размерами подшипников. Поперечная тяга трапеции Жанто подвергается сжимающему действию от силы Q , определяемой из (201). Считая ее как балку с шарнирно заделанными концами, получим фактор безопасности Φ (отношение критической силы к действующей), как:

$$\Phi = \pi^2 \cdot \frac{E \cdot J}{Q \cdot l^2}, \quad (229)$$

где:

$E = 2\,200\,000 \text{ кг/см}^2$ — модуль упругости,

J — момент инерции сечения,

l — длина тяги.

Величина фактора безопасности Φ колеблется в пределах:

$$\Phi = 3 \div 15.$$

Момент инерции для полой тяги найдется, как:

$$J_{\text{из}} = \frac{\pi}{64} \cdot (d_1^4 - d_2^4), \quad (230)$$

и для сплошной тяги:

$$J_{\text{из}} = \frac{\pi}{64} \cdot d^4. \quad (231)$$

Поворотные рычаги поперечной тяги изгибаются моментом:

$$M_{\text{из}} = Q \cdot c. \quad (232)$$

При эллиптическом сечении их момент сопротивления изгибу определится, как:

$$W_{\text{из}} = \frac{\pi}{4} \cdot a^2 \cdot b, \quad (233)$$

где:

a — половина большой оси эллипса,

b — половина малой оси эллипса.

Напряжение изгиба равно:

$$K_{из} = \frac{M_{из}}{W_{из}}. \quad (234)$$

Допускаемое напряжение изгиба принимают около $500 \div 700 \text{ кг/см}^2$.

Как уже указывалось в начале настоящей главы, определение напряжений в деталях передней оси велось в предположении действия веса, приходящегося на переднюю рессору G_1 в случае передних колес без тормозов, и веса G и тормозного усилия F_T — при наличии последних.

В условиях движения автомобиля может встретиться еще один вид усилия, нагружающего переднюю ось — боковая сила X , возникающая при повороте и заносе автомобиля. Определение ее, а также и зависимость от тормозного усилия, были разобраны выше, в гл. III, при рассмотрении усилий, действующих на задний мост. Для данного случая величина боковой силы найдется, как:

$$X = G_1 \cdot \varphi. \quad (235)$$

Действуя на плече, равном радиусу колеса r_k , сила создает момент:

$$M_x = X \cdot r_k, \quad (236)$$

лежащий в той же плоскости, что и момент от веса G_1 , определенный выражением (197).

Таким образом (для одного из колес) действия этих моментов сложатся, и суммарный момент, изгибающий переднюю ось, будет определяться выражением:

$$M_{\Sigma} = M_{из} + M_x = G_1 \cdot a + X \cdot r_k; \quad (237)$$

или, заменяя X из (235):

$$M_{\Sigma} = G_1 \cdot a + G_1 \cdot \varphi \cdot r_k = G_1 \cdot (a + \varphi \cdot r_k). \quad (238)$$

Пользуясь выражениями (198) и (235), точно таким же образом найдем что момент, изгибающий ось колеса, равен:

$$M_{\Sigma} = M_{из} + M_x = G_1 (b + \varphi \cdot r_k). \quad (239)$$

Сравнивая выражения (197), (198) и (228) с вновь полученными (238) и (239), приходим к заключению, что последние могут по величине превосходить первые и, следовательно, вызывать большие напряжения в деталях, их воспринимающих. Все же расчет на эти моменты, по нашему мнению, вести не следует, так как, во-первых, возможность возникновения бокового усилия, равного по величине силе сцепления, для передних колес мало вероятна и, во-вторых, действие такого усилия, в случае, если оно и возникнет, весьма кратковременно. Кроме того, имеющая место при повороте автомобиля разгрузка внутреннего, по отношению к центру поворота, колеса и перегрузка внешнего сказывается благоприятно на уменьшении момента M_{Σ} . Это происходит потому, что уравнение (237) справедливо для внутреннего разгруженного колеса, у которого значение G_1 , а следовательно и X , несколько преуменьшены по сравнению с нормальными. Для внешнего же колеса моменты $M_{из}$ и M_x должны вычитаться один из другого.

3. ПОДШИПНИКИ КОЛЕСА

В противоположность другим деталям передней оси, передающим боковую силу, подшипники оси колеса должны быть выбраны таким образом, чтобы осевое усилие, воспринимаемое ими, при появлении боковой силы не превосходило известной величины, допускаемой по каталогу; особенно важно величину осевого усилия проверить для шариковых подшипников.

Схема усилий, действующих на подшипники при повороте автомобиля, дана на фиг. 56.

Здесь через a и b обозначены расстояния подшипников от средней плоскости колеса.

Полная реакция на левый подшипник сложится из двух составляющих:

$$R'_1 = G_1 \cdot \frac{\bar{a}}{a+b} \quad (240)$$

и

$$X'_1 = X \cdot \frac{r_k}{a+b}, \quad (241)$$

равнодействующая

$$R_1 = R'_1 + X'_1 = G_1 \frac{a}{a+b} + X \frac{r_k}{a+b}. \quad (242)$$

На правый подшипник:

$$R'_2 = G_1 \frac{b}{a+b} \quad (243)$$

и

$$X'_2 = -X \frac{r_k}{a+b}; \quad (244)$$

равнодействующая

$$R_2 = R'_2 + X'_2 = G_1 \frac{b}{a+b} - X \frac{r_k}{a+b}. \quad (245)$$

Боковые усилия для обоих подшипников равны $\frac{X}{2}$,

где X — боковая сила, определяемая уравнением (235).

Пользуясь каталожными данными, по найденным усилиям могут быть подобраны нужные размеры подшипников. Увеличение нагрузки на внешнее колесо при повороте автомобиля здесь не учитывалось.

4. ШТУРВАЛ РУЛЕВОГО КОЛЕСА. РУЛЕВАЯ СОШКА. ПРОДОЛЬНАЯ ТЯГА

При определении усилий, возникающих в деталях рулевого управления, приходится исходить из величины усилия, могущего быть приложенным к рулевому колесу, ввиду полной неопределенности вопроса передачи толчков и ударов, доходящих до продольной тяги, от колес при езде по неровной дороге или на поворотах. В качестве исходного усилия принято считать усилие на окружности рулевого колеса $P = 40$ кг. Это усилие, при диаметре колеса D , создает на штурвале крутящий момент:

$$M_{шт} = P \frac{D}{2}. \quad (246)$$

Если момент сопротивления кручению штурвала:

$$W_{кр} = \frac{\pi}{16} \frac{d_1^4 - d_2^4}{d_1}, \quad (247)$$

то напряжение кручению равно:

$$K_{кр} = \frac{M_{штг}}{W_{кр}}. \quad (248)$$

Благодаря тому, что между штурвалом и валом рулевой сошки существует передаточный механизм, момент $M_{р.с}$ на валу сошки будет больше $M_{штг}$. Величина его равна:

$$M_{р.с} = M_{штг} \cdot i_p, \quad (249)$$

где i_p — передаточное число в рулевом механизме.

При длине сошки l на конце ее развивается усилие, равное:

$$N = \frac{M_{р.с}}{l}. \quad (250)$$

Это усилие изгибает палец сошки, сжимает (или растягивает) продольную тягу и изгибает рычаг, соединяющий ее с поворотной цапфой.

Сошка изгибается моментом $M_{р.с}$.

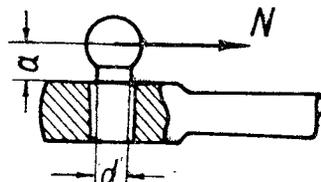
Момент, изгибающий палец, согласно фиг. 57, определится, как:

$$M_n = N \cdot a. \quad (251)$$

Дальнейший расчет перечисленных деталей ничем не отличается от расчета поперечной тяги и ее рычагов, изложенного в предыдущем параграфе.

При определении усилия, действующего по продольной тяге (250), необходимо иметь в виду, что это последнее для некоторых случаев может оказаться меньше усилия, передаваемого от рычага поворотной цапфы. Если, например, при торможении передними колесами одно из них попало на скользкий грунт с коэффициентом сцепления φ , близким к нулю, то момент $F_T d$ (фиг. 53), развивающийся на цапфе другого колеса, катящегося по нормальному грунту, уже не может быть уравновешен моментом $Q \cdot c$, так как для возникновения усилия на поперечной тяге необходимо, чтобы оба колеса развивали одинаковую тормозную силу F_T . В этом случае величина $F_T d$ (при необратимости рулевого управления) должна уравновеситься реакцией продольной тяги (момент $N \cdot h$, фиг. 53). В зависимости от того, какое колесо попало на скользкий грунт, усилие будет сжимать или растягивать продольную тягу. При определенных значениях плеч h и d , передаточного числа i_p в рулевом управлении и диаметра D рулевого колеса может оказаться, что усилие N , вызываемое действием тормозной силы, будет больше, чем усилие N , определяемое по уравнению (250). В таком случае расчет деталей, перечисленных в заголовке настоящего параграфа (кроме штурвала), следует вести на силу N , определяемую из фиг. 53, как:

$$N = F_T \frac{d}{h}. \quad (252)$$



Фиг. 57.

5. ПЕРЕДНЯЯ ОСЬ И РУЛЕВОЕ УПРАВЛЕНИЕ ФОРДА

Конструкция передней оси дана на фиг. 58. Шкворень поворотной цапфы имеет цилиндрическую форму и закреплен в кулаке передней оси при помощи клина. В верхней части шкворня имеется заплечико, которое опирается на конический роликовый подшипник, служащий для восприятия вертикальных усилий. Благодаря такой конструкции часть тела шкворня между клином и заплечиком подвергается растяжению.

Нижеприводимые конструктивные размеры обозначены теми же индексами, что и в предыдущем изложении:

$$a = 250 \text{ мм}; b = 27 \text{ мм}; c = 140 \text{ мм}; d = 65 \text{ мм};$$

$$e = 180 \text{ мм}; t = 90 \text{ мм}; n = 64 \text{ мм}; h = 120 \text{ мм}; r_{\kappa} = 360 \text{ мм}.$$

Вес, приходящийся на одно колесо:

$$G_1 = 290 \text{ кг}.$$

Сечение передней оси (по фиг. 54):

$$H = 51 \text{ мм}; B = 35 \text{ мм}; h = 35 \text{ мм}; b = 12 \text{ мм}.$$

Размер втулок поворотной цапфы:

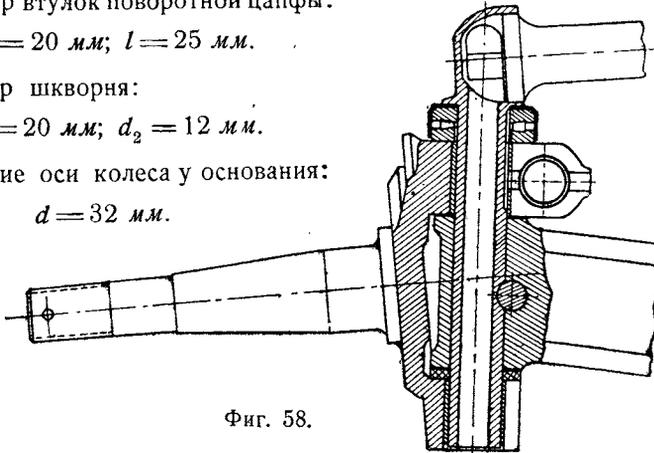
$$d_1 = 20 \text{ мм}; l = 25 \text{ мм}.$$

Размер шкворня:

$$d_1 = 20 \text{ мм}; d_2 = 12 \text{ мм}.$$

Сечение оси колеса у основания:

$$d = 32 \text{ мм}.$$



Фиг. 58.

Размеры пальца рулевой сошки (фиг. 57):

$$a = 30 \text{ мм}; d = 20 \text{ мм}.$$

Поперечная тяга:

$$d_1 = 19 \text{ мм}; d_2 = 14 \text{ мм}; l = 1070 \text{ мм}.$$

Продольная тяга:

$$d_1 = 17 \text{ мм}; d_2 = 14 \text{ мм}; l = 540 \text{ мм}.$$

Рулевая сошка:

$$l = 172 \text{ мм}; a = 15 \text{ мм}; b = 8 \text{ мм}.$$

Диаметр рулевого колеса $D = 420 \text{ мм}$.

Передаточное число в рулевом механизме $i_p = 11$.

Размеры штурвала в месте крепления рулевого червяка:

$$d_1 = 16 \text{ мм}; d_2 = 12 \text{ мм}.$$

Статический момент, изгибающий переднюю ось (197), равен:

$$M_{\max} = 290 \cdot 25 = 7250 \text{ кгсм.}$$

Тормозное усилие F_T (199) при коэффициенте сцепления $\varphi = 0,55$ равно:

$$F_T = 290 \cdot 0,55 = 160 \text{ кг.}$$

Изгибающий момент при торможении (200) равен:

$$M_{\text{из}} = 160 \cdot 18 = 2880 \text{ кгсм.}$$

Моменты сопротивления сечения найдутся из (203) и (204), как:

$$W_{\text{из}}^x = \frac{3,5 \cdot 5,1^3 - 1,2 \cdot 3,5^3}{6 \cdot 5,1} = 13,8 \text{ см}^3;$$
$$W_{\text{из}}^y = \frac{(5,1 - 3,5) 3,5^3 + 3,5 (3,5 - 1,2)^3}{6 \cdot 3,5} = 5,3 \text{ см}^3.$$

Суммарное напряжение изгиба (206) равно:

$$K_{\Sigma \text{из}} = \frac{7250}{13,8} + \frac{2880}{5,3} = 1070 \text{ кг/см}^2.$$

Скручивающий момент (207):

$$M_{\text{кр}} = 160 \cdot 36 = 5760 \text{ кгсм.}$$

Для определения $W_{\text{кр}}^2$ (208) толщину полок t подсчитываем по формуле (209), как среднее между $35 - 12 = 23 \text{ мм}$ и $\frac{51 - 35}{2} = 8 \text{ мм}$, т. е.:

$$t = \frac{23 + 8}{2} = 15,5 \text{ мм};$$

$$W_{\text{кр}} = \frac{2}{9} 1,55^2 (51 + 2,4) = 4,0 \text{ см}^3.$$

Напряжение кручению (210):

$$K_{\text{кр}} = \frac{5760}{4} = 1440 \text{ кг/см}^2.$$

Для втулок поворотной цапфы имеем (226):

$$T_{\text{н}} = 0,67 \frac{290}{9} \sqrt{6,2^2 + 36^2} = 790 \text{ кг.}$$

Напряжение смятию втулок по (214) равно:

$$K_{\text{см}} = \frac{790}{2 \cdot 2,5} = 160 \text{ кг/см}^2.$$

Изгибающий момент шкворня (215):

$$M_{\text{из}} = 790 \left(\frac{9 - 6,4}{2} \right) = 1030 \text{ кгсм.}$$

Момент сопротивления (216):

$$W_{\text{из}} = 0,1 \frac{24 - 1,24}{2} = 0,7 \text{ см}^3.$$

Напряжение изгиба (217):

$$K_{из} = \frac{1030}{0,7} = 1470 \text{ кг/см}^2.$$

Напряжение растяжения (219):

$$K_p = \frac{290}{\frac{\pi}{4}(2^2 - 1,2^2)} = 145 \text{ кг/см}^2.$$

Суммарное напряжение:

$$K_{\Sigma} = 1470 + 145 = 1615 \text{ кг/см}^2.$$

Сила, изгибающая ось колеса (227):

$$R = \sqrt{290^2 + 160^2} = 320 \text{ кг}.$$

Изгибающий момент (228):

$$M_{из} = 320 \cdot 2,7 = 860 \text{ кгсм}.$$

Момент сопротивления:

$$W_{из} = 0,1 \cdot 3,2^3 = 3,3 \text{ см}^3.$$

Напряжение изгиба:

$$K_{из} = \frac{860}{3,3} = 260 \text{ кг/см}^2.$$

Для расчета поперечной тяги имеем из (201):

$$Q = 160 \frac{6,5}{14} = 74 \text{ кг}.$$

Момент инерции (230):

$$J = \frac{\pi}{64}(1,9^4 - 1,4^4) = 0,45 \text{ см}^4.$$

Модуль упругости $E = 2 \cdot 200\,000 \text{ кг/см}^2$.

Тогда фактор безопасности (229):

$$\Phi = \pi^2 \cdot \frac{2 \cdot 200\,000 \cdot 0,33}{74 \cdot 107^2} = 11,6.$$

Крутящий момент на штурвале (246):

$$M_{шт} = 40 \cdot \frac{42}{2} = 840 \text{ кгсм}.$$

Момент сопротивления штурвала:

$$W_{кр} = 0,2 \frac{1 \cdot 6^4 - 1 \cdot 2^4}{1,6} = 0,26 \text{ см}^3.$$

Напряжение кручения:

$$K_{кр} = \frac{840}{0,26} = 3200 \text{ кг/см}^2.$$

Момент на валу рулевой сошки (249):

$$M_{р.с} = 840 \cdot 11 = 9200 \text{ кгсм}.$$

Усилие на продольной тяге (от руля) (250):

$$N = \frac{9200}{17,2} = 535 \text{ кг.}$$

Момент инерции:

$$J = \frac{\pi}{64} (1,7^4 - 1,4^4) = 0,24 \text{ см}^4.$$

Фактор безопасности:

$$\Phi = \pi^2 \frac{2 \cdot 200\,000 \cdot 0,33}{54^2 \cdot 535} = 3,36.$$

Напряжение изгиба рулевой сошки (249) и (233):

$$K_{\text{из}} = \frac{9200}{\frac{\pi}{4} 1,5^2 \cdot 0,8} = 6500 \text{ кг/см}^2.$$

Момент, изгибающий палец сошки (251):

$$M_{\text{из}} = 3 \cdot 535 = 1600 \text{ кгсм.}$$

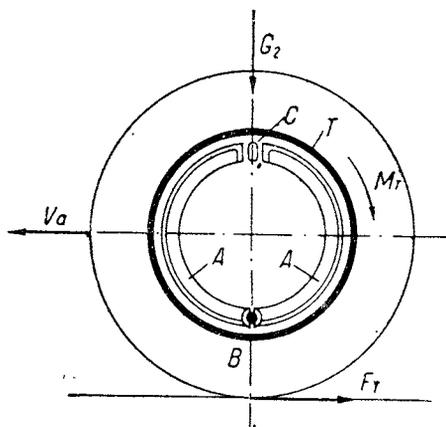
Напряжение изгиба равно:

$$K_{\text{из}} = \frac{1600}{0,1 \cdot 2^3} = 2000 \text{ кг/см}^2.$$

ГЛАВА ПЯТАЯ

ТОРМОЗА

Для возможности остановки автомобиля при движении его с большой скоростью необходимо иметь устройство, позволяющее быстро поглотить кинетическую энергию движения и тем самым прекратить его. Этой цели служат тормоза автомобиля, расположенные в большинстве случаев на колесах и реже — на карданном валу. Процесс торможения заключается в превращении кинетической энергии движения в работу трения. Точкой приложения тормозной силы является дорога, а сама тормозная сила возникает за счет трения между колесом и дорогой. Для создания силы трения необходимо при помощи тормозов препятствовать вращению колеса, — тогда между колодками и



Фиг. 59.

тормозным барабаном начнет выделяться работа трения, которая и поглотит кинетическую энергию движения.

На фиг. 59 представлена схема возникающих при торможении усилий.

Здесь T — тормозной барабан, связанный с колесом, A — тормозные колодки, могущие вращаться вокруг оси B и C — кулак, раздвигающий колодки.

Поворачивая кулак C , можно заставить колодки A прижиматься к тормозным барабанам. При нажатии между колодками и барабаном возникает тормозной момент M_T , а между колесом и дорогой появится тормозная сила F_T .

Для равновесия необходимо, чтобы

$$F_T \cdot r_k = M_T, \quad (253)$$

где r_k — радиус колеса.

Максимальное значение тормозной силы F_T было найдено ранее (гл. III), как:

$$F_T = G_2 \cdot \varphi.$$

Таким образом, максимальный тормозной момент M_T , который может быть развит на колодках, не вызывая еще скольжения колеса, определяется, как:

$$M_T = G_2 \cdot \varphi \cdot r_k.$$

При проектировании тормозов приводное устройство их выбирается таким образом, что при нажатии на педаль с силой, несколько большей нормальной, момент, получающийся на колодках, немного превышает расчетный момент, получающийся по уравнению (253)¹.

Нормальной силой нажатия на педаль следует считать $R = 30 \div 40$ кг. Расчет же системы привода лучше вести на силу $R_1 = 100$ кг, как это было выше указано, для системы выключения сцепления.

В зависимости от применяемого типа тормозов усилие на педаль для создания необходимого тормозного момента может меняться. Основными типами применяющихся в настоящее время тормозов следует считать колодочные и ленточные тормоза; значительно реже прибегают к дисковым тормозам.

Установка тормозов непосредственно на колеса заставляет увеличивать подводимый тормозной момент по сравнению с тормозом, установленным на карданном валу. Это происходит вследствие влияния главной передачи автомобиля, которая в значительной степени увеличивает крутящий момент на колесах. Как следствие большого тормозного момента на колесах является и увеличение силы нажатия на педаль, необходимой для торможения. С этой точки зрения карданные тормоза имеют некоторое преимущество перед колесными. С другой стороны, все усилия при колесных тормозах поглощаются в самих тормозах, тогда как карданные тормоза нагружают все промежуточные механизмы, расположенные между местами установки тормоза и колесами.

Кроме того, при наличии дифференциала, резкое торможение карданным тормозом приводит к тому, что колеса начинают вращаться в разные стороны с одинаковой скоростью.

¹ Сказанное справедливо, главным образом, для легковых машин.

1. КОЛОДОЧНЫЕ ТОРМОЗА

Для создания тормозного усилия F_T необходимо развить на барабане тормозной материи M_T . Этот последний получается за счет сил трения между колодками и барабаном (фиг. 60).

Величину силы трения dX на бесконечно малой площади колодки dF можно найти, как:

$$dX = p \mu dF, \quad (254)$$

где p — удельное давление на колодку, μ — коэффициент трения.

По фиг. 60 площадка dF равна:

$$dF = b R d\beta, \quad (255)$$

где:

b — ширина колодки,

R — радиус „ (барабана),

β — центральный угол.

Кроме силы трения dX , на том же участке будет действовать еще нормальная сила нажатия dY .

Для определения условий равновесия колодки берем моменты всех действующих сил относительно точки B , которую считаем расположенной на окружности барабана.

Для сил dY имеем:

$$dM_y = dY \cdot R \cdot \sin \beta = p \cdot dF \cdot R \cdot \sin \beta. \quad (256)$$

Для сил dX :

$$\begin{aligned} dM_x \cdot dX (R - R \cdot \cos \beta) &= \\ &= p \cdot dF \cdot \mu (R - R \cdot \cos \beta). \end{aligned} \quad (257)$$

Интеграл dM_y равен:

$$\int_{\beta_1}^{\beta_2} dM_y = \int_{\beta_1}^{\beta_2} p \cdot b \cdot R^2 \cdot \sin \beta \cdot d\beta = p \cdot b \cdot R^2 (\cos \beta_1 - \cos \beta_2). \quad (258)$$

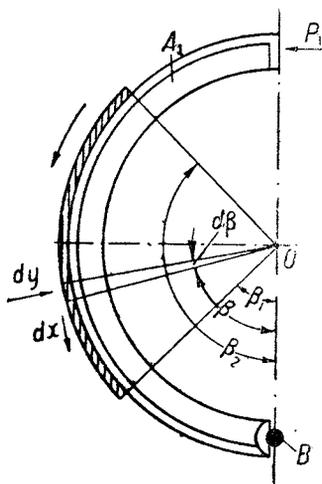
Интеграл dM_x :

$$\begin{aligned} \int_{\beta_1}^{\beta_2} dM_x &= \int_{\beta_1}^{\beta_2} p \cdot b \cdot R \mu (R - R \cos \beta) \cdot d\beta = \\ &= p \cdot b \cdot R^2 \mu (\beta_2 - \beta_1) - p \cdot b \cdot R^2 \mu (\sin \beta_2 - \sin \beta_1). \end{aligned} \quad (259)$$

Уравнение моментов относительно точки B дает:

$$\int_{\beta_1}^{\beta_2} dM_y = \int_{\beta_1}^{\beta_2} dM_x + 2P_1 R, \quad (260)$$

где P_1 — сила нажатия на колодку.



Фиг. 60.

Имея в виду уравнения (258) и (259), получим:

$$2P_1 = p \cdot b \cdot R [(\cos \beta_1 - \cos \beta_2) - \mu (\beta_2 - \beta_1) - \mu (\sin \beta_1 - \sin \beta_2)]. \quad (261)$$

Так как в большинстве конструкций колодочных тормозов $\beta_1 = \pi - \beta_2$, то:

$$\cos \beta_1 = -\cos \beta_2; \quad \sin \beta_1 = \sin \beta_2; \quad \beta_2 - \beta_1 = \pi - 2\beta_1.$$

Деля соответствующую подстановку, окончательно получим:

$$2P_1 = p \cdot b \cdot R [2 \cos \beta_1 - \mu (\pi - 2\beta_1)]. \quad (262)$$

Рассматривая фиг. 59, убедимся, что сила трения будет уменьшать давление кулака на левую колодку и увеличивать на правую. Обозначая давление на правую колодку через P_2 и беря моменты относительно точки B для правой колодки, получим (аналогично предыдущему):

$$2P_2 = p \cdot b \cdot R \cdot [2 \cos \beta_1 + \mu (\pi - 2\beta_1)]. \quad (263)$$

Для нахождения тормозного момента M_T берем моменты сил dX относительно центра барабана (силы dY направлены в центр):

$$dM_T = p \cdot dF \cdot \mu \cdot R = p \cdot b \cdot R^2 \mu \cdot d\beta. \quad (264)$$

Считая моменты M_T одинаковыми на обеих колодках, получим:

$$M_{T_1} = M_{T_2} = \int_{\beta_1}^{\beta_2} dM_T = p \cdot b \cdot R^2 \mu (\beta_2 - \beta_1); \quad (265)$$

или, имея в виду зависимости между β_1 и β_2 :

$$M_T = M_{T_1} + M_{T_2} = 2 \cdot p \cdot b \cdot R^2 \cdot \mu (\pi - 2\beta_1). \quad (266)$$

Складывая уравнения (262) и (263), найдем:

$$P_1 + P_2 = 2 \cdot p \cdot b \cdot R \cos \beta_1; \quad (267)$$

или, выражая их через момент трения (266):

$$P_1 + P_2 = \frac{M_T \cdot \cos \beta_1}{\mu \cdot R (\pi - 2\beta_1)}. \quad (268)$$

Умножая полученную сумму на плечо a приложения сил P_1 и P_2 , будем иметь необходимый момент на валике тормозного кулака, как:

$$M_k^r = (P_1 + P_2) a. \quad (269)$$

Деля уравнения (263) на (262), найдем:

$$\frac{P_2}{P_1} = \frac{2 \cos \beta_1 + \mu (\pi - 2\beta_1)}{2 \cos \beta_1 - \mu (\pi - 2\beta_1)}. \quad (270)$$

Задаваясь удельным давлением p , коэффициентом трения μ и радиусом колодки R (из конструктивных соображений), можно, пользуясь уравнениями (262), (263) и (270), определить ширину колодки b .

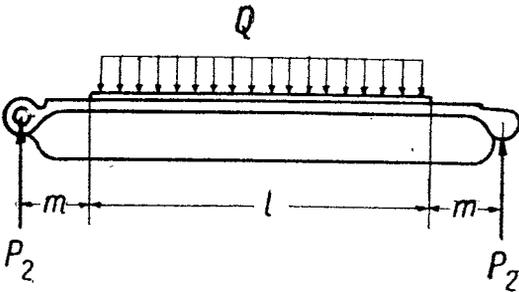
Удельное давление для медно-асбестовой плетенки $p = 4 \div 8 \text{ кг/см}^2$; коэффициент трения $\mu = 0,3 - 0,4$.

Расчет сечения колодки в первом приближении может быть произведен, как прямолинейной балки с равномерно распределенной нагрузкой Q на

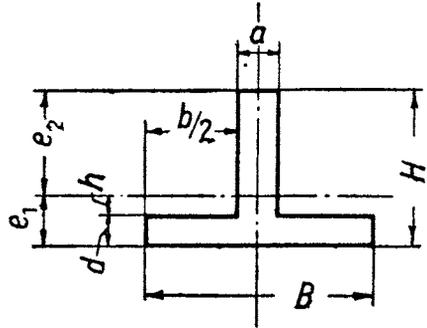
длине l , равной длине обшивки. Реакциями от равномерно распределенной нагрузки считаем усилие на кулаке P_2 и равное ему усилие на оси B колодки (фиг. 61).

Наибольший изгибающий момент равен:

$$M_{из} = P_2 \cdot \left(\frac{l + 2m}{2} - \frac{l}{4} \right). \quad (271)$$



Фиг. 61.



Фиг. 62.

Момент сопротивления сечения (фиг. 62):

$$W_{из} = \frac{B \cdot e_1^3 - b \cdot h^3 + a \cdot e_2^3}{3 \cdot e_2}; \quad (272)$$

где:

$$e_1 = \frac{2 \cdot (a \cdot H + b \cdot d)}{a \cdot H^2 + b \cdot d^2} \quad (273)$$

и

$$e_2 = H - e_1; \quad (274)$$

$$K_{из} = \frac{M_{из}}{W_{из}}. \quad (275)$$

Обычно напряжение изгиба лежит в пределах ¹ 6000 — 8000 кг/см².

2. ЛЕНТОЧНЫЕ ТОРМОЗА

Схема усилий представлена на фиг. 63.

Здесь ленты A_1 и A_2 стягиваются силами P_1 и P_2 ; при вращении тормозного барабана против часовой стрелки силы трения противодействуют усилию P_1 и помогают усилию P_2 . Таким образом $X_1 < P_1$ и $X_2 > P_2$.

Для определения силы трения поступаем так же, как и в случае колодного тормоза. По концам бесконечно малого участка ленты A_1 действуют силы P_x и $(P_x - dP_x)$; величина нормальной силы dY равна:

$$dY = 2P_x \sin \frac{d\beta}{2}. \quad (276)$$

Площадь барабана, на которую действует нормальное усилие dY , равна:

$$dF = b \cdot R \cdot d\beta, \quad (277)$$

где b — ширина ленты.

¹ Следует иметь в виду, что расчетные напряжения при таком способе расчета могут значительно превышать действительные.

Тогда величина удельного давления p_x в данном сечении определится, как:

$$p_x = \frac{dY}{dF} = \frac{2P_x \sin \frac{d\beta}{2}}{b \cdot R \cdot d\beta}, \quad (278)$$

или, приравнивая за малостью $\sin d\beta$ самому углу β :

$$p_x = \frac{P_x}{b \cdot R}. \quad (279)$$

Закон изменения усилия P_x по длине ленты найдется из тех соображений, что разность сил ($-dP_x$), действующая на концах бесконечно малого участка $d\beta$, создается за счет сил трения на площадке dF .

Следовательно:

$$p_x R \cdot b \cdot \mu \cdot d\beta = -dP_x, \quad (280)$$

или, заменяя p_x из уравнения (279):

$$\frac{dP_x}{P_x} = -\mu d\beta. \quad (281)$$

Интегрируя в пределах угла $\beta = 0$ и $\beta = \pi$ и имея в виду, что при $\beta = 0$ $P_x = P_1$, найдем:

$$X_1 = P_1 \frac{1}{e^{\mu\pi}}. \quad (282)$$

Для ленты A_2 теми же рассуждениями получим:

$$X_2 = P_2 e^{\mu\pi}. \quad (283)$$

Силы P_1, X_1 и P_2, X_2 найдутся по необходимому тормозному моменту M_T на барабане, как:

$$\begin{aligned} M_T &= M_{T_1} + M_{T_2} = (P_1 - X_1)R + (X_2 - P_2)R = \\ &= R(P_1 - X_1 + X_2 - P_2). \end{aligned} \quad (284)$$

Принимая силу $P_1 = P_2$ и имея в виду уравнения (282) и (283), получим силу нажатия:

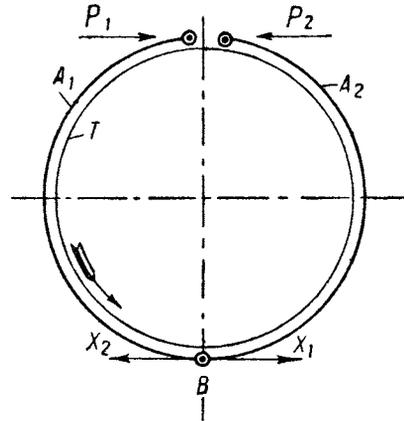
$$P = \frac{M_T}{R} \cdot \frac{e^{\mu\pi}}{e^{\mu\pi} - 1}. \quad (285)$$

Удельное давление ленты на барабан будет иметь минимальную величину, определяемую силой X_1 , как:

$$p_{\min} = \frac{P_1}{R \cdot b} \cdot \frac{1}{e^{\mu\pi}}, \quad (286)$$

и максимальную величину, определяемую силой X_2 , как:

$$p_{\max} = \frac{P_2}{R \cdot b} e^{\mu\pi}. \quad (287)$$



Фиг. 63.

Отношение:

$$\frac{P_{\max}}{P_{\min}} = e^{2\mu\pi}. \quad (288)$$

Задаваясь величиной максимально допустимого давления p_{\max} и коэффициентом трения μ , можно из уравнения (285) и (288) определить необходимую ширину ленты b .

Радиус барабана R так же, как и в случае колодочного тормоза, выбирается из конструктивных соображений.

Величину p_{\max} не следует брать более $7 \div 8 \text{ кг/см}^2$; для стальных лент, обшитых плетенкой, коэффициент трения $\mu \leq 0,3$.

Толщина ленты S определится из допустимого напряжения на разрыв, как:

$$S = \frac{P}{bK_p}, \quad (289)$$

где K_p — напряжение растяжения; для стальных лент принимают

$$K_p \leq 1000 \text{ кг/см}^2.$$

3. ТОРМОЗА ФОРДА

Для тормозов Форда ниже изложен расчет задних колодочных тормозов, приводимых в действие от педали.

Необходимый тормозной момент определится из уравнения (190):

$$M_T = G_2 \cdot \varphi \cdot r_K.$$

Для Форда: $G_2 = 425$; $\varphi = 0,55$; $r_K = 36 \text{ см}$;

$$M_T = 425 \cdot 0,55 \cdot 36 = 8400 \text{ кгсм}.$$

Далее, задаваясь коэффициентом трения $\mu = 0,3$ и имея размеры тормоза: $b = 3,7 \text{ см}$; $R = 14 \text{ см}$ и $\beta_1 = 150^\circ$, определим по уравнению (268) сумму ($P_1 + P_2$), как:

$$P_1 + P_2 = \frac{8400 \cdot 0,966}{0,3 \cdot 14 (3,14 - 2 \cdot 0,262)} = 740 \text{ кг}.$$

По уравнению (270) отношение $\frac{P_2}{P_1}$ равно:

$$\frac{P_2}{P_1} = \frac{2 \cdot 0,966 + 0,3 (3,14 - 2 \cdot 0,262)}{2 \cdot 0,966 - 0,3 (3,14 - 2 \cdot 0,262)} = 2,38,$$

откуда

$$P_1 = 220 \text{ кг}$$

и

$$P_2 = 520 \text{ кг}.$$

Из уравнений (261) или (262) определяем значения удельного давления на колодках, как:

$$p = \frac{2 P_1}{b \cdot R [2 \cos \beta_1 - \mu (\pi - 2\beta_1)]} = \frac{2 \cdot 220}{3,7 \cdot 14 [2 \cdot 0,966 - 0,3 (3,14 - 2 \cdot 0,262)]} = 7,4 \text{ кг/см}^2. \quad (290)$$

Тормозная колодка имеет следующие размеры (обозначения по фиг. 62):

$$a = 0,3 \text{ см}; b = 3,4 \text{ см}; d = 0,3 \text{ см}; B = 3,7 \text{ см}, H = 3,5 \text{ см}.$$

Тогда по уравнениям (272), (273) и (274) момент сопротивления

$$W_{из} = 0,80 \text{ см}^3.$$

Изгибающий момент из (271) равен:

$$M_{из} = 520 \left(\frac{36 + 2 \cdot 3,7}{2} - \frac{36}{4} \right) = 6600 \text{ кгсм}.$$

Напряжение изгиба равно (275):

$$K_{из} = \frac{6600}{0,80} = 8300 \text{ кг/см}^2.$$

ГЛАВА ШЕСТАЯ

РЕССОРЫ

При работе автомобиль подвергается из-за неровностей дороги весьма значительным сотрясениям и ударам, вызывающим высокие динамические напряжения в отдельных деталях машины. Имея это в виду, стали прибегать к упругому соединению рамы автомобиля с его осями, чтобы таким образом улучшить условия работы хотя бы тех агрегатов и деталей, которые крепятся к раме; смягчение же сотрясений неподрессоренных масс достигается только за счет упругости шин. Упругое соединение рамы и осей может быть достигнуто: пневматически, гидравлически, при помощи резиновых буферов, пружин, работающих на кручение (цилиндрических), и наконец, пружин, работающих на изгиб, т. е. рессор; последний способ пользуется исключительным распространением и поэтому только он и будет рассмотрен подробно.

Рессора представляет собой упругий брус равного сопротивления изгибу, дающий большую стрелу прогиба и, следовательно, мягкое соединение. Форма бруса равного сопротивления изгибу выбрана для рессоры, как дающая значительную экономию материала, причем эта форма может быть получена разными способами, при обязательном соблюдении для всех сечений условия равных напряжений, определяемых по уравнению:

$$K_{из} = \frac{M_{из}}{W_{из}}. \quad (291)$$

Возможные пути для получения бруса равного сопротивления изгибу рассмотрим на примере консольной балки, длины l , нагруженной на конце сосредоточенной силой P (фиг. 64).

Построив эпюру изгибающих моментов (фиг. 65), приходим к заключению, что изменения по длине балки $M_{из}$ требуют для выполнения основного условия равных напряжений, соответственного изменения момента сопротивления $W_{из}$, что может быть достигнуто или за счет изменения высоты балки h , или изменением ее ширины b , или, наконец, сделав переменными ту и другую величину.

I ВАРИАНТ

$h = y = \text{variable}; \quad b = \text{const}$ (фиг. 66).

Подставляя в основное уравнение равнопрочности значения изгибающего момента и момента сопротивления для любого сечения $N-N$ и для сечения заделки, получим:

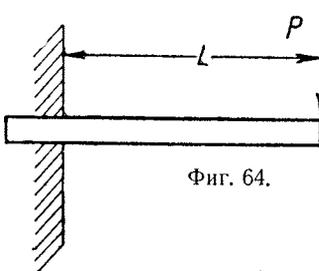
$$K_{\text{из}} = \frac{P \cdot x}{b \cdot y^2} = \frac{6 \cdot P \cdot x}{b y^2} = \frac{6 \cdot P \cdot l}{b h^2}; \quad (292)$$

или

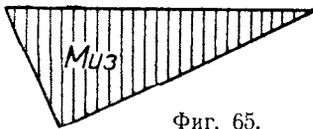
$$\frac{X}{y^2} = \frac{l}{h^2}; \quad (293)$$

откуда:

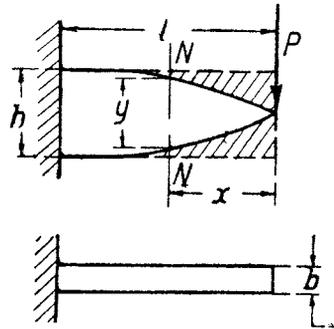
$$y = \sqrt{\frac{x}{l} h^2}. \quad (294)$$



Фиг. 64.



Фиг. 65.



Фиг. 66.

Полученное уравнение указывает на закон изменения высоты балки по параболе, площадь которой, как известно, выражается по формуле:

$$F = \frac{2}{3} h l,$$

что дает против нормальной балки длины l и постоянной высоты h экономию на материале в 33%.

II ВАРИАНТ

$b = y = \text{variable}; \quad h = \text{const}$ (фиг. 67).

Приравнявая и здесь напряжения в каком-нибудь сечении $N-N$ и в сечении заделки, найдем:

$$K_{\text{из}} = \frac{P \cdot X}{y h^2} = \frac{6 \cdot P \cdot X}{y \cdot h^2} = \frac{6 \cdot P \cdot l}{b h^2}; \quad (295)$$

где:

y — переменная ширина балки и
 b — ширина заделанного сечения.

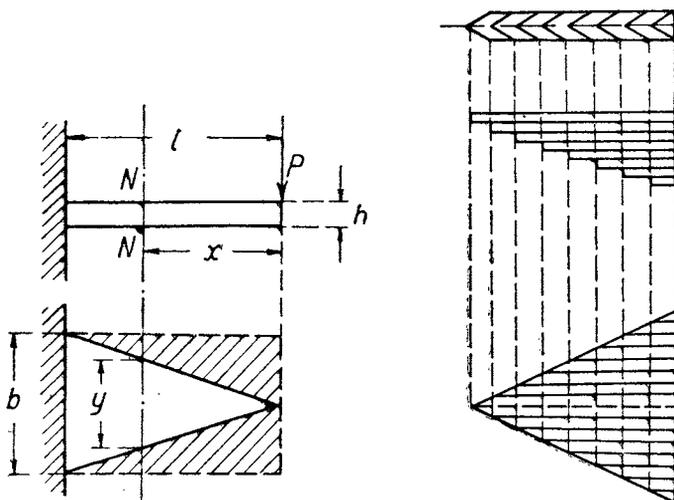
По сокращении получим:

$$\frac{x}{y} = \frac{l}{b} \quad (296)$$

откуда:

$$y = \frac{x}{l} \cdot b. \quad (297)$$

Очевидно, в этом случае для получения бруса равного напряжения ширина должна меняться по закону прямой уравнения (297). Площадь треугольника в два раза меньше площади прямоугольника, имеющего те же размеры b и l ; таким образом, эта форма дает 50% экономии на материале. Что касается третьего варианта, то по экономии материала он занимает промежуточное положение между первым и вторым вариантами. Вследствие



Фиг. 67.

Фиг. 68, 69.

этих соображений для листовых рессор всегда применяется форма бруса равного сопротивления, полученная по второму варианту, т. е. при переменной ширине и постоянной высоте.

Но в такой форме, по конструктивным соображениям, применять рессору слишком неудобно, так как при значительной величине изгибающего момента ширина сечення заделки оказывается очень велика.

Поэтому, сохраняя тот же принцип, рессора практически осуществляется следующим образом: разрезав представленную на фиг. 68 в плане балку на полосы равной ширины, накладывают их друг на друга (фиг. 69), отчего, если пренебречь трением между полосками, условия работы всей балки, конечно, не нарушатся; в результате получается рессора, изображенная на фиг. 69.

Мягкость рессоры в значительной степени зависит от формы конца листа: при ступенчатом профиле, представленном на фиг. 69, рессора получится жесткой и нижние листы будут перенапряжены по сравнению с верхними; при плавном же переходе от одного листка к другому (фиг. 70) этого удастся избежать, и условия работы всей рессоры намного улучшаются.

В современных автомобилях применяется ряд различных конструкций рессорных подвесок, но основными типами являются четвертная, полуэллиптическая и кантилеверная рессоры, расчет которых в этой же последовательности приводится ниже.

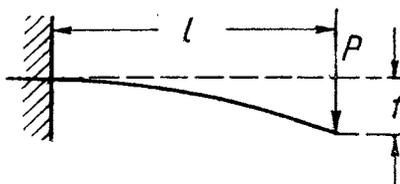
Для всех трех типов расчет ведется на максимальную статическую нагрузку, приходящуюся на данную рессору, при том допущении, что рессора является балкой с прямолинейной осью; в действительности, рессора работает в условиях динамической нагрузки и имеет начальную стрелу прогиба. Эти соображения, будучи взяты вместе, позволяют смотреть на нижеприведенный расчет лишь только как на сравнительный. Несколько точнее считать не на статическую нагрузку, а на усилия, получающиеся при разгоне и торможении автомобиля. В этих случаях нагрузка увеличивается против статической примерно на 10—20%. Это же замечание относится и к расчету неразгруженной полуоси кожуха, моста и передней оси.

1. ЧЕТВЕРТНАЯ РЕССОРА

На фиг. 71 изображена схема четвертной рессоры автомобиля, представляющая собой консольную балку, нагруженную на конце силой P .



Фиг. 70.



Фиг. 71.

Приняв следующие обозначения:

f — стрела прогиба однолистной рессоры¹,

l — длина рессоры,

b — ширина листа,

H — высота „

$$W_{из} = \frac{bH^2}{6} \text{ — экваториальный момент сопротивления рессоры,}$$

$$J_{из} = \frac{bH^3}{12} \text{ — экваториальный момент инерции рессоры,}$$

$K_{из}$ — напряжение изгиба, —

получим для рессоры, состоящей из одного листа постоянного сечения:

$$P = \frac{b \cdot H^2 \cdot K_{из}}{b \cdot l}. \quad (298)$$

¹ Термин „однолистная рессора“ следует понимать как условный, ибо балка постоянного сечения не является рессорой.

Эластичность и мягкость рессоры под действием заданной нагрузки лучше всего могут быть оценены получающейся при этом стрелой прогиба; для консольной балки стрела прогиба, как известно, определяется выражением:

$$f_1 = \frac{P \cdot l^3}{3 \cdot E \cdot J_{из}}, \quad (299)$$

где E — модуль упругости первого рода.

Нагрузка, приходящаяся на рессору, зависит от типа и назначения машины, следовательно, являясь величиной переменной, не дает возможности провести сравнительную оценку тех или иных конструкций рессор. С этой точки зрения значительно более интересной представляется зависимость между стрелой прогиба и напряжением, которое изменяется для различных машин в достаточно узких пределах.

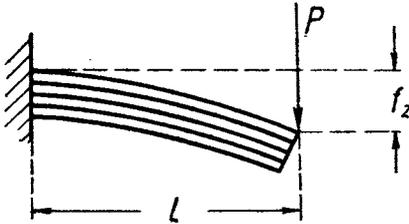
Исходя из этого, заменяя в выражении (299) нагрузку P через ее значения по формуле (298), получим:

$$f_1 = \frac{P \cdot l^3}{3 \cdot E \cdot L_{из}} = \frac{b \cdot H^2 \cdot K_{из}}{6 \cdot l} \cdot \frac{l^3}{3 \cdot E \cdot L_{из}} = \frac{b \cdot H^2 \cdot K_{из}}{6 \cdot l} \cdot \frac{l^3 \cdot 12}{3 \cdot E \cdot b \cdot H^3},$$

или

$$f_1 = \frac{2}{3} \frac{l^2 \cdot K_{из}}{E \cdot H}. \quad (300)$$

Найденные выражения справедливы для рессоры, состоящей только из одного листа. Переходя теперь к рессоре, собранной из z^1 листов одинаковой длины l (фиг. 72), выясним влияние этого фактора на вышеприведенные соотношения между действующей нагрузкой, размерами рессоры, напряжением и стрелой прогиба.



Фиг. 72.

Вследствие уменьшения в z раз нагрузки, приходящейся на один лист, получим при том же размере листа соответственное падение напряжения изгиба. Желая же сохранить прежней величину напряжения, необходимо бу-

дет, не изменяя других размеров, уменьшить высоту каждого из листов.

Называя через:

h — новое значение высоты листа,

f_z — стрелу прогиба рессоры, состоящей из z листов одинаковой длины, найдем, что теперь:

$$P = \frac{W_{из} \cdot K_{из}}{l} = \frac{z \cdot b \cdot h^2 \cdot K_{из}}{6 \cdot l} \quad (301)$$

и

$$f_z = \frac{P l^3}{3 E L_{из}} = \frac{z \cdot b \cdot h^2 \cdot K_{из}}{6 \cdot l} \cdot \frac{l^3 \cdot 12}{3 \cdot E \cdot z \cdot b \cdot h^3},$$

или

$$f_z = \frac{2}{3} \frac{l^2 \cdot K_{из}}{E \cdot h}. \quad (302)$$

¹ Балка, составленная из листов одинаковой длины, также еще не является рессорой, — поэтому термин только условный.

Здесь $W_{из}$ и l взяты с учетом числа листов z .
Из уравнения (298) имеем:

$$H = \sqrt{\frac{6 \cdot P \cdot l}{b \cdot K_{из}}} \quad (303)$$

Из уравнения (301):

$$h = \sqrt{\frac{b \cdot P \cdot l}{z \cdot b \cdot K_{из}}} \quad (304)$$

Отношение высот даст:

$$\frac{H}{h} = \sqrt{z} \quad (305)$$

Беря отношение стрелы прогиба рессоры из z листов и стрелы прогиба однолистной рессоры, получим:

$$\frac{f_z}{f_1} = \frac{H}{h} \quad (306)$$

Согласно же уравнению (305), окончательно найдем:

$$\frac{f_z}{f_1} = \frac{H}{h} = \sqrt{z} \quad (307)$$

Таким образом, стрела прогиба рессоры и оцениваемая ею мягкость обратно пропорциональны высоте листов и прямо пропорциональны корню квадратному из числа их.

При выводе этих соображений мы полагали ширину листов неизменной; рассмотрим теперь влияние и этого фактора на стрелу прогиба. Сравнивая две рессоры равной длины l , имеющие одно и то же число листов z и одинаково напряженные, найдем:

I рессора:

$$K_{из} = \frac{6 \cdot P \cdot l}{z \cdot B \cdot H^2}; \quad (308)$$

II рессора:

$$K_{из} = \frac{6 \cdot P \cdot l}{z \cdot b \cdot h^2} \quad (309)$$

Здесь B и b — ширины листов сравниваемых рессор и H и h — их высоты; приравнявая, получим:

$$\frac{6 \cdot P \cdot l}{z \cdot B \cdot H^2} = \frac{6 \cdot P \cdot l}{z \cdot b \cdot h^2},$$

откуда по сокращении:

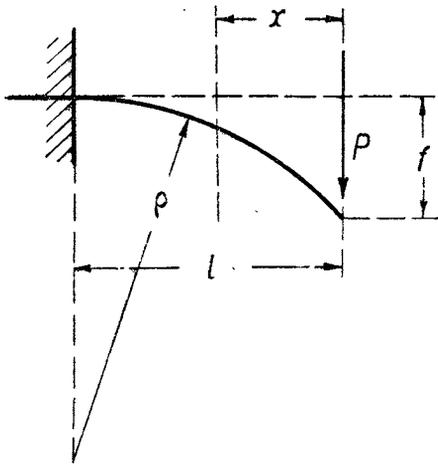
$$\frac{b}{B} = \frac{H^2}{h^2} \quad (310)$$

Пользуясь соотношением (306), имеем:

$$\frac{f_2}{f_1} = \frac{H}{h} = \sqrt{\frac{b}{B}}, \quad (311)$$

т. е. увеличение ширины листов вызывает уменьшение их высоты и этим самым, как это следует из полученного уравнения, делает рессору более мягкой. Здесь f_1 и f_2 — стрелы прогибов I и II рессор.

Полученные выше выражения (301) и (302) для стрелы прогиба рессоры, собранной из листов одинаковой длины, очевидно, все еще не являются верными для действительной рессоры, ибо последняя, будучи в принципе равнопрочной балкой, именно поэтому составлена из листов различных длин.



Фиг. 73.

Для определения прогиба в идеальной рессоре, представляющей собой балку равного сопротивления изгибу, рассмотрим теперь кривую изгиба балки, сечение которой имеет постоянную высоту h и переменную ширину y (фиг. 73).

Дифференциальное уравнение изгиба представится в виде:

$$P \cdot x = E \cdot J_x \frac{d^2 y}{dx^2}, \quad (312)$$

где

$$J_x = \frac{y h^3}{12} \text{ — переменный момент инерции.}$$

Выше при рассмотрении второго варианта получения бруса равного напряжения было найдено, что:

$$\frac{y}{b} = \frac{x}{l}. \quad (313)$$

Как и раньше, здесь b — ширина сечения заделки и l — длина балки. Подставляя в выражения момента инерции значение

$$y = \frac{x \cdot b}{l}$$

и обозначив через $J_{из} = \frac{b h^3}{12}$ момент инерции сечения заделки, получим:

$$J_x = \frac{y h^3}{12} = \frac{x \cdot b \cdot h^3}{12 \cdot l} = J_{из} \cdot \frac{x}{l}. \quad (314)$$

Заменяя в уравнении изогнутой кривой J_x через $J_{из}$, найдем:

$$P \cdot x = E \cdot J_x \cdot \frac{d^2 y}{dx^2} = E \cdot J_{из} \cdot \frac{x}{l} \cdot \frac{d^2 y}{dx^2}$$

или

$$P \cdot l = E \cdot J_{из} \cdot \frac{d^2 y}{dx^2}. \quad (315)$$

Поскольку величины P , l , E и $J_{из}$ — постоянны, то, очевидно, и

$$\frac{d^2 y}{dx^2} = \text{const}; \quad (316)$$

но $\frac{d^2 y}{dx^2}$ представляет собой кривизну изогнутой балки или величину, обратную радиусу ρ кривой изгиба, т. е.

$$\frac{d^2 y}{dx^2} = \frac{1}{\rho} = \text{const}. \quad (317)$$

В этом случае радиус кривой изгиба также должен быть постоянным, что возможно только тогда, когда балка изгибается по дуге круга.

Из фиг. 73 следует, что длина балки l является перпендикуляром, опущенным из конца изогнутой по окружности балки на диаметр этой окружности, причем основание перпендикуляра разделит диаметр на отрезки f' и $2\rho - f'$.

Здесь f' — стрела прогиба идеально-равнопрочной балки.

Как известно, перпендикуляр является средним пропорциональным между отрезками диаметра, т. е.:

$$\frac{f'}{l} = \frac{l}{2 \cdot \rho - f'}, \quad (318)$$

откуда, имея в виду, что вследствие малости f' величиной $(f')^2$ можно свободно пренебречь, получим:

$$l^2 = 2 \cdot \rho \cdot f' \quad (319)$$

или

$$f' = \frac{l^2}{2} \cdot \frac{1}{\rho}. \quad (320)$$

Подставляя полученное значение $\frac{1}{\rho}$ в уравнение (320), окончательно найдем стрелу прогиба конца идеальной рессоры:

$$f' = \frac{l^2}{2} \cdot \frac{1}{\rho} = \frac{l^2}{2} \cdot \frac{P \cdot l}{E \cdot J_{из}} = \frac{P \cdot l}{2 \cdot E \cdot J_{из}}. \quad (321)$$

Сопоставляя балку равного сопротивления изгибу с балкой постоянного сечения, найдем, что стрела прогиба первой в 1,5 раза превышает таковую второй — уравнения (299) и (321).

Рессора, собранная из листов различной длины, является в идеале равнопрочной балкой; поэтому ее стрела прогиба будет на 50% больше, чем у рессоры постоянного сечения, т. е. имеющей листы одинаковой длины.

В действительности рессора только в той или иной степени приближается к форме равнопрочной балки, причем это приближение в значительной мере зависит от формы конца листов. Кроме того, во всех рассуждениях не учитывалось трение между листами рессор, несомненно влияющее на работу рессоры и ее мягкость.

Исходя из этих соображений, увеличение стрелы прогиба при переходе от рессоры, собранной из листов одинаковой длины, к действительной рессоре следует оценивать не в 50%, а только в 20 — 25%¹.

Таким образом, определение действительной стрелы прогиба рессор может вестись двумя различными способами.

1 способ

1. По заданной нагрузке и основным размерам определяется прогиб балки, составленной из листов одинаковой длины:

$$f_z = \frac{P \cdot l^3}{3 \cdot E \cdot J_{из}} = \frac{P \cdot l^3 \cdot 12}{3 \cdot E \cdot z \cdot b \cdot h^3} = 4 \frac{P \cdot l^3}{E \cdot z \cdot b \cdot h^3}. \quad (322)$$

¹ Эти значения указываются проф. Ч у д а к о в ы м в курсе Устройство автомобиля.

2. Переходя к действительной рессоре, т. е., учитывая приближение к равнопрочности и работу трения листов, окончательно находим:

$$f \cong 1,25 \cdot f_z. \quad (323)$$

Здесь f — стрела прогиба в действительной рессоре.

Примечание. Стрела f_z может быть найдена и через напряжение $K_{из}$ по выражению (302).

II способ

1. По тем же исходным данным определяется прогиб идеальной балки равного сопротивления изгибу:

$$f' = \frac{P \cdot l^3}{2 \cdot E \cdot J_{из}} = \frac{P \cdot l^3 \cdot 12}{2 \cdot E \cdot z \cdot b \cdot h^3} = 6 \frac{P \cdot l^3}{E \cdot z \cdot b \cdot h^3}. \quad (324)$$

2. Переходя к действительной рессоре, т. е. принимая во внимание удаление от равнопрочности и работу трения в листах, находим:

$$f \cong f' \frac{1,25}{1,5} = 0,835 f'. \quad (325)$$

Конечный результат, очевидно, должен быть одним и тем же.

2. ПОЛУЭЛЛИПТИЧЕСКАЯ РЕССОРА

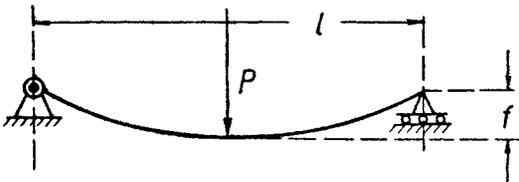
На фиг. 74 представлена схема полуэллиптической рессоры, нагруженной силой P .

Основное уравнение изгиба в принятых обозначениях для балки, составленной из листов одинаковой длины, дает:

$$K_{из} = \frac{M_{из}}{W_{из}} = \frac{\frac{P \cdot l}{4}}{\frac{z \cdot b \cdot h^2}{6}} = \frac{6 \cdot P \cdot l}{4 \cdot z \cdot b \cdot h^2}; \quad (326)$$

откуда:

$$P = \frac{2}{3} \cdot \frac{z \cdot b \cdot h^2 \cdot K_{из}}{l}. \quad (327)$$



Фиг. 74.

Стрела прогиба для двухопорной балки, нагруженной посередине сосредоточенной силой, определяется формулой:

$$f_z = \frac{P \cdot l^3}{48 \cdot E \cdot J_{из}}. \quad (328)$$

Заменяя в этом выражении силу P через ее значение по уравнению (327), найдем зависимость стрелы прогиба от напряжения:

$$f_z = \frac{P \cdot l^3}{48 \cdot E \cdot J_{из}} = \frac{2}{3} \frac{z \cdot b \cdot h^2 \cdot K_{из}}{l} \cdot \frac{l^3}{48 \cdot E \cdot J_{из}} = \frac{2}{3} \frac{z \cdot b \cdot h^2 \cdot K_{из}}{l} \cdot \frac{l^3 \cdot 12}{48 \cdot E \cdot z \cdot b \cdot h^3}$$

или

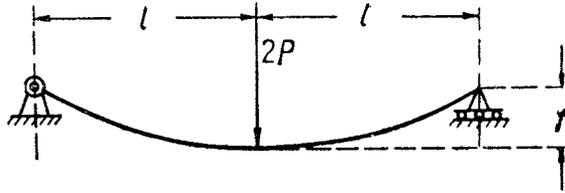
$$f_z = \frac{l^3 \cdot K_{из}}{6 \cdot E \cdot h} \quad (329)$$

Принимая во внимание различную длину листов и работу трения в них, по тем же соображениям, что и для четвертной рессоры, найдем:

$$f \cong 1,25 \cdot f_z.$$

Зависимость стрелы прогиба от ширины и числа листов здесь остается той же, что и для четвертной рессоры.

Для полуэллиптической рессоры часто встречаются формулы несколько иного вида, чем приведенные в выражениях (327), (328) и (329). Объясняется это тем, что рессора в этом случае рассматривается не как двухопорная балка (фиг. 75), а как составленная из двух консольных, имеющих сечение заделки



Фиг. 75.

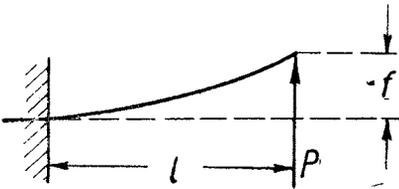
в точке приложения внешней силы; тогда реакции в опорах, очевидно, будут являться внешними силами, вызывающими изгиб.

Исходя из этого, в дальнейшем расчет ведется для консольной балки. Обозначив длину полуэллиптической рессоры через $2l$ и внешнюю нагрузку через $2P$, получим схему, изображенную на фиг. 76, для которой основное уравнение изгиба представится в виде:

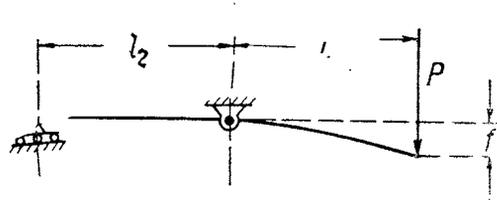
$$P = \frac{z \cdot b \cdot h^2 \cdot K_{из}}{6 \cdot l} \quad (330)$$

Стрела прогиба, согласно выражению (321), равна:

$$f' = \frac{P \cdot l^3}{2 \cdot E \cdot J_{из}};$$



Фиг. 76.



Фиг. 77.

после замены P и подстановки значения $J_{из}$ найдем:

$$f' = \frac{P \cdot l^3}{2 \cdot E \cdot J_{из}} = \frac{z \cdot b \cdot h^2 \cdot K_{из}}{6 \cdot l} \cdot \frac{l^3 \cdot 12}{2 \cdot E \cdot z \cdot b \cdot h^3} = \frac{l^2 \cdot K_{из}}{E \cdot h} \quad (331)$$

Стрела прогиба здесь получена по уравнению идеально-равнопрочной балки. Переходя к действительности и учитывая работу трения листов, найдем по уравнению (325): $f = 0,835 \cdot f'$.

3. КАНТИЛЕВЕРНАЯ РЕССОРА

Схема кантилеверной рессоры изображена на фиг. 77.

В принятых обозначениях получим основное уравнение изгиба в виде:

$$K_{из} = \frac{M_{из}}{W_{из}} = \frac{6 \cdot P \cdot l_1}{z \cdot b \cdot h^2}, \quad (332)$$

откуда

$$P = \frac{z \cdot b \cdot h^2 \cdot K_{из}}{6 l_1}. \quad (333)$$

Стрела прогиба для такой балки определяется выражением:

$$f_z = \frac{P \cdot l_1^2 \cdot (l_1 + l_2)}{3 \cdot E \cdot J_{из}}. \quad (334)$$

Подставляя в это уравнение значение силы P по формуле (333) и величину момента инерции $J_{из}$, определим стрелу прогиба в зависимости от напряжения:

$$f_z = \frac{P \cdot l_1^2 (l_1 + l_2)}{3 \cdot E \cdot J_{из}} = \frac{z \cdot b \cdot h^2 \cdot K_{из}}{6 \cdot l_1} \cdot \frac{l_1^2 (l_1 + l_2) 12}{3 \cdot E \cdot z \cdot b \cdot h^3} = \frac{2}{3} \frac{l_1 (l_1 + l_2) K_{из}}{E \cdot h}. \quad (335)$$

Влияние на стрелу прогиба числа листов, их ширины, так же как и поправка на различную длину листов, остаются теми же, что и для рассмотренных выше типов рессор, т. е.:

$$f \cong 1,25 \cdot f_z.$$

Напряжения в автомобильных рессорах имеют весьма высокие значения, лежащие в пределах:

$$K_{из} = 5000 - 7500 \text{ кг/см}^2.$$

Такое повышение напряжений объясняется тем, что вследствие самого назначения рессор они должны обладать большою стрелой прогиба, которая является функцией напряжения.

Следует отметить, что напряжения в передних рессорах должны приниматься, примерно, на 15—20% меньше, чем в задних, вследствие того, что при торможении нагрузка на переднюю ось вырастает в этой же пропорции. В качестве материала, идущего на изготовление рессор, употребляют в большинстве случаев хромистую сталь.

При расчете задних рессор к величине напряжения изгиба в коренном листе следует прибавлять еще напряжение растяжения или сжатия, которые возникают в случае, если передача толкающего и тормозного усилия осуществляется через рессоры.

4. ОЦЕНКА ОСНОВНЫХ КОНСТРУКЦИЙ РЕССОР

Проводя сравнение между тремя основными конструкциями рессор, можно установить следующее:

1. При одинаковых значениях напряжения $K_{из}$, длины рессор l и высоты листов h отношение стрел прогибов четвертной и полуэллиптической рессор, определяемых выражениями (302) и (329), будет равно:

$$\frac{f_{четв}}{f_{пол}} = \frac{2 \cdot 6}{3} = 4. \quad (336)$$

Для получения от полуэллиптической рессоры той же мягкости, что и от четвертной, необходимо удвоить ее длину, т. е. сделать $l_{\text{пол}} = 2l_{\text{четв}}$; действительно, приравняв уравнения (302) и (329), получим:

$$f_{\text{четв}} = \frac{2}{3} \frac{l_{\text{четв}} K_{\text{из}}}{E \cdot h} = f_{\text{пол}} = \frac{l_{\text{пол}}^2 K_{\text{из}}}{6 \cdot E \cdot h} \cdot 4, \quad (337)$$

откуда

$$\frac{2}{3} l_{\text{четв}}^2 = \frac{1}{6} l_{\text{пол}}^2, \quad (338)$$

и

$$l_{\text{пол}} = 2 \cdot l_{\text{четв}}. \quad (339)$$

2. При равенстве длин обеих частей кантилеверной рессоры, т. е. $l_1 = l_2 = \frac{l_{\text{конт}}}{2}$, уравнение (335) представится в виде:

$$f_{\text{конт}} = \frac{4}{3} \cdot \frac{l_1^2}{E \cdot h} K_{\text{из}}, \quad (340)$$

и для одинаковых значений напряжений $K_{\text{из}}$ и высоты листов h в четвертной и кантилеверной рессорах получим следующее соотношение между их стрелами прогибов:

$$\frac{f_{\text{конт}}}{f_{\text{четв}}} = \frac{4}{3} l_1^2 \cdot \frac{3}{2l_{\text{четв}}^2} = \frac{2 \cdot l_1^2}{l_{\text{четв}}^2} = \frac{l_{\text{конт}}^2}{2l_{\text{четв}}^2}, \quad (341)$$

т. е. отношение стрел прогибов пропорционально отношению квадратов полных длин рессор.

Если полные длины четвертной и кантилеверной рессор равны, то уравнение (341) преобразуется в:

$$\frac{f_{\text{конт}}}{f_{\text{четв}}} = \frac{1}{2}. \quad (342)$$

Таким образом при равенстве полных длин сравниваемых рессор четвертная рессора дает стрелу прогиба, вдвое большую, нежели кантилеверная.

Приравнявая прогибы четвертной и кантилеверной рессор, найдем:

$$2l_{\text{четв}}^2 = l_{\text{конт}}^2, \quad (343)$$

$$l_{\text{конт}} = l_{\text{четв}} \sqrt{2}. \quad (344)$$

Следовательно, одинаковая мягкость может быть достигнута только при увеличении длины кантилеверной рессоры в 1,43 раза против четвертной.

Анализ приведенных соотношений с точки зрения мягкости рессор приводит к тому, что при всех равных условиях лучшим типом подвески следует признать четвертную рессору, затем кантилеверную и, наконец, полуэллиптическую рессору.

Практическое осуществление четвертной рессоры одинаковой длины с кантилеверной встречает конструктивные затруднения; поэтому в тех случаях, когда должна быть обеспечена наибольшая эластичность, применяется кантилеверная подвеска.

5. РЕССОРЫ ФОРДА

Подвеска машины осуществлена двумя поперечными полуэллиптическими рессорами, расположенными над осями. Передняя рессора укреплена в пе-

редней поперечине рамы двумя стремлянками; соединение с осью достигается при помощи сереежек, связывающих ушки коренного листа с кронштейнами, укрепленными на передней оси. Задняя рессора вследствие изогнутости поперечины рамы, к которой она крепится с помощью стремлянок, имеет не совсем правильную полуэллиптическую форму; концы рессоры удерживаются кронштейнами, расположенными на фланцах барабанов задних тормозов. Листы обеих рессор стягиваются центровым болтом и хомутиками, устраняющими возможность выворачивания их; для максимального приближения к форме бруса равного сопротивления концы листов сведены на-нет.

РАСЧЕТ

Передняя рессора

Рессора изображена на фиг. 78 и характеризуется следующими основными величинами:



Фиг. 78.

длина рессоры $l = 830$ мм,
 ширина $b = 45$ мм,
 число листов $z = 10$ мм,
 толщина $h = 5$ мм.

Полный вес машины с нагрузкой:

$$G_a = 1430 \text{ кг.}$$

Статическое распределение его по осям:

передняя ось $2G_1 = 580$ кг,
 и задняя ось $2G_2 = 850$ кг.

На основании выражения (326), имея в виду, что здесь $W_{из} = \frac{z \cdot b \cdot h}{6}$, определим напряжение изгиба в рессоре:

$$K_{из} = \frac{3 \cdot 2 \cdot G_1 \cdot l}{2 \cdot z \cdot b \cdot h^2} = \frac{3 \cdot 580 \cdot 83}{2 \cdot 10 \cdot 4,5 \cdot 0,5^2} \cong 6350 \text{ кг/см}^2.$$

Выражая стрелу прогиба через напряжение по уравнению (329), получим:

$$f_z = \frac{l^2 \cdot K_{из}}{6 \cdot E \cdot h} = \frac{83^2 \cdot 6350}{6 \cdot 22 \cdot 10^5 \cdot 0,5} = 6,65 \text{ см;}$$

и окончательно:

$$f \cong 1,25 \cdot f_z \cong 8,3 \text{ см.}$$

Задняя рессора

Основные размеры представленной на фиг. 79 рессоры:

длина рессоры $l = 1300$ мм;
 ширина „ $b = 57$ мм;
 число листов $z = 10$;
 толщина „ $h = 6,5$ мм.



Фиг. 79.

Напряжение изгиба:

$$K_{из} = \frac{3 \cdot 2 \cdot G_2 \cdot l}{2 \cdot z \cdot b \cdot h^2} = \frac{3 \cdot 850 \cdot 130}{2 \cdot 10 \cdot 5,7 \cdot 0,65^2} \cong 6950 \text{ кг/см}^2.$$

Стрела прогиба:

$$f = 1,25 \frac{l^2 \cdot K_{из}}{6 \cdot E \cdot h} = 1,25 \frac{130^2 \cdot 6950}{6 \cdot 22 \cdot 10^5 \cdot 0,65} \approx 17,1 \text{ см.} \quad (345)$$

Для определения запаса прочности ниже приведены данные по химическим и механическим свойствам сталей, идущих на изготовление рессор.

Передняя рессора

Хромистая сталь марки „DD“.

Химический состав

C	Mn	Si	Cr	S_{max}	P_{max}
0,48—0,52	0,80—0,95	0,10—0,20	1,0—1,2	0,04	0,03

Горячая обработка:

прокатка	1120—1150° Ц
ковка	980°
отжиг	—
закалка	815°
отпуск	470°

Механические качества при данной термообработке:

предел упругости	13 300 кг/см ²
сопротивление разрыву	14 700 „
удлинение	14%
сжатие	50%
твердость по Бринелю	387—444
запас прочности $S = \frac{14 700}{6350} = 2,3$	

Задняя рессора

Хромистая сталь марки „D“.

Химический состав отличается от марки „DD“ только более широким пределом по углероду $C = 0,45—0,52$.

Горячая обработка та же, что и марки „DD“.

Механические качества:

предел упругости	12 600 кг/см ²
сопротивление разрыву	14 000 „
удлинение	15%
сжатие	50%
твердость по Бринелю	388—444
запас прочности	$S = \frac{14 000}{6950} = 2,0$

Сравнивая запасы прочности передней и задней рессор, найдем, что таковой у первой будет выше ∞ на 15%. Объясняется это тем, как это было выше указано, что при торможении нагрузка на переднюю ось возрастает (∞ на 15%) и, следовательно, напряжение в передней рессоре при этом увеличится на эту же величину.

ГЛАВА СЕДЬМАЯ

РАМА

С точки зрения расчета рамы одинаково интересным является как определение необходимых сечений продольных лонжеронов, так и определение размеров поперечин, связывающих их между собой. Расчет на статическую

нагрузку, принятый в настоящее время, в состоянии ответить только на первую часть вопроса, — и то недостаточно точно, так как при этом не учитывается действие ударов при езде по неровной дороге, передаваемых раме рессорами, а также оставляются без внимания реакции тормозных барабанов, часто связанных с рамой специальными реактивными штангами¹. Что касается определения размеров поперечин и способов крепления их к продольным лонжеронам рамы, то в настоящее время не существует еще сколько-нибудь надежного метода, позволившего бы определить величину и направление усилий, возникающих во всех частях рамы, а следовательно, и нет возможности рассчитать названные детали.

Неясным также является распределение усилий между болтами или заклепками, крепящими кронштейны рессор, в том случае, если последние не лежат в одной плоскости с продольным лонжероном.

Ниже излагается метод определения усилий, возникающий в каждом болте, предложенный Дж. Уатт. Приводимый расчет рамы позволяет определить наиболее опасное сечение лонжерона по максимальному изгибающему моменту, а также выявить, приблизительно, продольный профиль его в зависимости от изменения величины изгибающего момента по длине рамы. Напряжения изгиба, получающиеся таким путем, лежат обыкновенно в пределах 400—600 кг/см^2 и могут служить некоторым критерием для оценки прочности различных конструкций.

В качестве материала, идущего на изготовление рам, употребляются никелевые и хромоникелевые стали при применении профиля переменного сечения и простые катаные балки из сортового железа постоянного профиля. Последнее имеет целью удешевить производство и обладает тем недостатком, что увеличивает вес рамы.

1. ПРОДОЛЬНЫЕ ЛОНЖЕРОНЫ РАМЫ

Обозначим через:

$2A$ — нагрузку, приходящуюся на раму от передней опоры двигателя,
 $2B$ — " " " " от задней опоры двигателя,
 $2C$ и $2D$ " " " " от кабинки шофера,
 $2E$ — " " " " от поперечин, крепящих кузов к раме²,

$4R_{\text{п}}$ и $4R_{\text{з}}$ — реакции передних и задних осей, соответственно.

Вес сцепления и коробки скоростей считаем отнесенным к весу двигателя. Очевидно, на один лонжерон будет приходиться половина перечисленных выше весов. Схема нагрузки и основные размеры рамы представлены на фиг. 80.

Для определения реакции рессор $R_{\text{п}}$ и $R_{\text{з}}$ воспользуемся уравнением равенства моментов относительно заднего конца рамы:

$$A \cdot a - R_{\text{п}}(b + c) + B \cdot c + C \cdot d + D \cdot e + E(f + g + i) - R_{\text{з}}(h + \Delta) = 0 \quad (346)$$

Вторым условием будет равенство проекций всех сил на вертикальную ось:

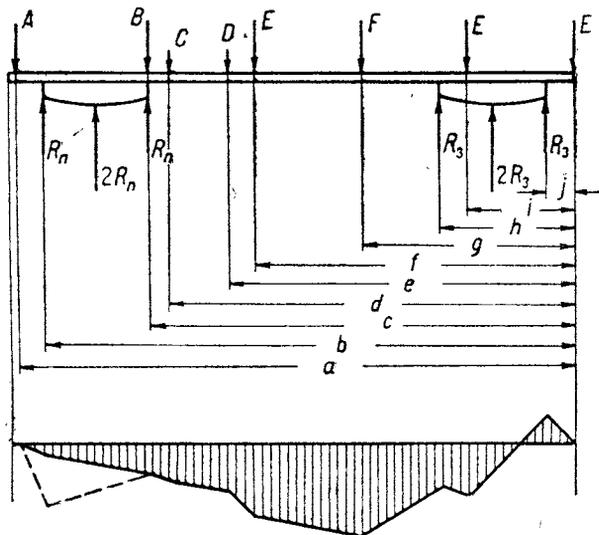
$$A + B + C + D + 4E = 2R_{\text{п}} + 2R_{\text{з}} \quad (347)$$

¹ Эти же штанги служат для восприятия реакции крутящего момента, передаваемого двигателем; но последние обычно бывают меньше реакции торможения.

² Сюда входит как вес полезной нагрузки, так и вес самого кузова.

Из этих двух уравнений легко можно определить R_n и R_3 . Далее, строя по найденным усилиям методом сечений эпюру изгибающих моментов лонжерона, находим сечение лонжерона, нагруженное максимальным изгибающим моментом M_{\max} . Подсчитывая момент сопротивления $W_{из}$ для этого сечения, будем иметь напряжения изгиба, как:

$$K_{из} = \frac{M_{\max}}{W_{из}}. \quad (348)$$



Фиг. 80.

2. КРОНШТЕЙНЫ БРЕПЛЕНИЯ РЕССОР К РАМЕ

На фиг. 81 представлены кронштейны, несущие нагрузку от конца рессоры P . Расстояние точки приложения силы P от плоскости прилегания фланца к раме обозначим через Y . Сила P при указанной схеме нагрузки вызывает, во-первых, срезающее усилие в болтах №№ 1, 2 и 3, равное для каждого болта $P/3$, и, во-вторых, стремясь опрокинуть кронштейн относительно оси ZZ , растягивает все болты моментом, равным $P \cdot Y$. Так как болт № 1 находится в непосредственной близости от оси ZZ , то практически он не будет нести никакой нагрузки, и весь момент $P \cdot Y$ воспримется болтами №№ 2 и 3 (фиг. 81). Пусть A будет расстояние от оси до центра болта № 3 и B — соответствующее расстояние болта № 2. Болт № 3, очевидно, будет испытывать большее напряжение, нежели болт № 2, и растяжение болта № 3 будет относиться к растяжению болта № 2, как A к B . Обозначим нагрузку на болт № 3 через C и на болт № 2 через D , тогда:

$$\frac{C}{D} = \frac{A}{B} \text{ и } D = C \frac{B}{A}. \quad (349)$$

На основании равенства моментов относительно оси можно написать:

$$C \cdot A + D \cdot B = P \cdot Y. \quad (350)$$

Подставляя сюда значение D из (349), найдем:

$$C \cdot A + C \frac{B^2}{A} = P \cdot Y \quad (351)$$

или

$$C = \frac{P \cdot Y \cdot A}{A^2 + B^2}. \quad (352)$$

Точно также:

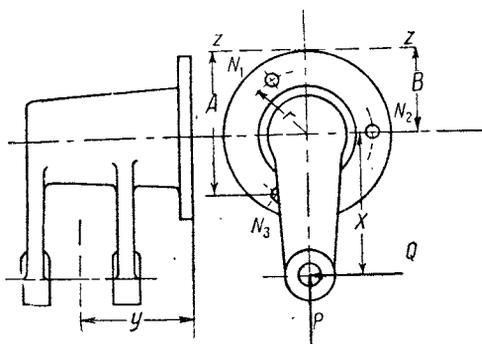
$$D = \frac{P \cdot Y \cdot B}{A^2 + B^2}. \quad (353)$$

Таким образом будем иметь окончательно: на болт № 1 действует срезающая сила, равная $P/3$, на болт № 2 — срезающая сила $P/3$ и растягивающая сила D , на болт № 3 — срезающая сила $P/3$ и растягивающая сила C .

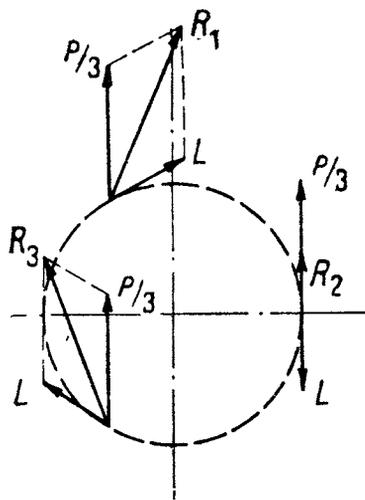
Далее, находя обычным путем напряжение среза $K_{ср}$ и напряжение растяжения K_p для болтов №№ 2 и 3, определим суммарное напряжение, как:

$$K_{\Sigma} = \sqrt{K_p^2 + 4 K_{ср}^2}. \quad (354)$$

В случае, если конструкция рессорной подвески выполнена таким образом, что толкающее и тормозное усилия передаются через рессору на болты, кроме указанной силы P будет действовать



Фиг. 81.



Фиг. 82.

еще горизонтальная сила Q , стремящаяся сдвинуть кронштейн вокруг центра тяжести болтов с моментом $Q \cdot X$. Усилие срезающего для каждого болта можно определить, как:

$$L = \frac{Q \cdot X}{3 \cdot r}, \quad (355)$$

где r — расстояние болтов до их общего центра тяжести. Срезающее усилие L и $P/3$ сложатся для каждого болта и равнодействующая их может быть найдена по правилу параллелограмма. Благодаря тому, что срезающее усилие $P/3$ направлено вертикально для всех болтов, а усилие L — касательно окружности радиуса r , величина равнодействующей R будет различна для каждого из трех болтов¹.

Сказанное иллюстрируется фиг. 82.

После нахождения равнодействующей R суммарное напряжение найдется попержнему формулой (354), в которой напряжение $K_{ср}$ будет найдено уже по равнодействующей отдельно для каждого болта.

¹ Для болта № 2 равнодействующая равна $R = P/3 - L$ благодаря совпадению составляющих усилий.

2 ЧАСТЬ

ДИНАМИЧЕСКИЙ РАСЧЕТ АВТОМОБИЛЕЙ ФОРД „А“ и „АА“

ГЛАВА ПЕРВАЯ

ФОРД „А“ ВЫПУСКА 1928 Г.

1. РАБОЧИЙ БАЛАНС

При движении автомобиля мощность, развиваемая его двигателем, тратится на преодоление известных сопротивлений, возникающих при этом движении; в зависимости от величин сопротивлений, с одной стороны, и располагаемой мощности двигателя — с другой, данный автомобиль может преодолевать различные препятствия, встречающиеся на его пути, и развивать при этом ту или иную скорость.

Для возможности осуществления движения в каждый данный момент должно существовать равенство:

$$N_m = N_\Sigma, \quad (356)$$

где:

N_m — располагаемая мощность двигателя,

N_Σ — сумма мощностей всех сопротивлений.

Правая часть уравнения (356) определяется выражением:

$$N_\Sigma = N_r + N_w + N_f + N_h + N_j, \quad (357)$$

где:

N_r — мощность, затрачиваемая на трение в механизмах передачи

N_w — мощность „ на сопротивление воздуха

N_f — мощность „ на сопротивление качению

N_h — мощность „ на преодоление подъемов

N_j — мощность „ на разгон

Каждая из этих величин в настоящее время более или менее исследована, и главным затруднением при расчетах является только соответствующий выбор коэффициентов, входящих в определяющие их уравнения (уравнения 359, 360, 362, 364 и 365), применительно к данному автомобилю.

Что касается внешней характеристики двигателя¹ (мощность N_m , уравнение (356), необходимой для проведения динамического расчета, то надежнее всего в этом отношении пользоваться данными испытания двигателя на стенке. Применение характеристик, полученных путем подсчетов по тем или другим формулам, может быть рекомендовано только лишь для приближенных вычислений, не претендующих на большую точность.

Из существующих эмпирических формул довольно хорошие результаты дает формула Пуансе:

$$N_m = 1,5 \frac{N_{\max}}{n_{\max}} \cdot n \left(1 - \frac{n^2}{3 \cdot n_{\max}^2} \right), \quad (358)$$

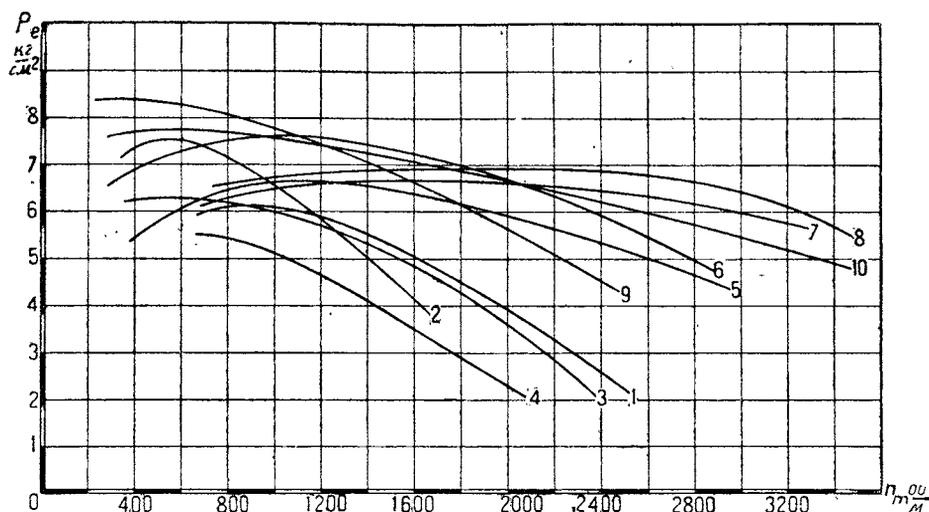
¹ Внешней характеристикой двигателя называется зависимость развиваемой им эффективной мощности, на полном дросселе, от числа оборотов.

в которой значения N_{\max} и соответствующие этой мощности обороты n_{\max} обычно можно взять по каталожным данным. При пользовании этой формулой результаты получаются, большей частью, несколько выше действительных, причем расхождение тем больше, чем дальше от максимальных оборотов лежит рассматриваемая точка.

Применение теоретической формулы

$$N_m = \frac{P_e \cdot V_h \cdot n}{900}, \quad (359)$$

дающей зависимость мощности двигателя от среднего эффективного давления P_e , литража двигателя V_h и числа оборотов n , затруднено тем обстоятельством, что величина среднего эффективного давления, в свою оче-



Фиг. 83.

1. Греф-Штифт	110 × 160 × 4	6. Шевролле	84 × 95 × 6
2. „ „	125 × 160 × 4	7. Минерва	65 × 100 × 6 (бесклап.)
3. Геркулес	111,1 × 120 × 6	8. Стевер	72 × 122 × 8
4. Лейланд	118,2 × 152 × 4	9. Рено	85 × 140 × 6
5. Форд	98,5 × 108 × 4	10. Альфа-Ромео	75 × 110 × 6

редь, есть функция числа оборотов и для различных двигателей имеет разные значения; кроме того, характер протекания ее может быть весьма различен. Сказанное иллюстрируется фиг. 83, на которой приведены изменения средних эффективных давлений некоторых двигателей в зависимости от числа оборотов.

Пользуясь этими кривыми, можно задать величину и законом протекания среднего эффективного давления для данного двигателя и по формуле (359) построить его характеристику. Для того чтобы выбранная кривая наиболее соответствовала рассматриваемой машине, необходимо обра-

щать внимание на тип двигателя¹ (грузовой или легковой), на интервал минимальных и максимальных чисел оборотов, на степень сжатия ϵ и на форму камеры сгорания, зависящей, главным образом, от расположения клапанов.

Ввиду того, что для каждого данного случая трудно подобрать двигатель, который бы подходил по всем перечисленным пунктам, определение характеристики этим путем также не отличается особой точностью.

В данном конкретном примере характеристика двигателя Форд была получена непосредственно испытанием двигателя на станке. При этом определялись: крутящий момент M_m , эффективная мощность N_m , расход топлива Q кг/час и мощность N_f , идущая на трение двигателя.

По этим данным были подсчитаны удельный расход топлива q г/л. с. ч. и механический к. п. д. η_m двигателя.

Значения всех перечисленных величин даны в табл. 26, а также в виде кривых на фиг. 84.

Что касается остальных данных, необходимых для динамического расчета, то они приведены ниже со всеми выбранными коэффициентами.

Данные по автомобилю Форд „А“ (выпуска 1928 г.):

к. п. д. силовой передачи взят изменяющимся в пределах 0,90 — 0,85, согласно фиг. 85;

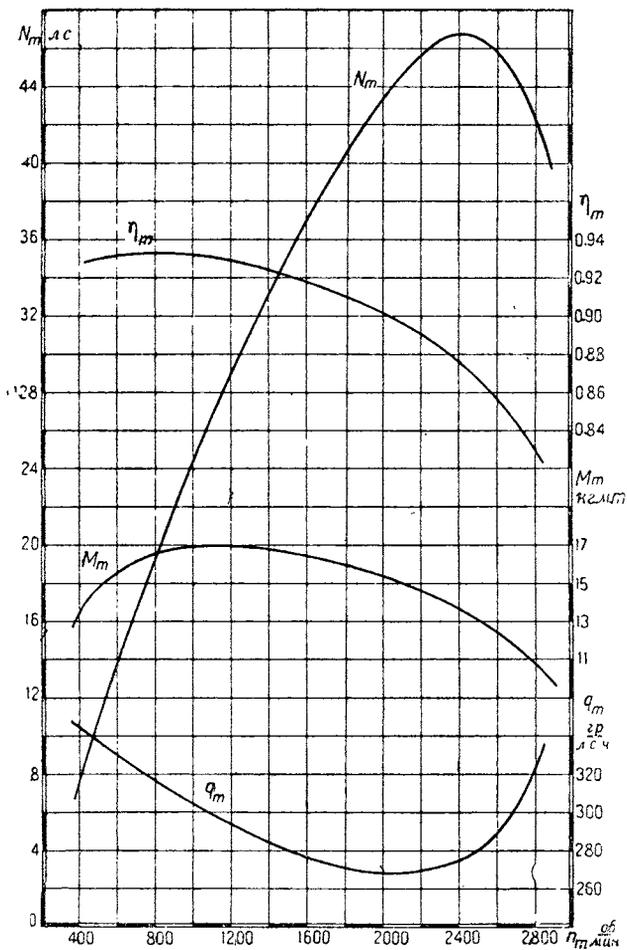
лобовая площадь автомобиля $F = 2,07$ м²;

коэффициент сопротивления воздуха принят $K = 0,055$;

¹ Как видно из приведенной диаграммы, течение кривых среднего эффективного давления для грузовых машин довольно резко отличается от таковых же для легковых. Это объясняется тем обстоятельством, что грузовой машине необходимо иметь относительно большую мощность на малых скоростях, когда движение происходит с грузом; для легковых же машин относительно большая мощность требуется только на высоких скоростях, где сопротивление воздуха становится весьма значительным.

ТАБЛИЦА 26

n об/мин	400	600	800	1 000	1 200	1 400	1 600	1 800	2 000	2 200	2 400	2 600	2 800
N_m л. с.	7,5	13,2	18,4	24,0	28,8	33,3	37,0	40,5	43,4	45,7	46,6	45,0	42,0
N_f л. с.	0,6	1,0	1,4	1,8	2,3	2,9	3,4	4,0	4,7	5,6	6,7	8,0	8,6
η_m	0,927	0,930	0,930	0,930	0,927	0,920	0,912	0,910	0,902	0,891	0,874	0,850	0,830
N_m кг/м	13,5	15,8	16,6	17,1	17,1	16,9	16,6	16,1	15,5	14,9	13,9	12,3	10,8
Q кг/час	2,6	4,4	5,9	7,2	86,4	9,5	10,3	11,00	11,7	12,3	12,8	13,1	13,7
q л. с. ч.	345	330	315	305	295	285	280	273	270	270	274	295	327



Фиг. 84.

полный вес, автомобиля $G_a = 1430 \text{ кг}$;
 вес, приходящийся на задние колеса, $G_2 = 850 \text{ кг}$;

передаточные числа в коробке i_k :
 на I передаче $i_{kI} = 3,12$;
 на II передаче $i_{kII} = 1,86$;
 на III передаче $i_{kIII} = 1,0$.

Передаточное число в главной передаче $i_0 = 3,78$;
 размер шин — $30 \times 4 \frac{1}{2}$ '';

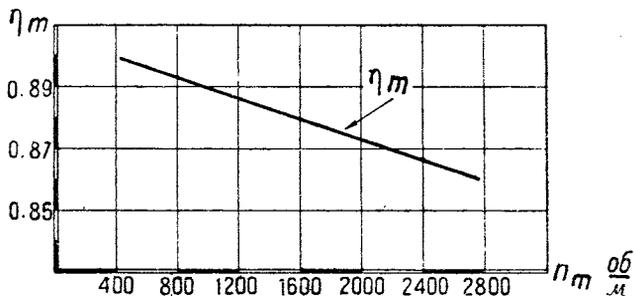
тип шин корд — баллон;

радиус колес r_k с учетом деформации шин найдется, как:

$$r_k = 0,95 \frac{30 \cdot 0,0254}{2} = 0,36 \text{ м},$$

где 0,95 — коэффициент, учитывающий деформацию баллонной шины.

Для построения рабочего баланса необходимо подсчитать величины, входящие в правую часть уравнения (357). Нижеследующие формулы служат для определения этих величин.



Фиг. 85.

Мощность N_r , идущая на трение в передаточных механизмах, определяется, как:

$$N_r = N_m (1 - \eta_m), \quad (359a)$$

где η_m — механический к. п. д. силовой передачи¹ (фиг. 85).

Подсчитывая величину N_r для определенных значений мощности N_m , будем иметь цифры табл. 27.

Для более удобного пользования полученными величинами обе мощности отнесены к оборотам двигателя.

ТАБЛИЦА 27

n об/мин	400	800	1 200	1 600	2 000	2 400	2 800
N_m л. с. . . .	7,5	18,4	28,8	35,0	43,4	46,6	42,0
η_m	0,900	0,893	0,885	0,875	0,867	0,857	0,850
N_r л. с. . . .	0,75	1,97	3,31	4,38	5,78	6,67	6,30

Мощность N_w , идущая на сопротивление воздуха, определяется, как:

$$N_w = \frac{K \cdot F \cdot V_a^3}{3500} \text{ л. с.}, \quad (360)$$

где: K — коэффициент сопротивления воздуха²;

F — лобовая площадь автомобиля в m^2 ;

приближенное значение F может быть получено произведением колеи машины на наибольшую высоту кузова;

V_a — скорость движения автомобиля в $км/час$.

Подставляя в формулу (360) принятые значения K и F , будем иметь:

$$N_w = \frac{0,055 \cdot 2,07}{3500} \cdot V_a^3 = 0,000325 V_a^3 \text{ л. с.} \quad (361)$$

Задаваясь различными скоростями движения, получим изменения N_w , представленные в табл. 28.

ТАБЛИЦА 28

V_a $\frac{км}{час}$	10	20	30	40	50	60	70	80	90	100	110
N_w л. с.	0,03	0,26	0,88	2,08	4,06	7,02	11,15	16,7	23,70	32,5	43,2

¹ При конических передачах у ведущего моста η_m колеблется в пределах 0,93 — 0,85; при двойных и червячных — 0,87 — 0,8. Более высокие значения относятся к двойным передачам.

² Величина коэффициента K зависит, главным образом, от формы кузова.

Для легковых машин K может быть принят 0,050 — 0,060, для грузовых — 0,06 — 0,075.

Мощность N_f , затрачиваемая на сопротивление качению, определяется, как:

$$N_f = \frac{G_a f \cdot V_a}{270} \text{ л. с.}, \quad (362)$$

где: G_a — полный вес груженого автомобиля в кг,
 f — общий коэффициент сопротивления качению¹,
 V_a — скорость движения автомобиля в км/час.

Так как при заданных величинах G_a и f потери на качение будут прямо пропорциональны скорости V_a , т. е. представят собой прямую, проходящую через начало координат, то при построении диаграмм нет надобности определять значения мощности N_f для всех скоростей; достаточно подсчитать ее величину для какого-нибудь одного значения скорости V_a (например, 100 км/час) и полученную точку (фиг. 87) соединить с началом координат.

Мощность N_h , затрачиваемая на преодоление подъемов, определяется, как:

$$N_h = \frac{G_a V_a \cdot \sin \alpha}{270} \text{ л. с.}; \quad (363)$$

величину $\sin \alpha$ принято обозначать через i , — тогда формула примет вид:

$$N_h = \frac{G_a V_a \cdot i}{270} \text{ л. с.}, \quad (364)$$

где $\sin \alpha = i$ — подъем, преодолеваемый автомобилем.

Мощность N_j , затрачиваемая на ускорение движения, определяется как:

$$N_j = \delta \cdot \frac{G_a}{g} \cdot j \cdot \frac{V_a}{270} \text{ л. с.}, \quad (365)$$

где: g — земное ускорение, равное 9,81 м/сек²,

j — ускорение движения в м/сек²,

δ — коэффициент, учитывающий наличие вращающихся частей; величина его различна для разных передач в коробке скоростей и приближенно может быть определена, как:

$$\delta = 1 + 0,06 i_k^2, \quad (366)$$

где i_k — передаточное число в коробке на различных передачах.

Сравнивая между собой уравнения (359), (360), (362), (364) и (365), находим, что первые два вида сопротивления N_r и N_w для выбранной машины всегда имеют определенную величину, зависящую только от скорости движения или числа оборотов двигателя; таким образом затрата известной части мощности двигателя на преодоление этих сопротивлений неизбежна. Что касается остальных сопротивлений, то величина их, как следует из уравнений (362, 364 и 365) зависит для данной машины не только от свойств самой машины и скорости движения, но в значительной степени от той дороги, по которой в рассматриваемый момент времени происходит движение. В силу этого величина их во время движения может в значительной степени меняться, и возможны случаи, когда две из них (N_h и N_j) будут даже приобретать отрицательные значения, т. е. помогать движению. Например, при движении под уклон, имеющий величину i , равную или большую коэффициента

¹ Величины коэффициента f , полученные опытным путем (Америка), имеют следующие значения;

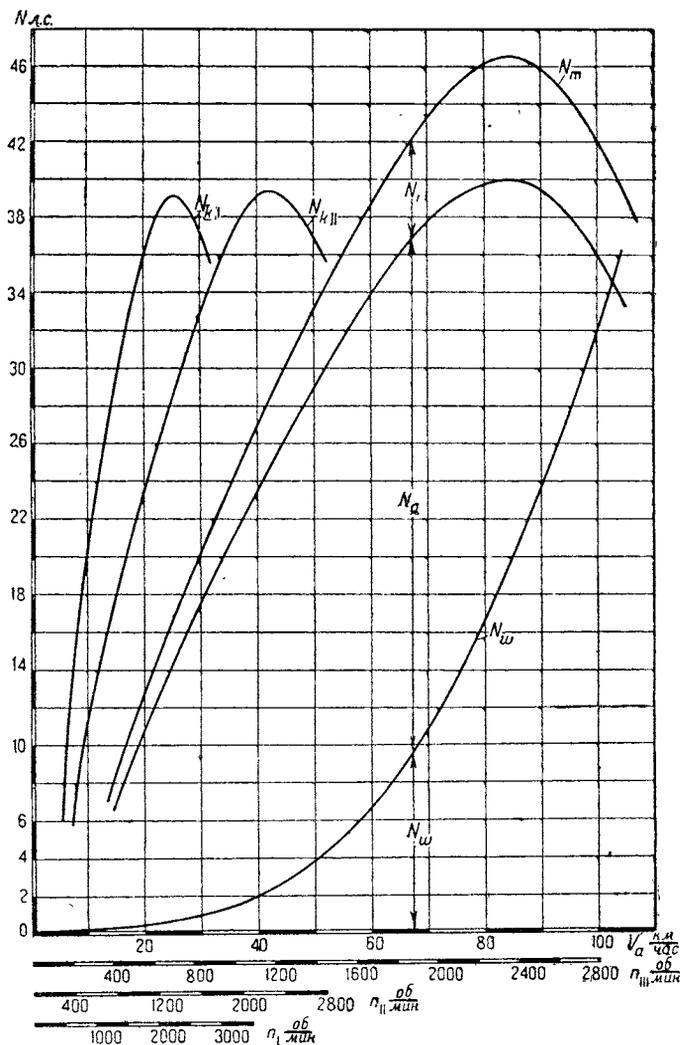
для бетонных, асфальтовых и торцевых дорог $f = 0,010—0,019$,

для гравийных дорог $f = 0,018—0,030$ и

для грунтовых дорог $f = 0,027—0,034$.

качения f , эти два вида сопротивлений уничтожат друг друга, и со стороны двигателя не потребуется никакой добавочной мощности на их преодоление; следовательно, освободившаяся таким образом мощность может быть использована на дальнейшее увеличение скорости движения.

Рабочий баланс автомобиля, а в дальнейшем и динамическую характеристику, удобнее строить так, чтобы оценку свойств данной машины можно было давать для дорог различных качеств.



Фиг. 86.

Для этого вводится понятие о так называемой „свободной мощности“ автомобиля, которая представляет собой разность между мощностью двигателя N_m , с одной стороны, и мощностями, затрачиваемыми на трение в передаточных механизмах N_r и на сопротивления воздуха N_w , — с другой, т. е.:

$$N_a = N_m - N_r - N_w, \quad (367)$$

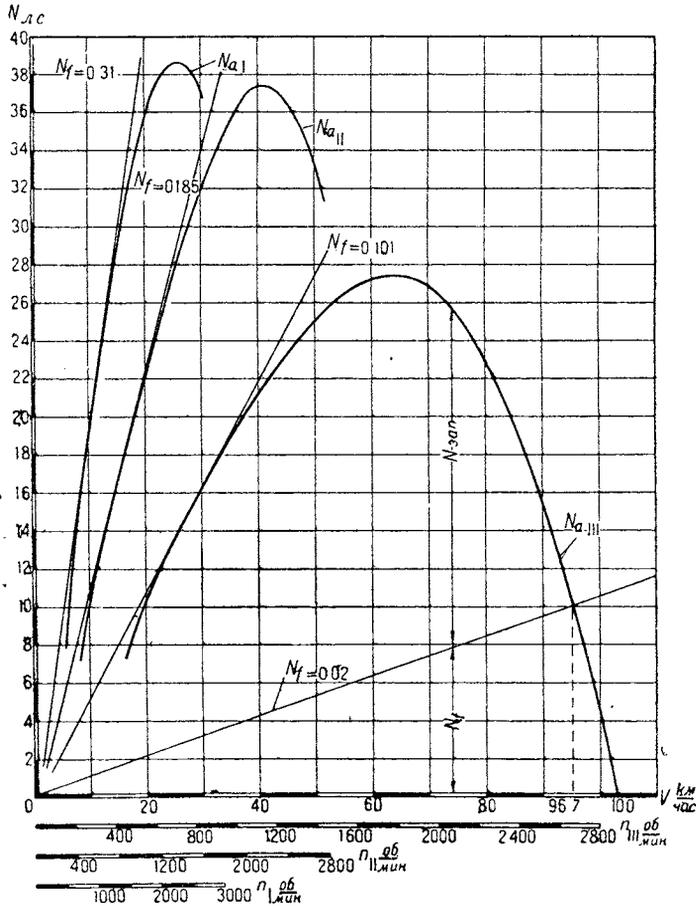
где N_a — свободная мощность автомобиля.

Принимая во внимание уравнения (356) и (357), можно написать:

$$N_m = N_r + N_w + N_f + N_h + N_j; \quad (368)$$

и далее, имея в виду уравнение (367):

$$N_a = N_m - N_r - N_w = N_f + N_h + N_j, \quad (369)$$



Фиг. 87.

откуда следует, что мощность N_a есть мощность, которая может быть использована на сопротивление качению, на взятие подъемов и на ускорение.

Величину этой мощности для различных скоростей движения и различных передач в коробке скоростей легче всего определить построением рабочего баланса.

На фиг. 86 и 87 приведено это построение.

Здесь по оси абсцисс за основной масштаб взята скорость движения V_a км/час, а для построения мощностей на различных передачах добавлены

вспомогательные шкалы n_I , n_{II} и n_{III} , соответствующие числам оборотов мотора на I, II и III передачах, при одинаковых значениях V_a . Последние определяются на основании уравнений (370), (371) и (372):

$$\text{для I передачи } V_{aI} = \frac{2\pi r_k \cdot 3,6}{i_0 \cdot 60} \cdot \frac{1}{i_{kI}} n_m; \quad (370)$$

$$\text{для II передачи } V_{aII} = \frac{2\pi r_k \cdot 3,6}{i_0 \cdot 60} \cdot \frac{1}{i_{kII}} n_m; \quad (371)$$

$$\text{для III передачи } V_{aIII} = \frac{2\pi r_k \cdot 3,6}{i_0 \cdot 60} \cdot \frac{1}{i_{kIII}} n_m, \quad (372)$$

где:

r_k — радиус колеса с учетом деформации шины,
 i_0 — передаточное число в заднем мосту,
 n_m — обороты двигателя,
 i_{kI} , i_{kII} , i_{kIII} — передаточные числа коробки скоростей на соответствующих передачах.

Подставляя цифровые значения, получим для $n_m = 3000$ об/мин:

$$\text{на I передаче } V_{aI} = \frac{2 \cdot \pi \cdot 0,36 \cdot 3,6}{3,78 \cdot 60} \cdot \frac{1}{3,12} 3000 = 34,5 \text{ км/час};$$

$$\text{на II передаче } V_{aII} = 0,359 \frac{1}{1,86} \cdot 3000 = 58 \text{ км/час};$$

$$\text{на III передаче } V_{aIII} = 0,0359 \cdot 3000 = 108 \text{ км/час}.$$

Откладывая эти значения V_a на вспомогательных шкалах¹, будем иметь отрезки, соответствующие интервалу числа оборотов мотора от 0 до 3000 об/мин на различных передачах. Определение масштаба оборотов ясно без дальнейших пояснений.

Далее, пользуясь данными табл. 26, строим кривую мощности двигателя N_m (фиг. 86), например, для III передачи. От этой кривой вниз откладываем мощность N_r по табл. 27, в результате чего получаем кривую N_{kIII} , представляющую собой мощность, подводимую к колесам автомобиля.

Откладывая затем вверх от оси абсцисс кривую сопротивления воздуха N_w (табл. 28), на основании уравнения (369), будем иметь отрезки между кривыми N_{kIII} и N_w , равные свободной мощности N_a на III передаче. Для получения величины N_a на других передачах кривую N_{kIII} переносим соответственно изменению чисел оборотов, на n_I и n_{II} (кривые N_{kI} и N_{kII}), кривая же N_w остается без изменений, поскольку она не зависит от установленной передачи в коробке. Отрезки $N_{kI} - N_w$ и $N_{kII} - N_w$ дадут значение N_a для I и II передач.

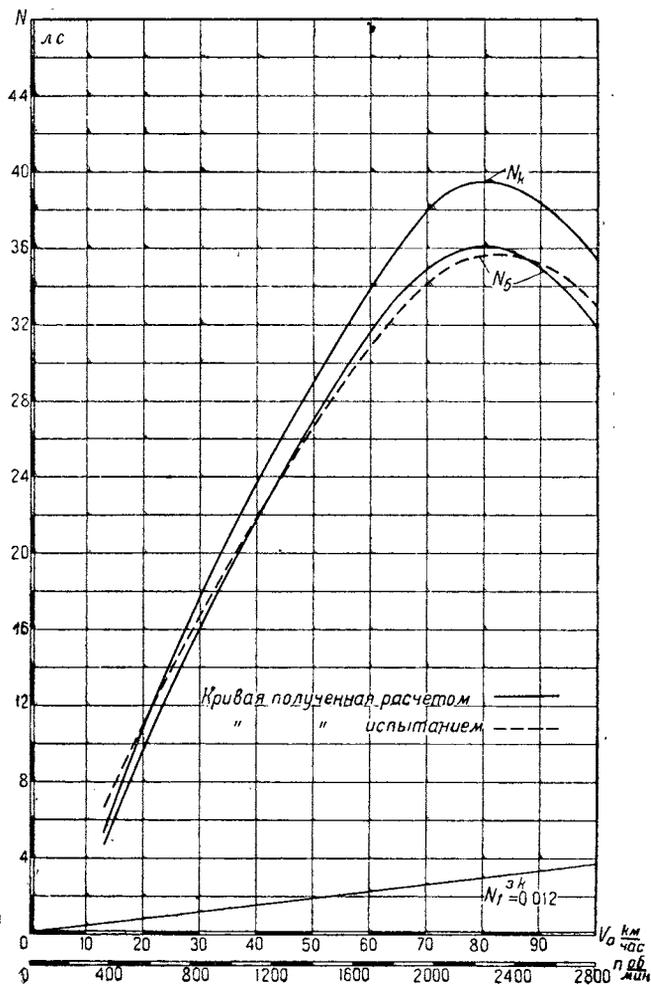
Как видно из диаграммы, влияние сопротивления воздуха при движении на I передаче ничтожно и им можно пренебречь.

На фиг. 87 даны значения N_a , взятые по фиг. 86, уже без вспомогательных кривых.

¹ Диаграммы 115 и 116 дают возможность определять скорость автомобиля V_2 на прямой передаче.

Пользуясь фиг. 87, можно для данной дороги, оцениваемой коэффициентом качения f , определить мощности, остающиеся на взятие подъемов и на разгон автомобиля, т. е. запас мощности, а также максимальную возможную скорость передвижения.

Действительно, если согласно формуле (362) на этой диаграмме провести прямую, соответствующую какому-либо определенному значению коэффи-



Фиг. 88.

ента f , то отрезки ординат между кривыми N_{aI} , N_{aII} и N_{aIII} этой прямой будут на основании уравнения (369) равны:

$$N_a - N_f = N_h + N_f = N_{зап}, \quad (373)$$

т. е. будут представлять собой оставшуюся мощность, могущую быть использованной на подъем и разгон.

В точке пересечения кривых N_a и N_f , очевидно, будет иметь место равенство:

$$N_a = N_f,$$

т. е. вся свободная мощность тратится на сопротивление качению, и дальнейшее увеличение скорости и взятие подъемов для данной дороги невозможно.

Так, для хорошего шоссе, оцениваемого коэффициентом качения $f = 0,02$, максимальная скорость движения равна:

$$V_{a \max} = 97,7 \text{ км/час.}$$

Для сравнения кривой $N_{\text{кш}}$ (фиг. 86), полученной путем расчета с таковой же, полученной путем испытаний автомобиля на станке, приведена фиг. 88.

Здесь N_k представляет собой мощность, подводимую к ведущим колесам, взятую по фиг. 86 (кривая $N_{\text{кш}}$) и N_6 — мощность на ведущих колесах за вычетом потерь на сопротивление качению задних колес $N_f^{\text{з.к.}}$, значение которой получено по формуле (374):

$$N_f^{\text{з.к.}} = \frac{G_2 \cdot f \cdot V_a}{270}. \quad (374)$$

где:

G_2 — вес, приходящийся на задние колеса;

$f = 0,012$ — коэффициент сопротивления качению для случая дороги, соответствующей поверхности барабанов испытательного станка.

Как видно из диаграммы, оба результата в достаточной мере совпадают друг с другом¹.

2. ТЯГОВЫЙ БАЛАНС

К ведущим колесам автомобиля от двигателя подводится крутящий момент, величину которого можно определить, как:

$$M_k = M_m \cdot \eta_m \cdot i_0 \cdot i_k, \quad (375)$$

где:

M_k — крутящий момент на колесе,

M_m — крутящий момент двигателя,

η_m — механический к. п. д. силовой передачи,

i_0 — передаточное число в ведущем мосту,

i_k — передаточное число в коробке передач.

При данном радиусе колеса r_k этот момент создаст на последнем некоторое окружное усилие P_k , под влиянием реакции которого и будет двигаться автомобиль. Величина P_k определяется из формулы (375), как:

$$P_k = \frac{M_k}{r_k} = \frac{M_m \cdot \eta_m \cdot i_0 \cdot i_k}{r_k}. \quad (376)$$

С другой стороны, величину окружного усилия на колесе можно представить как некоторую разность между усилием, развиваемым двигателем P_m , и усилием, тратящимся на преодоление трения в передаточных механизмах P_f , т. е.:

$$P_k = P_m - P_f. \quad (377)$$

¹ Данные испытания, взятые по материалам автолаборатории АТИ.

Это усилие P_k тратится при движении на преодоление сопротивлений, перечисленных выше при составлении баланса мощностей, но выраженных в этом случае уже в виде отдельных усилий. На основании сказанного можно написать:

$$P_k = P_m - P_r = P_w + P_f + P_h + P_j, \quad (378)$$

где:

P_w — усилие сопротивления воздуха,

P_f — усилие сопротивления качению,

P_h — усилие сопротивления подъему,

P_j — усилие сопротивления разгону.

Выражение (378) носит название тягового баланса автомобиля. Если в уравнении (356) заменить мощность N_Σ , ее значением из уравнения (357) и затем перенести величину N_r в левую часть, будем иметь:

$$N_w - N_r = N_w + N_f + N_h + N_j. \quad (379)$$

Величина $N_m - N_r$ по фиг. 86 равна N_k .

Имея в виду зависимость: $P \cdot V = N^1$ и сравнивая между собой уравнения (378) и (379), найдем, что уравнение (378) можно получить путем деления уравнения (379) на скорость V_a , входящую во все величины правой части (уравнения 360, 362, 364, 365).

Отсюда следует, что графическое выражение тягового баланса автомобиля может быть получено из фиг. 86 и 87 путем деления соответствующих мощностей на величину V_a .

Самостоятельно тяговой баланс может быть подсчитан по нижеприводимым уравнениям:

$$P_w = KFV_a^2, \quad (380)$$

$$P_f = G_a f, \quad (381)$$

$$P_h = G_a i, \quad (382)$$

$$P_j = \delta \frac{G_a}{g} j, \quad (383)$$

где все индексы имеют те же значения, что и в рабочем балансе. Левая часть выражения тягового баланса определяется по уравнению (376).

Аналогично рабочему балансу здесь также существует понятие свободного тягового усилия, равного:

$$P_a = P_m - P_r - P_w = P_f + P_h + P_j. \quad (384)$$

В табл. 29 и 30 даны значения $P_{кIII}$, P_w и P_f , подсчитанные по уравнениям (376), (380) и (381), причем передаточное число в коробке взято для III передачи.

ТАБЛИЦА 29

η_m об/мин	400	800	1 200	1 600	2 000	2 400	2 800
M_m кгм . . .	13,5	16,6	17,1	16,6	15,5	13,9	10,8
η_m	0,900	0,893	0,885	0,875	0,867	0,857	0,850
$P_{кIII}$ кг . . .	128	156	159	152	141	125	96

¹ Для принятых единиц измерения $P(\text{кг}) \times V(\text{м/час}) = 270 N$ (л. с.).

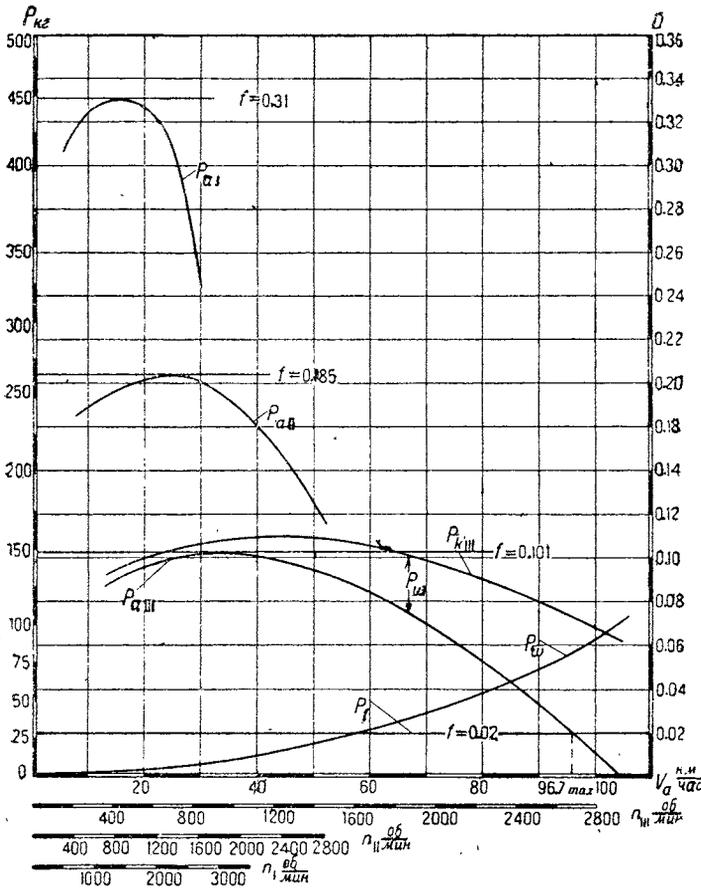
ТАБЛИЦА 30

V_a P_w кгз	10	20	30	40	50	60	70	80	90	100	110
	0,9	3,5	7,9	14,0	22,0	31,6	43,0	56,2	71,2	87,9	106,0
P_f кгз	28,6 (для $f = 0,02$)										

Свободное тяговое усилие на III передаче на основании предыдущего найдется как:

$$P_{aIII} = P_{кIII} - P_w. \quad (385)$$

Указанные величины приведены на фиг. 89.



Фиг. 89.

Для нахождения свободных тяговых усилий на I и II передачах в уравнение (376) надлежит подставить соответствующие передаточные числа и из полученной величины вычесть значение P_w .

Аналогично рабочему балансу, по фиг. 89 могут быть определены усилия, идущие на подъем и ускорения при данном коэффициенте сопротивления качению f .

Проводя прямую P_f (табл. 30), будем иметь отрезки между P_f и P_a , равными $P_i + P_j$. Точка пересечения P_f и P_a даст попрежнему возможную максимальную скорость движения V_a на данной дороге.

3. ДИНАМИЧЕСКАЯ ХАРАКТЕРИСТИКА

Выражение (384), дающее зависимость между усилиями, имеющими место при движении автомобиля, отнесены к полному весу автомобиля $G_a = 1430$ кг. Если разделить это выражение на величину G_a , то будем иметь запас свободной тяги автомобиля, отнесенный уже к единице веса и называемый динамическим фактором D . Величина его равна:

$$D = \frac{P_a}{G_a} = \frac{P_m - P_r - P_w}{G_a} \quad (386)$$

Определение значения динамического фактора не только упрощает оценку автомобиля с точки зрения его динамических качеств, но и дает возможность сравнить между собой несколько автомобилей, обладающих различными весами и размерами.

Ввиду того, что величина G_a , входящая в знаменатель уравнения (386), неизменна для данного автомобиля, кривая зависимости динамического фактора от скорости движения V_a , называемая динамической характеристикой автомобиля, будет иметь тот же характер, что и кривая P_a , поэтому нет необходимости строить для первой отдельную диаграмму, а достаточно только на графике P_a построить соответствующий масштаб для D .

Масштаб определяется следующим образом для скорости: $V_a = 60$ км/час $P_{aIII} = 121$ кг, отсюда:

$$D_{II}^{60} = \frac{P_a}{G_a} = \frac{121}{1430} = 0,0846, \quad (387)$$

следовательно, число миллиметров, заключающееся в ординате кривой P_{aIII} для $V_a = 60$ км/час, соответствует $0,0846 D_{II}^{60}$. Дальнейшее ясно без пояснений.

4. УСКОРЕНИЯ И ПОДЪЕМЫ АВТОМОБИЛЯ

Выражение тягового баланса можно переписать в виде:

$$P_m - P_r - P_w = P_f + P_h + P_j. \quad (388)$$

Деля правую и левую часть на вес автомобиля G_a , на основании уравнений (381, 382, 383), будем иметь:

$$D = f + i + \frac{\delta}{g} j, \quad (389)$$

¹ Для грузовых машин известный интерес представляет динамический фактор порожней машины $D' = \frac{P_a}{G_0}$, приведенный для Форда „АА“ на фиг. 109.

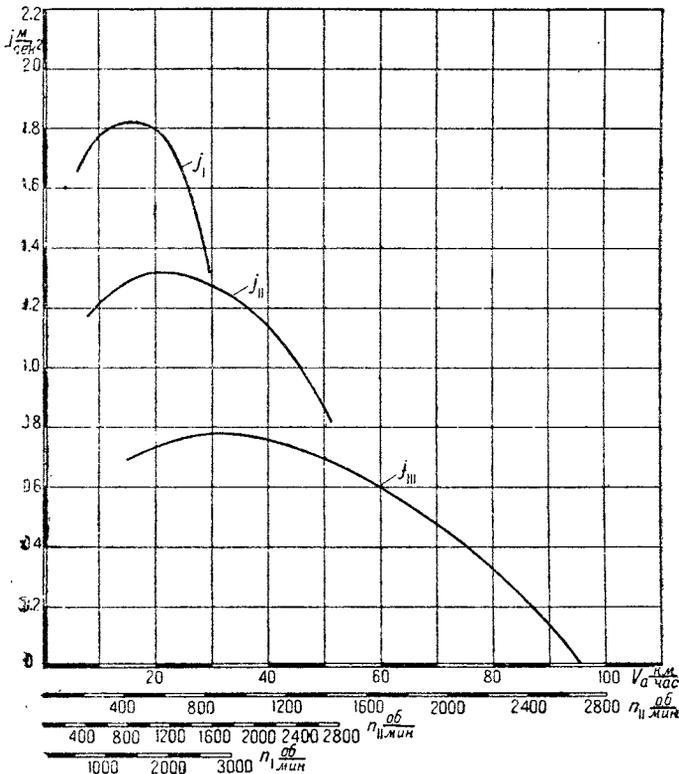
т. е. динамический фактор равен сумме коэффициентов, оценивающих дорогу и инерцию автомобиля. Отсюда, зная значение D и задаваясь величиною коэффициента f , можно определить ускорение j на горизонтальной дороге ($i = 0$).

Коэффициент δ по уравнению (366) равен:

для I передачи $\delta = 1 + 0,06 \cdot 3,12^2 = 1,585$;

для II передачи $\delta = 1 + 0,06 \cdot 1,86^2 = 1,208$;

для III передачи $\delta = 1 + 0,06 \cdot 1^2 = 1,06$.



Фиг. 90.

Тогда ускорение j найдется как:

для I передачи $j_I = (D_I - f) 6,19$;

для II передачи $j_{II} = (D_{II} - f) 8,12$;

для III передачи $j_{III} = (D_{III} - f) 9,25$.

Задаваясь коэффициентом $f = 0,02$, получим значения j , представленные¹ в табл. 31 и на Фиг. 90.

Динамическая характеристика дает возможность определить также и те подъемы, которые сможет преодолеть данный автомобиль на различных доро-

¹ Пользуясь диаграммой 117, можно находить ускорения машины на прямой передаче.

ТАБЛИЦА 31

V_a км/час	5	10	15	20	25	30	35	40	50	60	70	80	90	96,7
$D_I - f = i_I$	0,284	0,282	0,290	0,287	0,266	0,207	—	—	—	—	—	—	—	—
j_I м/сек ²	1,63	1,75	1,80	1,78	1,65	1,28	—	—	—	—	—	—	—	—
$D_{II} - f = i_{II}$	—	0,150	0,156	0,162	0,164	0,160	0,153	0,139	0,103	—	—	—	—	—
j_{II} м/сек ²	—	1,22	1,27	1,31	1,33	1,30	1,24	1,13	0,84	—	—	—	—	—
$D_{III} - f = i_{III}$	—	—	0,073	0,077	0,080	0,081	0,081	0,080	0,075	0,064	0,049	0,030	0,009	0
j_{III} м/сек ²	—	—	0,67	0,71	0,74	0,75	0,75	0,74	0,69	0,59	0,45	0,28	0,08	0

гах при той или иной скорости движения и работе на разных передачах в коробке.

Действительно, при движении на подъем с неизменной скоростью динамический фактор на основании уравнения (389) будет равен:

$$D = f + i, \quad (390)$$

откуда:

$$i = D - f. \quad (391)$$

Таким образом величины подъемов при заданных коэффициентах сопротивления качению найдутся непосредственно по графику динамической характеристики; значения их приведены в табл. 31.

Конечно, эти подъемы еще не являются предельными для данного автомобиля, так как значения их были получены в предположении равномерного движения, т. е. при $j = 0$.

Если же движение на подъеме совершается замедленно, то ускорение будет отрицательным и величина i определится по уравнению (389) как:

$$i = D + \frac{\delta}{g} \cdot j - f, \quad (392)$$

и, следовательно, автомобиль преодолеет больший подъем. Однако, возможность взятия такого подъема зависит от его длины, так как при продолжительном падении скорости величина ее может оказаться меньше критического значения, определяемого минимально устойчивыми оборотами двигателя, и движение на данной передаче станет невозможным.

5. ВРЕМЯ И ПУТЬ РАЗГОНА

По построенной диаграмме ускорений можно подсчитать время и путь разгона на основании следующих соображений.

Ускорение представляет собой первую производную скорости V_a по времени, или:

$$j = \frac{dV_a}{dt},$$

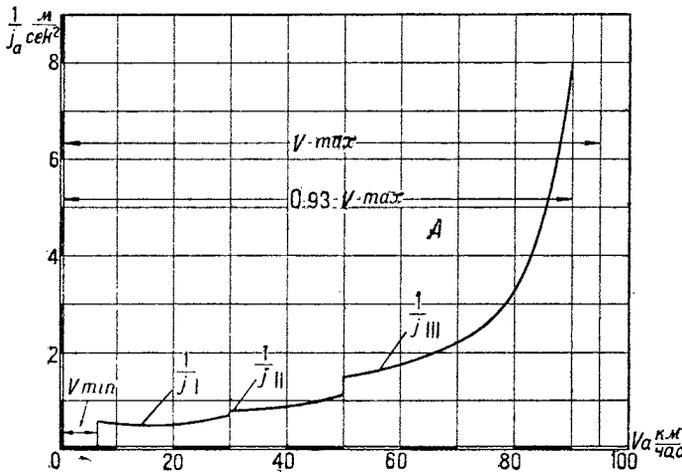
откуда:

$$dt = \frac{1}{j} dV_a$$

и

$$t = \int_{v_1}^{v_2} \frac{1}{j_a} dV_a. \quad (393)$$

Если по данным фиг. 90 построить кривую величины $\frac{1}{j}$ для тех же значений V_a , что и кривые ускорений, то площадь, заключенная между



Фиг. 91.

кривой $\frac{1}{j}$ и осью абсцисс, даст величину интеграла уравнения (393), т. е. время разгона¹.

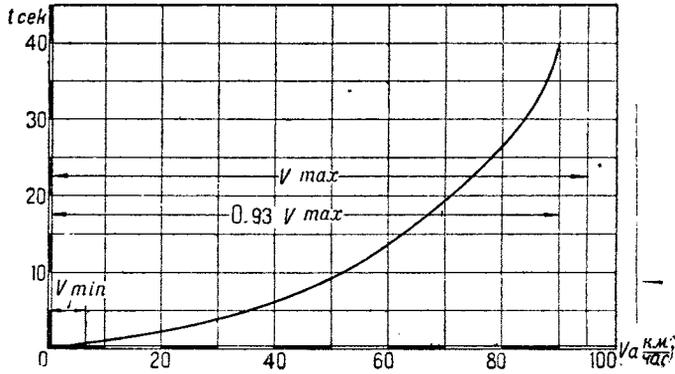
Строя такую кривую (фиг. 91) и планиметрируя площадь, ограниченную этой кривой, получим время разгона в функции скорости V_a , представленную на фиг. 92.

Таблиц для этой величины (и последующих) не дается, так как все величины определяются графическим путем.

¹ Следует иметь в виду, что в момент достижения максимальной скорости величина $j=0$ и $\frac{1}{j}=\infty$. Поэтому практически рассматривается площадь, ограниченная ординатой, соответствующей 93—95% V_{max} . V_{min} выбирается по минимально устойчивым оборотам двигателя.

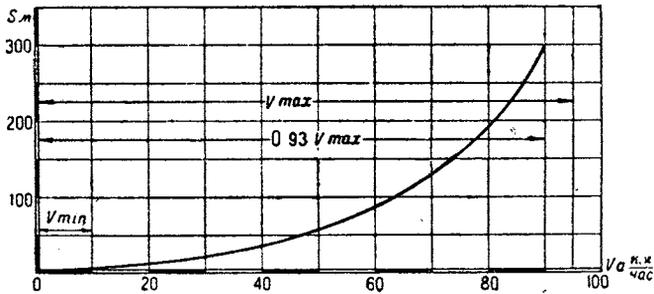
Что касается масштаба времени разгона, то его можно получить как произведение масштаба величины $\frac{1}{j}$ на масштаб скорости V_a , выраженной в м/сек, т. е.:

$$M(t) = M\left(\frac{1}{j}\right) \times M(V_a);$$



Фиг. 92.

если, например, $M \frac{1}{j} = 10 \text{ мм}$ соответствуют $0,792 \text{ сек}^2/\text{м}$ и $M(V) = 10 \text{ мм}$ соответствуют $1,85 \text{ м/сек}$, то для $M(t)$ имеем: 100 мм^2 соответствуют $0,792 \cdot 1,85 = 1,465 \text{ сек}$.



Фиг. 93.

По полученной кривой времени разгона совершенно также строится и кривая пути разгона.

Действительно:

$$V_a = \frac{dS}{dt},$$

откуда:

$$dS = V_a dt$$

и

$$S = \int_{t_1}^{t_2} V_a dt, \quad (394)$$

т. е., планиметрируя площадь между кривой t и осью ординат, получим величину пути разгона в функции скорости, так как каждому времени t_1 и t_2 соответствуют скорости V_1 и V_2 .

Масштаб в этом случае определится, как:

$$M(S) = M(t) \times M(V_a).$$

Указанное построение приведено на фиг. 93.

6. ПУТЬ ТОРМОЖЕНИЯ

При торможении автомобиля всеми четырьмя колесами максимальная тормозная сила, которую можно развить на данной машине, определяется выражением:

$$F_T = \varphi G_a, \quad (395)$$

где:

F_T — максимальное тормозное усилие,

φ — коэффициент сцепления шин с землей¹.

В действительности, кроме силы F_T , действует еще сила сопротивления воздуха P_w и сила сопротивления качению P_f , но для большей надежности их обычно не принимают во внимание. Ввиду того, что работа тормозного усилия тратится на поглощение живой силы автомобиля, можно написать следующее выражение:

$$F_T S = - \frac{G_a V_a^2}{g \cdot 2 \cdot 3,6^2}, \quad (396)$$

или

$$S \cdot \varphi G_a = \frac{G_a \cdot V_a^2}{2g \cdot 3,6^2}; \quad (397)$$

где:

S — путь торможения.

Отсюда:

$$S = \frac{V_a^2}{3,6^2 \cdot 2g} \cdot \frac{1}{\varphi}. \quad (398)$$

Задавая коэффициентом сцепления $\varphi = 0,55$, подсчитываем путь торможения² от заданной скорости V_a до полной остановки (табл. 32 и фиг. 94).

ТАБЛИЦА 32

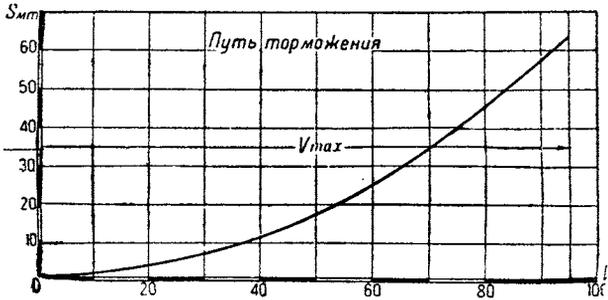
V_a км час	10	20	30	40	50	60	70	80	90	100
S м	0,716	2,87	6,45	11,4	18	26	35	46	57	72

¹ Величина φ для пневматиков 0,45—0,55, для баллонов 0,5—0,6.

² Поскольку определяется абсолютная величина пути торможения, знак минус может быть отброшен.

³ Диаграмма 118 дает возможность определять путь торможения.

Анализируя уравнение (398), приходим к заключению, что путь торможения зависит только от скорости движения и коэффициента сцепления шин с землей. Следовательно, машины, обладающие различным весом



Фиг. 94.

и идущие с одной и той же скоростью, будут заторможены на одинаковом расстоянии. На практике этот факт не всегда находит себе подтверждение; так, если измерить путь торможения одной и той же машины с грузом и без него, то большей частью первый путь оказывается длиннее второго. Особенно заметным это явление становится для грузовой машины. Причина рас-

хождения лежит по нашему мнению в том, что тормоза по своей конструкции не дают возможности использовать полностью прирост сцепного веса, получающегося за счет груза¹. В подтверждение сказанного можно указать на то, что машины, идущие с грузом на нормальной дороге, не могут быть заторможены вмертвую.

7. ВЫБОР ГЛАВНОЙ ПЕРЕДАЧИ

При заданной характеристике двигателя и при известных требованиях относительно максимальной скорости автомобиля передаточное число у заднего моста может быть определено, исходя из необходимости обеспечить одно из следующих трех положений:

1. Число оборотов двигателя n_{max} , соответствующее максимальной мощности N_{max} , больше того числа оборотов n_1 , при котором автомобиль достигает наибольшей скорости V_{amax} .

2. Число оборотов двигателя соответствующей максимальной мощности равно числу оборотов, при котором скорость достигает максимума.

3. Число оборотов двигателя, соответствующее наибольшей мощности, меньше тех оборотов, при которых скорость максимальна.

Все три варианта изображены на фиг. 95, причем за основной масштаб взято число оборотов;

здесь: N_k — мощность на колесе, получающаяся по заданной характеристике,

N_{f+w} — суммарная мощность, необходимая для движения по хорошей дороге с той или иной скоростью,

$N_{зап}$ — запас мощности.

Точка пересечения кривых N_k и N_{f+w} определяет обороты n_1 и максимальную скорость автомобиля.

Из рассмотрения приведенной фигуры вытекает следующее:

¹ В конструкциях же тормозов, могущих использовать полностью прирост груза, нет необходимости, так как скорость движения груженой машины обычно ниже, чем порожней.

I ВАРИАНТ

Максимальная мощность двигателя не используется и вследствие этого получается проигрыш в скорости.

Уменьшение запаса мощности влечет за собой ухудшение динамических качеств автомобиля.

II ВАРИАНТ

По сравнению с I случаем запас мощности увеличится.

Максимальная скорость будет вообще наибольшая для данного автомобиля.

III ВАРИАНТ

Вследствие того, что пересечение кривых N_k и N_{f+w} наступит не при максимальной мощности, наибольшая скорость будет несколько меньше, чем во II варианте.

Запас мощности еще более возрастает и, следовательно, динамические качества будут наилучшими.

Поскольку некоторые преимущества в максимальной скорости редко используются и далеко не компенсируют тех выгод, которые создает запас мощности, для нормальной эксплуатации следует признать выбор главной передачи, обеспечивающий III вариант, наилучшим.

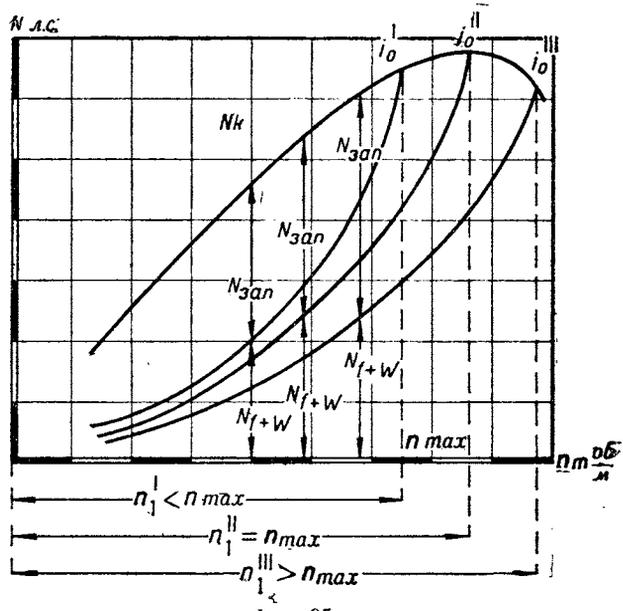
Если соотношение между числом оборотов при максимальной скорости n_1 и числом оборотов при максимальной мощности n_{max} назвать через a , т. е.:

$$a = \frac{n_1}{n_{max}}, \quad (399)$$

то между максимальной скоростью движения автомобиля на прямой передаче и соответствующим числом оборотов двигателя будет существовать зависимость:

$$V_{a \max} = \frac{2 \cdot \pi \cdot r_k \cdot n_1}{60 \cdot i_0} \cdot 3,6 = \frac{2 \cdot \pi \cdot r_k \cdot a \cdot n_{max}}{60 \cdot i_0}. \quad (400)$$

Таким образом, если задана характеристика двигателя, т. е. известно число оборотов n_{max} , передаточное число у заднего моста найдется по-



Фиг. 95.

выражению:

$$i_0 = \frac{2 \cdot \pi \cdot r_k \cdot a \cdot n_{\max}}{60 \cdot V_{a \max}} \quad 3,6. \quad (401)$$

Для I варианта коэффициент $a < 1$;

Для II варианта " $a = 1$;

Для III варианта " $a > 1$.

В американских автомобилях при выборе i_0 обычно применяется III вариант и

$$a = 1,05 \div 1,2.$$

В частности, для Форда „А“ вып. 1928 г. коэффициент a равен:

$$a = \frac{60 \cdot V_{a \max} \cdot i_0}{2 \cdot \pi \cdot r_k \cdot n_{\max} \cdot 3,6} = \frac{60 \cdot 96,7 \cdot 3,78}{2 \cdot \pi \cdot 0,36 \cdot 2400 \cdot 3,6} \approx 1,09.$$

Тот же результат можно получить непосредственным делением n_1 на n_{\max} , взятых по фиг. 103.

8. ВЫБОР ЧИСЛА ПЕРЕДАЧ В КОРОБКЕ

Определение числа передач зависит от запаса мощности автомобиля, причем чем этот последний выше, тем при тех же динамических качествах может быть взято меньше передач в коробке.

Практически, как известно, коробки выполняются трех- или четырех-скоростные, причем, если максимальный динамический фактор на последней передаче выше 7—8%, то выбирается первый тип.

9. ВЫБОР ПЕРЕДАТОЧНЫХ ЧИСЕЛ В КОРОБКЕ

А. Первая передача

Определение передаточного числа i_1 вытекает из следующих двух положений: автомобиль должен иметь возможность преодолевать те повышенные сопротивления, которые создаются инерцией при трогании с места и разгоне, плохой дорогой и подъемом.

Передаточное число i_1 должно быть таким, чтобы возможность буксования ведущих колес на нормальной (не скользкой) дороге была бы устранена.

Современный автомобиль для удовлетворения первому требованию должен при надобности преодолевать максимальное сопротивление дороги, оцениваемое коэффициентом:

$$\phi_{\max} = f + i, \quad (402)$$

не меньшим, чем 0,25—0,3; при этом движение предполагается равномерным.

Необходимое для этого тяговое усилие на ведущих колесах найдется, как:

$$P_{k1} = G_a \cdot \phi_{\max} + k \cdot F \cdot V_a^2. \quad (403)$$

Имея в виду, что при максимально тяжелых условиях скорость движения на первой передаче будет весьма невелика, вторым слагаемым можно пренебречь.

Крутящий момент, обеспечивающий необходимое максимальное тяговое усилие, определяемое выражением (403), равен:

$$M_{kp} = M_m \cdot \eta_m \cdot i_1 \cdot i_0. \quad (404)$$

Отсюда тяговое усилие получится:

$$P_k = \frac{M_m \cdot \eta_m \cdot i_1 \cdot i_0}{r_k} \quad (405)$$

Приравнивая выражения (403) и (405), найдем:

$$i_1 = \frac{G_a \cdot \varphi_{\max} \cdot r_k}{\eta_m \cdot \eta_{1m} \cdot i_0} \quad (406)$$

Здесь:

- M_m — максимальный крутящий момент двигателя,
- η_m — к. п. д. силовой передачи,
- G_a — полный вес автомобиля,
- r_k — радиус колеса с учетом деформации шины,
- φ_{\max} — коэффициент, оценивающий общее максимальное сопротивление дороги,
- i_0 — передаточное число у ведущего моста,
- i_1 — " " " в коробке на первой передаче.

Осуществление второго положения требует, чтобы максимальное тяговое усилие на колесах было меньше силы сцепления шин ведущих колес, т. е.

$$P_k \leq G_2 \varphi \quad (407)$$

Заменяя P_k через его значения по уравнению (405), получим:

$$\frac{M_m \cdot \eta_m \cdot i_1 \cdot i_0}{r_k} \leq G_2 \varphi; \quad (408)$$

откуда:

$$i_1 \leq \frac{G_2 \cdot \varphi \cdot r_k}{M_m \cdot \eta_m \cdot i_0} \quad (409)$$

Проверка правильности выбора первой передачи Форда дает следующее максимальное сопротивление дороги по выражению (406):

$$\varphi_{\max} = \frac{M_m \cdot \eta_m \cdot i_0 \cdot i_1}{G_a r_k} = \frac{17,2 \cdot 0,857 \cdot 3,78 \cdot 3,12}{1430 \cdot 0,36} = 0,335. \quad (410)$$

Коэффициент сцепления по уравнению (409):

$$\varphi \geq \frac{M_m \cdot \eta_m \cdot i_0 \cdot i_1}{G_2 r_k} = \frac{17,2 \cdot 0,857 \cdot 3,78 \cdot 3,12}{0,36} = 0,57.$$

Фактически машина сможет работать и на дорогах с меньшим коэффициентом сцепления, так как при передаче крутящего момента нагрузка на задние колеса, а следовательно, и сила сцепления, возрастает.

Б. Последняя передача

Последняя передача выбирается обычно прямой, т. е.:

$$i_{3(4)} = 1.$$

Исключения составляют лишь коробки с так называемой обратной передачей, при которой карданный вал вращается быстрее колечатого.

В Промежуточная передача

Выбор промежуточных передач при известных первой и последней может быть произведен, следуя примерно геометрической прогрессии вида:

$$\frac{i_1}{i_2} = \frac{i_2}{i_3} = \frac{i_3}{i_4}; \quad (411)$$

откуда для трехскоростной коробки, при $i_3 = 1$, получим:

$$i_2 = \sqrt{i_1}. \quad (412)$$

Для четырехскоростной коробки вторая передача:

$$i_2 = \sqrt[3]{i_1^2}, \quad (413)$$

третья передача:

$$i_3 = \sqrt[3]{i_1}. \quad (414)$$

Определяя i_2 для Форда по (412), получим:

$$i_2 = \sqrt{i_1} = \sqrt{3,12} = 1,77$$

против действительного $i_2 = 1,86$.

ГЛАВА ВТОРАЯ

ФОРД „А“ ВЫПУСКА 1930 г.

Влияние изменения передаточного числа в ведущем мосту и радиуса колеса на динамику автомобиля

Из вышерассмотренных уравнений рабочего и тягового балансов следует, что динамические качества автомобиля при неизменных весе G_0 и коэффициенте обтекаемости K машины зависят от:

- 1) характеристики двигателя,
- 2) числа передач в коробке,
- 3) соотношения между ними,
- 4) передаточного числа в ведущем мосту,
- 5) радиуса колеса.

В автомобиле Форд „А“ выпуска после 1929 г. в целях улучшения динамических качеств машины изменено передаточное число в главной передаче на $i_0 = 4,11$ (против $i_0 = 3,78$) и, кроме того, поставлены шины размером $28 \times 4,75''$ (против $30 \times 4,5''$), что соответствует радиусу:

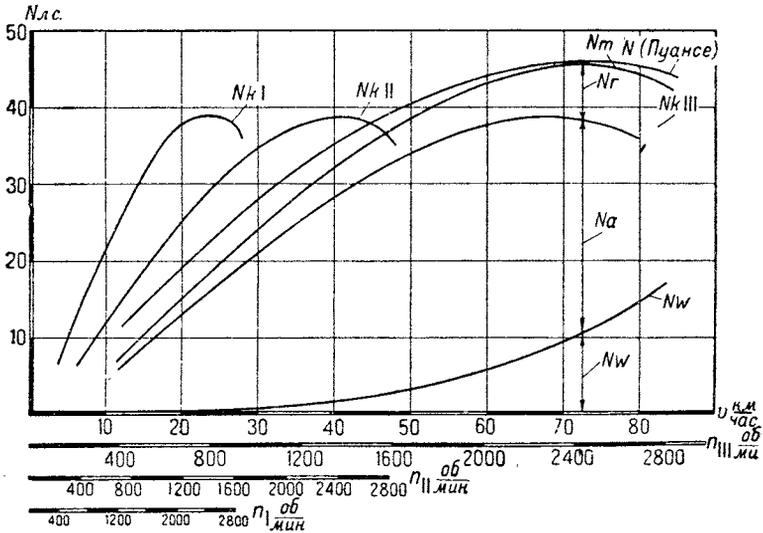
$$r_k = 0,95 \frac{28 \cdot 0,0254}{2} = 0,34 \text{ м.}$$

В результате этих сравнительно мелких изменений машина выпуска 1930 г. отличается по основным динамическим качествам от предыдущего выпуска. Ниже приводятся фигуры, характеризующие динамику автомобиля Форд „А“, выпуска 1930 г.

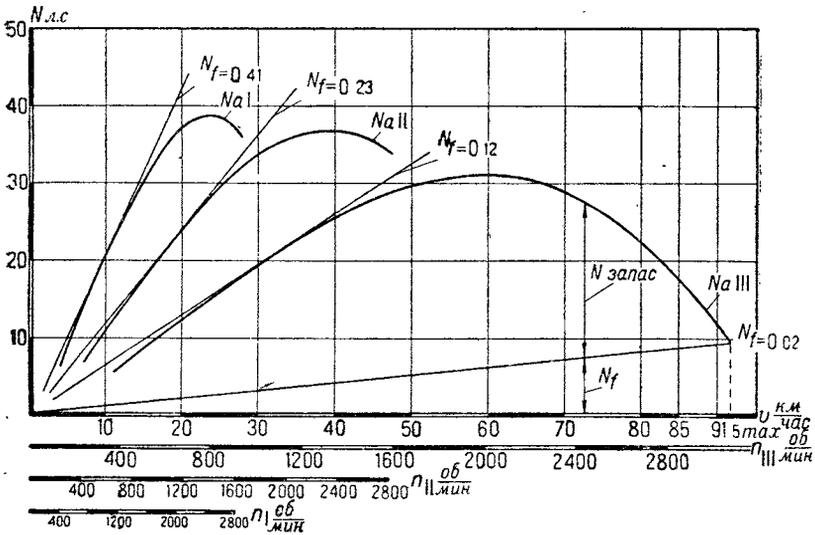
Фиг. 96 — мощность на колесе. Фиг. 97 — свободная мощность. Фиг. 98 — тяга на колесе. Фиг. 99 — свободная тяга. Фиг. 100 — динамический фактор. Фиг. 101 — подъемы. Фиг. 102 — ускорение.

Для возможности наглядного сравнения обеих машин на фиг. 103 и 104 сведены их диаграммы баланса мощностей и ускорений на последней передаче. Здесь за основной масштаб по оси абсцисс принято число оборотов двигателя; кроме того, приведены соответствующие масштабы скоростей, вычисленные по уравнениям (372).

Из рассмотрения этих диаграмм следует, что благодаря имеющимся изменениям у машины выпуска 1930 г. возрос запас мощности, а в связи



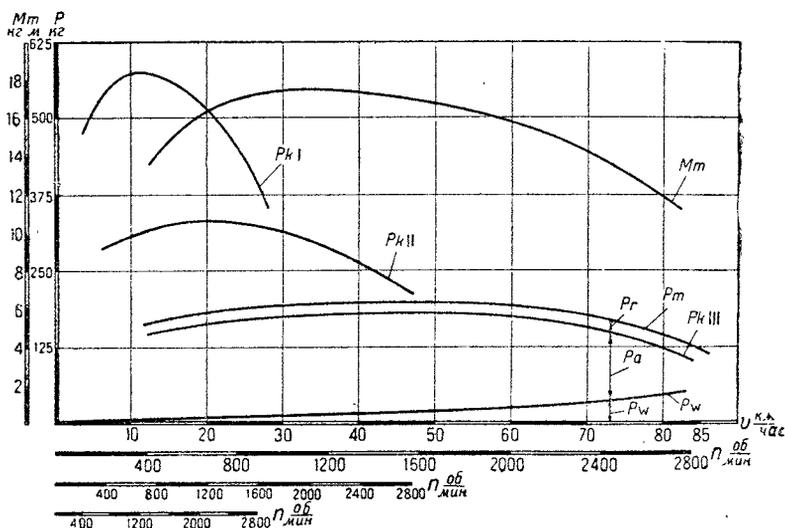
Фиг. 96. Мощность на колесе.



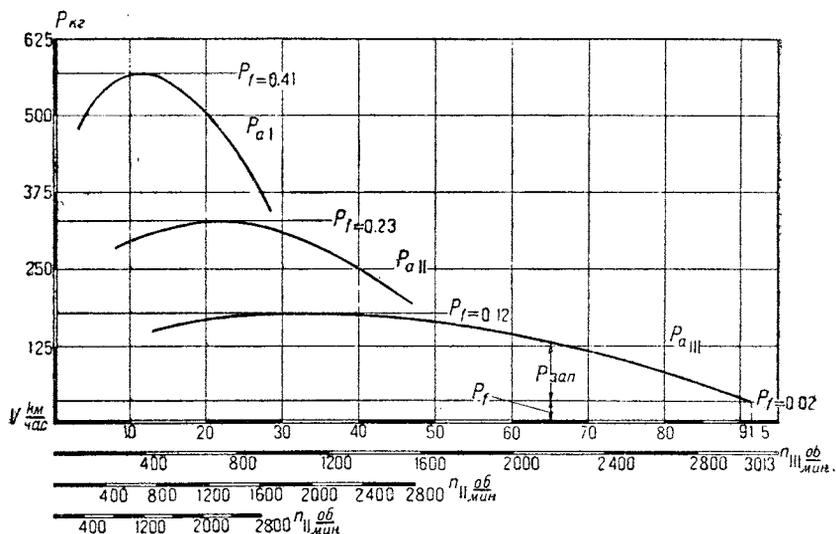
Фиг. 97. Свободная мощность.

с этим увеличилось динамический фактор и ускорение на средних скоростях, примерно, на 20%, что в значительной степени улучшает общую динамику автомобиля.

Минусом этих изменений является незначительное снижение максимальной скорости на 6% и повышение при одной и той же скорости



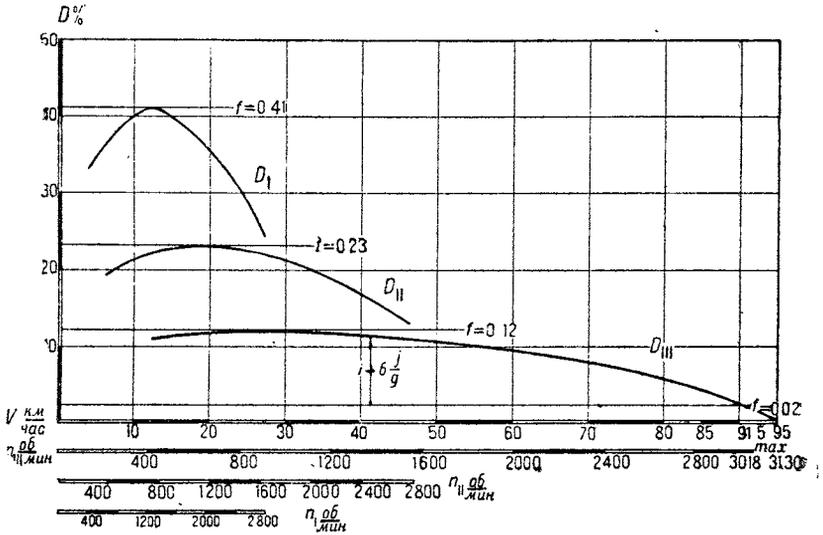
Фиг. 98. Тяга на колесе.



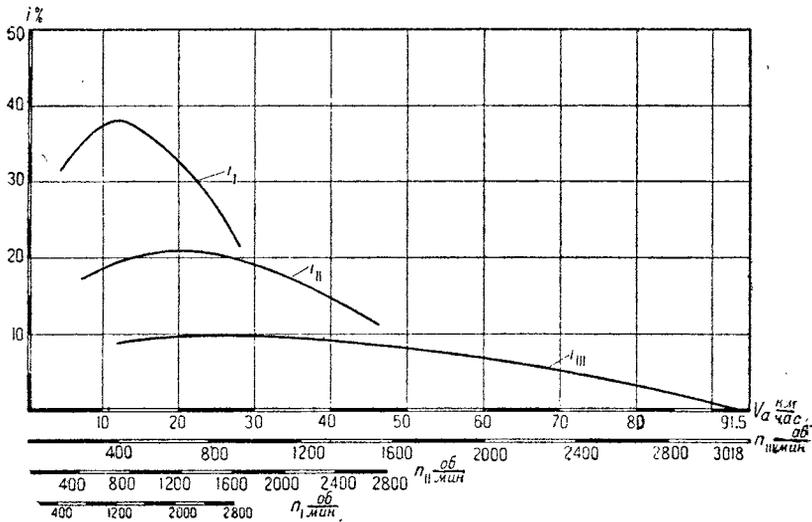
Фиг. 99. Свободная тяга.

движения машины числа оборотов двигателя на 17%. Последнее обстоятельство является нежелательным, так как при этом увеличивается износ мотора.

В 1929 г. НКПС утвердил нормы¹ для оценки динамики автомобилей. В табл. 33 и 34 сопоставлены основные динамические параметры Форда „А“ обоих выпусков с указанными нормами для малого дорожного автомобиля.

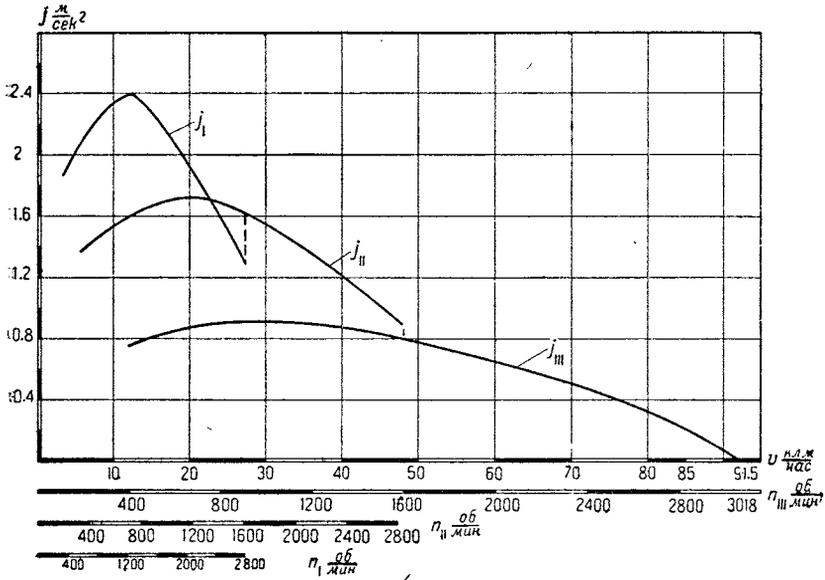


Фиг. 100. Динамический фактор.

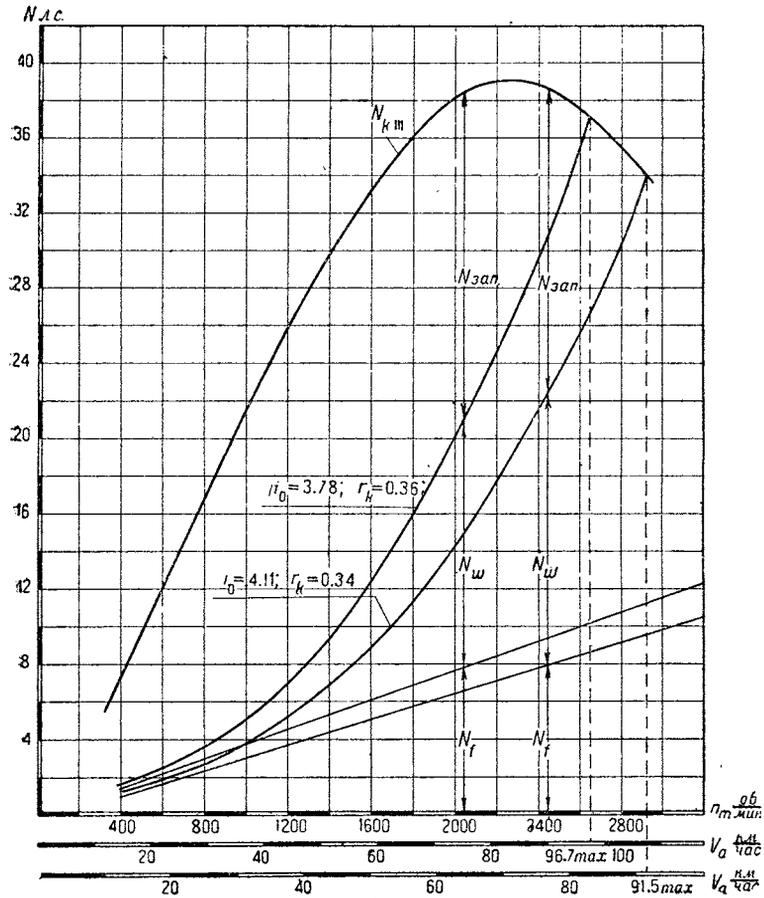


Фиг. 101. Подъемы.

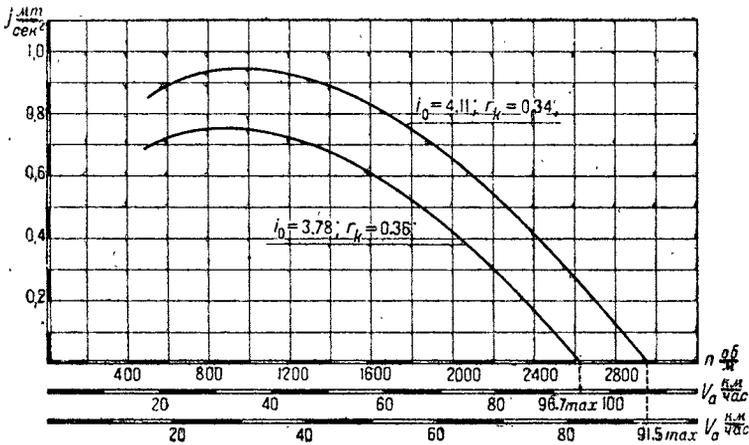
¹ См. книгу проф. Чудакова, Тяговой расчет автомобиля. Для современных автомобилей эти нормы являются устаревшими и нуждаются в сильном корректировании.



Фиг. 102. Ускорение.



Фиг. 103.



Фиг. 104.

ТАБЛИЦА 33

Нормы оценки динамических качеств автомобиля (легкового)

	1929 г.	Форд „А“ вып. 1928 г.	Форд „А“ вып. 1930 г.
V_{\max}	65 км/час	96,7 км/час	91,5 км/час
$V_{1\max}$	75 км/час	103 км/час	95 км/час
$D_{1\max}$	6,0 %	10,1 %	12 %
D_{\max}	25 %	31 %	41 %
$D \frac{1}{V_1}$	4,5 %	9 %	11 %
$D \frac{2}{V_2}$	50 км/час	50 км/час	50 км/час
	9 %	17 %	19,5 %
	35 км/час	35 км/час	35 км/час

ТАБЛИЦА 34

Нормы оценки динамических качеств автомобиля (грузового)

	1929 г.	Форд „АА“ вып. 1928 г.
$V_{a\max}$	60	57,7
$V_{a1\max}$	65	59,3
$D_{1\max}$	6,5 %	9 %
$\frac{D_1}{V_{a1}}$	4,5 %	6,7 %
	45 км/час	45 км/час
$\frac{D_2}{V_{a2}}$	9 %	13 %
	25 км/час	25 км/час
D_{\max}	25 %	64 %

ГЛАВА ТРЕТЬЯ

ДИНАМИЧЕСКИЙ РАСЧЕТ ФОРДА „АА“

Динамический расчет Форда „АА“ построен на основании следующих данных по этой машине.

Внешняя характеристика мотора та же, что и у модели „А“ (легковая и грузовая модель имеют одинаковый двигатель).

К. п. д. передачи $\eta_m = 0,90 - 0,85$.

Произведение лобовой площади F на коэффициент сопротивления воздуха K принято равным:

$$KF = 0,207,$$

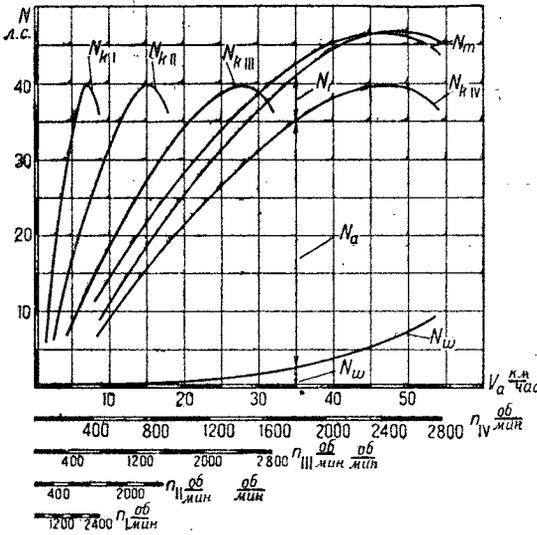
при:

$$F = 2,96 \text{ м}^2 \text{ и } K = 0,07;$$

полный вес автомобиля $G_a = 3100 \text{ кг}$.

Передаточные числа коробки i_k :

на I передаче $i_k I = 6,4$;
 на II передаче $i_k II = 3,09$;
 на III передаче $i_k III = 1,69$;
 на IV передаче $i_k IV = 1$.



Фиг. 105.

Передаточное число в заднем мосту $i_0 = 7,25$;

размер шин $30'' \times 6''$;

тип шин — Корд-баллон;

радиус колеса $r_k = 0,36 \text{ м}$ (с учетом деформации шины).

На нижеследующих фигурах приведены все те величины, которые были построены для легковой машины.

Фиг. 105 и 106 — рабочий баланс.

Фиг. 107, 108 и 109 — тяговые и динамические характеристики.

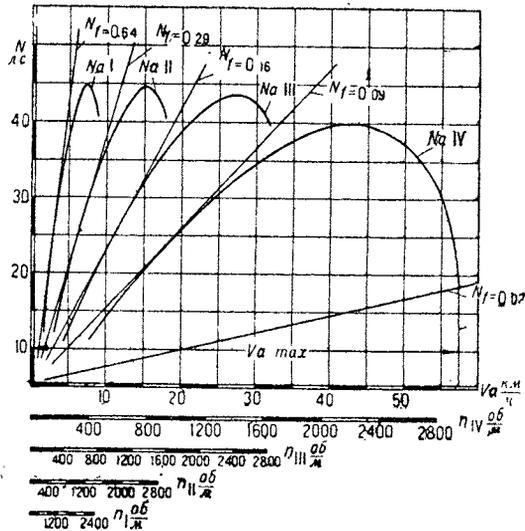
Фиг. 110 — подъемы.

Фиг. 111 — ускорения.

Фиг. 112 — величины, обратные ускорению.

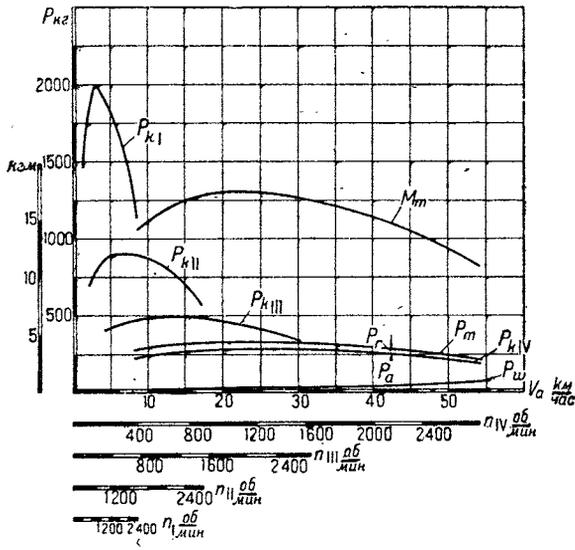
Фиг. 113 — время разгона.

Фиг. 114 — путь разгона.

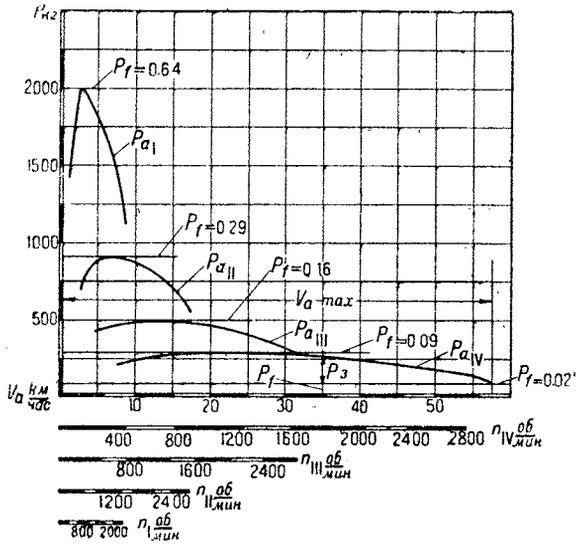


Фиг. 106.

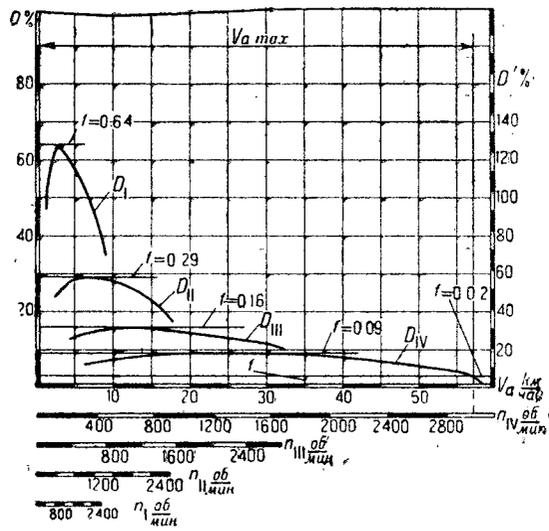
Табл. 34 — нормы оценки динамических качеств. Путь торможения — фиг. 94



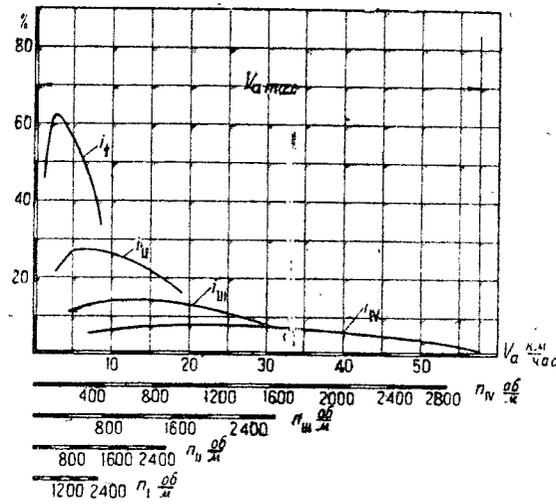
Фиг. 107.



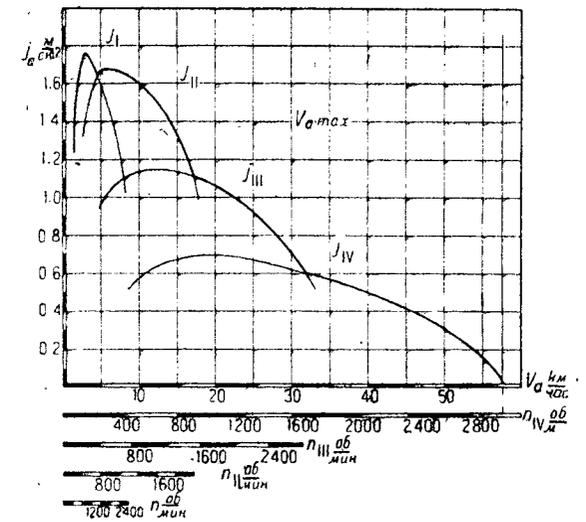
Фиг. 108.



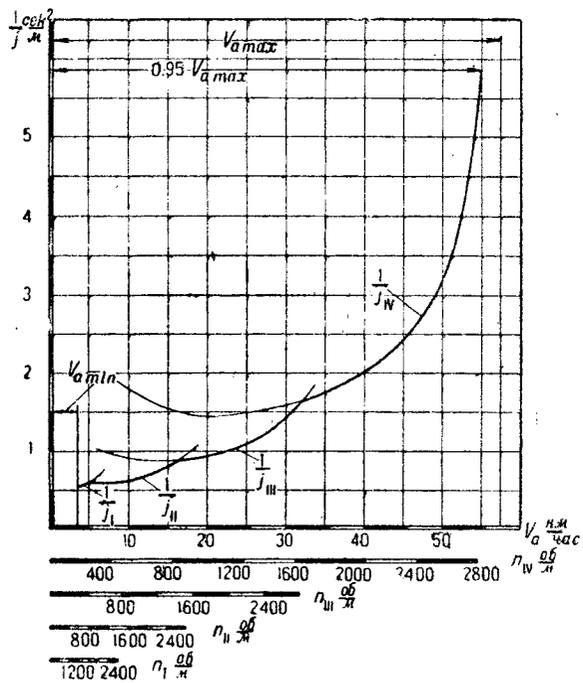
Фиг. 109.



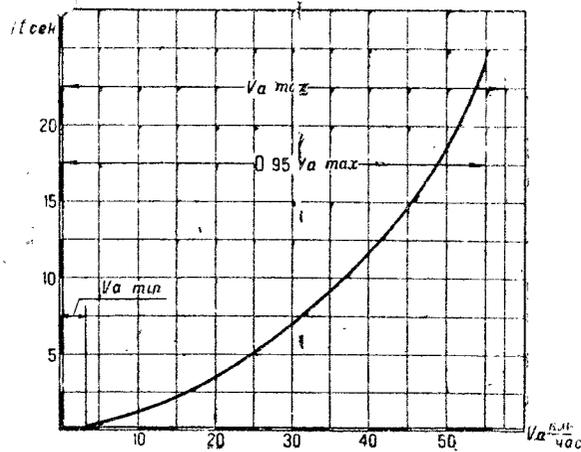
Фиг. 110.



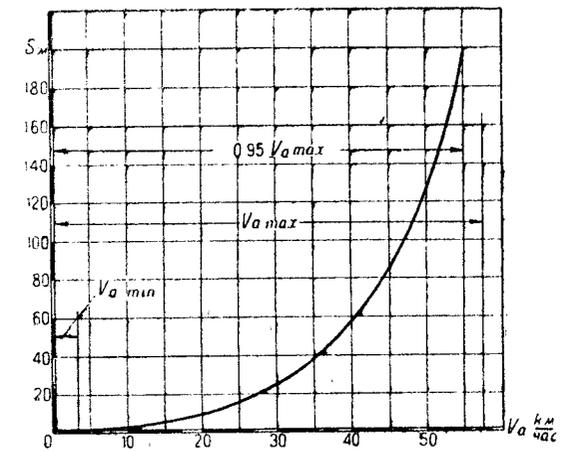
Фиг. 111.



Фиг. 112.

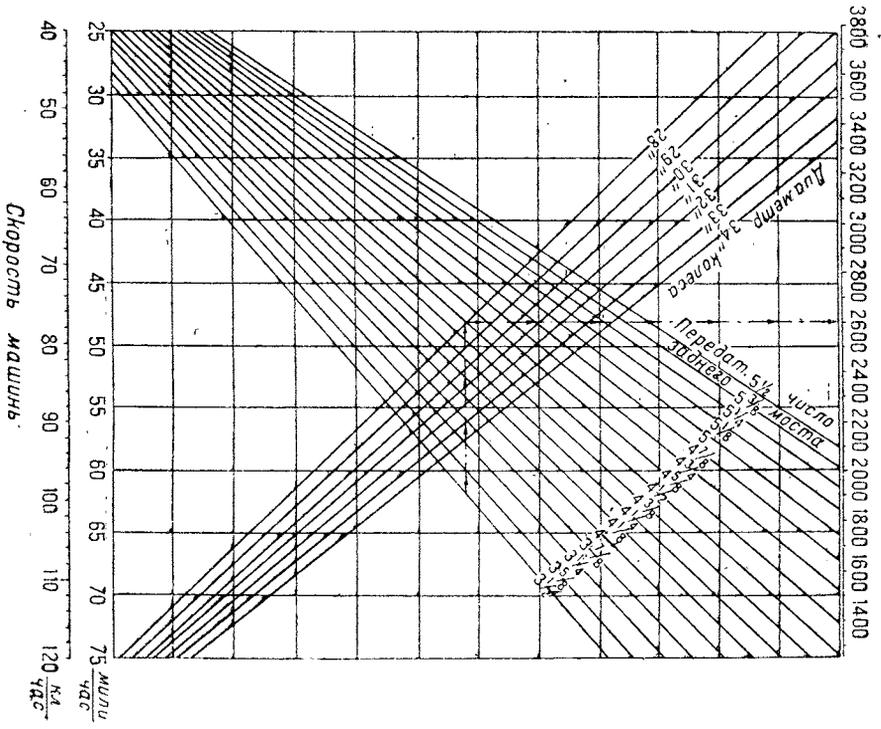


Фиг. 113.

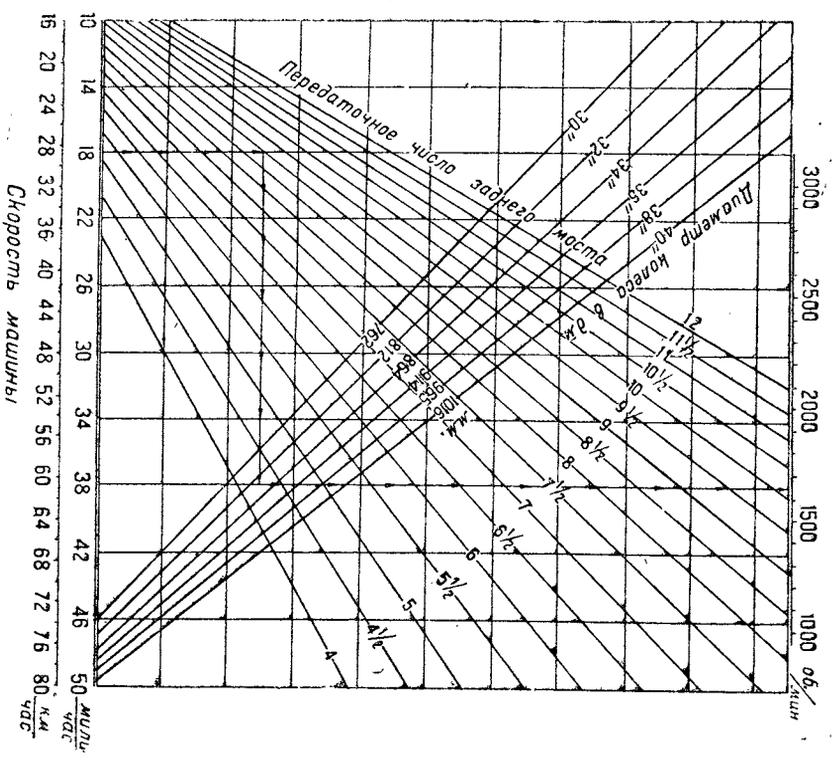


Фиг. 114.

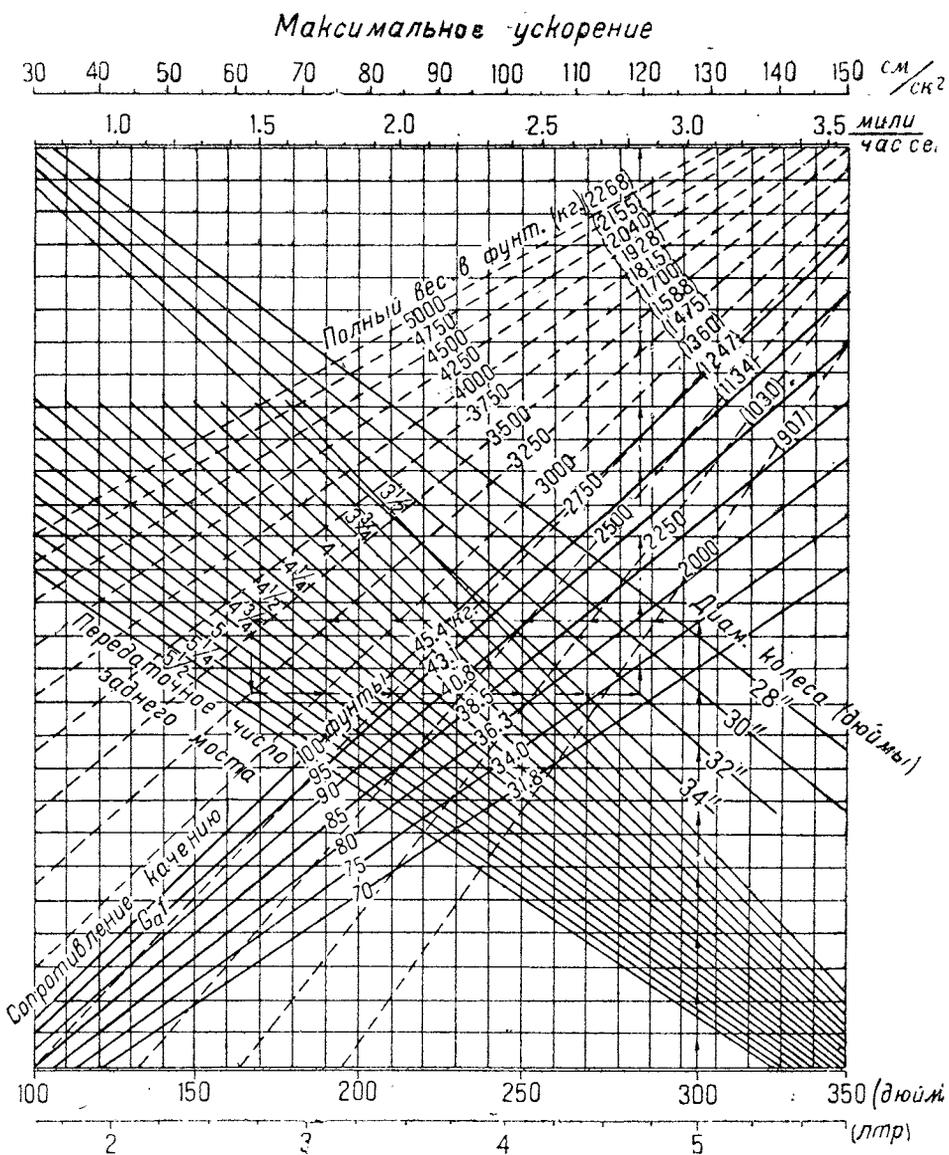
Число оборотов мотора в минуту



Фиг. 115.

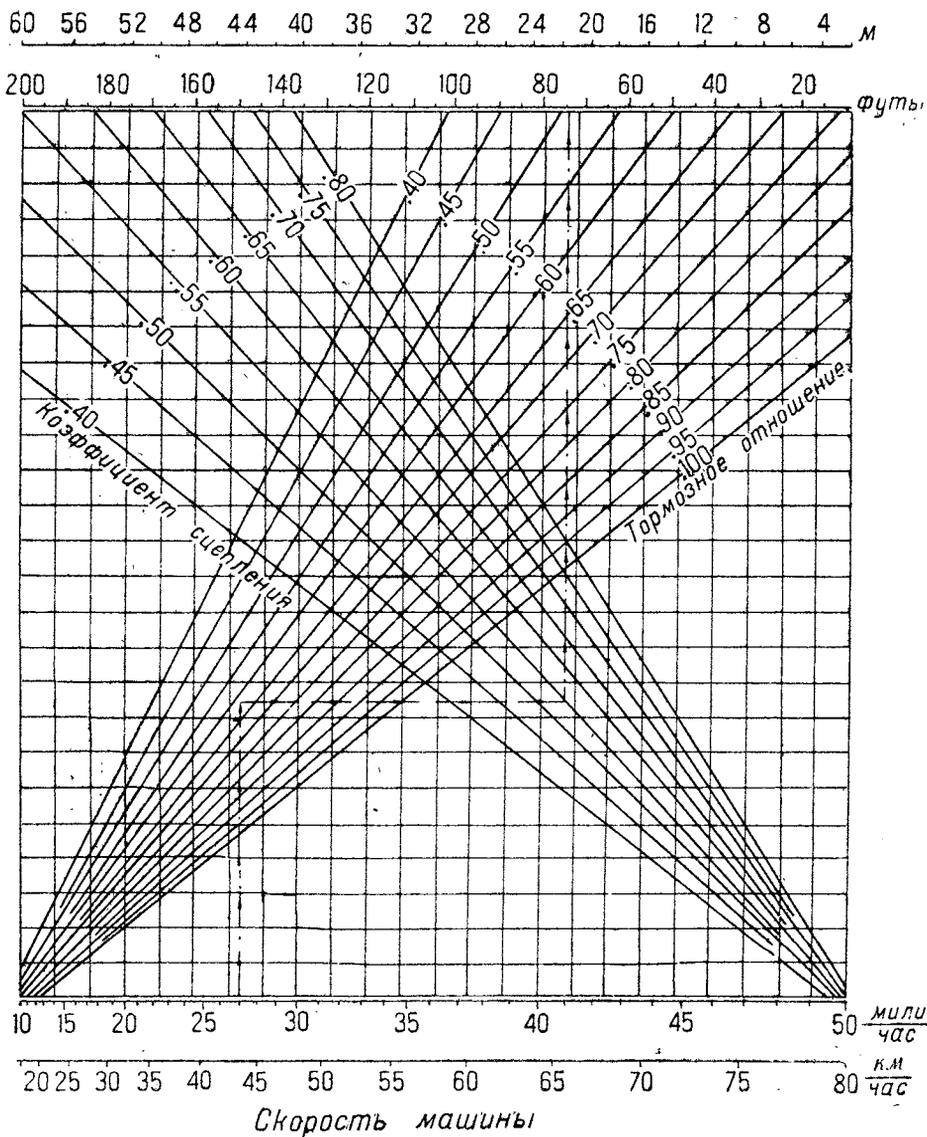


Фиг. 116.



Литраж
Фиг. 117.

Расстояние на котором останавливается
машина при торможении



Фиг. 118.

ИСПРАВЛЕНИЯ И ЗАМЕЧЕННЫЕ ОПЕЧАТКИ

Стр.	Строка сверху, снизу	Напечатано	Должно быть
14	— 7	$\frac{D+d}{s}$	$\frac{D+d}{2}$
14	формула (24)	$d_{\text{ср}}$	$r_{\text{ср}}$
31	таблица 9; графа 2	$\underline{=} P_1$	$\underline{=} P$
34	— 3	Напряжение изгиба	Результирующее напряжение
37	На фиг. 17 показаны размеры: 9,1 и 26,5		1,91 и 2,65
34, 38 и 39	таблица 13, 16 и формула (71)	$K_{\text{из}}$	K_p
38	таблица 16	$M_p \text{ кг/см}^2$	$M_p \text{ кгсм}^2$
40	3 —	пропущен заголовок	„Полный кардан“
46	— 3	$\cos \Theta^2$	$\cos \Theta$
46	— 1	$P =$	$P_1 =$
47	— 1	кг/см .	кг/см^2).
49	формула (97)	o	a
49	формула (102)	C_c	c
50	таблица 19 юдшипник „D“	$P +$	$P_D^2 +$
53	формула (122)	В формуле вместо α следует читать β и вместо β — читать α ; то же на фиг. 28	
53	формула (124)	$N' = S'$	$N' - S'$
60	таблица 23	885	285
64	фиг. 35	Величины моментов M_{II} и M_b на левом конце полуоси должны равняться нулю	
65	формула (152)	$= R_E^H$	$= R_E^B$
67	формула (166)	$= R_E^a$	$= R_E^B$
69	— 3	полуосями, опирающимися	полуосями, связанными шпонкой с колесами, опирающимися на витые рессорные подшпирники
79	— 13	0,09 = 25,4 кгм	· 0,03 = 8,5 кгм
81	— 16		
82	формула (203)	$W_{\text{из}}^x$	$W_{\text{из}}^x = -$
91	— 11	(5,1 + 2,4)	(5,1 + 2,4)
91	— 7	$\sqrt{6,2^2}$	$\sqrt{6,5^2}$
91	— 1	24—1,24	24—1,24
92	— 9	· 0,33	· 0,45
92	— 5	1·6 ⁴ —1·2 ⁴	1,6 ⁴ —1,2 ⁴
93	6 —	· 0,33	· 0,24
95	3 —	материи	момент
103	формула (298)	$\underline{=} \frac{b \cdot l}{b \cdot P \cdot l}$	$\underline{=} \frac{b \cdot l}{6 \cdot P \cdot l}$
105	формула (304)	$\underline{=} \frac{P \cdot l}{P \cdot l}$	$\underline{=} \frac{P \cdot l^3}{P \cdot l}$
114	формула (346)	+ Δ) = 0	+ j) = 0.
117	формула (357)	N_{Σ}	N_{σ}
128	формула (379)	N_w —	N_m —
133	Фиг. 91 На оси ординат	$\frac{M}{\text{сек}^2}$	$\frac{\text{сек}^2}{M}$
135	3 —	t	t ₂

цена 3 руб.

АТ-30-5-2