

634.03

Ж-86

МИНИСТЕРСТВО ВЫСШЕГО И СРЕДНЕГО  
СПЕЦИАЛЬНОГО ОБРАЗОВАНИЯ  
БССР

БЕЛОРУССКИЙ ТЕХНОЛОГИЧЕСКИЙ ИНСТИТУТ  
ИМЕНИ С. М. КИРОВА

Кафедра тяговых машин

Жуков, А.В.

ТЕКСТЫ ЛЕКЦИЙ ПО КУРСУ

"РАСЧЕТ И ПРОЕКТИРОВАНИЕ СПЕЦИАЛЬНЫХ  
ЛЕСНЫХ МАШИН"

Минск 1975

634.0.3  
+ ж 86

K.X.

МИНИСТЕРСТВО ВЫСШЕГО И СРЕДНЕГО СПЕЦИАЛЬНОГО ОБРАЗОВАНИЯ БССР

Белорусский технологический институт имени С.М.Кирова

Кафедра тяговых машин

А. В. Жукюв

6329/111

ТЕКСТЫ ЛЕКЦИЙ ПО КУРСУ

"РАСЧЕТ И ПРОЕКТИРОВАНИЕ СПЕЦИАЛЬНЫХ  
ЛЕСНЫХ МАШИН"

(Раздел III. Основы проектирования  
агрегатов лесных машин)

Библиотека БГТУ



00000000464359b

БИБЛИОТЕКА БТИ  
ИМЕНИ С. М. КИРОВА

Минск 1975

Рассмотрены и рекомендованы к изданию методической комиссией  
лесотехнического факультета.

©

Белорусский технологический институт им. С.М. Кирова, 1975

Автор доцент А.В. Бунько

Научный редактор профессор А.Ф. Тихонов

## В в е д е н и е

Дисциплина "Расчет и проектирование специальных лесных машин" состоит из 20 лекций, содержит четыре раздела.

Излагаемый в настоящем пособии раздел II "Основы проектирования агрегатов лесных машин" (в объеме 2-х лекций) включает вопросы расчета узлов трансмиссии лесных машин, конструирования и расчета элементов их ходовой части.

Особое внимание уделено определению нагрузочных режимов в трансмиссии машин, расчету нагрузок, действующих на раму транспортной системы и подвеску.

Для более углубленного изучения отдельных теоретических вопросов в дополнение к излагаемому материалу рекомендуется пользоваться литературой в соответствии с прилагаемым списком.

РАЗДЕЛ III  
ОСНОВЫ ПРОЕКТИРОВАНИЯ ОСНОВНЫХ АГРЕГАТОВ  
ЛЕСНЫХ МАШИН

Лекция I  
РАСЧЕТ УЗЛОВ ТРАНСМИССИИ МАШИН

I. Нагруженность трансмиссии

При эксплуатации автомобилей и тракторов в условиях лесозаготовки нагрузки на трансмиссию могут значительно превысить максимальный крутящий момент двигателя. Известно, например, что при резком торможении автомобиля до взвеса с большими скоростями движения инерционный момент, нагружающий трансмиссию, в 15 - 20 раз больше, чем максимальный момент двигателя. Муфта сцепления в этом случае, пробуксовывая, ограничивает величину этого момента, являясь своего рода предохранителем. Большой величины инерционные моменты передаются на трансмиссию машин в тяжелых дорожных условиях при резком трогании с места с предварительным разгоном двигателя на холостом ходу, что на практике обычно имеет место при максимальной загрузке машины.

При движении трелевочных тракторов, лесохозяйственных машин и т.д. часто встречается случай мгновенного возрастания сил сопротивления движению, за счет наезда на пни, цепляния с разрывом корней деревьев и т.п., что также приводит к перегрузкам трансмиссии.

В момент блокировки колес автомобиля при торможении до скольжения без выключения сцепления возникает инерционный момент, равный

$$M_j = \gamma_m \cdot \frac{d\omega_m}{dt}, \quad (I)$$

где  $\gamma_m$  - момент инерции маховика двигателя, кг.м.сек<sup>2</sup>;

$\omega_m$  - угловая скорость вращения маховика;

$t$  - период времени от начала торможения до остановки деталей двигателя;

$\frac{d\omega_m}{dt}$  - замедление маховика двигателя.

Угол закручивания валов трансмиссии  $\varphi_m$  при блокировке колес определяется суммой  $\varphi_m = \varphi_k^1 \cdot i_k + \varphi_k^2 \cdot i_k + \varphi_n \cdot i_k \cdot i_0$ ,

где  $\varphi_k^1, \varphi_k^2, \varphi_n$  - углы закручивания соответственно промежуточного и главного карданных валов и полуосей;

$i_k, i_0$  - передаточные числа коробки передач и главной передачи.

Угол закручивания валов трансмиссии, выраженный через их конструктивные параметры, может быть определен по формуле

$$\varphi_m = M_j \cdot \left( \frac{i_k^2 \cdot l_k^1}{y_k^1 \cdot G} + \frac{i_k^2 \cdot l_k^2}{y_k^2 \cdot G} + \frac{i_k^2 \cdot i_0^2 \cdot l_n}{2 \cdot y_n \cdot G} \right) = M_j \cdot \frac{1}{C}, \quad (2)$$

где  $l_k^1, l_k^2, l_n$  - длины соответственно промежуточного и главного карданных валов и полуосей;

$y_k^1, y_k^2, y_n$  - моменты инерции первого и второго карданных валов и полуоси;

$G$  - модуль упругости при кручении ( $G = 0,8 \cdot 10^6 \frac{\text{кг}}{\text{см}^2}$ );

$C$  - угловая жесткость трансмиссии.

Из уравнения (1) и (2)

$$M_j = \varphi \cdot C = J_m \frac{d\omega_m}{dt}$$

или

$$\varphi_m \cdot C = J_m \cdot \omega_m \cdot \frac{d\omega_m}{dt}$$

После интегрирования этого выражения и преобразований получаем окончательно

$$M_{j \max} = C \cdot \varphi_{\max} = \omega_0 \sqrt{J_m \cdot C}, \quad (3)$$

где  $\omega_0$  - угловая скорость маховика в начале торможения.

При резком трогании машины с места с использованием кине-

механической энергии маховика, крутящий момент на ведущих колесах может в 2-2,5 раза превысить максимальный момент по двигателю. В случае, если момент на ведущих колесах превысит максимальный момент по сцеплению, то колеса пробуксуют, но трансмиссия все же будет перегружена в связи со значительной величиной момента инерции колес.

Инерционный момент в трансмиссии от колес в случае торможения на скользкой дороге с малым коэффициентом сцепления при блокировке трансмиссии центральным тормозом, расположенным на вторичном валу коробки передач, можно определить из выражения

$$M_{\text{ж}}^{\text{к}} = \omega_{\text{ок}} \sqrt{J_{\text{к}} \cdot C'} \quad (4)$$

где  $\omega_{\text{ок}}$  - угловая скорость колес в момент блокировки трансмиссии;

$J_{\text{к}}$  - момент инерции колес;

$C'$  - жесткость трансмиссии автомобиля в момент блокировки трансмиссии.

Жесткость трансмиссии зависит от передаточного отношения, соответствующего включенной передаче, от длины карданных валов и полуосей, передаточного отношения главной передачи. Ее максимальное значение соответствует прямой передаче.

Крутящий момент в трансмиссии машин в сложных условиях эксплуатации может быть значительно снижен при наличии гидротрансформаторов. В сравнении с механической трансмиссией максимальные нагрузки в этом случае снижаются примерно в 2-2,5 раза.

Трансмиссия транспортной машины состоит из упругих элементов, работающих на кручение, и ее можно представить как сложную колебательную систему.

При расчетах колебаний трансмиссии колесных машин приводят к упрощенной схеме, показанной на рис. I. На рисунке обозначено:

$J_{\text{д}}$  - момент инерции вращающихся частей двигателя и ведущей части сцепления;

$J_{\text{к}}$  - момент инерции ведомой части сцепления;

- $J_k$  - момент инерции ведущих колес, приведенный к коленчатому валу двигателя;
- $J_a$  - момент инерции массы, заменяющей массу всего автомобиля, равный  $M_a \frac{r_k^2}{l^2}$  ( $M_a$  - полная масса автомобиля,  $r_k$  - радиус качения колеса);
- $C$  - жесткости трансмиссии;
- 1 и 2 - фрикционные связи, условно заменяющие соответственно механизм сцепления и сцепление ведущих колес с опорной плоскостью.

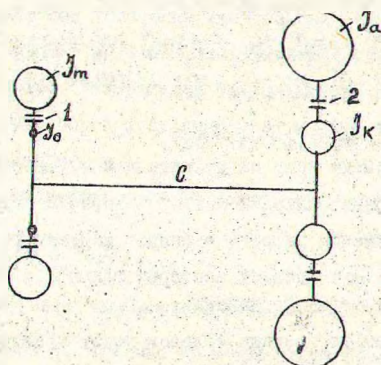


Рис. I. Упрощенная схема трансмиссии автомобиля.

На некоторых режимах работы двигателя колебательная система трансмиссии может попасть в резонанс. Крутильные колебания, возникающие при этом, могут приобрести большой размах и привести к перегрузкам деталей трансмиссии. С методикой расчетно-крутильных колебаний можно ознакомиться в работе [1].

Гусеничную машину при расчетах трансмиссии рассматривают как 2, 3, 4 и 5-массовую колебательную систему, возбуждаемую двигателем и дорогой. Так, при исследованиях трелевочного трактора было установлено, что реальная система "двигатель-трактор" (с пакетом) обоснованно может быть заменена шестимассовой схемой.



Такая схема позволяет выделить элементы трансмиссии с резким изменением жесткости и исследовать нагруженность всех ее валов. Колебания такой шестимассовой системы могут быть описаны без учета коэффициентов сопротивления следующими дифференциальными линейными уравнениями (для трактора ТДТ-55):

$$\begin{aligned} J_1 \ddot{\varphi} &= M(t) - C_{12}(\varphi_1 - \varphi_2); \\ J_2 \ddot{\varphi}_2 &= C_{12}(\varphi_1 - \varphi_2) - C_{23}(\varphi_2 - \varphi_3); \\ J_3 \ddot{\varphi}_3 &= C_{23}(\varphi_2 - \varphi_3) - C_{34}(\varphi_3 - \varphi_4); \\ J_4 \ddot{\varphi}_4 &= C_{34}(\varphi_3 - \varphi_4) - C_{45}(\varphi_4 - \varphi_5); \\ J_5 \ddot{\varphi}_5 &= C_{45}(\varphi_4 - \varphi_5) - C_{56}(\varphi_5 - \varphi_6); \\ J_6 \ddot{\varphi}_6 &= C_{56}(\varphi_5 - \varphi_6), \end{aligned} \quad (5)$$

где  $J_1$  - момент инерции двигателя и муфты сцепления;  
 $J_2$  - момент инерции шестерен коробки передач;  
 $J_3$  и  $J_4$  - моменты инерции шарниров карданного вала;  
 $J_5$  - момент инерции шестерен главной и бортовой передач, бортовых фрикционов;  
 $J_6$  - момент инерции ходовой части трактора и пакета деревьев;  
 $C_{12}$  - жесткость первичного и верхнего валов коробки передач;  
 $C_{23}$  - жесткость грузового вала коробки передач;  
 $C_{34}$  - жесткость карданного вала в сборе;  
 $C_{45}$  - жесткость ведущей шестерни главной передачи;  
 $C_{56}$  - жесткость валов заднего моста;  
 $M(t)$  - крутящий момент двигателя.

Система дифференциальных уравнений (5) может быть решена и проанализирована методами статистической динамики. При этом исследуется нагруженность деталей трансмиссии при входном процессе любого трактора - единичное возмущение, периодический или случайный процесс.

При движении транспортных систем в некоторых случаях движения

может возникнуть дополнительная циркулирующая или "паразитная" мощность, нагружающая их трансмиссию [2,3].

При движении гусеничного трактора без прицепа на повороте касательная сила тяги отставшей гусеницы направлена против движения трактора. Момент этой силы, которая стремится вращать отставшую полуось в направлении переднего хода, равен

$$M = -0,5 \cdot i \cdot M_k,$$

где  $i$  - передаточное число дифференциала;

$M_k$  - ведущий момент.

Трактор, движущийся под действием касательной силы тяги забегавшей гусеницы, приводит в движение отставшую полуось. Таким образом, мощность подводится к отставшей полуоси не от двигателя, а от движущегося корпуса через отставшую гусеницу, которая находится в сцеплении с почвой.

Угловую скорость отставшей полуоси можно определить по формуле

$$\omega = \frac{2}{3} \cdot \omega_k,$$

где  $\omega_k$  - угловая скорость коробки дифференциалов.

К отставшей полуоси от корпуса трактора через отставшую гусеницу будет передаваться мощность

$$M_{\omega} = -1,5 M_k \cdot \frac{2}{3} \omega_k = -M_k \omega_k. \quad (6)$$

Отставшая полуось через дифференциал передает эту мощность забегавшей полуоси. Эта мощность называется циркулирующей.

Следует отметить, что наличие нагрузки, увеличение потерь на трение и сопротивление качению гусениц снижают величину циркулирующей мощности.

В автомобилях с несколькими ведущими осями при блокированном приводе в некоторых случаях циркулирующая мощность может быть значительной. Эта мощность может возникнуть при различии в размерах ведущих колес, на неровностях дороги и при движении автомобиля

по кривой пути.

При той тангенциальной эластичности, которой обладает автомобильные колеса, разница между размерами колес компенсируется. Этим обеспечивается чистое качение обоих колес. В этом случае радиус качения обоих колес равен, т.е.

$$\begin{aligned} & \gamma_{k1} = \gamma_{k2} \\ \text{или} \quad & \gamma_{k1} \cdot \lambda \cdot P_{k1} = \gamma_{k2} \cdot \lambda \cdot P_{k2} \end{aligned}$$

где  $\gamma_{k10}$ ,  $\gamma_{k20}$  - радиусы колес при отсутствии окружной силы  $P_{k1}$  и  $P_{k2}$ ;  $\gamma_{k1}$  и  $\gamma_{k2}$  - радиусы качения колес;

$\lambda$  - коэффициент тангенциальной эластичности шины, представляющий собой изменение радиуса качения колеса в мм, соответствующее изменению полной окружной силы  $P_{k0}$  на 1 кг.

Из последнего уравнения находим

$$P_{k1} - P_{k2} = \frac{\gamma_{k10} - \gamma_{k20}}{\lambda} = \frac{C}{\lambda} \quad (7)$$

Для того чтобы колеса без дифференциальной оси при прямолинейном движении имели чистое качение необходимо, чтобы разность  $P_{k1} - P_{k2}$  не превосходила отношение  $\frac{C}{\lambda}$ . Чем больше  $C$  и меньше  $\lambda$ , тем больше разность между окружными силами  $P_{k1}$  и  $P_{k2}$ .

При  $C = 0$  силы получаются равными, при жестких колесах ( $\lambda = 0$ ) разность окружных сил стремиться к бесконечности.

Таким образом, при отсутствии эластичности, колеса разного размера не могут иметь чистого качения даже при прямолинейном движении. Для эластичных колес происходит это же явление, но при разности между радиусами колес, превосходящей определенное значение.

Рассмотрим вопрос о возникновении паразитной мощности, передаваемой через колеса бездифференциальной оси при различных размерах колес или при одинаковом их размере, но при движении на повороте.

При прямолинейном движении оси меньшее колесо проскальзывает.

Действующая на это колесо тангенциальная реакция имеет направление, противоположное направлению качения колеса. Она равна силе сцепления  $0,5\varphi Z$  ( $Z$  - нагрузка на ось). В результате к оси от колеса радиусом  $r_2$  передается мощность  $N_0$

$$N_0 = 0,5\varphi Z \cdot r_2 \cdot \omega,$$

т.к. угловая скорость оси  $\omega = \frac{v}{r_1}$ , то

$$N_0 = 0,5\varphi Z \cdot r_2 \cdot \frac{v}{r_1} \quad (8)$$

В соответствии с уравнением (7), а также учитывая, что сумма окружных сил равна полной окружной суммарной силе  $P_0$ , или сумме сил - свободной  $P_a$  и затрачиваемой на качение колес  $fZ$ , можно составить систему уравнений

$$\left. \begin{aligned} P_{k1} - P_{k2} &= \frac{G}{\lambda}; \\ P_{k1} + P_{k2} &= P_p = P_a + fZ. \end{aligned} \right\}$$

В результате решения системы получим:

$$\left. \begin{aligned} P_{k1} &= 0,5\left(\frac{G}{\lambda} + P_a + fZ\right); \\ P_{k2} &= -0,5\left(\frac{G}{\lambda} - P_a - fZ\right). \end{aligned} \right\} \quad (9)$$

На основании этих уравнений можно найти распределение мощности по элементам оси. В частности, можно определить паразитную мощность  $N_0$  для всех случаев движения оси.

Рассмотрим распределение мощности по элементам ведущей оси ( $\rho > 0$ ) - рис.2.

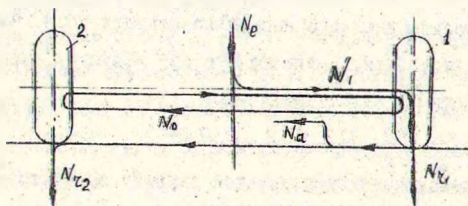


Рис.2. Условная схема распределения мощности на ведущей оси.

Мощность  $N_e$ , подведенная к оси, затрачивается на создание свободной суммарной окружной силы  $P_a$  и на преодоление сопротивления качению, т.е.

$$N_e = (P_a + fZ) \cdot v.$$

Мощность, развиваемая на колесе I, равна

$$N_1 = P_{k1} \cdot v = 0,5 \left( \frac{G}{\lambda} + P_a + fZ \right) \cdot v.$$

Мощность на качение каждого из колес определяется из выражения

$$N_2 = 0,5 f \cdot Z \cdot v.$$

К автомобилю от оси передается мощность  $N_a$

$$N_a = P_a \cdot v.$$

В результате от колеса 2 к колесу I передается паразитная мощность  $N_0$ , циркулирующая в оси.

$$N_0 = N_1 - N_2 = 0,5 \left( \frac{G}{\lambda} - P_a - fZ \right) \cdot v. \quad (10)$$

Мощность  $N_0$  увеличивается с увеличением разности  $C$  между радиусами свободного качения колес и уменьшается с увеличением тангенциальной эластичности шин (коэффициент  $\lambda$ ). Мощность  $N_0$  получается тем больше, чем меньше окружная сила на ведущих колесах.

При  $P_a = \frac{G}{\lambda} - fZ$ ,  $N_0 = 0$ .

При тормозящей оси  $N_0 = 0$ , при  $P_a = -\frac{G}{\lambda}$ .

Мы рассмотрели случай появления циркулирующей паразитной мощности в системе бездифференциальной оси. Аналогично решается задача для автомобиля, имеющего несколько ведущих осей. Например, для двухосного автомобиля, имеющего обе оси ведущие, выражение паразитной мощности  $N_0$  будет следующим:

$$N_0 = 0,5 \zeta_m \left[ \frac{G}{\lambda} - P_a - f(Z_1 - Z_2) \right] \cdot v, \quad (11)$$

где  $Z_1$  и  $Z_2$  - радиальные нагрузки, действующие соответственно на переднюю и заднюю оси;

$\zeta_m$  - к.п.д. главной передачи при передаче мощности от колес к приводу.

В этом случае паразитная мощность также увеличивается по мере уменьшения  $P_a$ , увеличения  $C$  и по мере уменьшения тангенциальной эластичности шин (коэффициент  $\lambda$ ).

Возникновение паразитной мощности в системе трансмиссии автомобиля можно устранить введением дифференциала в привод к ведущим осям.

Наличие дифференциала вносит изменения в общую динамику прямолинейно-поступательного движения автомобиля и колесного трактора.

Если силы сцепления ведущих колес с дорогой больше величины  $P_k = 0,5 \frac{M_k}{r_k}$  ( $M_k$  - момент подводимый к ведущей оси), то к оси каждого колеса будет приложена сила, равная  $0,5 \frac{M_k}{r_k}$ .

Результирующая сила, действующая в продольной плоскости машины, равна  $\frac{M_k}{r_k}$ . Если одно из ведущих колес находится на слабой поверхности, то реакция дороги (почвы) на обод этого колеса меньше величины  $0,5 \frac{M_k}{r_k}$ .

На каждую полуось передается момент, равный половине ведущего момента  $M_k$ . Под влиянием избыточного момента ( $0,5 M_k - P_k \cdot r_k$ ) левая полуось будет вращаться ускоренно.

Сила тяги правого колеса, имеющего лучшее сцепление с дорогой, равна

$$P_k^n = \frac{0,5 M_k}{r_k}$$

Если результирующая касательных сил тяги обоих колес достаточна для преодоления сил сопротивления транспортной системы, то она будет находиться в движении.

В этом случае  $P_k^n + P_k^n < \frac{M_k}{r_k}$  и движения будет сопровождаться значительным буксованием левого ведущего колеса.

В случае, если результирующая касательных сил тяги обоих ведущих колес будет меньше, чем сопротивление движению агрегата, то он остановится. Причем левое, например, колесо будет вращаться на место ускоренно, а правое - остается неподвижным.

Для улучшения проходимости автомобиля в подобных случаях при-

меняют механизм блокировки дифференциала, при помощи которого можно дифференциал выключить. Тогда к правому колесу будет подведен момент

$$M_k - P_k^n z_k.$$

Сила, приложенная к оси правого колеса, будет равна

$$P_k^n = \frac{M_k - P_k^a \cdot z_k}{z_k} = \frac{M_k}{z_k} - P_k^a,$$

если эта сила меньше силы сцепления правого колеса с почвой.

Результирующая сила равна:

$$P_k^a + P_k^n = \frac{M_k}{z_k},$$

т.е. она соответствует полному ведущему моменту.

В случае блокировки межколесных и межосевых дифференциалов возникает паразитная мощность.

Исследования показывают, что при движении, например, трехосного автомобиля в неблагоприятных условиях при заблокированном приводе переднего моста на повороте малого радиуса и при разнице давления воздуха в шинах около  $1 \text{ кг/см}^2$  в трансмиссии возникает дополнительный момент, в 1,5-2 раза превышающий момент сопротивления движению.

На основании всего изложенного, при расчетах деталей трансмиссии максимальный расчетный момент следует брать в 1,5-2 раза большим максимального момента двигателя. Для трелевочных тракторов, условия работы которых весьма сложные, коэффициенты запаса статической прочности следует выбирать в пределах 2 — 3,2.

## 2. Определение нагрузок при расчете на выносливость

При эксплуатации машины разрушение деталей может происходить не только от недостаточной прочности под действием максимальных нагрузок, но и от многократного изменения напряжений, вследствие усталости материала. Кроме того, возможно повреждение рабочих поверхностей деталей при износе, выкрашивании, пластической деформации под воздействием контактных

напряжений, превышающих предел текучести материала. Для расчета детали на усталостную прочность необходимо иметь кривые распределения напряжений в этой детали. Кривые распределения строятся по данным серии испытаний в условиях, характерных для эксплуатации данной машины.

В зависимости от конструктивных особенностей деталей и узлов машины при испытаниях регистрируются усилия, моменты или сразу напряжения. Например, при исследовании деталей трансмиссии автомобилей и тракторов часто при изводе записи крутящего момента, действующего на валу трансмиссии, а затем, зная момент сопротивления детали в опасном сечении, подсчитывают соответствующие напряжения. Полученные значения напряжений разбивают по разрядам и строят кривые распределения [5]. Число отсчетов и их продолжительность определяются из условий достоверности получаемого результата. При исследовании нагрузочных режимов автомобилей достаточной достоверности результат может быть получен при длине опытного участка дороги 300-1000 м, в зависимости от характера ее поверхности. Ориентировочно на грунтовой разбитой дороге и целине - 1000 м; на асфальтобетонной и булыжной мостовой в городе - 500 м; то же за городом - 300-500 м.

При достаточной продолжительности опыта можно считать, что

$$\frac{u_1}{u_2} = \frac{u_i}{u_{\Sigma}} = f = \varphi(\delta_i).$$

где  $f$  - повторяемость напряжений;

$u_1$  - число обработанных экспериментальных данных;

$u_{\Sigma}$  - суммарное число циклов изменения напряжений за срок службы машины.

С использованием данных эксперимента повторяемость  
напряжений за срок службы машины может быть представлена кривой  $\varphi(\delta_i)$  (рис. 3).



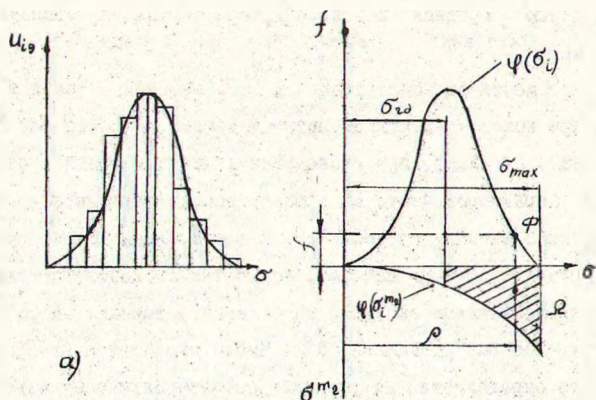


Рис.3. Гистограмма распределения напряжений.

На рис. 3 приведена кривая  $\psi(\sigma_i^{m_2})$ , где показатель степени  $m_2$  для асимметричных циклов, являющихся преобладающими для деталей трансмиссии машин, можно определить по формуле

$$m_2 = \frac{m \cdot \sqrt{4(1-\tau)}}{2}, \quad (12)$$

где  $m$ , при напряжениях пропорциональных нагрузкам, равно 6 для валов и цилиндрических шестерен и 7 для конических шестерен;

$\tau$  - коэффициент, характеризующий асимметрию цикла.

Коэффициент  $\tau$  равен отношению  $\frac{\sigma_{\text{min}}}{\sigma_{\text{max}}}$ . При симметричном цикле  $\tau = -1$ , при пульсирующем  $\tau = 0$  и асимметричном цикле коэффициент асимметрии заключен в пределах  $0 < \tau < 1$ .

При непрерывном изменении напряжений запас выносливости определяется из выражения

$$n = \frac{\sigma_{\text{ед}}}{\sigma_3} = \frac{\sigma_{\text{ед}}}{\sqrt{K_{\sigma} \int_{\sigma_{\text{ед}}}^{\sigma_{\text{max}}} \sigma_i^{m_2} \psi(\sigma_i) d\sigma}}, \quad (13)$$

где  $\sigma_3$  - расчетное напряжение на усталость для условий эксплуа-

тации, характеризуемых гистограммой;

$\sigma_{1g}$  - предел выносливости детали.

Максимальное напряжение  $\sigma_{max}$  определяется суммированием среднего напряжения  $\sigma_m$  и предельной амплитуды напряжения  $\sigma_a$ , при которой образец выдержит  $N_0$  циклов до разрушения;  $\sigma_a$  определяется для каждого среднего значения  $\sigma_m$  по диаграмме предельных напряжений [6].

Предел выносливости детали для асимметричного цикла нагружения равен

$$\sigma_{1g} = \frac{2\sigma_1}{(K_g + d_1) - (K_g - d_1) \cdot \tau}$$

где  $\sigma_1$  - предел выносливости при симметричном цикле, определяемый при испытании образцов диаметром 6 мм и числе циклов нагружения  $N_0 = 5 \cdot 10^6 - 10^7$  циклов;

$K_g$  - коэффициент, характеризующий различие детали и стандартного образца:  $K_g = \frac{\sigma_1}{\sigma_{1g}}$  ( $\sigma_{1g}$  - предел выносливости детали при испытании симметричным циклом);

$d_1 = \frac{\sigma_1}{\sigma_T}$  - коэффициент, характеризующий свойства материала ( $\sigma_T$  - предел текучести материала детали).

Суммарное число циклов  $N_\Sigma$  перемен напряжений в детали за срок службы машины определяется его пробегом,  $S$  км. Например, для полуси автомобиля величину  $N_\Sigma$  можно подсчитать по следующей приближенной формуле:

$$N_\Sigma = 160 \frac{S \cdot \omega}{r_k} \quad (14)$$

где  $r_k$  - радиус качения колеса в м;

$\omega$  - число циклов нагружения за один оборот колеса.

Исследования показывают, что при движении автомобиля по относительно ровным дорогам  $\omega$  можно принять равным 2, а при движении по неровной поверхности - 3.

Интеграл, стоящий под корнем выражения (13), можно рассматривать как произведение двух функций на участке интегрирования от

$\delta_{чг}$  до  $\delta_{max}$

$$\int_{\delta_{чг}}^{\delta_{max}} \delta_i^{m_2} \cdot \varphi(\delta_i) \cdot d\delta = f \cdot \Omega,$$

где  $\Omega$  - площадь, заключенная между кривой  $\varphi(\delta_i^{m_2})$  и осью абсцисс в пределах от  $\delta_{чг}$  до  $\delta_{max}$ ;  $\varphi(\delta_i)$  - ордината фокуса  $\varphi$ , который определяется кривой  $\varphi(\delta_i)$  и абсциссой  $\rho$  центра тяжести площади  $\Omega$ .

При расчетах для определения  $\Omega$  и  $\rho$  можно пользоваться выражениями, приведенными в работе [6], дающими достаточную точность.

Пользуясь приведенным методом оценки выносливости деталей машин, можно оценить их работоспособность с точки зрения усталости в том случае, если данная машина будет эксплуатироваться в других условиях эксплуатации при внесении в нее некоторых конструктивных изменений, например, замена платформы кузовом-самосвалом и т.д.

Расчет деталей машин на выносливость может быть произведен не только на основании данных эксплуатационных испытаний. Достаточно точные результаты можно получить, пользуясь методами статической динамики. Пользуясь этими методами, по характеристикам воздействия и амплитудно-фазовым частотным характеристикам динамической системы (трактор, автомобиль) можно расчетно-теоретическим путем построить кривые распределения для разных условий эксплуатации, что особенно важно при проектировании нового образца машин.

О напряженности в отношении износа, выкрашивания и пластической деформации рабочих поверхностей деталей можно судить по максимальным напряжениям  $\delta_{сж}$  сжатия на поверхности контакта и максимальным касательным напряжениям от среза  $\tau_{max}$ , которые равны

$$\delta_{сж} = 0,418 \sqrt{\frac{N \cdot E \cdot \gamma_1 \pm \gamma_2}{\gamma_1 \cdot \gamma_2}},$$

$$\tau_{max} = 0,3 \cdot \delta_{сж},$$

(15)

где  $N$  - усилие сжатия рабочих поверхностей;

$b$  - рабочая длина контакта;

$\gamma_1$  и  $\gamma_2$  - радиусы кривизны рабочих поверхностей;

$E$  - модуль упругости материала.

При наружном расположении контактных поверхностей в формулу для  $\sigma_{сж} \tau_2$  подставляется со знаком плюс, а при внутренней - со знаком минус.

При определении расчетных напряжений  $\sigma_{сж}$  и  $\tau_{max}$  устанавливаются их максимальные (пиковые нагрузки), а нагрузки при средних нагрузочных режимах с учетом длительности работы машины в определенных условиях эксплуатации.

При расчете элементов трансмиссии расчетный момент  $M_{расч}$  определяется по выражению [ 7 ]:

$$M_{расч} = \sqrt{\frac{d_1}{100} M_1^{m'} + \frac{d_2}{100} M_2^{m'} + \dots + \frac{d_n}{100} M_n^{m'}} \quad (16)$$

где  $d_1, d_2, \dots, d_n$  - время в процентах, в течение которого деталь работает под действием соответственно момента  $M_1, M_2, \dots, M_n$ ;  $m'$  - коэффициент, учитывающий зависимость напряжения от нагрузки.

Для контактных напряжений при касании поверхностей по линии, что имеет место при расчете роликоподшипников, цилиндрических и конических шестерен, показатель  $m'$  изменяется в пределах 3,0-3,5; при касании в точке - 3,33.

При расчетах на выносливость элементов ходовой системы транспортных машин определяется расчетный динамический коэффициент

$$K_{дин.расч} = \sqrt{\frac{d_1}{100} K_{дин.1}^{m'} + \frac{d_2}{100} K_{дин.2}^{m'} + \dots + \frac{d_n}{100} K_{дин.n}^{m'}} \quad (17)$$

где  $d_1, d_2, \dots, d_n$  - время действия нагрузки (в процентах от общего времени движения) на элементы ходовой системы при соответствующем динамическом коэффициенте  $K_{дин.1}, K_{дин.2}, \dots, K_{дин.n}$ .

Динамические коэффициенты  $K_{дин.1}, K_{дин.2}, \dots, K_{дин.n}$  соответствуют данным типам дорог при заданной средней скорости движения. Эти коэффициенты являются опытными и устанавливаются на основании испытаний машин данного класса.

### 3. Динамика разгона и торможения

По характеру своей работы лесотранспортная машина часто изменяет скорость движения, осуществляет трогание с места, обгоняет впереди идущие машины. Поэтому очень важным динамическим качеством транспортной системы является приемистость, т.е. способность ее к быстрому разгону. Это качество машины влияет на среднюю скорость движения, а в условиях загруженных дорог определяет их пропускную способность.

При разгоне автомобиля водитель одновременно с включением муфты сцепления увеличивает подачу топлива. Разгон будет наиболее интенсивным, если допустить, что педаль подачи топлива нажата до отказа и двигатель сразу переходит на режим работы, соответствующий полному открытию дроссельной заслонки. В этом случае величина ускорения машины  $\dot{v}$  будет наибольшей:

$$\dot{v} = g \left( \frac{D - \psi}{\delta_{br}} \right) \text{ м/сек}^2, \quad (18)$$

где  $D$  - динамический фактор;

$\delta_{br}$  - коэффициент учета вращающихся масс;

$\psi$  - приведенный коэффициент сопротивления дороги.

Из формулы (18) видно, что при заданных дорожных условиях ускорение с увеличением динамического фактора растет, а с увеличением коэффициента  $\delta_{br}$  снижается.

С понижением передачи увеличивается разность  $D - \psi$ , но и одновременно увеличивается коэффициент  $\delta_{br}$ , причем он растет пропорционально квадрату передаточного числа трансмиссии. Поэтому не всегда наиболее интенсивным будет разгон на нижней передаче из-за резкого возрастания коэффициента  $\delta_{br}$ .

Для определения максимальных ускорений разность  $D - \psi$  может быть определена по динамической характеристике.

Значения коэффициента  $\delta_{br}$  определяются по следующей формуле:

$$\delta_{br} = 1 + \frac{g(J_{дв} i_{тр}^2 \rho_{тр} + \sum J_k)}{G \cdot r_k^2}, \quad (19)$$

где  $J_{дв}$  - момент инерции двигателя;  
 $i_{тр}$  - передаточное число трансмиссии;  
 $\rho_{тр}$  - механический к.п.д. трансмиссии;  
 $G$  - вес машины;  
 $J_k, r_k$  - момент инерции и радиус колеса.

Общий характер кривых ускорений на разных передачах в функции от скорости движения (рис.4) подобен характеру кривых динамического фактора.

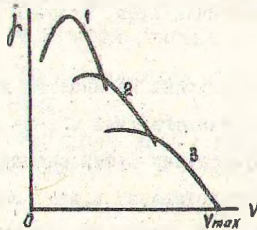


Рис.4. Зависимость ускорений от скорости движения.

Из рис.4 видно, что точка пересечения нижней кривой с осью абсцисс дает значение максимально возможной в заданных дорожных условиях скорости движения  $V_{max}$ . В этой точке ускорение равно нулю, а следовательно, повышение скорости невозможно.

Величина ускорения не является достаточно наглядным и удобным для практических целей показателем. Основными оценками, характеризующими приемистость машины, принято считать время и путь разгона.

Время и путь разгона понимают как время  $t_{раз}$  в секундах

и путь  $S_{раз}$  в метрах, при которых машина увеличивает свою скорость, начиная от начальной величины  $V'$  до заданного конечного значения  $V''$ . Время, в течение которого происходит выравнивание угловых скоростей коленчатого вала двигателя и первичного вала трансмиссии при буксующей муфте сцепления, не учитывается из-за его относительной незначительности и неопределенности ряда факторов.

Момент трогания тракторного агрегата с места определяется равенством увеличивающегося момента трения муфты сцепления моменту сопротивлений, приложенных к валу муфты, и зависящих от сил сопротивления тракторного агрегата. До этого момента происходит буксование муфты при неподвижном тракторе.

В первый период разгона продолжается буксование муфты сцепления; угловая скорость ведомой части муфты, а также скорость движения агрегата, увеличивается. Угловая скорость коленчатого вала уменьшается.

Второй период разгона начинается в момент выравнивания угловых скоростей коленчатого вала и вала муфты сцепления, т.е. в момент окончания буксования муфты сцепления. Коленчатый вал и вал муфты сцепления представляют в этот момент одно целое, угловая скорость их нарастает. Окончание разгона характеризуется скоростью движения машины, соответствующей номинальному числу оборотов двигателя.

При расчете времени первого периода разгона принимается допущение, которое можно сформулировать следующим образом: в момент мгновенного включения муфты сцепления двигатель работает на номинальном режиме, т.е. угловая скорость коленчатого вала равна номинальной угловой скорости; угловая скорость первичного вала трансмиссии равна нулю.

Первый период разгона. При замедленном вращении коленчатого вала двигателя, согласно регуляторной характеристике, кривая

крутящих моментов лежат выше, чем кривая крутящего момента при установившемся движении. Однако в целях повышения надежности расчетов крутящий момент в течении первого периода разгона принимаем постоянным и равным номинальному  $M_n$ .

Составим уравнение динамики коленчатого вала двигателя.

В течение периода буксования муфты сцепления момент трения тормозит коленчатый вал. Поэтому баланс моментов, приложенных к коленчатому валу, имеет следующий вид

$$M_n + J_M \varepsilon = M_n \quad (20)$$

где  $\varepsilon$  - угловое замедление коленчатого вала, т.к. тормозящий момент  $M_n$  больше  $M_n$ .

$$\varepsilon = \frac{M_n - M_n}{J_M}$$

где  $J_M$  - момент инерции масс двигателя, приведенный к коленчатому валу.

Так как  $M_n$  принят постоянным, то и угловое замедление  $\varepsilon$  также постоянно в течение первого периода разгона.

Угловая скорость коленчатого вала определяется по формуле

$$\omega = \omega_n - \varepsilon t \quad (21)$$

где  $\omega_n$  - угловая скорость коленчатого вала в начальный момент времени, принятая равной номинальной;  $t$  - время.

Если ведущую часть муфты сцепления отбросить и заменить ее в момент периода буксования сцепления моментом  $M_n$ , то баланс моментов, приложенных к первичному валу трансмиссии, будет следующим:

$$M_n = M_n + J_n \varepsilon_n$$

где  $\varepsilon_n$  - угловое ускорение первичного вала трансмиссии (ведущий момент больше момента  $M_n$  всех сил сопротивления, принятого раньше равным номинальному моменту);

$J_n$  - приведенный момент инерции всех движущихся масс агрегата.

Угловое ускорение первичного вала трансмиссии определяется по формуле:

$$\varepsilon_n = \frac{M_n - M_n}{J_n}$$



Величина  $\epsilon_n$  в течение первого периода разгона, как видно из данной формулы, постоянна.

Угловая скорость первичного вала трансмиссии определяется по выражению

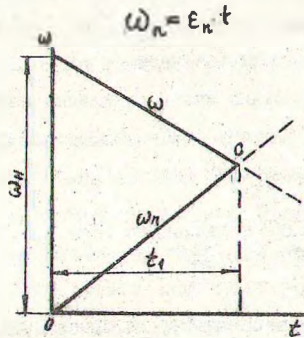


Рис.5. График изменения угловых скоростей  $\omega$  и  $\omega_n$  от времени.

На рис.5 показан график изменения угловых скоростей  $\omega$  и  $\omega_n$ ; точка перенесения кривых указывает на выравнивание угловых скоростей или окончание буксования. Момент времени  $t_1$  определяет время первого периода разгона.

Определим аналитически время  $t_1$ .

В момент времени  $t_1$   $\omega$  и  $\omega_n$  равны, следовательно,

$$\omega_1 = \omega_n - \epsilon t = \epsilon n t_1,$$

откуда

$$t_1 = \frac{\omega_n}{\epsilon + \epsilon_n} \quad (22)$$

Линейное ускорение тракторного агрегата, пренебрегая буксованием двигателей трактора, определяем следующим образом:

$$j = \frac{dV}{dt} \approx \frac{d(\omega_k r_k)}{dt} = \frac{r_k d\omega_k}{dt} = \frac{r_k}{l} \epsilon_n, \quad (23)$$

где  $\omega_k$  — угловая скорость ведущих колес в данный момент времени периода разгона

$$\omega_k = \frac{\omega_n}{l} = \frac{\epsilon_n t}{l} \quad (24)$$

Второй период разгона характеризуется полным сцеплением трущихся элементов муфты.

В начальный момент времени угловая скорость единой вращающейся системы равна  $\omega_1$ .

Под влиянием разности моментов  $M_g - M_n$  вся система вращается ускоренно.

Допускаем, что изменение крутящих моментов двигателя при ускорении вращения коленчатого вала имеет вид прямой, соединяющей точки А и В регулярной характеристики (рис.6).

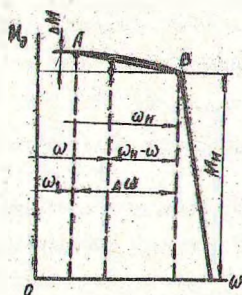


Рис.6. Регуляторная характеристика.

Если примем  $M_n = M_n$ , то из рис.6 получаем

$$M_g - M_n \approx \frac{\Delta M}{\Delta \omega} (\omega_n - \omega).$$

Имеем следующий баланс моментов

$$M_g = M_n + \varepsilon (y_M + y_n), \quad (25)$$

где  $\varepsilon$  - общее угловое ускорение всей системы, в том числе и коленчатого вала двигателя.

$$\varepsilon = \frac{d\omega}{dt} = \frac{M_g - M_n}{y_M + y_n},$$

откуда

$$dt = \frac{y_M + y_n}{M_g - M_n} d\omega,$$

или

$$dt = \frac{\Delta \omega (J_M + J_N)}{\Delta M} \cdot \frac{d\omega}{\omega_H - \omega} \quad (26)$$

Интегрируя полученное выражение, найдем продолжительность  $t_2$  второго периода разгона:

$$t_2 = \frac{\Delta \omega (J_M + J_N)}{\Delta M} \cdot \rho_n \frac{\omega_H - \omega_1}{\omega_H - \omega} \quad (27)$$

Общая продолжительность разгона тракторного агрегата определяется по формуле:

$$t_{\text{сум}} = t_0 + t_1 + t_2 \quad (28)$$

$t_0$  - время включения муфты сцепления до момента трогания с места.

Для любого момента времени второго периода разгона линейное ускорение агрегата определяется по формуле

$$j_2 \approx \frac{\varepsilon}{r} \cdot r_k \quad (29)$$

где  $\varepsilon$  - общее угловое ускорение всей системы, равное отношению

$$\frac{M_H - M_N}{J_M + J_N}$$

Промежуток времени от момента выключения муфты сцепления до момента полной остановки трактора вычисляется по выражению:

$$t = \frac{\omega_H}{\varepsilon_n}$$

где  $\varepsilon_n = \frac{M_H}{J_n}$

#### 4. Муфты сцепления

К муфтам сцепления предъявляются следующие специфические требования: плавное включение, полное отключение двигателя от трансмиссии, надежная передача крутящего момента при всех условиях эксплуатации, предохранение трансмиссии от перегрузки, минимальный момент инерции ведомых деталей, удобство управления.

Сложность конструкции и вес фрикционных сцеплений возрастает по мере увеличения числа дисков. Вес автомобильных однодисковых сцеплений составляет обычно 0,3-0,6% от сухого веса шасси.

Основные размеры сцепления выбирают из условия передачи через него максимального момента двигателя. При расчетах коэффициент трения  $f_{\text{ст}}$  назначается в зависимости от материала трущихся поверхностей. Значения коэффициента трения приведены в табл. I

Т а б л и ц а I

Значение коэффициента трения

Материал поверхности трения	Коэффициент		Допускаемое удельное давле- ние в кг/см <sup>2</sup>
	сухого трения	трения в масле	
Сталь по стали или чугуну	0,15-0,20	0,03-0,07	2-4
Сталь по медно-асбес- товой плетенке или райбесту	0,25-0,35	0,07-0,15	1-2,5
Сталь по асбокаучуку	0,40-0,50	0,07-0,15	1-2,5
Сталь по металлокера- мике	0,40-0,55	0,09-0,12	4-6 до 15-20

В последней графе таблицы приведены значения допускаемых удельных давлений на фрикционные накладки. Следует иметь в виду, что более высокие значения удельного давления назначаются при больших коэффициентах запаса сцепления  $\beta$ . Наиболее высокие удельные до 15-20 кгс/см<sup>2</sup> давления допускаются на металлокерамические накладки.

При предварительных расчетах считают, что если номинальный момент двигателя меньше 70 кГм, то можно применить однодисковое сцепление. При  $M_n > 70$  кГм число дисков  $l$  сцепления рекомендуется определять по формуле:

$$l = \frac{\beta \cdot M_n}{2\pi q \cdot M_{\text{ст}} \cdot \delta \cdot R_{\text{тр}}^2} \quad (30)$$

где  $M_n$  - момент двигателя;

$q$  - допускаемое удельное давление на трущиеся поверхности;

$\delta$  - ширина трущегося элемента;

$R_{\text{тр}}$  - радиус приложения равнодействующей сил трения.

При проверке муфты сцепления на износ пользуются удельной

расчета буксования:

$$l = \frac{L}{F \cdot t}, \quad (31)$$

где  $l$  - удельная работа буксования;

$L$  - работа буксования;

$F$  - площадь поверхности трения.

Температуру  $t$  нагрева деталей сцепления за одно включение находят по формуле

$$t = \frac{\gamma \cdot L}{427 \cdot C \cdot G_d}, \quad (32)$$

где  $\gamma$  - доля тепла, идущая на нагрев детали;

$C$  - теплоемкость детали (С, II5 ккал/кгс·с-для стали и чугуна);

$G_d$  - вес детали.

Коэффициент  $\gamma$  может быть принят равным:

нажимной диск однодискового сцепления ..... 0,50

нажимной диск двухдискового сцепления ..... 0,25

средний ведущий диск двухдискового сцепления ... 0,50

В зависимости от типа и от того, для каких условий эксплуатации предназначена машина, температура за одно включение муфты сцепления не должна повышаться более, чем на 3-10%.

При выборе коэффициента запаса сцепления следует учитывать, что при малом значении его не гарантируется надежная передача крутящего момента. Завышение его значений приводит к перегрузке трансмиссии в случае резкого изменения режима работы. Кроме того, при увеличении коэффициента  $\beta$  увеличивается потребное число дисков и усилие нажатия, что ведет к повышению металлоемкости.

При конструировании тракторных муфт сцепления коэффициент  $\beta$  может приниматься равным 2-4; автомобильных муфт-при работе в относительно тяжелых дорожных условиях, а также с прицепами - 2-3. В случае наличия в сцеплении компенсационных пружин, коэффициент запаса может быть принят меньшим, чем для сцеплений, не имеющих их.

Для повышения плавности передачи крутящего момента и трясомо-

сик в процессе буксования сцепления ведомому диску иногда придает коническую форму. В этом случае при наличии рабочих пружин диск прижимается постепенно, распрямляясь и проскальзывая в радиальном направлении.

Для предохранения трансмиссии от крутильных колебаний в сцепление вводится демпфер, состоящий из упругого элемента и поглотителя энергии низкочастотных резонансных колебаний. При расчете гасителей предельный момент  $M_{max}$  принимается равным моменту, определяемому по сцеплению с дорогой при  $\varphi = 0,8$ .

Гаситель колебаний снижает инерционный момент, передаваемый от двигателя на трансмиссию, на 5-15% в зависимости от числа оборотов коленчатого вала двигателя.

При расчете привода сцепления усилие на педали следует принимать не более 20 кгс. При необходимости ограничения скорости перемещения нажимного диска, при большом расстоянии педали от механизма сцепления, а также для уменьшения упругих деформаций рычагов, целесообразно применять привод сцепления, который выполняется аналогично гидроприводу тормозов.

При необходимости часто изменять направление движения машины, переключать передачи и при работе в условиях резкого изменения сопротивления движению, что является особенно характерным для лесозаготовительных и лесотранспортных машин, целесообразно применение гидродинамических муфт.

Гидродинамические муфты по сравнению с фрикционными обладают некоторыми положительными качествами:

- 1) поглощают крутильные колебания и предохраняют трансмиссию и двигатель от перегрузок;
- 2) допускается пуск двигателя под нагрузкой и длительная работа с пробуксовкой ведущих и ведомых элементов;
- 3) упрощается управление;
- 4) улучшается проходимость машин.

К недостатку гидродинамических муфт можно отнести некоторое

Постоянное скольжение (- - 3%), что ведет к перерасходу топлива и снижению средней скорости движения машин. Кроме того, они не обеспечивают "чистоту" выключения, что затрудняет переключение передач. Эти недостатки могут быть устранены различными способами [8]. Например, для обеспечения "чистоты" выключения гидромучты, как показано на рис. 7, за ней устанавливается обычная фрикционная муфта сцепления.

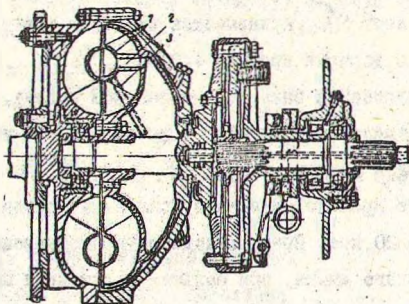


Рис. 7. Гидравлическая муфта с фрикционной муфтой сцепления

В гидромучте имеется внутренний тор 1 для лучшего формирования потока. Для быстрого заполнения полости гидромучты маслом и для удаления воздуха имеются каналы 2 и 3.

При расчете гидромучты задаются следующими параметрами: мощность  $N_n$ , передаваемая гидромучтой, число оборотов насоса  $n_n$  и его к.п.д.  $\eta_n$ , удельный вес рабочей жидкости  $\gamma$ , величина скольжения  $S$  на расчетном режиме  $S \approx 0,03$ , предельная величина профильного диаметра  $D$ .

Напор  $H$  при коэффициенте быстроходности  $n_s$ , равном примерно 40, определяют из выражения:

$$n_s = n_n \frac{\sqrt{N_n}}{H^{3/2}} \quad (33)$$

Затем определяют расход  $Q$ :

$$Q = \frac{75 N_n \eta_n}{H \gamma}$$

Профильный диаметр муфты  $\mathcal{D}$  находится по формуле:

$$\mathcal{D} = \sqrt[5]{\frac{N_n}{\nu_1 \cdot S \cdot n_1^2}} \quad (34)$$

где  $\nu_1$  — коэффициент, равный  $(40-50) \cdot 10^{-6}$ , если мощность выражена в лошадиных силах.

Число лопаток  $Z$  равно:

$$Z = 8,65 + 10,8 \left[ \frac{n_1}{\nu_1 n_1 (2g)^{1/2}} \right]^{1/2} \quad (35)$$

Число лопаток насоса и турбины различается на 2-3.

В качестве рабочих жидкостей в гидромуфтах используют минеральные и синтетические масла, которые устойчиво работают при высоких давлениях (до 200-300 кг/см<sup>2</sup>), при резких колебаниях температур (от -50 до +70°C), большом диапазоне изменений скоростей и т.д. В гидромуфтах применяют масла, имеющие вязкость 1,2-4,0<sup>0</sup>E при 50°C.

### 5. Гидравлические, электрические и фрикционные передачи

Если при передаче мощности через гидропередачу крутящий момент остается неизменным, то такая передача называется гидромуфтой (см. стр. 29-30).

Если помимо изменения скорости вращения ведомого элемента изменяется величина крутящего момента на его валу, то такая гидропередача будет гидротрансформатором, общий вид ее показан на рис.6. Гидротрансформаторы в сочетании с автоматизированными планетарными коробками передач могут применяться на транспортных средствах, работающих в тяжелых условиях эксплуатации.

К основным параметрам гидротрансформатора относятся: коэффициент трансформации  $K_0$ , представляющий из себя отношение момента  $M_T$  на турбине к моменту  $M_H$  на насосном колесе при неподвижной турбине ( $n_T = 0$ ), профильный диаметр  $\mathcal{D}$  и степень прозрачности. Степень прозрачности  $\epsilon$  гидротрансформатора равна отношению



числа оборотов насоса при неподвижной турбине  $K = K_0$  к числу оборотов его при  $K = 1$ . При необходимости увеличить коэффициент трансформации вводятся дополнительные ступени турбины. Кроме того, крутящий момент на валу турбины будет повышаться, если лопатки ее имеют малый угол наклона входной части и расположены на большом радиусе. Применяемые иногда, поворотные лопатки направляющего аппарата также изменяют величину крутящего момента на выходе, управление которыми осуществляется автоматически.

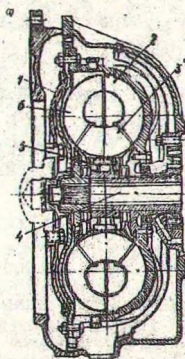


Рис. 8. Общий вид гидротрансформатора:

- 1 - ведущий диск; 2 - насос; 3 - респератор;
- 4 - ведущий вал коробки передач; 5 - муфта свободного хода; 6 - турбина.

Изменение коэффициента трансформации приводит к изменению коэффициента прозрачности  $\epsilon$ . Так, с повышением  $K_0$  для одноступенчатого гидротрансформатора  $\epsilon$  обычно понижается, а чем выше прозрачность гидротрансформатора, тем интенсивнее разгон машины.

Различают непрозрачные гидротрансформаторы ( $\epsilon = 1$ ), с прямой ( $\epsilon > 1$ ) и обратной ( $\epsilon < 1$ ) прозрачностью. Прозрачные гидротрансформаторы наибольшее распространение находят на автомобилях.

На машинах, требующих получения высокого коэффициента использования мощности, применяют непрозрачные гидротрансформаторы. В непрозрачных гидротрансформаторах момент на валу насоса должен меняться пропорционально квадрату числа оборотов  $n_n$ .

Выбор конструктивных параметров гидротрансформатора обычно производят на основании закона подобия [9].

Расчетную мощность  $N_p$  гидротрансформатора устанавливают на основании внешней характеристики двигателя по расчетному числу оборотов.

Коэффициент полезного действия современных гидротрансформаторов мало зависит от коэффициента трансформации  $K$  и значительно от качества поверхности лопастных колес, качества профилирования лопаток и вязкости рабочей жидкости. Максимальная величина его мощности доходит до 0,88-0,92, но только в узких пределах изменения передаточного отношения.

Обычно трансформаторы всех типов сочетают с механической коробкой передач. Они, как правило, имеют автоматизированное управление, а степень облегчения управления определяется степенью автоматизации переключения ступеней в механической части.

Установка гидротрансформатора дает возможность снизить нагрузки в трансмиссии в 2-3 раза по сравнению с нагрузками при установке механических ступенчатых передач.

Для гидротрансформатора справедливо уравнение

$$M_n + M_{HA} + M_T = 0, \quad (36)$$

где  $M_n$ ,  $M_{HA}$  и  $M_T$  - соответственно моменты на насосном колесе, направляющем аппарате и турбине.

Момент на валу турбины автоматически уменьшается с увеличением ее оборотов ( $M_T$ ), что объясняется снижением величины внешних сопротивлений и наоборот. Это одно из главных достоинств гидротрансформатора.

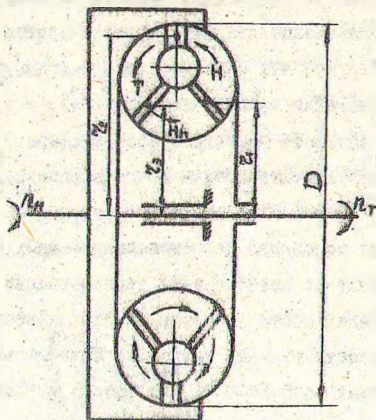


Рис.9. Схема гидротрансформатора.

В общем случае уравнение для момента на турбине в зависимости от ее переносной скорости  $U_t = f(n_T)$  имеет вид

$$M_T = -\frac{Qr}{g} [(v_3 v_{3n} + v_2 v_{2n}) - U_t v_3], \quad (37)$$

где  $Q$  - секундный расход жидкости, протекающий через поперечное сечение гидротрансформатора;

$g$  - удельный вес жидкости;

$v_2, v_3$  - абсолютные скорости потока жидкости, соответственно при входе на лопатки турбины и при стекании с лопаток.

В приведенном выражении, если обороты насоса  $n_T = const$ , все параметры являются постоянными, за исключением  $U_t$ . Поэтому зависимость  $M_T$  от  $n_T$  представляется теоретически в виде наклонной прямой.

Важнейшим параметром гидротрансформатора является коэффициент трансформации, равный

$$K = \frac{M_T}{M_H} \quad (38)$$

Наибольшее значение  $K$  будет при заторможенном турбинном колесе, т.е. при  $n_T = 0$ .

Величина к.п.д. гидротрансформатора находится из выражения

$$\eta_{гт} = \frac{M_T n_T}{M_H n_H} = K \cdot i_{гт} = K(1-S), \quad (39)$$

где  $i_{гт} = \frac{n_T}{n_H}$  - передаточное отношение;

$S = 1 - \frac{n_T}{n_H}$  - величина скольжения.

К числу важных параметров гидротрансформатора относится коэффициент прозрачности  $\varphi$ , который указывает изменение крутящего момента на ведущем валу гидротрансформатора в зависимости от  $n_T$ :

$$\varphi = \frac{M_H(i_{гт}=0)}{M_H(k=1)} = \frac{\lambda_H(n=0)}{\lambda_H(k=1)}, \quad (40)$$

где  $\lambda_H$  - коэффициент момента насоса.

Степень прозрачности гидротрансформатора зависит от порядка расположения рабочих колес, формы лопаток и числа турбинных колес. На автомобилях наибольшее распространение находят прозрачные гидротрансформаторы. Непрозрачные - на машинах, требующих получения высокого коэффициента использования мощности, например, на автобусах, тепловозах, дорожных машинах и т.д.

Активный диаметр проектируемого гидротрансформатора определяется по формуле:

$$D = \sqrt{\frac{M_H}{\lambda_H \eta_{гт}}}. \quad (41)$$

Часто, на автомобилях, между двигателем и гидротрансформатором устанавливает редуктор, тогда  $M_H = i_p M_M$  и  $n_H = \frac{n_M}{i_p}$ , где  $i_p$  - передаточное число редуктора.

Нахождение  $D$  по приведенной формуле производят непосредственным путем по снятой для прототипа характеристике  $\lambda_H^p = f(i_{гт})$ .

Гидростатические передачи целесообразно применять в автопоездах с активными осями, однако из-за

относительно высокой стоимости и значительного веса они широкого распространения не получили. Гидростатические передачи плавно изменяют крутящий момент, они реверсивны и дают возможность автоматизации управления. Принципиальная схема гидростатической передачи активного автопоезда приведена на рис. 10. Гидравлические колесные двигатели связаны с регулируемыми насосами гибкими планш-

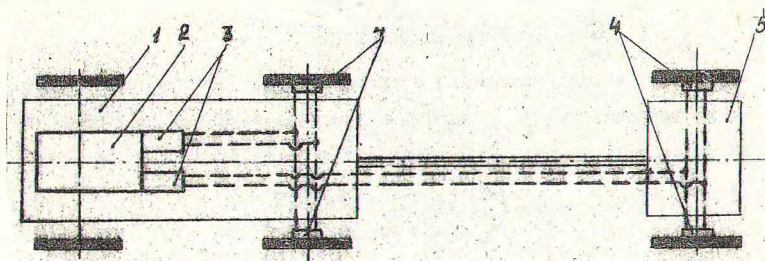


Рис.10. Схема гидростатической передачи:

- 1 - тягач; 2 - двигатель тягача; 3 - регулируемые гидронасосы; 4 - гидравлические колесные двигатели; 5 - прицеп.

Регулирование осуществляется водителем или автоматически изменением производительности насоса. Для автопоездов применяют схему передачи с самостоятельными насосами на каждую ведущую ось, когда гидродифференциальная связь осуществляется только между колесами каждого приводного моста.

Общий коэффициент полезного действия гидростатической передачи несколько ниже, чем механической. Однако, несмотря на это, при движении по грунтовым дорогам, когда давление в гидростатической передаче повышено и насосы дают меньшую производительность, расход топлива для машин с механической передачей выше.

Мощность, потребляемая насосом гидрообъемной передачи, равна

$$N_{дв} = K_1 \cdot M_H \cdot n_H \text{ кВт.} \quad (42)$$

Мощность, снимаемая с вала мотора, подсчитывается по выраже-

нию

$$N_{\text{мвв}} = K_1 \cdot M_{\text{н}} \cdot n_{\text{н}} \text{ кВт,}$$

где  $M_{\text{н}}$  - момент, подводимый к насосу;

$M_{\text{м}}$  - момент, снимаемый с вала мотора;

$n_{\text{н}}, n_{\text{м}}$  - обороты насоса и мотора;

$K_1$  - постоянный коэффициент, равный  $\frac{1}{9554}$ .

Общий к.п.д. передачи равен

$$\zeta_{\text{общ}} = \frac{N_{\text{мвв}}}{N_{\text{н.в.}}} = \zeta_{\text{мех.м.}} \cdot \zeta_{\text{мех.н.}} \cdot \zeta_{\text{об.м.}} \cdot \zeta_{\text{об.н.}}, \quad (43)$$

где  $\zeta_{\text{мех.м.}}, \zeta_{\text{мех.н.}}$  - механические к.п.д. насоса и мотора (0,92-0,96);

$\zeta_{\text{об.м.}}, \zeta_{\text{об.н.}}$  - объемные к.п.д. мотора и насоса (0,94-0,98).

Коэффициент трансформации момента равен:

$$K = \frac{M_{\text{м}}}{M_{\text{н}}} = \frac{q_{\text{мт}} \cdot \rho_{\text{м}} \cdot \zeta_{\text{мех.м.}} \cdot \zeta_{\text{об.м.}}}{q_{\text{нт}} \cdot \rho_{\text{н}}}, \quad (44)$$

где  $q_{\text{мт}}$  и  $q_{\text{нт}}$  - удельные теоретические объемы, соответственно мо-  
тора и насоса, м<sup>3</sup>/об;

$\rho_{\text{м}}, \rho_{\text{н}}$  - перепад давлений жидкости в моторе и насосе, н/м

Удельный теоретический объем гидроагрегата может быть найден по формуле:

$$q_{\text{мт}} = \frac{\varphi \cdot G_{\text{к}} \cdot \chi_{\text{к}}}{0,159 \rho_{\text{мтmax}} \cdot L_0 \cdot \zeta_{\text{мех.м.}} \cdot \zeta_{\text{об.м.}}}, \quad (45)$$

где  $G_{\text{к}}$  - нагрузка на колесо;

$\chi_{\text{к}}$  - радиус колеса;

$\varphi$  - коэффициент сцепления;

$\rho_{\text{мтmax}}$  - перепад давления рабочей жидкости в моторе;

$\zeta_{\text{мех.м.}}, L_0$  - к.п.д. и передаточное отношение главной передачи.

Производительность насоса определяется из условия необходи-  
мости получения максимальной скорости системы:

$$q_{\text{нт}} = \frac{q_{\text{мт}} \cdot \zeta_{\text{мех.н.}} \cdot \zeta_{\text{об.н.}}}{\zeta_{\text{об.м.}} \cdot \zeta_{\text{об.н.}}}, \text{ м}^3/\text{сек}; \quad (46)$$

$$n_{\text{нтmax}} = \frac{q_{\text{нт}} \cdot L_0}{6,28 \chi_{\text{к}}}, \text{ об/сек.}$$

где  $Z$  - число метров.

Удельная теоретическая подача насоса за один оборот для поршневой гидросъемной передачи с аксиальным расположением цилиндров

$$q_{\text{нт}} = \frac{\pi d_n^2}{4} \cdot S m_u;$$

$$S = D_m \cdot \sin \gamma,$$

где  $S$  - ход поршня, м;

$d_n$  - диаметр поршня, м;

$m_u$  - число цилиндров;

$D_m$  - диаметр ведущей шайбы мотора;

$\gamma$  - угол отклонения оси блока цилиндров от оси вала привода.

Секундная теоретическая подача насоса при  $n_n$  об/сек будет:

$$Q_{\text{тн}} = \frac{\pi d_n^2}{4} \cdot m_u \cdot D_m \cdot n_n \cdot \sin \gamma. \quad (47)$$

$\gamma_{\text{max}}$  выбирается обычно не более  $30^\circ$ .

Результирующий крутящий момент мотора равен

$$M_M = \frac{\pi d_n^2}{4} \cdot \mu_m \cdot \sin \gamma \cdot \left[ P_1 \sum_{i=1}^{m'} \sin d_i - P_2 \sum_{i=1}^{m''} \sin d_i \right], \quad (48)$$

где:  $m'$  - числе поршней в магистрали нагнетания;

$m''$  - нерабочие поршни.

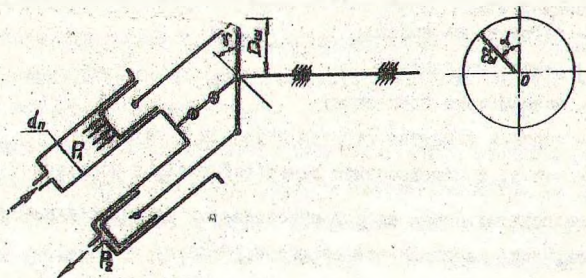


Рис. II. Расчетная схема

Гидростатические передачи, как правило, выполняются с нечетным числом цилиндров, т.к. в этом случае меньше коэффициент пульсации.

В электрической передаче момент от двигателя машины и колесам передается и преобразуется электрическим способом. Из-за большого веса и низкого к.п.д. она широкого распространения не получила, однако, при значительном удалении ведущих колес от двигателя машины (автобездза с активными прицепами), а также при необходимости повышения плавности разгона и удобства управления, эти передачи используются. Электрические трансмиссии включают генератор тока, приводимый во вращение двигателем внутреннего сгорания, и тяговые колесные электродвигатели, питающиеся током генератора, а также приборы управления.

Вес электрических трансмиссий, в основном, определяется весом генератора и тяговых двигателей. Вес электрической трансмиссии превышает вес механической или гидромеханической трансмиссии и равен 7-9 кг/л.с.

Относительно низкий к.п.д. электротрансмиссий (см. рис. 12) объясняется, в основном, двукратным преобразованием энергии.

Фрикционные передачи не позволяют регулировать изменение передаточного числа независимо от сопротивления движению, т.е. являются саморегулируемыми. Фрикционные передачи бывают торцовые и дисковые.

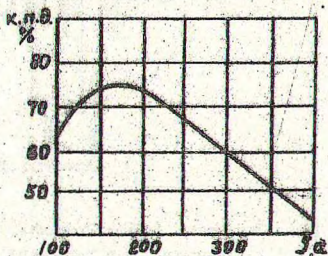


Рис.12. Зависимость к.п.д. электрической передачи от силы тока.



На рис.13 показана схема многодисковой фрикционной передачи, работающей со смазкой, которая является более надежной, чем торцовидная.

Коэффициент трансформации фрикционной передачи равен:

$$K = \frac{M_2}{M_1} = \frac{R_c}{R_c - E_2}, \quad (49)$$

где  $E_2$  - эксцентриситет ведущих 1 и ведомых 2 дисков (рис.13).

Угол подъема  $\delta$  винтовой линии нажимного механизма определяется из условия

$$\operatorname{tg} \delta \leq \frac{Z(R_c - E) \cdot \mu_0 \cdot \mu_0' \cdot \mu_n \cdot \cos \alpha}{\mu_n \cos \alpha + Z(R_c - E) \cdot \mu_0 \cdot \mu_0'} \quad (50)$$

где  $\mu_0$  - коэффициент трения скольжения дисков (для стальных дисков с учетом смазки  $\mu = 0,04$ );

$\mu_0'$  - коэффициент трения скольжения в нажимном механизме;

$\mu_n$  - средний радиус трения в нажимном механизме;

$Z$  - числе поверхностей трения.

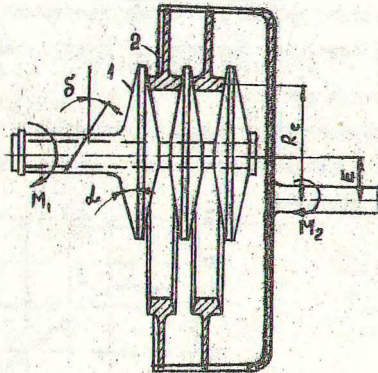


Рис.13. Схема многодисковой фрикционной передачи.

Из условия (50) можно определить основные параметры многодис-

новой передачи, задаваясь некоторыми из них.

Для фрикционных коробок передач справедливо соотношение

$$\zeta = \frac{M_2}{M_1} \cdot \frac{\omega_2}{\omega_1} = k \cdot i,$$

где  $\zeta$  - коэффициент полезного действия передачи;

$i$  - передаточное число,  $i = \frac{\omega_2}{\omega_1}$ .

Более подробные сведения о дисковых фрикционных передачах, а также о тороидных, даны в специальной литературе [10].

Л Е К Ц И Я П

КОНСТРУИРОВАНИЕ И РАСЧЕТ ЭЛЕМЕНТОВ  
ХОДОВОЙ ЧАСТИ ЛЕСОТРАНСПОРТНЫХ МАШИН

1. Расчет рам

На лесовозных автомобилях, грейдерных тракторах и многих других колесных и гусеничных машинах специального и общего назначения для установки и крепления механизмов и узлов применяются рамные конструкции кузова (остова). Детали рамного или подрамного остова трактора изготавливают из балок корытного или замкнутого профиля и литых брусьев.

Автомобильные рамы, вес которых составляет обычно 10-15% сухого веса шасси, встречаются лонжеронные, центральные и комбинированные. Наибольшее распространение получили лонжеронные рамы, состоящие из двух лонжеронов корытного или замкнутого профиля, соединенных поперечинами. Форма сечения поперечины чаще всего одинаковая с лонжеронами, но встречаются иногда трубчатые поперечины круглого или овального сечения. Иногда применяют крестообразные поперечины, увеличивающие жесткость рамы при действии на нее горизонтальных и кососимметричных нагрузок.

Некоторые специальные виды транспортных средств могут иметь двухрусные рамы, состоящие из двух лонжеронных ярусов, расположенных один над другим и соединенных вертикальными и наклонными стойками. Такая рама обладает большой жесткостью и имеет высокую прочность при небольшой металлоемкости. Однако такая конструкция рамы увеличивает погрузочную высоту машины и высоту ее центра тяжести. Поперечины, которым придают форму, удобную для крепления узлов машины, соединяются со стенками или

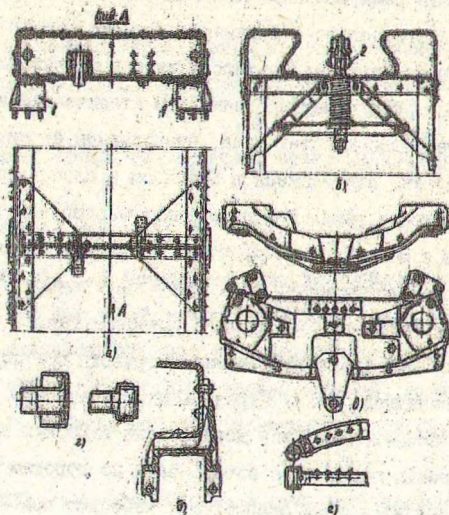


Рис.14. Элементы конструкции лонжеронных рам:

а, б - Заклочные соединения элементов рам с помощью косынок и раскосов (1 - крайней балансиром; 2 - буксирный крм); в - штампованно-сварная поперечина; г - соединения трубчатых поперечин с лонжеронами; д, е - крепление кронштейнов подвески.

олками лонжеронов при помощи заклепок или сварки. На рис.14 показаны элементы конструкции лонжеронных рам и виды их соединений.

Размеры рам по длине и ширине определяются габаритными размерами машины. Зная ширину машины, размер рамы автомобиля по ширине выбирает таким, чтобы рама с соответствующими зазорами разместилась в промежутке между колесами. Проектировать ее шире и располагать над ходовыми органами нецелесообразно

т.к. в этом случае увеличивается высота центра тяжести машины. Передняя часть рамы колесных машин должна проектироваться из условия свободного поворота управляемых колес вокруг шкворней. Колеса не должны касаться за лонжероны рамы при движении машины на поворотах дорог. При проектировании рам статические нагрузки принимаются симметрично-действующими, вызывающими ее изгиб. Кососимметричные нагрузки, относящиеся в основном к классу динамических, вызывают кручение рамы. При движении транспортных систем по плохим дорогам с невысокими скоростями движения, что является характерным для лесных машин, их рамы воспринимают в основном кососимметричные нагрузки, вызывающие кручение рам. Значительную величину приобретает этот вид нагрузок при переезде колесной или гусеничной машины через высокую единичную неровность (например, возвышение, пень дерева) или глубокую канаву.

При движении лесовозных автопоездов по дорогам с ровным покрытием и значительными скоростями, кососимметричные нагрузки незначительны. Рассмотрим расчет рам лесовозных автопоездов на изгиб.

#### Расчет рам на изгиб

При расчете рамы на изгиб статической нагрузкой учитывается собственный вес всех частей машины, относящихся к поддресорным массам. Веса всех агрегатов распределяются по опорам в соответствии с положением их центров тяжести, учитывается также собственный вес рамы. При работе рамы на продольный изгиб основными несущими элементами ее являются лонжероны. Поэтому расчет сводится к расчету на изгиб статической нагрузкой лонжеронов, как балок, опирающихся на рессоры.

Расчет производят в следующем порядке:

В) определяют опорные реакции от мостов на рессорные подуш-

чи;

б) рассматривают и строят эпюры изгибающих моментов  $M_x$ ;

в) вычисляют моменты сопротивления изгибу  $W_x$  сечений лонжеронов;

г) вычисляют напряжения изгиба в сечениях лонжеронов по формуле

$$\sigma_{изг} = \frac{M_x}{W_x} \quad (5I)$$

Эпюры моментов для лонжеронов рам автомобилей обычно имеют два характерных максимума - положительный и отрицательный. Отрицательный максимальный момент соответствует точке рамы, находящейся у заднего кронштейна задней рессоры. Величина этого момента сильно зависит от длины свисающей части рамы над осью задних колес.

При расчете рамы лесовозного тягача вес части пакета, приходящийся на него, заменяется сосредоточенной силой, приложенной в месте установки коника.

При расчете лонжеронов рамы на изгиб необходимо учитывать веса всех элементов автомобиля. Но при большом числе сил, действующих на балку, вычисление изгибающих моментов сопряжено с большим числом громоздких вычислений. Поэтому для упрощения и сокращения расчетов целесообразно использовать следующие приемы

На балку действует ряд сосредоточенных сил  $P_1, P_2, \dots, P_n$ . В этом случае эпюра изгибающих моментов будет состоять из отрезков прямых линий, для построения эпюры моментов достаточно вычислить значения моментов в точках приложения сил.

В точке  $i$  изгибающий момент равен

$$M_{ui} = \sum_{k=1}^{i-1} P_k \cdot l_{ki},$$

где  $l_{k,i}$  - расстояния между точками приложения сил  $P_k$  и  $P_i$ .

В точке приложения силы  $P_{i-1}$

$$M_{i,i-1} = \sum_{k=1}^i P_k l_{k,i-1}$$

Вычтя из первого выражения второе, получим

$$M_{i,i} - M_{i,i-1} = \sum_{k=1}^i P_k l_{k,i} = Q_{i-1} \cdot l_{i-1,i}$$

где  $Q_{i-1} = \sum_{k=1}^i P_k$  - перемещающаяся сила в точке приложения силы  $P_{i-1}$

$l_{i-1,i}$  - расстояние между точками приложения сил  $P_{i-1}$  и  $P_i$ , в дальнейшем эту величину будем обозначать  $\Delta l$ .

Таким образом, получаем следующую зависимость между значениями изгибающих моментов в соседних сечениях балки

$$M_{i,i} = M_{i,i-1} + Q_{i-1} \Delta l \quad (52)$$

При аккуратном выполнении расчетов погрешность не должна обычно превышать 50 кгс·см.

Полученные при расчете напряжения можно оценить путем их сопоставления с допускаемыми напряжениями. Однако напряжения от статической нагрузки будут сильно занижены, т.к. в действительности рама также нагружена динамическими нагрузками. Поэтому в расчет вводится коэффициент запаса на динамическую нагрузку  $K_d$ .

Допускаемое напряжение определяется по формуле

$$R = \frac{\sigma_s}{K} \quad (53)$$

где  $\sigma_s$  - предел текучести материалов рамы;

$K$  - коэффициент безопасности (1,8-1,8).

Полученное при расчете  $\sigma_{ст}$  сопоставляется с допускаемым по формуле

$$\sigma_{ст} \leq \frac{R}{K_d + 1} \quad (54)$$

На основании исследований рам грузовых автомобилей установлен некоторый оптимальный диапазон значений коэффициента запаса на динамическую нагрузку  $K_g = 2-1$ .

Однако при расчетах необходимо учитывать, что величина коэффициента динамичности изменяется в зависимости от типа машины, качества дороги, скорости движения. Коэффициент динамичности различен в разных частях рамы. Например, известно, что динамические нагрузки в задней части рамы автомобиля выше, чем в передней.

Для определения коэффициента динамичности в различных точках рамы машины можно пользоваться следующей зависимостью:

$$K_{g_i} = \frac{j_1}{g} \cdot \frac{L-l_i}{L} + \frac{j_2}{g} \cdot \frac{l_i}{L} \quad (53)$$

где  $j_1$  - ускорение точки рамы;  
 $j_2$  - ускорение рамы над задней опорой;  
 $g$  - ускорение свободного падения;  
 $l_i$  - расстояние точки рамы от передней опоры;  
 $L$  - база машины.

Величины ускорений над передней и задней опорами могут быть получены теоретически или экспериментально.

Формула (55) может иметь другой вид, если известны опорные динамические реакции  $R_{d1}$  и  $R_{d2}$ . В случае, когда коэффициент распределения масс равен или близок к единице ( $\epsilon \approx 1$ ), то

$$R_{d_i} = \frac{L-l_i}{L} \frac{R_{d1}}{R_{cr1}} + \frac{l_i}{L} \frac{R_{d2}}{R_{cr2}} \quad (56)$$

Представление об изменении величины динамических нагрузок на опорах корпуса транспортных машин, в зависимости от качества дороги и скорости движения, можно получить из приведенной ниже таблицы.



Т а б л и ц а 2.

Коэффициент динамичности нагрузок  
автомобиля ЗИЛ-130

Дорожные условия	Скорость движения, км/час	Коэффициенты динамичес- ких нагрузок	
		передние рессоры	задние рессоры
<b>I. Булыжное покрытие:</b>			
1. Среднего качества	20	+ 0,52 - 1,00	+ 0,43 - 0,59
	40	+ 0,41 - 1,15	+ 0,36 - 0,60
2. Плохого качества	20	+ 0,81 - 1,02	+ 0,70 - 0,98
	40	-	+ 0,75 - 0,94
3. Очень плохое	-	+ 1,18 - 0,78	+ 0,85 - 1,07
<b>II. Грунтовая дорога:</b>			
1. Среднего качества	20	+ 0,71 - 1,30	+ 0,89 - 0,62
	40	+ 1,15	+ 0,66 - 0,97
2. Плохого качества	20	-	+ 0,86 - 1,07
	40	- 1,12	+ 0,56 - 0,97
3. Очень плохого качества	-	+ 0,71 - 0,08	+ 0,65 - 0,98

Статические нагрузки, линии действия которых не проходят че-  
рез оси центров изгиба лонжеронов, вызывает кручение отдельных  
участков лонжеронов. Так, для автомобиля ЗИЛ-130, запасное колес  
вызывает увеличение напряжения кручения лонжерона на 25-50% от

напряжений изгиба статической нагрузкой. Поэтому лонжероны по возможности следует освобождать от такого рода нагрузок и передавать их на поперечины. В этом смысле особое внимание следует уделять соединению рессор с рамой. Крутящие моменты в точках крепления рессор могут появляться даже тогда, когда линия действия вертикальных сил проходит через центр изгиба сечения лонжерона. Причина этого кроется в возникновении поперечных реакций от дороги.

При расчете лонжеронов рамы на изгиб в практике проектирования машин широко применяют графоаналитический метод расчета [11]. Этот метод при известной аккуратности выполнения чертежа дает достаточной точности результаты.

#### Расчет рам на кручение

При расчете рам на кручение кососимметричной нагрузкой отдельные элементы лонжеронов не могут свободно деформироваться, так как они вынуждены работать в условиях стесненного кручения (рис. 15). Поэтому, помимо касательных напряжений, появляются еще и нормальные напряжения.

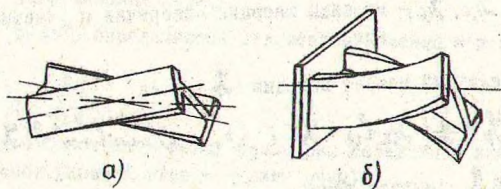


Рис. 15. Скрученные элементы рамы:

- а - кручение свободное;
- б - кручение стесненное.

Исследования показывают, что наиболее опасными сечениями

являются те, которые примыкают к узлам.

Расчет рам часто ведут, предполагая, что деформации изгиба стержней являются весьма малыми по сравнению с деформациями кручения. Тогда считают, что продольные балки остаются прямыми и поворачиваются на угол  $\gamma'$  по отношению к своему первоначальному положению, а углы закручивания всех поперечин одинаковы и равны  $2\gamma'$ . При расчетах рам сначала производится определение внутренних силовых факторов, к которым относятся крутящие и изгибающие моменты, перерезывающие силы и бимоменты в сечениях стержней рамы.

Рассмотрим определение внутренних силовых факторов на примере расчета типовой лонжеронной рамы. Крутящие моменты поперечин  $M_{k,i}$  и участков лонжеронов  $M_{i,i+1}$  определяются по формулам

$$M_{k,i} = - \frac{J_{k,i}}{J_p} \cdot M ;$$

$$M_{i,i+1} = \frac{J_{k,i+1}}{J_p} \cdot M ; \quad (57)$$

где  $M$  - внешний крутящий момент;

$J_p$  - приведенный момент инерции всей рамы в целом;

$J_{k,i}, J_{k,i+1}$  - моменты инерции поперечин и участков лонжеронов.

Приведенный момент инерции  $J_p$  равен

$$J_p = \frac{2}{l} [ J_{k,2} \cdot l_{1,2} + J_{k,3} \cdot l_{2,3} + \dots + J_{k,n} \cdot l_{n-1,n} + \nu (J_{k,1} + J_{k,2} + \dots + J_{k,n}) ],$$

где  $2\nu$  - ширина рамы;

$l_{k,i+1}$  - длина участков лонжеронов.

Связывающие силы  $Q_i$  находятся из выражения

$$Q_i = \frac{Y_{i+1} - Y_i}{b \cdot y} \cdot M \quad (58)$$

Полученные при вычислении моменты и перерезывающие силы сводятся в таблицы (см. табл. 3), а затем вычерчивается схема с изображением внутренних силовых факторов в сечениях поперечин с учетом их знаков.

Т а б л и ц а 3

Внутренние силовые факторы, действующие на раму автомобиля ЗИЛ-150

Параметры	Участок лонжерона					Поперечины				
	1-2	2-3	3-4	4-5	5	1	2	3	4	5
Приведенный момент инерции в см <sup>4</sup>	5,1	24,8	11,6	8,9	32,6	18,6	18,6	10,8	151	
Крутящий момент в кгм	178	848	405	311	-1198	-475	-475	-359	-5270	
Перерезывающая сила в кг	-	-	-	-	4,11	15,49	-10,8	-2,17	-7,19	

Для определения реакций опорных кронштейнов вычисляется момент, необходимый для закручивания рамы на 1°, тогда

$$M = \frac{G \cdot J \cdot \alpha}{L},$$

где  $\alpha$  - угол закручивания рамы.

Реакции  $R$  рессор определяются отношением момента  $M$  к ширине рамы, т.е.

$$R = \frac{M}{2b},$$

где  $2b$  - среднее расстояние между рессорами передней и задней подвесок (приблизленно - ширина рамы).

Полученную реакцию, в соответствии с плечами рессор, распреде-

лвят по кронштейнам. Получают реакции  $R'_1$ ,  $R''_1$ ,  $R'_2$  и  $R''_2$ .

Изгиб лонжерона вызывается реакциями рессор, перерезывающими силами, которые переносятся с поперечин на лонжерон, а также моментами, являющимися для поперечин крутящими, а для лонжеронов — изгибающими.

Эпюру моментов (рис. 16) строят, пользуясь формулой (52).

Эпюры изгибающих моментов для поперечин строят по величине перерезывающих сил  $Q_i$  (58).

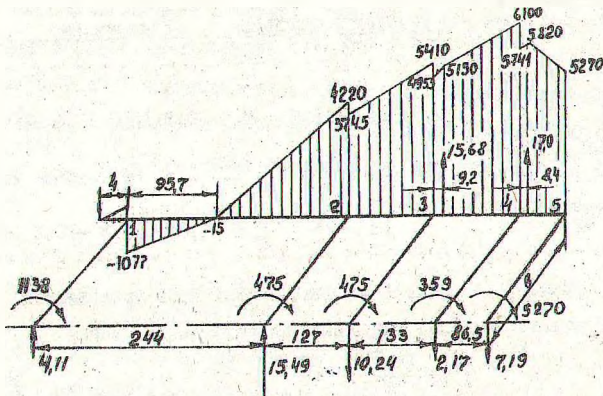


Рис. 16. Схема к расчету рамы автомобиля ЗИЛ-130.

Бимомент характеризует неравномерность распределения нормальных напряжений по сечению. Определение бимоментов можно производить по методике, разработанной Гельфгатом [12]. Пользуясь этой методикой, можно получить простые соотношения, которые дают возможность быстро определить значения бимомента  $B$  для любых точек рамы. Например, для определения бимоментов в точ-

ках I и 2 лонжерона рамы автомобиля ЗИЛ-150 выражения  $B_1$  и  $B_2$  следующие

$$B_1 = 38,4 \text{ Мк}; \quad B_2 = - 90,5 \text{ Мк}.$$

По значениям биомоментов строятся их эпюры для лонжерона и поперечина.

Применяемые в рамах профили обычно имеют наибольшие нормальные напряжения в узловых точках сечения. В связи с этим, формула для определения напряжений будет иметь вид

$$\sigma = \frac{M_u}{W_x} + \frac{B}{W_a}, \quad (59)$$

$W_a$  - секториальный момент сопротивления.

Анализ стесненного кручения стержней швеллерного профиля показывает, что с увеличением высоты профиля и ширины полки увеличивается секториальная координата и соответственно увеличиваются нормальные напряжения.

## 2. Расчет основных элементов подвески

при движении транспортных и трелевочных машин по лесосеке следует считать обычными случаи их переезда через плавные неровности почвы, а также неровности по своим очертаниям близкие к пороговым: пни, поваленные деревья, камни и т.д.

При движении колесных и гусеничных машин через пороговые препятствия, элементы их ходовой системы испытывают значительные ударные нагрузки. Определение ударных нагрузок, действующих на элементы ходовой системы колесных машин, имеет по сравнению с гусеничными некоторые особенности.

При встрече пневматического колеса, катящегося по ровной поверхности, с неровностью, имеющей форму порога (рис.17), про-

исходит удар шины о верхнее ребро препятствия в точке  $O$ .

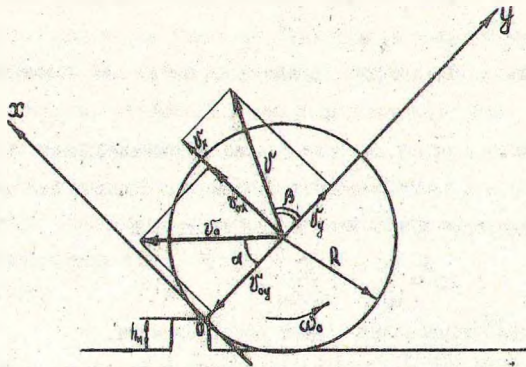


Рис.17. Расчетная схема.

В результате удара происходит как деформация шины, так и препятствия. Однако, учитывая гораздо большую жесткость препятствия (в среднем 6000-10000 кг/см), его деформация будет незначительна по сравнению с деформацией шины и ее можно не учитывать (жесткость шины, например, 15,00-20 равно 600 кг/см) при расчетах.

При радиальной деформации шины затрачивается работа  $\Pi$ , равная произведению силы удара  $Q$  колеса о препятствие на величину деформации шин  $\delta$  (энергией касательной деформации шины пренебрегаем).

$$\Pi = Q\delta. \quad (60)$$

Величина деформации шины равна

$$\delta = \frac{Q}{C_{ш}}, \quad (61)$$

где  $C_{ш}$  - радиальная жесткость шины.

В результате удара колесу будет сообщена кинематическая энергия, равная

$$T = \frac{G_k}{g} \cdot \frac{v_y^2}{2}$$

где  $G_k$  - вес колеса.

Радиальная скорость колеса  $v_y$  после удара (см. рис. 17) определяется с учетом коэффициента восстановления  $K$ .

$$v_y = v_0 \cdot \cos \alpha \cdot K,$$

где  $\alpha$  - угол между направлением движения и направлением скорости  $v_y$ .

Скорость движения  $v$  колеса после удара, определенная в предположении отсутствия проскальзывания и с учетом изменения угловой скорости, равна

$$v = \left[ v_0 \cdot \sin \alpha \left( 1 - \frac{\rho_c^2}{\rho_0^2} \right) - \frac{\rho_c^2}{\rho_0^2} \cdot \frac{v_0}{2\pi} \right] \cdot \sin \beta, \quad (62)$$

где  $\rho_c$  - радиус инерции колеса относительно точки С;

$\rho_0$  - радиус инерции колеса относительно оси, проходящей через точку О;

$\beta$  - угол между направлениями скоростей  $v_0$  и  $v$ .

Угол  $\beta$  определяется по формуле:

$$\beta = \frac{\sin \alpha - \frac{\rho_c^2}{\rho_0^2} \left( \sin \alpha + \frac{1}{2\pi} \right)}{\cos \alpha \cdot K}.$$

Сила радиального удара колеса о препятствие может быть определена из равенства кинетической  $T$  и потенциальной  $\Pi$  энергий. Приравняв величины  $\Pi$  и  $T$ , получаем

$$Q = \sqrt{\frac{G_k \cdot h_n}{2g}} \cdot v_0 \cdot K \cdot \cos \alpha. \quad (63)$$

Как видно из формулы (63), величина радиальной ударной силы зависит от угла  $\alpha$ , который изменяется с изменением высоты препятствия  $h_n$  и радиуса колеса  $R$ . Между углом  $\alpha$  и пара-



метрами  $h_n$  и  $R$  следующая зависимость:

$$\sin \alpha = \frac{R - h_n}{R}$$

Если препятствием является лежащее бревно, то угол  $\alpha$  связан с радиусом колеса и радиусом бревна  $\gamma$  следующим образом:

$$\sin \alpha = \frac{R - \gamma}{R + \gamma}$$

Ударная сила, возникающая в момент удара, действует в направлении радиуса колеса, проведенного из его центра в точку касания  $O$  с ребром препятствия. Суммарная вертикальная нагрузка  $R_B$ , действующая на колесо при наезде на дороговое препятствие, складывается из статической нагрузки  $R_{ст}$  (т.е. части веса машины и груза) и динамической, т.е. вертикальной составляющей силы  $Q$  и вертикальной составляющей части толкающего усилия  $P_B$ , направленной по оси  $X$ :

$$R_B = R_{ст} + Q \cdot \sin \alpha + P_B$$

Вертикальные динамические нагрузки, действующие на колесо, обычно на корпус машин передаются не непосредственно, а через рессору, которая снижает их величину.

Степень снижения динамических нагрузок может быть оценена коэффициентом снижения нагрузки  $K_q$ , равным для пружинных рессор

$$K_q = e^{-\frac{\rho \cdot l \cdot C_p \cdot i \cdot S}{9E} + m}, \quad (64)$$

где  $\rho$  - плотность материала рессоры;

$l$  - длина рессоры;

$C_p$  - жесткость пружин;

$i$  - число рабочих витков;

$S_0$  - шаг пружины;

$E$  - модуль упругости;  
 $m$  - масса деталей, сопряженных с пружиной;  
 $m_w$  - масса колеса.

Из формулы (63) видно, что максимальной величины ударное усилие достигает при  $\alpha$  равно нулю ( $\cos \alpha = 1$ ). Это значит, что  $Q_{max}$  будет при  $h_n = R$  и  $z = R$ .

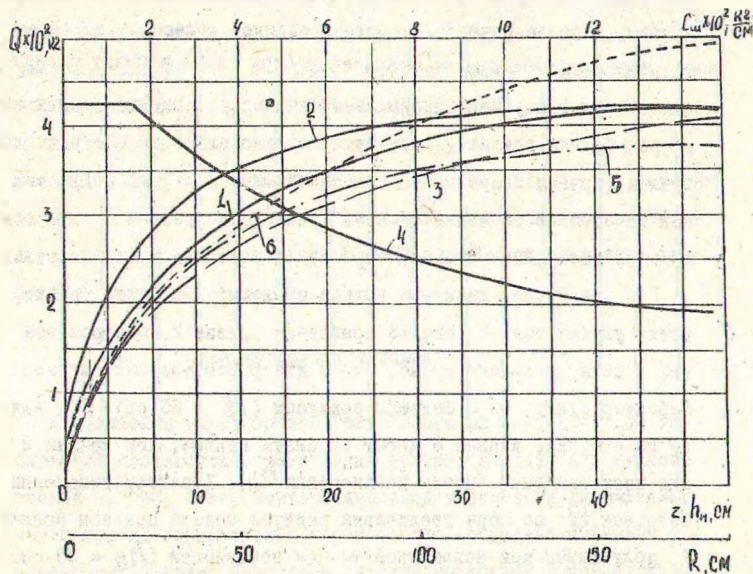


Рис. 18. Зависимость радиальной ударной силы  $Q$  от параметров  $z$ ,  $h_n$  и  $R$ .

При дальнейшем увеличении высоты препятствия проезд колеса через неровность становится невозможным. Снижение высоты препятствия уменьшает радиальные динамические нагрузки. Причем, характер снижения нагрузок неравномерный. На рис. 18 приведена зависимость (кривая I) величины радиальной ударной силы  $Q$  от  $K$  при  $K = 1$  от высоты неровности для колеса весом 60 кг, имеющего шину 15,00-20, при скорости движения 3,6 км/час. Из рис. 18 видно, что при увеличении высоты препятствия  $h_n$  свыше 45 см на-

грузка остается постоянной, так как радиус  $R$  колеса также равен 45 см. При снижении высоты препятствия сила  $Q$  уменьшается, сначала медленно, а затем все более интенсивно и при  $h_n$  равно нулю, ордината кривой 1 также равна нулю. При наезде колеса на бревно, имеющее радиус  $r$ , равный радиусу колеса, т.е. 45 см нагрузка также больше не возрастает (кривая 2) и имеет одинаковое с первым случаем максимальное значение. При уменьшении диаметра бревна усилие  $Q$  снижается, однако значения его несколько больше (кривая 2 проходит несколько выше, чем кривая 1), так как расстояние от точки касания  $O$  колеса с бревном до его оси по мере уменьшения его диаметра будет постоянно увеличиваться.

При увеличении диаметра колеса проходимость через препятствия улучшается. На рис. 18 приведена кривая 3, построенная для колеса, имеющего ту же, что и для рассмотренных случаев характеристику, но с большим радиусом ( $R = 60$  см). Как видно из рисунка, кривая 3 имеет ординаты меньше, чем кривая 2 для всех значений высоты препятствия  $h_n$ . Характер изменения нагрузок  $Q$  по мере увеличения радиуса колеса показан кривой 4, полученной при неизменной высоте неровности ( $h_n = 20$  см.). При радиусе колеса менее 20 см нагрузка остается постоянной, равной 474 кг. При увеличении  $R$  свыше 20 см усилие  $Q$  начинает падать, причем сначала интенсивно, а затем все более медленно. Так, при увеличении радиуса колеса от 20 до 50 см нагрузка  $Q$  снизилась на 84 кг, а то время как дальнейшее снижение нагрузки на эту же величину требует увеличения радиуса уже до 100 см. Значит, увеличение диаметра колеса с точки зрения снижения ударных нагрузок будет целесообразным в определенных для каждого отдельного случая пределах.

Снижение жесткости шины уменьшает ударную силу  $Q$ . Сравнение кривой 1 и кривой 5, построенных для колес с одинаковыми параметрами, показывает, что при снижении жесткости шины с 600 кг/см (кривая 1) до 500 кг/см (кривая 5) максимальное ударное усилие становится меньше на 40 кг. При уменьшении высоты препятствия разница между динамическими ударными нагрузками  $Q$  уменьшается. На рис. 18 приведена также кривая 6, дающая зависимость силы  $Q$  от жесткости шины  $C_{ш}$  ( $R = 45$  см,  $h_{п} = 20$  см).

Из рисунка видно, что интенсивность возрастания нагрузок больше в области невысоких жесткостей шин. Так, при возрастании жесткости с 200 до 400 кг/см усилие  $Q$  увеличивается на 80 кг, а при возрастании жесткости  $C_{ш}$  800 до 1000 кг/см усилие возрастает всего на 40 кг.

#### Подвеска колесных машин

К подвескам машин предъявляют следующие специфические требования: достаточный статический прогиб; достаточный динамический прогиб; обеспечение правильной кинематики управляемых колес при их вертикальных перемещениях; передача продольных и поперечных усилий; быстрое затухание колебаний поддресоренных масс. С учетом перечисленных требований и производится конструирование элементов подвески: направляющих устройств, упругих элементов, амортизаторов.

Статический прогиб подвески  $f$  определяет плавность хода транспортной системы при движении по ровным дорогам с твердой поверхностью. Он может быть определен по парциальной частоте подвески

$$n = \frac{300}{\sqrt{f}}.$$

° Для грузовых автомобилей статический прогиб подвески выбирают в пределах 80-120 мм. Статический прогиб подвески  $f_1$  задних колес автомобилей, как правило, принимают несколько больше, чем передней. Динамический прогиб  $f_2$  принимают таким, чтобы вероятность ударов в ограничитель при движении машины в непопулярных путевых условиях была минимальной.

На современных машинах находят применение как зависимая, так и независимая подвеска. Правильно сконструированная независимая подвеска устраняет склонность управляемых колес к колебаниям и обеспечивает устойчивое движение. Независимая подвеска позволяет уменьшить поперечный крен, улучшает управляемость и устойчивость против бокового увода. Кроме того, вес неподрессоренных масс при независимой подвеске меньше, чем при зависимой. Однако из-за большой стоимости и сложности, особенно ведущего моста, независимая подвеска является менее распространенной, чем зависимая. Как зависимая, так и независимая подвески могут быть различных типов: рессорная подвеска; рессорная с дополнительными рессорами или пружинами; подвеска на пневматических баллонах; пружинная подвеска с качением колеса в одной и двух плоскостях; стержневая независимая подвеска; подвеска с резиновым упругим элементом; комбинированные типы подвесок.

Тип подвески выбирается в зависимости от типа и назначения машины. Для машин, вес которых при эксплуатации изменяется в значительных пределах, целесообразно производить регулирование жесткости подвески в зависимости от величины нагрузки. Наиболее просто это осуществить при пневматическом упругом элементе с дополнительным воздушным резервуаром. Для поддержания постоянной высоты поддрессоренных масс с изменением нагрузки, автома-

гически обуславливается соответствующее изменение давления воздуха в баллонах.

При мягкой подвеске в случае действия боковых внешних сил транспортная система может потерять устойчивость из-за бокового крена подрессоренных масс. Положение оси крена обуславливается соотношением угловых жесткостей передней и задней подвесок. Необходимое для уменьшения угла бокового крена соотношение жесткостей достигается установкой одного или двух стабилизаторов.

Нагрузки  $P_n$ , действующие на упругие элементы подвесок различного типа и их прогиб  $f_n$ , можно устанавливать, пользуясь следующими формулами:

1) для зависимой подвески с неразрезным мостом

$$P_n = Z - \frac{mg}{4}; \quad f_n = f; \quad (65)$$

где  $Z$  - вертикальная реакция на колесо;

$m$  - масса подрессоренных частей (мост с колесами);

2) для независимой подвески соответственно с одним или двумя рычагами (см. рис. I9)

$$P_n' = (Z - m_k g) \frac{l}{a}; \quad f_n' = f \frac{a}{l};$$

$$P_n'' = (Z - m_k g) \frac{l_1}{a}; \quad f_n'' = f \frac{a}{l_1}; \quad (66)$$

где  $m_k$  - масса колеса и части направляющего устройства подвески;

$l$  - расстояние от оси поворота рычага до вертикальной оси колеса;

$a$  - расстояние от оси поворота рычага до оси пружины;

$l_1$  - длина поперечного рычага подвески.

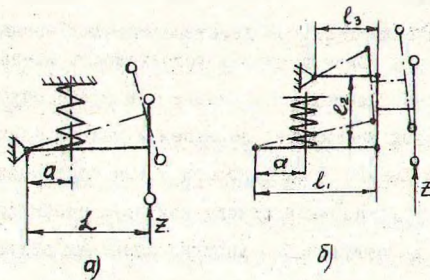


Рис.19. Схемы независимых подвесок с поперечными рычагами.

При расчете листовых рессор влиянием горизонтальной составляющей реакции серги, появляющейся из-за ее наклона, пренебрегают. Стрелу прогиба рессоры можно определить из выражения

$$f = \delta \frac{v_1^2 \cdot v_2^2 \cdot P_n}{3 E J_0 B} \quad (67)$$

$v_1$  и  $v_2$  - расстояния от центра рессоры до осей переднего и заднего рессорных ушек; для симметричной рессоры  $v_1 = v_2$  ;

$B$  - длина рессоры;

$E$  - модуль упругости ( $2,1 \cdot 10^6$  кгс/см<sup>2</sup>);

$J_0$  - момент инерции сечения, расположенного у центрального болта рессоры;

$\delta$  - коэффициент, зависящий от конструкции концов рессоры.

При конструкции концов рессоры, делающих ее более мягкой, коэффициент  $\delta$  повышается. Коэффициент  $\delta$  зависит также от конструкции стремянок и хомутов, от расстояния между ними. В случае,

когда коренной лист значительно длиннее второго  $l$  принимает равным 1,4.

Момент инерции  $Y_0$ , входящий в формулу (67), равен

$$Y_0 = \frac{b}{12} \sum n_i \cdot n_i^3,$$

где  $b$  - ширина листов рессоры;

$n_i$  - число листов толщиной  $h_i$ .

При выборе поперечного сечения листов желательно придерживаться соотношения  $6 < \frac{b}{n} < 10$ . Число листов рессоры выбирают обычно от 6 до 14 иногда до 20.

Допускаемое напряжение при максимальном динамическом прогибе не должно превышать 9000 - 10000 кг/см<sup>2</sup>, при статическом прогибе равном 80-150 мм допускаемое напряжение принимается равным 4000-5000 кг/см<sup>2</sup>.

Напряжение  $\sigma$  в рессоре определяется по формуле

$$\sigma = \frac{3}{2} \cdot \frac{1}{\delta} \cdot \frac{F h_k t}{b \cdot \delta}, \quad (68)$$

где  $h_k$  - толщина коренного листа.

При расчетах подвески с основными и дополнительными рессорами нагрузки на них распределяются пропорционально их жесткости.

Прогиб  $f_n$  и  $f_n$  определяется по сжимаемой силе

$$f_n = \frac{8 D^3 i}{d^4} \cdot \frac{P_n}{G}, \quad (69)$$

где  $D$  - средний диаметр пружины;

$d$  - диаметр прутка;

$i$  - рабочее число витков;

$G$  - модуль упругости при кручении ( $8 \cdot 10^4$  кг/см<sup>2</sup>).

длина  $l$  стержня торсионных подвесок определяется



по углу закручивания  $\gamma$  :

$$l_c = \gamma \cdot \frac{G \cdot d_c}{2\tau}, \quad (70)$$

где  $d_c$  - диаметр сечения стержня.

Допускаемое напряжение на кручение в стержне принимается таким же, как и при расчете пружин. Угол закручивания  $\gamma$  определяется по закручивающему моменту [8,9] .

Пневматический упругий элемент рассчитывается по сжимающей силе  $P_n$ . Сжимающая сила, выраженная через эффективную площадь баллона, равна

$$P_n = p \cdot F.$$

где  $p$  - внутреннее избыточное давление в баллоне при любом его положении.

Давление  $P$  в баллоне определяется по формуле

$$P = (P_0 + I) \cdot \left(\frac{V_0}{V}\right)^K - I,$$

где  $P_0$  - внутреннее давление в баллоне при статической нагрузке;

$V_0$  - суммарный объем баллона и дополнительного резервуара в статическом положении;

$V$  - объем баллона и резервуара в расчетном положении;

$K$  - показатель политропы ( $K = 1,30-1,35$ ).

Расчет элементов направляющего устройства в подвески производится от сил, действующих при торможении, разгоне и повороте машины.

При передаче тягового усилия схема усилий по сравнению со схемой сил при торможении машины изменяется в связи с противоположным направлением на колесе.

При расчетах независимой подвески с двумя рычагами сила

давления пружины  $P_n$  вызывает изгиб нижнего рычага. Максимальное значение силы будет при упоре резинового буфера в ограничитель динамического прогиба.

Расчет подвески при повороте машин производится с учетом максимального значения боковой силы, при которой продольные касательные силы отсутствуют.

Вертикальные реакции дороги на внутреннее  $Z_B$  и наружное  $Z_H$  колесо по отношению к центру поворота приблизительно определяются выражениями

$$Z_B = Z \frac{a_1 l - \psi h_g}{l}; \quad Z_H = Z \frac{a_2 l + \psi h_g}{l},$$

где  $l$  - колесная колея машин;

$h_g$  - высота расположения центра тяжести машин.

При выборе схемы независимой подвески важно учесть влияние кинематики направляющего устройства на угловые отклонения оси колес, наклон шкворня, развал и изменение колеи колес.

Реактивные штанги при неразрезной балке моста рассчитываются на растяжение, сжатие и продольный изгиб.

Выбор рациональных значений жесткости подвески и коэффициентов затухания можно производить, рассматривая движение транспортной системы по неровностям дороги и решая дифференциальные уравнения, описывающие колебания ее масс.

Сила сопротивления колебаниям создается межлистовым трением рессор, трением в шарнирах подвески и, в основном, сопротивлением амортизаторов. Обычно оценку затухания колебаний производят по относительному коэффициенту затухания  $\psi$ .

$$\psi = \frac{K}{\sqrt{EM}},$$

где  $K$  - коэффициент сопротивления подвески;

$C$  - жесткость подвески;  
 $M$  - неподдрессоренная масса, приходящаяся на колесо.

Относительный коэффициент затухания современных автомобилей изменяется в пределах 0,15-0,26.

Как указывалось, интенсивность затухания зависит, в основном, от коэффициента сопротивления амортизатора  $K_a$ . Для телескопического амортизатора, установленного внутри пружины, коэффициент сопротивления равен

$$K_a = \frac{P_a}{v_a} \left( \frac{a}{l} \right)^2, \quad (71)$$

где  $v_a$  - скорость перемещения поршня амортизатора.

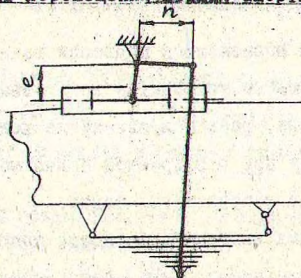


Рис.20. Схема рычажного гидравлического амортизатора.

При установке рычажного амортизатора по схеме, представленной на рис.20,  $K_a$  определяется по формуле

$$K_a = \frac{P_a}{v_a} \left( \frac{l}{n} \right)^2. \quad (72)$$

При ходе сжатия в современных гидравлических амортизаторах развивается меньшее усилие, чем при ходе отдачи.

Оконч

Расчетная скорость  $U_0$  принимается равной 20-30 м/сек.

Основные размеры амортизатора определяются из уравнения:

$$\frac{A}{427} = \lambda \cdot F (T_{\max} - T_0) \cdot t, \quad (78)$$

где  $A$  - работа, поглощенная амортизатором за время  $t$ ;

$$A = \frac{N_0 t}{100};$$

$\lambda$  - коэффициент теплоотдачи (50-60 ккал/м<sup>2</sup>.град);

$F$  - поверхность наружных стенок амортизатора;

$T_{\max}$  - допустимая температура наружных стенок амортизатора при работе в течение одного часа ( $T_{\max} = 120-130^{\circ}$ );

$T_0$  - температура окружающей среды.

Поверхность  $F$  с длиной  $l_0$  и наружным диаметром телескопического амортизатора связана соотношением:

$$F = \pi D \left( \frac{D}{2} + l_0 \right).$$

#### Подвеска гусеничных машин

В зависимости от способа соединения опорных катков с остовом трактора, подвески их делятся на жесткие, полужесткие и упругие.

В полужестких подвесках опорные катки крепятся к тележкам, а тележки имеют упруго-шарнирную связь с остовом трактора.

Упругие подвески подразделяются на балаясириные, когда два или более катков объединяются системой рычагов, и индивидуальные, когда каждый каток при помощи рычагов и упругих элементов присоединяется к остову.

Схема полужесткой подвески на рис. 21.

На направляющее устройство при повороте трактора действуют следующие силы и моменты:

- $R_2$  - сила предварительного натяжения гусеничной цепи;
- $R_{\tau}$  - касательная сила тяги;
- $M_c$  - момент сопротивления повороту одной гусеничной тележки;
- $G \text{ и } G''$  - силы веса трактора, действующие в местах соединеи тележек гусениц с остовом трактора.

момент  $M_c$  равен

$$M_c = \frac{\mu \cdot 0,5 G L}{4} \quad (74)$$

- до  $\mu$  - коэффициент сопротивления повороту ( $\mu = 0,8$ );
- $L$  - длина опорной поверхности гусениц.

Зная величину и направление указанных сил, можно рассчитать тележку, определить реакции на подшипниках, рассчитать ось качения.

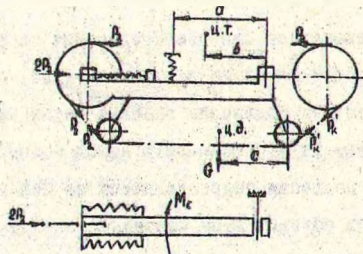


Рис. 21. Схема направляющего устройства гусеничного трактора с полужесткой подвеской.

Плечи рычагов каретки балансирной подвески и реакцию почвы на опорные катки определяют, задаваясь элпурой давления на почву.

*[Handwritten signature]*

Элементы каретки рассчитывают по вертикальным реакциям, а так же боковым силам, возникающим на повороте. Боковые силы определяются по формуле

$$R = \frac{MG_k l}{4 \cdot K}, \quad (75)$$

де  $G_k$  - вес, приходящийся на каток;

$K$  - расстояние от середины опорной поверхности гусеничной цепи до данного опорного катка.

Расчет упругих элементов любых типов подвесок гусеничных машин принципиально не отличается от расчета упругих элементов колесных машин. Расчет направляющих устройств индивидуальных подвесок гусеничного трактора аналогичен расчету независимой подвески автомобилей.

#### Особенности подвески машин высокой проходимости

При движении по неровным грунтам способность машины приспосабливаться к неровностям без потери контакта колес или катков с опорной поверхностью является весьма важным качеством подвески.

В этом отношении важным для колесных машин показателем является угол перекоса осей  $\varphi$ , который сильно зависит от типа и жесткости подвески и рамы транспортной системы. При большой жесткости подвески и рамы машина может потерять проходимость за-а уменьшения сценного веса и буксования ведущего колеса. При независимой подвеске допускаемый по этим условиям угол  $\varphi$  начительно больше, чем при зависимой.

На трехосных и четырехосных автомобилях, трелевочных тракто-

рах, прицепах и других транспортных средствах часто применяют балансирующую подвеску с упругими элементами в виде листовых рессор, пружин или стержней. Балансирующая подвеска снижает подъем рамы при переезде через неровность, обеспечивая повышенную плавность хода. Балансирующая подвеска, применяемая на трелевочных тракторах, позволяет увеличить дорожный просвет, кроме того, нагрузка на гусеничную ленту от катков при переезде через препятствие передается более равномерно.

Наличие постоянного контакта опорных катков с гусеничной лентой оказывает влияние на проходимость трактора. В случае применения подвески с малым ходом рессоры возможен отрыв катков от провисающей части гусеничной ленты и, как следствие - соскальзывание катков с гусеницы после переезда препятствия из-за попадания между ними сучьев, камней и т.п. Для устранения подобных явлений необходимо предусматривать постоянный контакт между катками и гусеницами за счет действия пружин или собственного веса подвески.

Значительного уменьшения перекося осей колесных систем и снижения угла поворота рамы при переезде неровностей неодновременно правыми и левыми колесами можно добиться применением поперечной балансирующей подвески осей.

Один из вариантов такой подвески показан на рис. 22. Как видно из рисунка, в случае применения оси с балансирующей подвеской угол  $\alpha$  наклона рамы к плоскости дороги значительно меньше, чем тот же угол для жесткой оси - угол  $\theta$ .

Формулы для определения угла  $\alpha$  и  $\theta$  имеют вид

$$\theta = \beta + \frac{c(z^2 - z)}{\alpha + 2a}; \quad \alpha = \arcsin(\lambda \sin \theta - \frac{H B}{d} \cdot \sin \psi), \quad (76)$$

где  $C$  - жесткость шины.

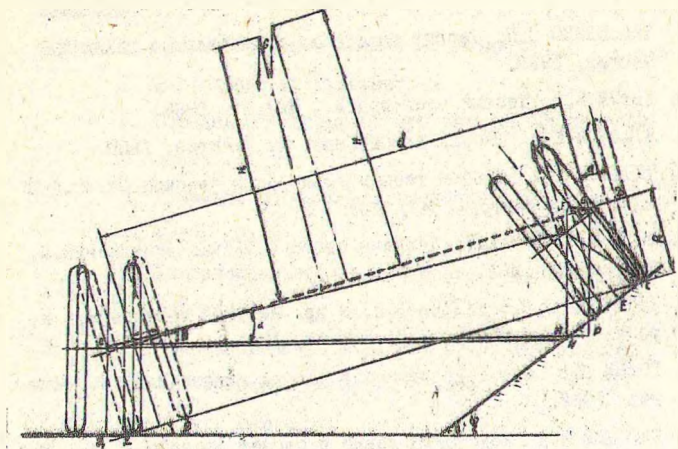


Рис. 22. Схема переезда через неровность колесами жесткой оси и оси с балансирной подвеской.

Поперечная балансирная подвеска в условиях неровной поверхности движения повышает боковую устойчивость транспортной системы, особенно на поворотах пути и косогорах. Кроме того, более равномерно распределяется нагрузка между колесами оси, в то время как при жесткой - часто имеет место случай, когда вся нагрузка приходится только на два наружных колеса.



Л И Т Е Р А Т У Р А

1. ТИМОШЕНКО С.П. Теория колебаний в инженерном деле. М., Машгиз, 1958.
2. ЛЬВОВ Е.Д. Теория трактора. М., Машгиз, 1960.
3. ЧУДАКОВ Е.А. Теория автомобиля. М., Машгиз, 1950.
4. ЧУДАКОВ Л.А. Основы теории трактора и автомобиля. Изд-во сельхозлитература, М., 1962.
5. МИТРОПОЛЬСКИЙ А.К. Техника статистических вычислений. М. Физматгиз, 1961.
6. СЕРЕНСЕН С.В., КАЧАЕВ В.П. и др. Несущая способность и расчет деталей машин. М., Машгиз, 1954.
7. ГОЛЬД Б.В. Конструирование и расчет автомобиля. М., Машгиз, 1962.
8. БАРСКИЙ И.Б. Конструирование и расчет тракторов. М., Машгиз, 1962.
9. ГОЛЬД Б.В., ФАЛЫКЕВИЧ Б.С. Теория конструирования и расчета автомобиля. М., Машгиз, 1957.
10. ФАРСБИН Я.Е. Фрикционные передачи автомобилей и тракторов. М., Машгиз, 1962.
11. ПАРХИЛОВСКИЙ И.Г. Графоаналитический метод расчета лонжеронов рамы на изгиб. Автомобильная промышленность, № 12, 1959.
12. ГЕЛЬФГАТ Л.В., ОШНОКОВ В.А. Рамы грузовых автомобилей. М., Машгиз, 1962.

О Г Л А В Л Е Н И Е

Введение . . . . .	3
Лекция I. Расчет узлов трансмиссии машин . . . . .	4
1. Нагруженность трансмиссии . . . . .	4
2. Определение нагрузок при расчете на выносли- вость . . . . .	14
3. Динамика разгона и торможения . . . . .	20
4. Муфты сцепления . . . . .	26
5. Гидравлические, электрические и фрикционные передачи . . . . .	31
Лекция II. Конструирование и расчет элементов ходовой части лесотранспортных машин . . . . .	42
1. Расчет рам . . . . .	42
2. Расчет основных элементов подвески . . . . .	53
Литература . . . . .	72

АТ 10566. Зак. 222. Тир. 500 экз. Объём 3 п. л. Формат 60x84 1/16  
Подписано к печати 6/5-75г. Отпечатано на ротапринтере  
ВГИ им. С. М. Кирова. Цена 15 коп.

---

Ленинград, Свердловская, 13.