

И. В. Каноник

ОПРЕДЕЛЕНИЕ НАГРУЗОЧНОГО РЕЖИМА СИЛОВОГО ПРИВОДА ТЯЖЕЛЫХ АВТОМОБИЛЕЙ С ГИДРОМЕХАНИЧЕСКОЙ ПЕРЕДАЧЕЙ

На Минском автомобильном заводе проведены испытания тяжелых автомобилей в различных дорожных условиях с целью определения нагрузочных режимов силового привода. Испытаниям были подвергнуты два автомобиля: автопоезд в составе седельного тягача и полуприцепа (удельная мощность 5,8 л. с./т) и тяжелый автомобиль повышенной проходимости (удельная мощность 13,8 л. с./т). Силовой привод испытывавшихся автомобилей включал гидромеханическую передачу (ГМП), состоящую из комплексного гидротрансформатора и трехскоростной планетарной коробки передач.

Испытания проводились в различных дорожных условиях (бездорожье, грунтовые дороги различного состояния и дороги с твердым покрытием).

Математическая обработка полученных данных с помощью статистических методов позволила установить закономерности в нагрузочном режиме агрегатов силового привода в виде кривых распределения всех параметров нагрузочного режима [1].

На основании результатов проведенных исследований разработана методика определения нагрузочного режима агрегатов силового привода тяжелых автомобилей с гидромеханической передачей, описанию которой посвящается настоящая работа.

Расчет агрегатов силового привода на прочность производится по максимальному крутящему моменту, который может возникнуть в трансмиссии в эксплуатационных условиях.

Для агрегатов, расположенных между двигателем и гидротрансформатором, максимальный момент M_{\max} определяется исходя из максимального момента двигателя $M_{м. д}$ с учетом динамической нагрузки:

$$M_{\max} = k_d M_{м. д},$$

где k_d — коэффициент динамичности.

При наличии между двигателем и гидротрансформатором демпфирующего или упругого элемента коэффициент динамичности $k_d = 1,2 \div 1,4$.

Для агрегатов силового привода, расположенных за гидро-трансформатором, максимальный момент определяется на основании максимального статического момента турбинного колеса $M_{т.маx}$, который находится по формуле (рис. 1)

$$M_{т.маx} = M_{н.о} k_{маx},$$

где $M_{н.о}$ — момент насосного колеса при передаточном отношении гидротрансформатора $i_{тн} = 0$; $k_{маx}$ — максимальный коэффициент трансформации (при $i_{т.н} = 0$).

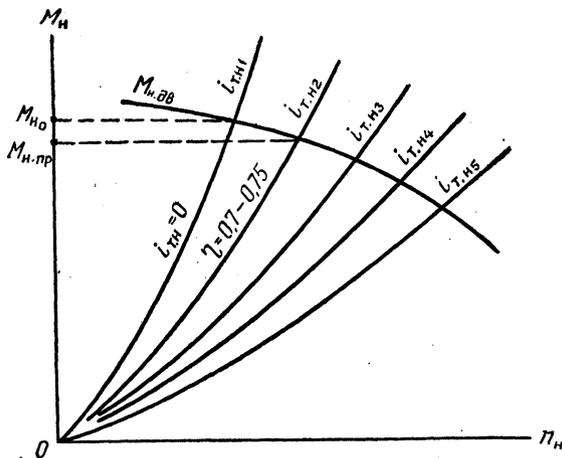


Рис. 1. График совместной работы двигателя и гидротрансформатора

Если момент, определенный исходя из $M_{т.маx}$, превышает момент по сцепному весу $M_{ф.}$, то в качестве расчетного максимального момента принимается момент по сцепному весу. При этом коэффициент сцепления шин с дорогой ϕ следует принимать равным 0,7—0,9.

Формулы для определения расчетного максимального момента на первичных валах основных узлов силового привода приведены в табл. 1.

Для расчета элементов силового привода на выносливость требуется определить следующие величины: расчетный крутящий момент M_p ; коэффициент циклов $K_{ц}$; расчетное число оборотов в минуту n_p ; процентное использование передач по пробегу δS_i % или по времени δT_i ($i=1, 2, \dots, k$, где k — число передач).

1. *Определение расчетного крутящего момента M_p .* В качестве расчетного крутящего момента принимается максимальный длительно действующий момент [2]. Анализ кривых распределения

| Наименование узла | Формулы для определения M_{\max} | |
|-----------------------------------|---|---|
| | по максимальному моменту двигателя | по сцепному весу |
| Повышающая передача | $M_{\max}^{\text{п.п}} = k_d M_{\text{м.д}}$ | — |
| Карданный вал гидротрансформатора | $M_{\max}^{\text{г.т}} = k_{\text{отб}} M_{\max}^{\text{п.п}} i_{\text{п.п}} \eta_{\text{п.п}}$ | — |
| Коробка передач | $M_{\max}^{\text{к.п}} = M_{\text{но}} k_{\max}$ | $M_{\max}^{\text{к.п}} = \frac{G_{\text{сц}} \varphi r_{\text{к}}}{i_{\text{к}} i_0 i_{\text{к.п}} \eta_{\text{к}} \eta_0 \eta_{\text{к.п}}}$ |
| Главная передача | $M_{\max}^0 = M_{\max}^{\text{к.п}} i_1 \eta_1$ | $M_{\max}^0 = \frac{G_{\text{сц}} \varphi r_{\text{к}}}{i_{\text{к}} i_0 \eta_{\text{к}} \eta_0}$ |
| Колесная передача | $M_{\max}^{\text{к}} = \frac{1}{2} M_{\max}^0 i_0 \eta_0$ | $M_{\max}^{\text{к}} = \frac{0,5 G_{\text{сц}} \varphi r_{\text{к}}}{i_{\text{к}} \eta_{\text{к}}}$ |

Примечания. 1. Формулы справедливы для автомобилей с колесной формулой 4×2 . Для многоприводных автомобилей (4×4 , 6×4 , 6×6 , 8×8 и т. д.) при определении M_{\max} необходимо учитывать передаточные числа и к. п. д. дополнительных узлов, тип межосевых дифференциалов и распределение веса по ведущим осям.

2. Обозначения величин: $M_{\text{м.д}}$ — максимальный момент на коленчатом валу двигателя; $M_{\text{но}}$ — момент насосного колеса гидротрансформатора при остановленной турбине ($i_{\text{т.н}} = 0$); k_d — коэффициент динамичности; $k_{\text{отб}}$ — коэффициент, учитывающий отбор мощности на привод вспомогательного оборудования; k_{\max} — максимальный коэффициент трансформации крутящего момента; $i_{\text{п.п}}$, $i_{\text{к.п}}$, i_0 , $i_{\text{к}}$ — передаточные числа повышающей передачи, коробки передач, главной и колесной передачи; $\eta_{\text{п.п}}$, $\eta_{\text{к.п}}$, η_0 , $\eta_{\text{к}}$ — к.п.д. повышающей передачи, коробки передач, главной и колесной передач; i_1 , η_1 — передаточное число и к.п.д. первой передачи коробки передач; $G_{\text{сц}}$ — сцепной вес автомобиля; φ — коэффициент сцепления шин с дорогой; $r_{\text{к}}$ — радиус качения колеса.

крутящих моментов показал, что для автомобилей с гидропередачей расчетный крутящий момент может быть установлен исходя из предельного режима работы гидротрансформатора. Предельный режим характеризуется минимальным значением к. п. д. гидротрансформатора, при котором возможна его длительная работа без перегрева. Для тяжелых автомобилей большей мощности минимальное значение к. п. д. составляет 70—75%.

Из графика совместной работы двигателя и гидротрансформатора (см. рис. 1) определяется момент насосного колеса на предельном режиме работы гидротрансформатора $M_{\text{н.пр}}$, по которому находятся затем расчетные моменты на всех валах силового привода.

Формулы для определения расчетного крутящего момента M_p на первичных валах основных узлов силового привода приведены в табл. 2

Т а б л и ц а 2

| Наименование узла | Формулы для определения M_p | |
|-----------------------------------|---|---|
| | грунтовые дороги и бездорожье | дороги с твердым покрытием |
| Повышающая передача | $M_p^{п. п} = \frac{M_{н. пр}}{k_{отб} i_{п. п} \eta_{п. п}}$ | |
| Карданный вал гидротрансформатора | $M_p^{г. т} = M_{н. пр}$ | |
| Коробка передач | $M_p^{к. п} = M_{н. пр} k_{пр}$ | $M_p^{к. п} = 0,7 M_{н. пр} k_{пр}$ |
| Главная передача | $M_p^0 = M_p^{к. п} i_{к. п} \eta_{к. п}$ | $M_p^0 = M_p^{к. п} i_{к. п} \eta_{к. п}$ |
| Колесная передача | $M_p^k = \frac{1}{2} M_p^0 i_0 \eta_0$ | $M_p^k = \frac{1}{2} M_p^0 i_0 \eta_0$ |

Примечания. 1. Формулы справедливы для автомобилей с колесной формулой 4 × 2. Для многоприводных автомобилей при определении M_p необходимо учитывать передаточные числа и к.п.д. дополнительных узлов и тип межосевых дифференциалов.

2. Для узлов силового привода, расположенных за коробкой передач, расчетный момент определяется для каждой передачи.

3. Обозначения величин: $M_{н. пр}$, $k_{пр}$ —соответственно крутящий момент насосного колеса и коэффициент трансформации на предельном режиме работы гидротрансформатора (при $\eta = 70 \div 75\%$).

2. **Определение коэффициента циклов $K_{ц}$.** При расчете на выносливость расчетное напряжение в детали определяется исходя из расчетного момента M_p , в качестве которого принимается максимальный длительно действующий момент. В действительности на деталь в эксплуатационных условиях воздействуют переменные по значению крутящие моменты, характеризующиеся тем или иным законом распределения. Учет влияния на выносливость переменного крутящего момента производится с помощью коэффициента циклов $K_{ц}$.

Коэффициент циклов показывает, во сколько раз число циклов нагружений детали до разрушения от усталости на действительном нагрузочном режиме, характеризуемом кривой распределения, больше числа циклов при действии постоянного крутящего момента, принятого в качестве расчетного.

Коэффициент циклов определяется на основании кривой распределения крутящих моментов по формуле

$$k_{ц} = \frac{M_p^{m'}}{\frac{1}{a} \int_{M_{\sigma_r}} M_p^{m'} f(M) dM},$$

где m' — показатель степени, характеризующий зависимость между крутящим моментом (нагрузкой) и числом циклов; a — величина, характеризующая свойства металла при переменном режиме изменения напряжений; M_{σ_r} — момент, при котором напряжение в детали равно пределу выносливости.

На рис. 2, а, б представлены графики, построенные на основании кривых распределения крутящих моментов, полученных в результате статистической обработки экспериментальных данных. Из этих графиков коэффициент циклов агрегатов силового привода тяжелых автомобилей определяется в зависимости от отношения

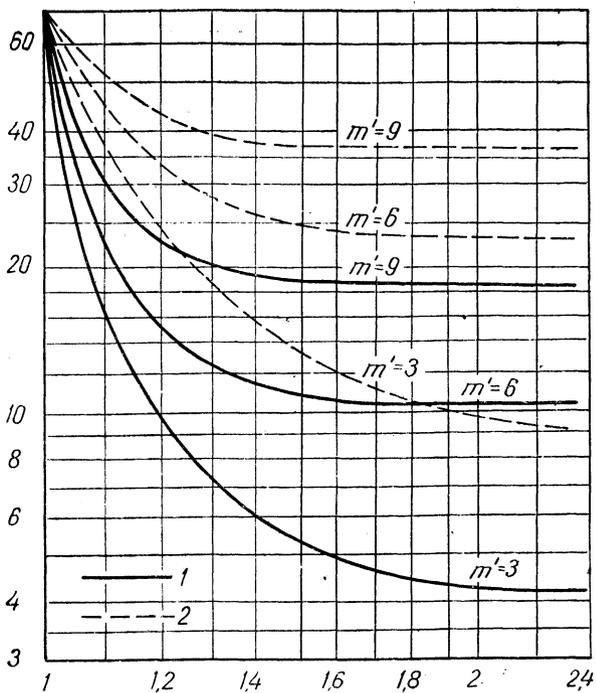
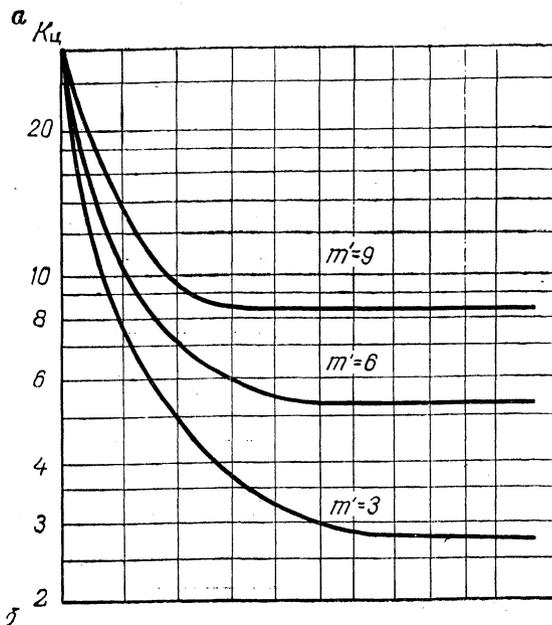
$$\frac{M_p}{M_{\sigma_r}} = \left(\frac{\sigma_p}{\sigma_r} \right)^q,$$

где σ_p — расчетное напряжение, полученное на основании расчетного момента M_p ; σ_r — предел выносливости; q — показатель степени, характеризующий зависимость между напряжением и крутящим моментом ($q=1$, если напряжение пропорционально крутящему моменту; $q=2$, если напряжение пропорционально корню квадратному из крутящего момента, и т. д.).

Так как при расчете долговечности подшипников качения учитываются все значения крутящих моментов, нагружающих подшипник, то в этом случае коэффициент циклов определяется из графиков (рис. 2) при максимальном значении отношения M_p к M_{σ_r} , где кривые переходят в линии, близкие к параллельным оси абсцисс.

3. *Определение расчетных оборотов n_p .* В качестве расчетных оборотов принимаются среднестатистические числа оборотов в минуту, полученные на основании экспериментальных данных. Формулы для определения расчетных оборотов первичных валов основных узлов силового привода тяжелых автомобилей приведены в табл. 3.

4. *Определение процентного использования передач по пробегу δS или по времени δT .* Процентное использование передач по пробегу определяется по графику (рис. 3), построенному на основании экспериментальных данных. На графике изображены две определяющие линии: для дорог с твердым покрытием (1) и для



$$\frac{M_p}{M_{Gz}} = \left[\frac{\sigma_p}{\sigma_z} \right]^9$$

Рис. 2. График для определения коэффициента циклов агрегатов силового привода тяжелых автомобилей в различных дорожных условиях:

a — для агрегатов, расположенных между двигателем и гидротрансформатором; *b* — для агрегатов, расположенных за гидротрансформатором; 1 — для дорог с твердым покрытием, 2 — для грунтовых дорог и бездорожья

Таблица 3

| Наименование узла | Формулы для определения n_p | |
|-----------------------------------|---------------------------------------|--|
| | грунтовые дороги и бездорожье | дороги с твердым покрытием |
| Повышающая передача | $n_p^{п. п} = 0,8 n_{дв. max}$ | |
| Карданный вал гидротрансформатора | $n_p^{г. т} = 0,8 n_{н. max}$ | |
| Коробка передач | $n_p^{к. п} = 0,5 n_{н. max}$ | $n_p^{к. п} = (0,6 \div 0,7) n_{н. max}$ |
| Главная передача | $n_p^0 = \frac{n_p^{к. п}}{i_{к. п}}$ | $n_p^0 = \frac{n_p^{к. п}}{i_{к. п}}$ |
| Колесная передача | $n_p^k = \frac{n_p^0}{i_0}$ | $n_p^k = \frac{n_p^0}{i_0}$ |

Примечания. 1. Формулы справедливы для автомобилей с колесной формулой 4×2 . Для многоприводных автомобилей (4×4 , 6×4 , 6×6 , 8×8 и т. д.) при определении n_p необходимо учитывать передаточные числа дополнительных узлов силового привода.

2. Для узлов, расположенных за коробкой передач, расчетные обороты определяются для каждой передачи.

3. При определении $n_p^{к. п}$ меньшее предельное значение числового коэффициента — для автомобилей с удельной мощностью 5—6 л. с./т, большее — для автомобилей с удельной мощностью 13—15 л. с./т.

4. Обозначения величин: $n_{дв. max}$ — максимальные обороты коленчатого вала двигателя; $n_{н. max}$ — максимальные обороты насосного колеса гидротрансформатора,

$$n_{н. max} = \frac{n_{дв. max}}{i_{ц. п}}.$$

грунтовых дорог (2). Процентное использование передач по пробегу δS (%) находится в зависимости от расчетного удельного тягового усилия p , определенного исходя из расчетного крутящего момента первичного вала коробки переада:

$$p = \frac{M_p^{к. п} i_{тр} \eta_{тр}}{r_k G_a},$$

где $i_{тр}$, $\eta_{тр}$ — общее передаточное число и к. п. д. агрегатов трансмиссии от первичного вала коробки передач до ведущих колес; r_k — радиус качения колеса; G_a — общий вес автомобиля.

Процентное использование первой передачи равняется ордина-

те точки определяющей линии, абсцисса которой равна расчетному удельному тяговому усилию на второй передаче.

Процент использования промежуточных передач находится как разность ординат двух точек определяющей линии, ордината первой из которых равна расчетному удельному тяговому усилию на последующей передаче, а второй — на определяемой передаче.

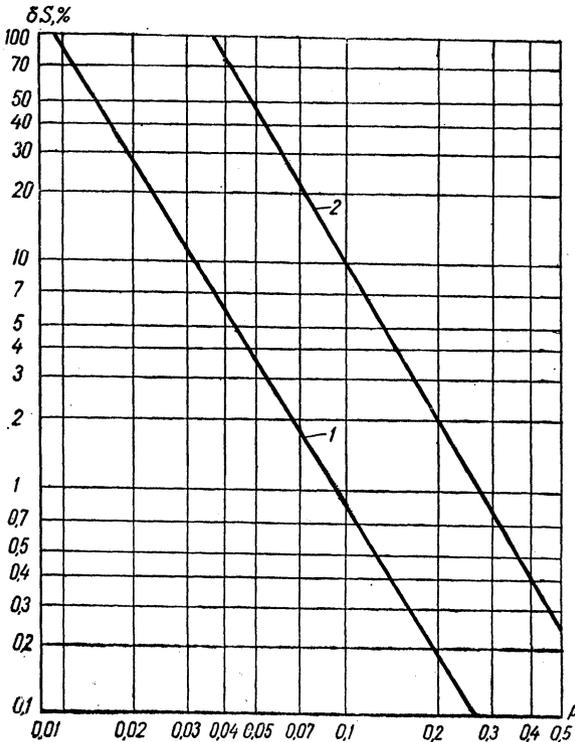


Рис. 3. График для определения процентного использования передач по пробегу:

1 — дороги с твердым покрытием; 2 — грунтовые дороги

Процент использования прямой (высшей) передачи равняется разности между цифрой 100 и ординатой точки определяющей линии с абсциссой, равной расчетному удельному тяговому усилию на этой передаче.

Пробег на i -й передаче S_i определяется по формуле

$$S_i = \frac{\delta S_i}{100} \cdot S,$$

где δS_i — процентное использование i -й передачи по пробегу; S — суммарный пробег автомобиля, км.

Пробег на передачах заднего хода принимается равным 0,5—1% от суммарного пробега на передачах переднего хода.

Если известно процентное использование передач по пробегу, а требуется определить процентное использование передач по времени (как и для решения обратной задачи), можно пользоваться следующими зависимостями:

$$\delta T_i = \frac{i_i \delta S_i}{\sum_1^k i_i \delta S_i} \cdot 100\%,$$

$$\delta S_i = \frac{\frac{1}{i_i} \delta T_i}{\sum_1^k \frac{1}{i_i} \delta T_i} \cdot 100\%,$$

где δS_i , δT_i — процентное использование i -й передачи по пробегу и по времени; i_i — передаточное число i -й передачи; k — число передач.

5. *Порядок использования параметров нагрузочного режима при расчете на выносливость.* Расчет на выносливость начинается с определения расчетного напряжения σ_r , которое находится исходя из расчетного момента M_p с учетом влияния на усталость динамических нагрузок [2]. Расчетное напряжение сравнивается с пределом выносливости σ_r .

Если $\sigma_p < \sigma_r$, то долговечность детали обеспечивается и расчет на этом заканчивается. Если же $\sigma_p > \sigma_r$, то деталь имеет ограниченную долговечность и расчет продолжается.

Сначала находится число циклов до разрушения детали от усталости при напряжении σ_p :

$$N_{\sigma_p} = N_6 \left(\frac{\sigma_r}{\sigma_p} \right)^m,$$

где N_6 — базовое число циклов, соответствующее пределу выносливости σ_r ; m — показатель степени, характеризующий зависимость между напряжением и числом циклов.

Далее определяется коэффициент циклов $K_{ц}$, а затем находится расчетное число циклов N_p до выхода детали из строя от усталости при действии переменных крутящих моментов, характеризующих кривой распределения:

$$N_p = k_{ц} N_{\sigma_p}.$$

Наконец, находится расчетная долговечность детали S_p , выраженная в километрах пробега автомобиля:

$$S_p = \frac{2\pi r_K N_p}{1000 i_{об} a_{ц}},$$

где $i_{об}$ — общее передаточное число трансмиссии от рассчитываемой детали до ведущих колес автомобиля; $a_{ц}$ — число циклов нагружений за один оборот детали.

Для обеспечения работоспособности детали в течение требуемого срока службы должно выполняться условие:

$$S_p \geq S_{тр},$$

где $S_{тр}$ — требуемый срок службы детали, выраженный в километрах пробега автомобиля.

Если деталь работает на нескольких нагрузочных режимах (M_{p1} , M_{p2} и т. д.), то расчетное напряжение определяется на каждом режиме отдельно. Те режимы, на которых $\sigma_p < \sigma_r$, отбрасываются. Для режимов, на которых $\sigma_p > \sigma_r$, определяется расчетная долговечность для каждого режима отдельно (S_{p1} , S_{p2} и т. д.), а затем на основании гипотезы суммирования относительных повреждений находится суммарная долговечность детали S_p из выражения:

$$\frac{100}{S_p} = \frac{\alpha_1}{S_{p1}} + \frac{\alpha_2}{S_{p2}} + \dots,$$

где α_1 , α_2, \dots — длительность работы детали на режимах 1, 2 и т. д., %.

По изложенной методике на Минском автомобильном заводе производится определение нагрузочных режимов ГМП тяжелых автомобилей высокой проходимости. Расчеты на выносливость серийной гидромеханической передачи МАЗ и опытных конструкций, выполненные при использовании данной методики определения нагрузочных режимов, подтверждают возможность ее практического применения.

1. И. В. Каноник, Н. И. Корбут, И. И. Скуратович. Исследование нагрузочного режима гидромеханической передачи тяжелого автомобиля с применением ЭЦВМ. В сб.: «Применение математических машин при конструировании и исследовании автомобилей и двигателей», т. II. М., 1966.

2. И. С. Цитович, В. А. Вавулю, Б. Н. Хваль. Зубчатые колеса автомобилей и тракторов. Минск, 1962.