

АВТОМОБИЛЕ- И ТРАКТОРО- СТРОЕНИЕ

**ДИНАМИКА
И ДОЛГОВЕЧНОСТЬ
ТЯГОВО-ТРАНСПОРТНЫХ
МАШИН**

Издательство «Высшая школа»

МИНИСТЕРСТВО ВЫСШЕГО И СРЕДНЕГО СПЕЦИАЛЬНОГО ОБРАЗОВАНИЯ БССР
БЕЛОРУССКИЙ ОРДЕНА ТРУДОВОГО КРАСНОГО ЗНАМЕНИ
ПОЛИТЕХНИЧЕСКИЙ ИНСТИТУТ
РЕСПУБЛИКАНСКИЕ МЕЖВЕДОМСТВЕННЫЕ СБОРНИКИ

Автомобиле- и тракторостроение

Выпуск 5

Динамика

и долговечность

тягово-транспортных

машин

629.113-

A22

Главный редактор профессор Г. М. Кокин

РЕДАКЦИОННАЯ КОЛЛЕГИЯ:

В. К. Азаренко, С. М. Белов, В. А. Вавуло, Л. Я. Волчек, А. Х. Лефиров, Б. Е. Митин, Н. В. Розанов (ответственный за выпуск), А. С. Савич (ответственный секретарь), З. Л. Сироткин, А. Ф. Тихонов, И. С. Цитович

В сборнике помещены статьи, отражающие аналитические и экспериментальные исследования тяговых качеств, управляемости и стабилизации движения полноприводных тракторов повышенной энергонасыщенности.

Приведены новые методики исследования динамических систем автомобилей и других тягово-транспортных машин на электронных аналоговых машинах. Результаты сопоставлены с данными тензометрических исследований при ходовых и стендовых испытаниях.

Описаны методики прочностных расчетов и расчетов долговечности деталей трансмиссий и других агрегатов. Расчеты представлены в виде кривых распределения усталостных выходов деталей из строя по пробегу машины. Результаты расчетно-исследовательского анализа даются как для действующих, так и для перспективных машин.

Сборник представляет интерес как для инженерно-технических работников заводов, так и для преподавателей, студентов и сотрудников научно-исследовательских институтов.

Первые четыре выпуска данного сборника вышли без нумерации. С этого сборника начинается нумерация, которая будет продолжена в последующих выпусках.

А 3183—004
М 304(05)—74 123—72

© Издательство «Вышэйшая школа», 1973.

А. Х. Лефаров, В. И. Кабанов, В. Т. Васильев

ПОТЕРИ МОЩНОСТИ НА БУКСОВАНИЕ КОЛЕСНОЙ МАШИНЫ 4×4 С ДИФФЕРЕНЦИАЛЬНЫМ МЕЖКОСЕВЫМ ПРИВОДОМ

Многими исследованиями [1, 2, 3] установлено, что при движении колесных машин — автомобилей, тягачей и тракторов — имеет место неодинаковый расход топлива при заблокированной и дифференциальной связи ведущих колес. Это обстоятельство объясняется неодинаковым к. п. д. ходовой системы. Чем неравномернее тяговая нагрузка ведущих колес, тем ниже к. п. д. движителя. Если при дифференциальном приводе у машин 4×4 тяговая нагрузка на колеса одинакова или находится в известном соотношении независимо от условий движения, то при заблокированном приводе постоянно отмечается неравномерная нагрузка на разные колеса. Это подтверждается и теоретическими исследованиями.

Для выяснения вопроса следует предварительно рассмотреть режим работы ведущего колеса в зависимости от тяговой нагрузки. В настоящее время широко используется зависимость [4]:

$$r_k = r_k^0 - \lambda M_k,$$

где r_k — радиус качения колеса; r_k^0 — радиус качения колеса в ведомом режиме; λ — коэффициент тангенциальной эластичности шины; M_k — крутящий момент, приложенный к колесу.

Из этого выражения следует, что радиус качения колеса уменьшается с возрастанием тяговой нагрузки, причем зависимость эта линейна и получается вследствие тангенциальной деформации шины при движении по дороге с твердым покрытием. При движении по грунтам (строительные тягачи, тракторы) эта зависимость в диапазоне эксплуатационных нагрузок также близка к линейной [5] и получается главным образом за счет тангенциальной деформации грунта. Указанная тангенциальная деформация шин и грунта ведет к некоторой потере скорости движения. Такую потерю скорости принято рассматривать как частичное буксование ведущих колес и оценивать ее коэффициентом буксования δ :

$$\delta = \frac{v_T - v}{v_T} = 1 - \frac{r_k}{r_k^0}, \quad (1)$$

где v_t — теоретическая скорость движения; v — действительная скорость движения.

Как уже говорилось выше, величина буксования пропорциональна касательной силе тяги колес, а поэтому можно записать, что

$$P_k = K \delta, \quad (2)$$

где K — коэффициент пропорциональности. Он имеет размерность n , зависит от прочностной характеристики опорной поверхности, конструкции колесного движителя, весовой нагрузки моста и устанавливается по опытным кривым буксования. Если принять, что сцепные условия колес одной оси одинаковые, но разные у передней и задней осей, то касательные силы тяги можно записать так:

$$\text{для переднего ведущего моста } P_{k1} = K_1 \delta_1;$$

$$\text{для заднего ведущего моста } P_{k2} = K_2 \delta_2.$$

Потери мощности за счет буксования оцениваются к. п. д. буксования, который может быть определен для машины 4×4 из следующего выражения:

$$\eta_b = \frac{N_v}{N_v + N_{\delta 1} + N_{\delta 2}}, \quad (3)$$

где N_v — мощность, передаваемая от движителя к раме машины; $N_{\delta 1}$ и $N_{\delta 2}$ — потери мощности на буксование переднего и заднего мостов.

Далее можно записать, что

$$N_v = (K_1 \delta_1 + K_2 \delta_2) v; \quad N_{\delta 1} = v_{\delta 1} K_1 \delta_1; \quad N_{\delta 2} = v_{\delta 2} K_2 \delta_2,$$

где $v_{\delta 1}$ и $v_{\delta 2}$ — потерянные скорости от буксования переднего и заднего мостов.

Эти скорости могут быть определены через v , δ_1 и δ_2 , для чего можно воспользоваться следующими зависимостями теоретических скоростей переднего и заднего мостов:

$$v_{t1} = v + v_{\delta 1}; \quad v_{t2} = v + v_{\delta 2}$$

и

$$v_{t1} = \frac{v}{1 - \delta_1}; \quad v_{t2} = \frac{v}{1 - \delta_2}.$$

Приравняв правые части этих выражений, можно получить искомые зависимости потерянных от буксования скоростей. Они имеют вид:

$$v_{\delta 1} = v \frac{\delta_1}{1 - \delta_1}; \quad v_{\delta 2} = v \frac{\delta_2}{1 - \delta_2}.$$

Используя эти зависимости, формулу (3) можно привести к следующему виду:

$$\eta_0 = 1 - \frac{K_1 \delta_1^2 (1 - \delta_2) + K_2 \delta_2^2 (1 - \delta_1)}{K_1 \delta_1 (1 - \delta_2) + K_2 \delta_2 (1 - \delta_1)}. \quad (4)$$

Эта формула отражает потери мощности на буксование в зависимости от δ_1 и δ_2 и справедлива для любой схемы силового привода. Как уже отмечалось, для дифференциального межосевого

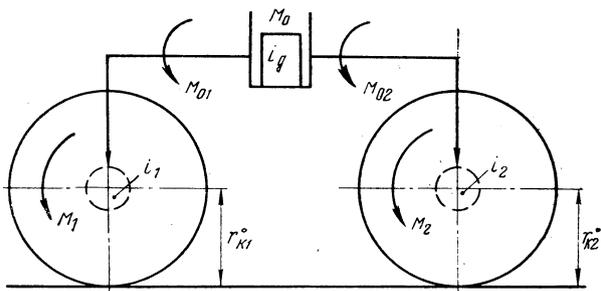


Рис. 1. Схема силового привода машины 4×4 с дифференциальным межосевым приводом.

го привода тяговые нагрузки мостов и, следовательно, их буксования имеют постоянное соотношение при любых условиях движения и зависят от передаточного числа межосевого дифференциала — i_d (рис. 1). Отсюда следует, что

$$\delta_2 = i_d \delta_1. \quad (5)$$

Используя эту связь и схему рис. 1, можно найти зависимости δ_1 и δ_2 от тяговой нагрузки — M_0 . Из схемы следует, что

$$M_0 = M_{01} + M_{02} = M_{01} + i_d M_{01} = M_{01} (1 + i_d),$$

откуда получаем

$$M_{01} = M_0 \frac{1}{1 + i_d}. \quad (6)$$

Аналогично находим

$$M_{02} = M_0 \frac{i_d}{1 + i_d}, \quad (7)$$

Из формул (6) и (7) находим выражения касательных сил тяги переднего и заднего мостов через передаточные числа мостов

i_1 и i_2 и радиусы качения передних и задних ведущих колес $r_{к1}^0$ и $r_{к2}^0$ в том случае, если передние и задние колеса разные, т. е.:

$$P_{к1} = \frac{M_0 i_1}{r_{к1}^0 (1 + i_d)}; \quad P_{к2} = \frac{M_0 i_2 i_d}{r_{к2}^0 (1 + i_d)}.$$

Разделив эти выражения на соответствующие коэффициенты пропорциональности K_1 и K_2 , получим искомые формулы для буксования переднего и заднего мостов машины с межосевым дифференциальным приводом:

$$\frac{P_{к1}}{K_1} = \delta_1 = \frac{M_0 i_1}{K_1 r_{к1}^0 (1 + i_d)}; \quad (8)$$

$$\frac{P_{к2}}{K_2} = \delta_2 = \frac{M_0 i_2 i_d}{K_2 r_{к2}^0 (1 + i_d)}. \quad (9)$$

Так как $\frac{r_{к1}^0}{r_{к2}^0} = \frac{i_1}{i_2}$, примем следующее обозначение: $\frac{r_{к1}^0}{i_1} = \frac{r_{к2}^0}{i_2} = a$.

С учетом этого формулы (8) и (9) примут вид:

$$\delta_1 = \frac{M_0}{K_1 a (1 + i_d)}; \quad (10)$$

$$\delta_2 = \frac{M_0 i_d}{K_2 a (1 + i_d)}. \quad (11)$$

Подставляя их в формулу (4) и сделав необходимые преобразования, для машины 4×4 с дифференциальным межосевым приводом получим:

$$\eta_0 = 1 - \frac{M_0 a (K_1 i_d^2 + K_2) - M_0^2 i_d}{K_1 K_2 a^2 (1 + i_d)^2 - M_0 a i_d (K_1 + K_2)}. \quad (12)$$

Эта формула отражает общий случай, когда сцепные условия передних и задних колес неодинаковы, т. е. $K_1 \neq K_2$.

В случае одинаковых сцепных условий (одинаковые колеса, осевая нагрузка и дорожные условия) формула (12) примет вид:

$$\eta_0 = 1 - \frac{M_0 K a (1 + i_d^2) - M_0^2 i_d}{K^2 a^2 (1 + i_d)^2 - 2 M_0 K i_d}. \quad (13)$$

Из полученной формулы следует, что к. п. д. буксования зависит от i_d , т. е. от распределения нагрузки между мостами. Ис-

следование этой формулы на экстремум показывает, что кривая, отражающая зависимость к. п. д. от i_d , имеет максимум. Он соответствует значению $i_d = 1$, т. е. случаю равного распределения тяговой нагрузки по мостам. Перераспределение нагрузки за счет изменения i_d в ту или иную сторону приводит к снижению η_b .

При $i_d = 0$ и $i_d = \infty$ формула (13) приобретает вид:

$$\eta_b = 1 - \frac{M_0}{Ka} = 1 - \frac{M_0 i}{Kr_k^0} \quad (14)$$

Случай, когда $i_d = 0$, соответствует движению с одним передним ведущим мостом, а при $i_d = \infty$ — движению с одним задним ведущим мостом. В обоих случаях η_b имеет минимальные и равные значения.

На рис. 2 приведен график зависимости η_b от i_d применительно к машине с параметрами, близкими к тягачу МоАЗ-542. Эксплуатационный вес равен 184 000 кг и поровну распределен по мостам.

Радиусы качения колес и сцепные условия постоянные: $r_k^0 = 0,88$ м; $K = 5 \cdot 10^4$ при движении по дороге с твердым покрытием и $K = 2,2 \cdot 10^4$ при движении по грунту средней плотности. Передаточные числа мостов $i_1 = i_2 = i = 22$. Для удобства построения графика по оси абсцисс отложено не i_d , а величина $\frac{1}{1 + i_d}$.

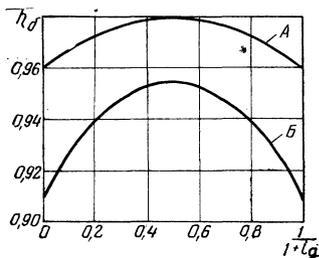


Рис. 2. Зависимость к. п. д. колесного движителя, учитывающего потери мощности на буксование, от передаточного числа межосевого дифференциала:

A — движение по дороге с твердым покрытием; B — движение по грунту средней плотности.

Из приведенного анализа и графика (рис. 2) следует, что наименьшие потери мощности на буксование, а следовательно, и наименьший расход топлива будут при одинаковой тяговой нагрузке на обоих мостах, если при этом одинаковы и колеса. При неодинаковых колесах переднего и заднего мостов тяговая нагрузка должна быть пропорциональной весовым нагрузкам на оси. Эти условия обеспечиваются только дифференциальным межосевым приводом.

Из анализа также следует, что при дифференциальном межосевом приводе с целью сохранения высокого к. п. д. движителя нецелесообразно отключать части ведущих мостов в случае движения по твердым дорогам. В противоположность дифференциальному приводу, блокированный не обеспечивает постоянства требуемого распределения тяговых нагрузок по мостам, что и приводит к повышенному расходу топлива.

Литература

- [1] Левин И. А., Каченко Ю. А. Исследование привода ведущих мостов автомобиля типа 6×4. — «Автомобильная промышленность», 1966, № 6.
- [2] Петрушов В. А., Стригин И. А. Исследование тангенциальной эластичности шин. — Труды НАМИ. М., 1968, вып. 97. [3] Филюшкин А. В., Бочаров Н. Ф., Лугин П. П., Семенов В. М. Влияние типа силового привода трехосного автомобиля на расход топлива при движении по твердой поверхности. — «Автомобильная промышленность», 1966, № 1. [4] Чудаков Е. А. Теория автомобиля. М., 1950. [5] Харитончик Е. М., Васильев В. К. О методах определения оптимальных параметров и номинальных тяговых усилий тракторов. — «Тракторы и сельхозмашины», 1969, № 2.

В. И. Кабанов, А. Х. Лефаров

ПОТЕРИ МОЩНОСТИ НА БУКСОВАНИЕ КОЛЕСНОГО ТРАКТОРА 4×2

Потери мощности на буксование оцениваются к. п. д. η_b , который определяется по формуле

$$\eta_b = 1 - \delta. \quad (1)$$

В этой формуле δ — безразмерная величина, отражает долю буксования ведущих колес и представляет собой отношение разности теоретической и действительной скоростей движения трактора к теоретической. Для данного трактора и конкретного почвенного фона δ зависит от величины касательной силы тяги. Эта зависимость в диапазоне эксплуатационных нагрузок близка к линейной [1]. Поэтому для практических расчетов можно пользоваться следующим выражением:

$$P_K = 2K\delta, \quad (2)$$

где P_K — суммарная касательная сила тяги двух колес; K — коэффициент пропорциональности, устанавливающий зависимость тяги и буксования для одного колеса, имеет размерность n . Величина K для данных условий постоянна и отражает сцепные условия колеса с почвой.

Известно, что при определении δ опытным путем два ведущих колеса рассматривают как единый ведущий аппарат с одинаковыми сцепными условиями, равными K . Это в большинстве случаев и соответствует действительности. Однако на некоторых технологических операциях (пахота, работа на склонах и др.) сцепные условия колес разные, т. е. разные K . В этих случаях потери мощности на буксование каждого колеса неодинаковы, а при дифференциальном межколесном приводе неодинаковы и величины буксования. Отношение этих буксований может достигать величин 2—3 [2]. Многочисленные опытные данные о буксовании δ , полученные в таких условиях для трактора в целом, носят условный характер и не отражают фактического буксования каждого из колес.

При выполнении тягового расчета трактора для указанных условий возникает необходимость расчетного определения η_b и

условного значения η_δ по величинам буксования каждого колеса. Однако теоретических обобщений и рекомендаций по расчету этих величин мало [3]. Ниже приводится один из путей решения этой задачи.

Во всех случаях

$$\eta_\delta = \frac{v}{v_T}, \quad (3)$$

где v и v_T — действительная и теоретическая (без учета буксования) скорости.

Теоретическая может быть выражена через угловую скорость корпуса дифференциала ω_0 (при отсутствии колесных передач) и радиус качения колеса в ведомом режиме r_K^0 :

$$v_T = \omega_0 r_K^0. \quad (4)$$

При неодинаковых оборотах ведущих колес за счет разного их буксования теоретические скорости трактора по забегающему v_T' и отстающему v_T'' колесам будут:

$$v_T' = (\omega_0 + \Delta\omega) r_K^0 \quad (5)$$

$$v_T'' = (\omega_0 - \Delta\omega) r_K^0,$$

где $\Delta\omega$ — разность угловых скоростей корпуса дифференциала и одной из полуосей.

Выражение для действительной скорости будет иметь вид:

$$v = v_T'(1 - \delta') = v_T''(1 - \delta''), \quad (6)$$

где δ' и δ'' — буксование забегающего и отстающего колес.

Подставив в уравнение (6) значения v_T' и v_T'' из выражений (5) и решив его относительно $\Delta\omega$, получим:

$$\Delta\omega = \omega_0 \frac{\delta' - \delta''}{2 - (\delta' + \delta'')}. \quad (7)$$

Для определения η_δ необходимо в уравнение (3) подставить значения v_T и v . v_T представлено выражением (4), v отражено в уравнении (6), откуда следует использовать одно, например левое его выражение. Затем v_T^1 следует заменить его значением (5), а $\Delta\omega$ — выражением (7). После необходимого преобразования получим:

$$\eta_\delta = 1 - \frac{\delta' - 2\delta'\delta'' + \delta''}{2 - (\delta' + \delta'')}. \quad (8)$$

Далее на основании зависимости (2) запишем выражения для буксования каждого из ведущих колес:

$$\delta' = \frac{P_k}{2K'}; \quad \delta'' = \frac{P_k}{2K''}. \quad (9)$$

Коэффициенты K' и K'' отражают разные сцепные условия забегающего и отстающего колес. После подстановки значений (9) в уравнение (8) получим в окончательном виде:

$$\eta_{\delta} = 1 - \frac{P_k(K' + K'') - P_k^2}{4K'K'' - P_k(K' + K'')}. \quad (10)$$

При блокированном приводе, когда буксования одинаковы, т. е. $\delta' = \delta'' = \delta$, а касательные силы тяги колес разные ($K' \neq K''$), суммарная касательная сила тяги определится из выражения:

$$P_k = P'_k + P''_k = \delta(K' + K''). \quad (11)$$

Подставив значения δ , найденные из выражения (11), в уравнение (1), получим:

$$\eta_{\delta} = 1 - \frac{P_k}{K' + K''}. \quad (12)$$

При одинаковых сцепных условиях ведущих колес

$$\eta_{\delta} = 1 - \frac{P_k}{2K}. \quad (13)$$

Анализ формул (10), (12) и (13) показывает, что для данных почвенных условий с ростом тяговой нагрузки во всех случаях η_{δ} падает. Эта зависимость линейна по выражениям (12) и (13) и близка к линейной по выражению (10). По формулам (10) и (12) построены кривые (рис. 1) зависимости к. п. д. буксования η_{δ} от тяговой нагрузки P_k применительно к трактору с параметрами, близкими к трактору Т-40. График построен из условия работы на пахоте, поскольку для этой операции разное по величине буксование колес наиболее характерно. Для бороздового колеса принят коэффициент $K'' = 8 \cdot 10^4 \text{ н}$, что соответствует сцеплению с грунтом относительно высокой прочности. Для полевого колеса условно приняты три значения коэффициента:

$$K'_1 = 5,35 \cdot 10^4 \text{ н}; \quad K'_2 = 3,55 \cdot 10^4 \text{ н} \quad \text{и} \quad K'_3 = 2,00 \cdot 10^4 \text{ н},$$

что примерно соответствует сцепным свойствам колеса на стерне различной влажности (от состояния сразу после дождя до относительно сухой и прочной стерни).

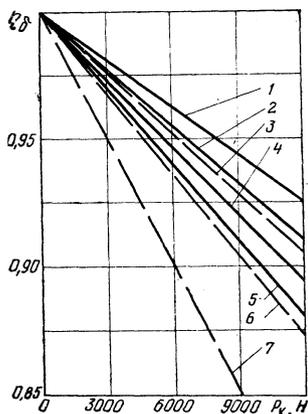


Рис. 1. Зависимость к. п. д. буксования от тяговой нагрузки трактора 4×2: сплошная линия — блокированный привод ведущих колес; штриховая — дифференциальный привод ведущих колес.

Принятые значения K' при дифференциальном приводе отражают отношение δ' и δ'' соответственно: 1,5 для K'_1 , 1,5² для K'_2 и 1,5³ для K'_3 .

На графике прямая 1 соответствует случаю, когда $K' = K'' = K = 8 \cdot 10^4$ н.

Кривые 2 и 3 для заблокированного и дифференциального приводов соответствуют значениям K'_1 и K'' , кривые 4 и 6 — значениям K'_2 и K'' и кривые 5 и 7 — значениям K'_3 и K'' .

Как видно из графика, во всех случаях при заблокированном приводе к. п. д. выше, чем при дифференциальном. При этом чем больше разница между K'' и K' , тем значительнее отличие к. п. д. При заблокированном приводе с уменьшением K' темпа падения к. п. д. уменьшается, а при дифференциальном возрастает.

Из проведенного анализа следует, что при значительной разнице в сцепных условиях двух колес в целях снижения потерь мощности на буксование необходимо применять заблокированный привод или устанавливать в ведущих мостах самоблокирующиеся дифференциалы. Предложенная методика может быть использована для тяговых расчетов тракторов.

Л и т е р а т у р а

- [1] Харитончик Е. М., Васильев В. К. О методах определения оптимальных параметров и номинальных тяговых усилий тракторов. — «Тракторы и сельхозмашины», 1969, № 2. [2] Орлов В. А. Обоснование, разработка и исследование автоматической блокировки дифференциала ведущего моста трактора. Канд. дисс. Минск, 1969. [3] Гинцбург Б. Я. О буксовании трактора на поперечном склоне. — «Тракторы и сельхозмашины», 1969, № 8.

А. Х. Лефаров, Ю. Е. Атаманов

ВЛИЯНИЕ РАСПРЕДЕЛЕНИЯ ТЯГОВЫХ УСИЛИЙ ПО ВЕДУЩИМ ОСЯМ ТРАКТОРА 4×4 НА ЕГО УПРАВЛЯЕМОСТЬ

На большинстве отечественных и зарубежных тракторов с колесной формулой 4×4 применяется блокированный межосевой привод с принудительным или автоматическим отключением передней ведущей оси. Автоматическое отключение применено на тракторе МТЗ-52, где для этой цели в раздаточной коробке установлена роликовая муфта свободного хода одностороннего действия.

В случае применения межосевой муфты свободного хода передаточные числа в приводе к ведущим осям подбираются так, чтобы окружная скорость колес задней оси была больше окружной скорости колес передней оси, т. е. в межосевой привод вводится конструктивное кинематическое несоответствие. Если теоретические окружные скорости колес передней и задней оси обозначить через v_{r1} и v_{r2} , то кинематическое несоответствие m можно определить по формуле [1]:

$$m = 1 - \frac{v_{r1}}{v_{r2}}. \quad (1)$$

Эта величина обычно находится в пределах

$$m = 0,04 \div 0,08.$$

При блокированном межосевом приводе величины буксования передних и задних колес характеризуют распределение тягового усилия по ведущим осям, поскольку при данных сцепных качествах буксование колес зависит от развиваемой ими касательной силы тяги. Как показывают экспериментальные исследования, эта зависимость на эксплуатационных режимах работы близка к линейной, особенно на твердых дорогах и плотных грунтах [2]. Под величиной буксования колеса δ понимается отношение разности теоретической и действительной скоростей к теоретической:

$$\delta = \frac{v_r - v}{v_r}$$

Некоторая потеря скорости под действием силы тяги есть результат тангенциальной деформации шины или шины и грунта на участках их взаимодействия.

Принимая линейную зависимость между силой тяги ведущей оси P_k и буксованием, можно записать:

$$P_k = K \delta, \quad (2)$$

где K — коэффициент тангенциальной жесткости для шин оси или шин и грунта.

Таблица 1

Значения коэффициентов тангенциальной жесткости

Почвенный фон	Передняя ось $K_1, н$	Задняя ось $K_2, н$
Асфальт	(0,90—0,92)10 ⁵	(3,40—3,43)10 ⁵
Стерня	(0,50—0,55)10 ⁵	(1,85—1,90)10 ⁵
Слежавшаяся пахота	(0,16—0,22)10 ⁵	(0,75—0,82)10 ⁵

На основании экспериментов получены данные по K для передней и задней оси трактора МТЗ-52 на различных почвенных фонах (табл. 1).

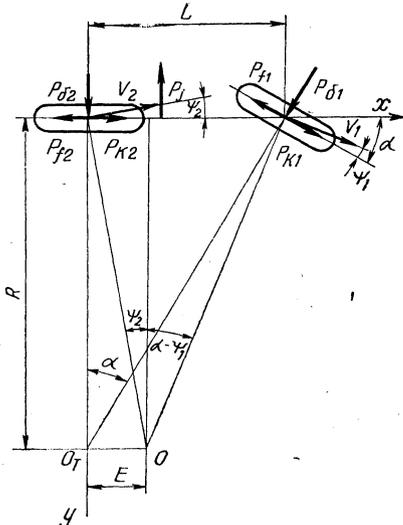


Рис. 1. Расчетная схема машины на повороте.

Рассмотрим динамику поворота трактора 4×4 с блокированным межосевым приводом без крюковой нагрузки. Полагая межколесные приводы мостов дифференциальными, заменим четырехколесную схему машины условной схемой из двух колес: одним задним ведущим и одним передним ведущим и управляемым (рис. 1). Линейная скорость передней оси на повороте больше, чем задней, но проекции этих скоростей на продольную ось трактора равны:

$$v_1 \cos(\alpha - \psi_1) = v_2 \cos \psi_2, \quad (3)$$

где v_1 и v_2 — действительные линейные скорости передней и задней оси; α — средний угол поворота управляемых колес; ψ_1 и ψ_2 — углы увода передней и задней осей.

Выражая в уравнении (3) действительные скорости осей через теоретические и буксование и учитывая выражение (1), можно получить зависимость между δ_1 и δ_2 :

$$\delta_1 = 1 - \frac{(1 - \delta_2) \cos \psi_2}{(1 - m) \cos(\alpha - \psi_1)}. \quad (4)$$

Чтобы найти буксование осей, воспользуемся уравнениями проекций сил, действующих в плоскости дороги, на оси координат. Совместное решение этих уравнений с учетом выражения (4) после ряда преобразований приводит к системе двух уравнений с двумя неизвестными:

$$\left. \begin{aligned} A_1 \delta_1 + B_1 \delta_2 &= C_1 \\ A_2 \delta_1 + B_2 \delta_2 &= C_2 \end{aligned} \right\}, \quad (5)$$

$$\text{где } A_1 = \left(\cos \alpha + \frac{K_1}{K_{y1}} \sin \alpha \operatorname{tg} \alpha \right) (1 - m);$$

$$A_2 = K_1;$$

$$B_1 = -1;$$

$$B_2 = K_2 \cos \alpha;$$

$$C_1 = \left(\cos \alpha + \frac{fG_1}{K_{y1}} \sin \alpha \operatorname{tg} \alpha \right) (1 - m) - 1;$$

$$C_2 = f(G_1 + G_2 \cos \alpha);$$

f — коэффициент сопротивления качению; K_{y1} — коэффициент сопротивления уводу передней оси; G_1 и G_2 — вес, приходящийся на переднюю и заднюю оси.

Решая эту систему, находим δ_1 и δ_2 , а затем силы тяги передней P_{R1} и задней P_{R2} осей по выражению (2). При прямолинейном движении буксование осей можно определить, полагая в системе уравнений (5) $\alpha = 0$, тогда

$$\delta_1 = \frac{fG - mK_2}{(1 - m)K_2 + K_1}; \quad (6)$$

$$\delta_2 = \frac{fG(1 - m) + mK_1}{(1 - m)K_2 + K_1}.$$

Известно, что изменение радиуса поворота (расстояние от центра поворота до продольной оси машины или ее продолжения) относительно теоретического (радиус поворота без учета бокового

увода) связано с появлением боковых сил, вызывающих увод колес. Если пренебречь центробежными силами, что допустимо при движении на повороте с малыми скоростями, то, как показывают исследования, у задней оси боковой силы нет. Боковая сила, возникающая у передней оси $P_{б1}$, зависит от распределения тяги между ведущими мостами. Эту силу, независимо от межосевого привода, можно определить по выражению, полученному из уравнения проекций сил на ось y :

$$P_{б1} = (P_{f1} - P_{к1}) \operatorname{tg} \alpha, \quad (7)$$

где P_{f1} — сила сопротивления качению передней оси.

Зная боковую силу и коэффициент сопротивления уводу передней оси, находим величину действительного радиуса поворота, а затем и приращение этого радиуса ΔR относительно теоретического в зависимости от угла поворота управляемых колес.

$$R = \frac{L}{\operatorname{tg}(\alpha - \psi_1)};$$

$$\Delta R = \frac{R - R_T}{R_T} = \frac{\operatorname{tg} \alpha}{\operatorname{tg}(\alpha - a \operatorname{tg} \alpha)} - 1, \quad (8)$$

где L — продольная база машины;

$$a = \frac{P_{f1} - P_{к1}}{K_{y1}}.$$

Приращение радиуса при α , стремящемся к нулю, не равно нулю, а имеет конечное значение:

$$\lim_{\alpha \rightarrow 0} \Delta R = \frac{a}{1 - a}. \quad (9)$$

Предел выражения (9) равен нулю только в том случае, если при прямолинейном движении машины сила сопротивления качению передней оси равна ее силе тяги. Для заблокированного межосевого привода это условие не всегда выполняется, особенно при наличии конструктивного кинематического несоответствия в приводе ведущих осей.

По полученным формулам произведем расчет тяговых сил ведущих осей и величины изменения радиуса ΔR в зависимости от угла поворота управляемых колес (рис. 2) для трактора МТЗ-52 с параметрами:

$$G_1 = 11\,600 \text{ н}$$

$$L = 2,45 \text{ м}$$

$$G_2 = 21\,050 \text{ н}$$

$$m = 5,3\%$$

для асфальта

$$\begin{aligned}
 f &= 0,018 \\
 K_1 &= 91\,000 \text{ н} \\
 K_{y1} &= 32\,000 \text{ н/рад} \\
 K_2 &= 341\,000 \text{ н}
 \end{aligned}$$

для слежавшейся пахоты

$$\begin{aligned}
 f &= 0,15 \\
 K_1 &= 20\,000 \text{ н} \\
 K_{y1} &= 10\,500 \text{ н/рад} \\
 K_2 &= 80\,000 \text{ н}
 \end{aligned}$$

Сплошные кривые на графиках (рис. 2) соответствуют криволинейному движению трактора с кинематическим несоответствием в приводе, равным 5,3%, пунктирные — движению без кинематического несоответствия.

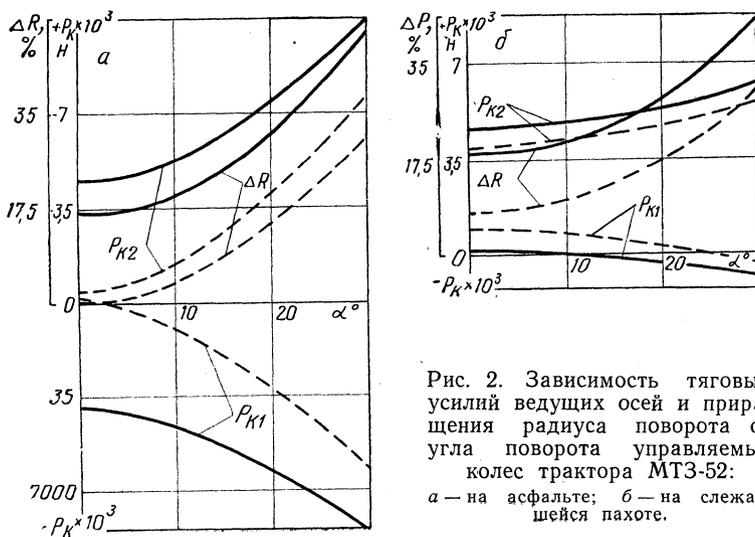


Рис. 2. Зависимость тяговых усилий ведущих осей и приращения радиуса поворота от угла поворота управляемых колес трактора МТЗ-52:
а — на асфальте; б — на слежавшейся пахоте.

Из графиков следует, что при блокированном приводе с увеличением угла поворота управляемых колес сила тяги задней оси растет, а передней оси уменьшается, а с некоторого значения становится отрицательной. Кинематическое несоответствие значительно уменьшает угол поворота управляемых колес, при котором сила тяги передней оси становится равной нулю. Так, на асфальте ($m=5,3\%$) сила тяги передней оси имеет отрицательный знак во всем диапазоне изменения α ; соответственно при $m=0$ $\alpha=3,6^\circ$. В процессе движения по пахоте $\alpha=10^\circ$ для $m=5,3\%$ и $\alpha=26^\circ$ при $m=0$. При прямолинейном движении по пахоте ($m=5,3\%$ и $m=0$), а также при движении по асфальту ($m=0$) сила тяги передней оси положительна, а при движении по асфальту при $m=5,3\%$ она отрицательна.

Из графиков видно, что для малых значений углов поворота управляемых колес приращение радиуса поворота больше на пахоте, а для больших значений α — при движении на асфальте.

При прямолинейном движении приращение радиуса поворота равно нулю только на асфальте, когда отсутствует кинематическое несоответствие. Наличие кинематического несоответствия дает приращение радиуса, равное 16%. При прямолинейном движении по пахоте для $m=0$ $\Delta R=7,86\%$, а для $m=5,3\%$ $\Delta R=17,9\%$.

Таким образом, изменение радиуса поворота и положение центра поворота определяются углом увода передней оси, который в свою очередь зависит от величины и знака касательной силы тяги этой оси. Центр поворота находится во всех случаях движения (без учета центробежных сил) на продолжении оси задних колес, удаляясь или приближаясь к центру заднего моста в зависимости от направления увода передней оси. При прямолинейном движении соотношение силы тяги и силы сопротивления передней оси определяют ΔR для нулевого значения α .

Исследования поворота с учетом центробежных сил показывают, что в большинстве случаев эти силы не влияют на величину радиуса поворота, а вызывают смещение центра поворота вперед (величина E на рис. 1).

Л и т е р а т у р а

[1] *Ярмашевич Ю. И.* Тяговая динамика трактора с четырьмя ведущими колесами. Автореф. канд. дисс. Минск, 1965. [2] *Тарасов В. Н.* Тангенциальная и боковая деформация пневматической шины. — «Автомобильная промышленность», 1969, № 3.

**В. В. Гуськов, Н. А. Черноморец, Г. П. Грибко,
Н. А. Разоренов, К. И. Симоненко**

К ВОПРОСУ ОПРЕДЕЛЕНИЯ СТАТИЧЕСКИХ И ДИНАМИЧЕСКИХ ХАРАКТЕРИСТИК ПРИВодОВ ТОРМОЗНЫХ СИСТЕМ ТРАКТОРНОГО Поезда

Чтобы обеспечить наибольшую безопасность движения многозвенного транспортного агрегата, каким является тракторный поезд, необходимо иметь такую тормозную систему, которая позволяет останавливать движущийся агрегат на минимальном отрезке пути без нарушения устойчивости движения и управляемости. Минимальный тормозной путь может быть получен при условии, что тормозные силы, подводимые к колесам, соответствуют силам, которые можно передать через колесо с учетом приходящегося на него веса и коэффициента сцепления с дорогой. С целью сохранения устойчивости тракторного поезда при торможении надо, чтобы срабатывание тормозов трактора и прицепов происходило в определенной последовательности и чтобы нарастание тормозных сил каждого звена поезда протекало по заданным кривым.

Выполнение указанных условий возможно при соответствующем подборе характеристик привода тормозной системы.

Наиболее распространенными типами приводов к тормозам тракторного поезда в настоящее время являются: гидравлический, пневматический и пневмогидравлический. На некоторых моделях отечественных тракторов еще применяется механический привод. Сам по себе механический привод не представляет интереса для исследований, но поскольку такой привод применяется, вопросы взаимодействия его с другими приводами не утратили своей актуальности.

Ниже рассматриваются характеристики первых трех типов приводов.

Время торможения транспортного агрегата можно разделить на два периода: 1) период неустановившегося режима торможения; 2) период установившегося режима.

В первый период срабатывают тормоза и нарастают тормозные силы. На протяжении второго периода тормозные силы остаются постоянными, величина их пропорциональна усилию, приложенному к педали.

Соответственно двум периодам торможения выбираются два вида характеристик привода — динамическая и статическая. Ди-

намическая характеристика представляет собой зависимость изменения давления воздуха или жидкости в агрегатах привода по времени. Она показывает время холостого хода, т. е. период от начала хода тормозной педали до начала подъема давления в рабочих аппаратах, и время нарастания давления. При статической характеристике факторы, влияющие на изменение давления в системе по времени, наоборот, не учитываются. Статическая характеристика представляет собой зависимость давления в агрегатах привода от усилия, приложенного к педали тормоза, или от перемещения педали.

Работа отдельных агрегатов привода определяется их динамическими и статическими характеристиками.

В литературе [1, 2] излагаются методы расчета некоторых характеристик привода. Однако эти методы носят приближенный характер, так как сложно учесть влияние всех факторов. Это можно сделать только на основе экспериментальных данных.

Как показывают исследования [1], характеристики привода тормозной системы, полученные при неподвижном транспортном агрегате и торможении с различных скоростей движения, идентичны. Следовательно, снимать характеристики можно в стационарных (лабораторных) условиях. При этом возможны два способа. Можно проводить исследования либо на натуральных образцах трактора и прицепов, либо на специальном стенде, оборудованном всеми элементами тормозной системы. Второй способ наиболее рационален. На стенде можно с меньшими затратами исследовать различные варианты приводов и их возможные комбинации, включая и экспериментальные образцы.

Один из стендов для снятия характеристик тормозного привода описан в работе [1]. Он представляет собой раму автомобиля, на которой смонтированы узлы и агрегаты тормозной системы. Расположение всех элементов сохранено таким же, как и на автомобиле. Но этот стенд получается слишком громоздким. Он занимает почти такую же площадь, как и автопоезд.

Анализ конструкций тормозных систем тракторов и прицепов показывает, что большинство агрегатов тормозного привода сконпоновано на сравнительно небольшом участке, а увеличение габаритов получается за счет далекого расположения рабочих аппаратов привода. Габариты стенда можно существенно уменьшить, если расположить рабочие аппараты привода ближе к остальным агрегатам, заменив при этом длинные прямые трубопроводы изогнутыми по большому радиусу.

Нами разработан стенд для снятия статических и динамических характеристик приводов тормозных систем тракторного поезда применительно к трактору кл. 1,4 т. Стенд обеспечивает возможность исследования пневматического (одно- и двухпроводная схема), гидравлического и пневмогидравлического приводов, а также механического привода к тормозам трактора в комбинации

с названными приводами тормозов прицепа. На рис. 1 представлен общий вид стенда с установленным на нем пневматическим приводом тормозов трактора и прицепов. Стенд состоит из трех передвижных оснований. Первое основание имитирует трактор, второе и третье — прицепы. Таким образом, на стенде можно исследовать привод к тормозам тракторного поезда, имеющего в своем составе один или два прицепа.

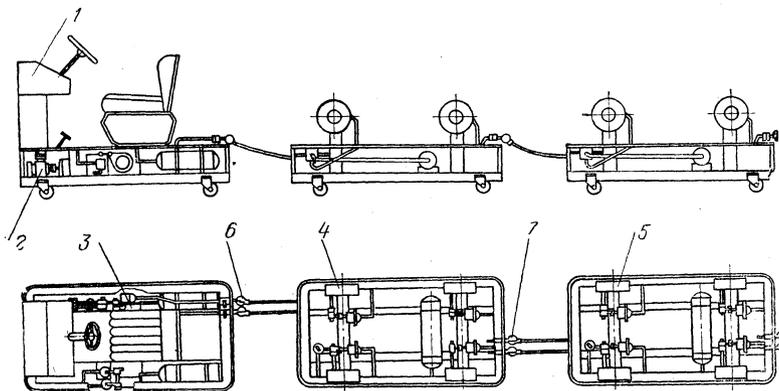


Рис. 1. Стенд для снятия характеристик приводов тормозных систем тракторного поезда:

1 — пульт управления; 2 — компрессор; 3 — тормозная система трактора; 4, 5 — тормозные системы прицепов; 6, 7 — соединительные головки.

На первом основании в передней части установлены компрессор и масляный насос с приводом от электродвигателя. Компрессор обеспечивает сжатым воздухом пневматический привод, а масляный насос создает давление жидкости для гидравлического привода. На правой и левой боковых стойках первого основания устанавливаются тормоза трактора. Привод к тормозам можно установить механический, гидравлический, пневматический и комбинированный в зависимости от того, какой выбран для исследований.

На первом основании установлены пульт управления, сиденье оператора и рулевая колонка. Взаимное расположение сиденья, рулевой колонки и педалей принято таким, как на тракторе МТЗ-80, что дает возможность приблизить условия испытаний к условиям эксплуатации. На пульте управления смонтированы приборы для измерения и регистрации исследуемых параметров.

На втором и третьем основаниях, аналогичных по устройству, устанавливаются тормозные системы прицепов. Конструкция оснований обеспечивает возможность установки пневматического, гидравлического и пневмогидравлического приводов.

Приводы тормозов, установленные на трех основаниях, соединяются между собой при помощи гибких шлангов и соединитель-

ных головок. Электрическое соединение измерительной аппаратуры осуществляется при помощи штепсельных разъемов.

Изменение динамических характеристик в большой степени зависит от темпа нажатия на тормозную педаль. Время перемещения педали из одного крайнего положения в другое, по данным исследований [3], составляет в эксплуатации 0,15—0,8 сек. При различных темпах нажатия на педаль необходимо, чтобы характеристики всех агрегатов привода изменялись в равной степени. Это — важный показатель работы привода.

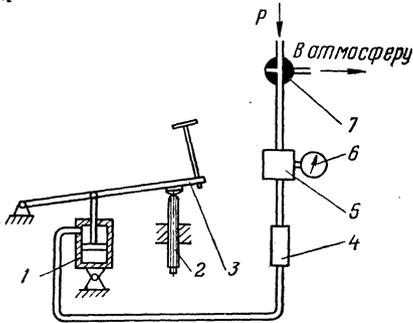


Рис. 2. Схема управления приводом тормозов:

1 — пневматический цилиндр; 2 — регулируемый упор; 3 — рычаг педали тормоза; 4 — дроссель; 5 — регулятор давления; 6 — манометр; 7 — трехходовой кран.

С целью имитации различных темпов и усилий нажатия на педаль на стенде предусмотрено специальное устройство для управления приводом тормозов (рис. 2). На правой боковой стойке первого основания установлен пневматический цилиндр. Шток цилиндра шарнирно соединен со стержнем педали тормоза. Сжатый воздух подается в цилиндр через трехходовой кран, регулятор давления и регулируемый дроссель с обратным клапаном.

Изменяя проходное сечение дросселя, можно изменять скорость наполнения цилиндра воздухом, тем самым задается различный темп нажатия на педаль.

При снятии статических характеристик привода необходимо создавать различное усилие на педали или различное перемещение педали. Это усилие на педаль будет пропорциональным давлению воздуха в цилиндре управляющего устройства.

С помощью регулятора давления можно изменять давление воздуха, поступающего в цилиндр, и создавать, таким образом, различное усилие на педали. Перемещение педали можно ограничивать при помощи регулируемого по высоте упора.

Статические характеристики снимаются в двух направлениях: при торможении и оттормаживании. Это позволяет определить степень чувствительности агрегатов привода.

При снятии характеристик приводов все исследуемые параметры регистрируются на ленту осциллографа с отметкой времени. Давление воздуха или жидкости в агрегатах привода измеряется с помощью датчиков давления. Перемещение педали тормоза и отдельных элементов агрегатов приводов фиксируется реохордными датчиками.

Трехходовой кран, регулятор давления и дроссель смонтиро-

ваны на пульте управления, что позволяет управлять работой привода с рабочего места оператора.

Полученные в результате экспериментальных исследований данные позволят уточнить методику расчета характеристик приводов тормозных систем, дать сравнительную оценку различных вариантов привода с точки зрения их быстродействия и согласованности работы, а также могут быть использованы при решении задач динамики торможения тракторного поезда на ЭВМ.

Л и т е р а т у р а

- [1] Любушкин В. В., Розанов В. Г. Расчет пневматического привода к тормозам автомобилей и автопоездов. — Труды НАМИ. М., 1960, вып. 20.
[2] Любушкин В. В., Розанов В. Г. Выбор оптимальных характеристик пневматического привода к тормозам автопоезда. — «Автомобильная промышленность», 1962, № 6. [3] Бухарин Н. А. Тормозные системы автомобилей. М., 1950.

В. В. Гуськов, Г. П. Грибко, Н. А. Черноморец
НЕКОТОРЫЕ ВОПРОСЫ ТОРМОЖЕНИЯ
ТРАКТОРНОГО ПОЕЗДА НА БАЗЕ ТРАКТОРА КЛ. 1,4 т

Широкое использование колесных тракторов на транспортных работах в сельском хозяйстве (до 60—70% времени от полной загрузки колесного трактора кл. 0,9—1,4 т), тенденция к повышению энергонасыщенности трактора до 25 л. с./т и соответственно повышение транспортных скоростей до 35 км/ч, а в перспективе до 40 км/ч и выше, увеличение грузоподъемности тракторного агрегата, а также необходимость обеспечения безопасности движения в сложных условиях эксплуатации выдвигают проблему оснащения тракторного поезда эффективными системами торможения. Это в свою очередь требует изучения динамики торможения тракторного поезда.

В общем случае дифференциальное уравнение движения тракторного агрегата при торможении имеет вид:

$$\frac{d_2x}{dt^2} \Sigma m = \Sigma P(t), \quad (1)$$

где $\frac{d_2x}{dt^2}$ — замедление движения агрегата при торможении; Σm — масса агрегата; $\Sigma P(t)$ — сумма проекций на направление движения внешних сил, действующих на агрегат.

Уравнение (1) является нелинейным, и решение его в общем виде невозможно.

В качестве примера рассмотрим тракторный поезд, расчетная схема которого представлена на рис. 1. При этом примем следующие допущения:

1) замедление поезда происходит только в результате действия тормозных сил;

2) торможение происходит без блокировки колес, т. е. тормозные силы, подведенные к колесу, в любой момент времени реализуются полностью.

Сумма проекций всех сил на направление движения, действующих на двухосный прицеп 3:

$$\frac{d_2x}{dt^2} m_3 = P_{\tau 3} - P_{2, 3}; \quad (2)$$

для одноосного прицепа 2

$$\frac{d_2x}{dt^2} m_2 = P_{\tau_2} + P_{2,3} - P_{1,2}; \quad (3)$$

для трактора 1

$$\frac{d_2x}{dt^2} m_1 = P_{\tau_1} + P_{1,2}, \quad (4)$$

где P_{τ_1} , P_{τ_2} , P_{τ_3} — тормозные силы; $P_{1,2}$, $P_{2,3}$ — усилия в сцепках; m_1 , m_2 , m_3 — массы соответствующих звеньев агрегата.

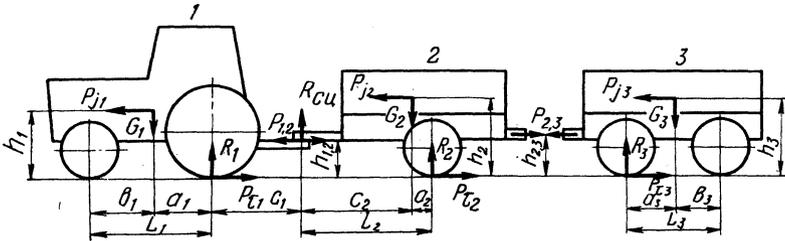


Рис. 1. Расчетная схема тракторного поезда.

Из уравнения (2)

$$P_{2,3} = P_{\tau_3} - \frac{d_2x}{dt^2} m_3; \quad (5)$$

из уравнения (4)

$$P_{1,2} = \frac{d_2x}{dt^2} m_1 - P_{\tau_1}. \quad (6)$$

Подставив в уравнение (3) значения выражений (5) и (6), получим:

$$\frac{d_2x}{dt^2} m_1 + \frac{d_2x}{dt^2} m_2 + \frac{d_2x}{dt^2} m_3 = P_{\tau_1} + P_{\tau_2} + P_{\tau_3},$$

или окончательно

$$jM = P_{\tau_1} + P_{\tau_2} + P_{\tau_3}, \quad (7)$$

где $M = m_1 + m_2 + m_3$ — общая масса агрегата; $j = \frac{d_2x}{dt^2}$ — общее замедление.

Усилия в сцепках отсутствуют при условии $P_{2,3} = 0$, если

$$\frac{P_{\tau 3}}{m_3} = \frac{d_2 x}{dt^2},$$

или $j_3 = j$, где j_3 — парциальное замедление звена 3.

И $P_{1,2} = 0$, если

$$\frac{P_{\tau 1}}{m_1} = \frac{d_2 x}{dt^2},$$

или $j_1 = j$, где j_1 — парциальное замедление звена 1.

Предположим, $P_{2,3} = P_{1,2} = 0$, тогда

$$\frac{P_{\tau 2}}{m_2} = \frac{d_2 x}{dt^2},$$

или $j_2 = j$, где j_2 — парциальное замедление звена 2.

Следовательно, условием отсутствия усилий в сцепках является равенство парциальных замедлений всех звеньев поезда: $j_1 = j_2 = j_3 = j$.

Определим условия наличия в сцепках растягивающих (положительных) усилий: $P_{2,3} > 0$, если

$$P_{\tau 3} - \frac{d_2 x}{dt^2} m_3 > 0,$$

или $j_3 > j$.

И $P_{1,2} > 0$, если

$$\frac{d_2 x}{dt^2} m_1 - P_{\tau 1} > 0,$$

или $j_1 < j$.

Таким образом, величина и знак усилий в сцепках зависят от соотношения парциальных замедлений звеньев поезда.

В реальных условиях может иметь место асинхронность срабатывания тормозов осей тракторного поезда, причем тормозные силы достигают заданной величины в течение некоторого промежутка времени. Вследствие этого в начальный период торможения будет неустановившийся режим, на протяжении которого соотношение парциальных замедлений может быть различным и лишь при достижении заданного значения последних всеми звеньями поезда установится их постоянное соотношение.

В работах ряда исследователей [1, 2] при решении уравнения торможения транспортного средства принимается нарастание за-

медления по закону прямой. Это в значительной мере облегчает решение с достаточной точностью.

Однако, пользуясь аналитическими методами, сложно учесть влияния асинхронности срабатывания тормозов и проследить характер процесса торможения во времени.

Нами было проведено совместное решение уравнений (5), (6) и (7) на аналоговой вычислительной машине МНБ-1 при следующих исходных данных: начальная скорость торможения $v_{нач} = 30$ км/ч; нарастание парциальных замедлений по закону прямой; время нарастания замедления от нуля до максимальной величины $t_1 = 0,5$ сек.

Геометрические и весовые показатели исследуемого тракторного поезда приведены в табл. 1.

Таблица 1

Геометрические и весовые показатели исследуемого трактора

$G_1, \text{ кг}$	$G_2, \text{ кг}$	$G_3, \text{ кг}$	$b_3, \text{ м}$	$h_3, \text{ м}$	$L_1, \text{ м}$	$h_1, \text{ м}$	$a_1, \text{ м}$	$b_1, \text{ м}$
3000	6300	5300	1,35	1,3	2,37	0,783	0,788	1,582
$c_1, \text{ м}$	$h_{1,2}, \text{ м}$	$L_2, \text{ м}$	$a_2, \text{ м}$	$c_2, \text{ м}$	$h_2, \text{ м}$	$h_{2,3}, \text{ м}$	$L_3, \text{ м}$	$a_3, \text{ м}$
0,35	0,43	3,55	0,55	3	1,3	0,6	2,7	1,35

В качестве переменных величин при решении задавались:

1. Соотношение максимальных парциальных замедлений, определяемое по выражению

$$\frac{j_3}{j_2} = \frac{j_2}{j_1} = q.$$

Очевидно, что при $q > 1$ усилия в сцепках должны быть растягивающие, а при $q < 1$ — сжимающие.

2. Время асинхронности срабатывания тормозов Δt . Причем Δt считается положительным, если торможение поезда начинается с прицепа 3 и затем через равные промежутки времени тормозятся соответственно прицеп 2 и трактор 1.

В процессе решения на ленту осциллографа записывались следующие величины: замедление \ddot{x} ; скорость \dot{x} ; путь x ; усилия в сцепках $P_{1,2}$ и $P_{2,3}$.

На рис. 2 представлен типичный фрагмент осциллограммы для случая, когда $q > 1$ и $\Delta t > 0$, по которому можно проанализировать характер изменения исследуемых величин в течение всего времени торможения. Время торможения можно условно разде-

лить на два периода: 1) период неустановившегося режима торможения; 2) период установившегося режима.

В первый период замедление и усилия в сцепках возрастают, причем последние к концу периода начинают уменьшаться, имея при этом ярко выраженные максимумы. К началу второго периода замедление достигает максимальной величины, а усилия в сцепках достигают своего номинального значения. В течение второго периода замедление и усилия в сцепках остаются постоянными, скорость падает до 0.

Анализ результатов решений при различных вариантах соотношений q и Δt показывает, что:

1. Максимальные значения усилий в сцепках зависят главным образом от величины Δt , причем при положительных значениях Δt максимальные усилия в сцепках будут растягивающие, при отрицательных сжимающие. В то же время номинальные значения усилий в сцепках зависят от отношения парциальных замедлений и не зависят от Δt . При синхронном торможении ($\Delta t=0$) максимальные значения усилий в сцепках равны номинальным.

2. Величина тормозного пути зависит от асинхронности срабатывания тормозов Δt . Типичная зависимость тормозного пути

Рис. 2. Фрагмент осциллограммы при $q > 1$ и $\Delta t > 0$; S — величина тормозного пути.

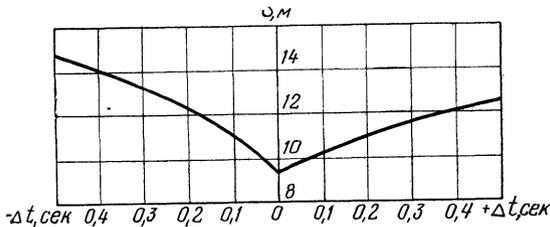
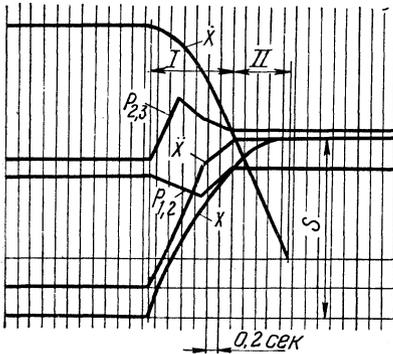


Рис. 3. Зависимость тормозного пути от асинхронности срабатывания тормозов ($j_{\text{max}} = 5,5 \text{ м/сек}^2$, $q = 1,2$).

от Δt представлена на графике (рис. 3). Как видно из графика, при отрицательных значениях Δt тормозной путь возрастает быстрее, чем при положительных.

Общезвестно, что тормозной путь уменьшается с увеличением максимального замедления, но максимальное замедление ограничено условием сцепления колес с дорогой. Предельно воз-

можные тормозные силы, а следовательно, и парциальные замедления определяются из выражений:

$$P_{\tau 1 \max} = m_1 j_{1 \max} = R_1 \varphi; \quad (8)$$

$$P_{\tau 2 \max} = m_2 j_{2 \max} = R_2 \varphi; \quad (9)$$

$$P_{\tau 3 \max} = m_3 j_{3 \max} = R_3 \varphi, \quad (10)$$

где R_1, R_2, R_3 — опорные реакции, φ — коэффициент сцепления с дорогой.

Из рис. 1

$$R_1 = \frac{G_1 \left(b_1 - \frac{d_2 x}{dt^2} \cdot \frac{h_1}{g} \right) + R_{\text{сш}} (L + c_1) + P_{1, 2} h_{1, 2}}{L_1}; \quad (11)$$

где

$$R_{\text{сш}} = \frac{G_2 \left(\frac{d_2 x}{dt^2} \cdot \frac{h_2}{g} + a_2 \right) - P_{2, 3} (h_{2, 3} - h_{1, 2})}{L_2}; \quad (12)$$

$$R_2 = \frac{G_2 \left(c_2 - \frac{d_2 x}{dt^2} \cdot \frac{h_2}{g} \right) - P_{\tau 2} h_{1, 2} + P_{2, 3} (h_{2, 3} - h_{1, 2})}{L_2}; \quad (13)$$

$$R_3 = \frac{G_3 \left(\frac{d_2 x}{dt} \cdot \frac{h_3}{g} + a_3 \right) + P_{2, 3} h_{2, 3}}{L_3}. \quad (14)$$

Используя выражения (8), (9), (10), (11), (12), (13) и (14), получим:

$$j_{1 \max} = \frac{\left[b_1 + n - \frac{a_2 (L_1 + c_1)}{h_2} \right] g \varphi}{L + \left[h_1 - n - \frac{h_2 (L_1 + c_1)}{L_2} \right] \varphi},$$

где

$$n = \frac{G_2}{G_1};$$

$$j_{2 \max} = \frac{c_2 g \varphi}{L_2 + h_2 \varphi};$$

$$j_{3 \max} = \frac{a_3 g \varphi}{L_3 - h_3 \varphi}.$$

Общее максимальное замедление поезда можно определить по формуле, приведенной в работе [1],

$$j_{\max} = \frac{j_1 \max m_1 + j_2 \max m_2 + j_3 \max m_3}{M}$$

Усилия в сцепках определяем по формулам (4) и (5).

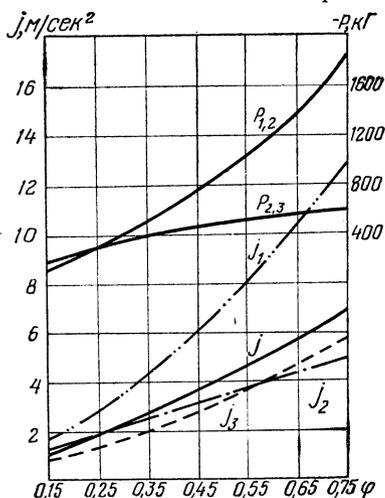


Рис. 4. Зависимость максимальных замедлений и усилий в сцепках от коэффициента сцепления колеса с дорогой.

По полученным результатам стрсим совмещенный график зависимостей замедлений и усилий в сцепках от коэффициента сцепления колеса с дорогой φ (рис. 4).

По графику можно определить максимальное замедление агрегата, а также величины парциальных замедлений, необходимых для 100-процентного использования сцепного веса в различных дорожных условиях.

Как видно из графика, закон изменения парциального замедления для каждого звена агрегата должен быть различным, что можно достичь применением специальных регуляторов.

Из графика следует, что при 100-процентном использовании сцепного веса тракторного поезда усилия в сцепках будут сжимающие (отрицательные) даже при одновременном срабатывании тормозов, что менее всего желательно.

Регулировать величины усилий в сцепках можно за счет изменения конструктивных и весовых показателей звеньев поезда, при этом будут соответственно изменяться парциальные замедления, а общее замедление необходимо иметь такой величины, чтобы обеспечить тормозной путь (при известном времени срабатывания тормозов) допустимой величины.

Л и т е р а т у р а

[1] Беленький Ю. Б., Метлюк Н. Ф. и др. Новое в расчете и проектировании тормозов автомобилей. М., 1965. [2] Закин Я. Х., Щукин М. М. и др. Конструкции и расчет автомобильных поездов. Л., 1968.

А. М. Комиссарчук, В. В. Гуськов

К ВОПРОСУ СОЗДАНИЯ СЕМЕЙСТВА ТРАКТОРОВ КЛ. 1,4 т, ВКЛЮЧАЮЩЕГО КОЛЕСНЫЕ И ГУСЕНИЧНЫЕ МОДИФИКАЦИИ

Одно из основных требований к вновь создаваемым тракторам — высокая степень унификации узлов и деталей внутри отрасли. Унификация дает большие преимущества при разработке и производстве машин — значительно сокращаются сроки проектирования опытных образцов, их испытаний, упрощается ремонт, обслуживание, а также снабжение запасными частями. Поэтому создание семейств тракторов в настоящее время завоевывает прочные позиции как в отечественном, так и в зарубежном тракторостроении. При этом возможны два основных направления: 1) установка на унифицированных тракторах двигателей различной мощности; 2) разработка семейств, включающих унифицированные колесные и гусеничные модификации с двигателями одной мощности.

В нашей стране на основе второго направления создано семейство на базе колесного трактора «Беларусь». Проектирование семейств тракторов по второму направлению требует рационального подхода к выбору базовой модели, причем необходимо конструктивное разрешение у этой модели и ее модификации несоответствий по ряду параметров: 1) по мощности и скорости; 2) по весовым показателям; 3) по колее; 4) в положении центров тяжести.

Остановимся на четвертом пункте — несоответствии в положении центров тяжести. Известно, что при переоборудовании колесного трактора в гусеничный конструктивным изменениям подвергается в основном система управления и ходовая часть. Но при этом возникает необходимость решать вопрос развесовки гусеничного трактора, так как у трактора с колесной формулой 4×2 в общем случае $\frac{1}{3}$ его веса приходится на передние и $\frac{2}{3}$ — на задние колеса. У гусеничного трактора средней мощности, как показали экспериментальные исследования, центр тяжести в зависимости от характера выполняемой работы должен быть вынесен вперед относительно середины опорной поверхности гусениц [1]. Рассмотрим зависимость показателя прямых эксплуатационных затрат на единицу выполненной работы от положения центра тяжести гусеничного трактора.

На прямые эксплуатационные затраты на единицу выполненной работы влияет производительность агрегата, затраты труда и энергии. В свою очередь эти факторы зависят от конструктивных параметров трактора.

Прямые эксплуатационные затраты на единицу обработанной площади, как известно, выражаются зависимостью:

$$C_{э 1 га} = \frac{C_э}{W_ч} \text{ руб/га}, \quad (1)$$

где $C_э$ — прямые эксплуатационные затраты за 1 ч работы агрегатов, руб.; $W_ч$ — производительность агрегата за 1 ч сменного времени, га.

Производительность мобильных агрегатов определяется по формуле

$$W_ч = 0,1Bv\tau \text{ га/ч}, \quad (2)$$

где B — ширина захвата плуга, м; v — скорость движения, км/ч; τ — коэффициент использования времени.

Прямые эксплуатационные затраты устанавливают по формуле

$$C_э = C_п + C_а + C_{р.т.х} + C_{т.м} \text{ руб/ч}, \quad (3)$$

где $C_п$, $C_а$, $C_{р.т.х}$, $C_{т.м}$ — затраты соответственно на оплату персонала, на амортизационные отчисления, на ремонт, техническое обслуживание и хранение, на топливо и смазочные материалы в рублях на 1 ч работы агрегата.

Чтобы выбрать оптимальные параметры агрегата, а затем и параметры трактора, исходя из критерия прямых эксплуатационных затрат на единицу обработанной площади, необходимо, во-первых, найти функциональные зависимости изменения основных величин, входящих в выражение прямых эксплуатационных затрат и производительности (при этом функциональные зависимости должны отображать связи искомых параметров трактора с другими величинами, характеризующими, например, процесс взаимодействия ходовых органов трактора с почвой, условия работы и т. д.); во-вторых, найти оптимальные параметры трактора из условия, что $C_{э 1 га} \rightarrow \min$.

В случае выбора оптимального смещения центра тяжести Δ относительно середины опорной поверхности гусениц, исходя из критерия прямых эксплуатационных затрат на единицу обработанной площади и используя метод математического анализа, решают систему уравнений:

$$\frac{\partial C_{э 1 га}}{\partial \Delta} = 0; \quad \frac{\partial C_{э 1 га}}{\partial v} = 0;$$

где Δ — искомая величина.

Решаем эту задачу графо-аналитическим методом.

Для расчета производительности агрегата за 1 ч сменного времени в гектарах воспользуемся формулой докт. техн. наук Ю. К. Киртбая [2], согласно которой

$$W_{\text{ч}} = \frac{27N_e \eta_3 \tau}{k_v} \eta_{\text{т}}, \quad (4)$$

где N_e — потребная мощность двигателя, л. с.; η_3 — коэффициент загрузки двигателя; τ — коэффициент использования времени; $\eta_{\text{т}}$ — к. п. д. трактора; k_v — удельное тяговое сопротивление плуга, кг/м, в зависимости от скорости движения.

Потребную мощность двигателя для гусеничного трактора кл. 2 т примем равной 75 л. с.

Задаваясь скоростями движения на различных передачах (табл. 1), можно определить коэффициенты использования времени.

Таблица 1

Зависимость τ и k_v от скорости движения

v , км/ч	τ	k_v , кг/м	$\frac{27N_e \eta_3 \tau}{k_v}$	$\frac{W_{\text{га/ч}}}{k_v} \eta_{\text{т}}$
3,25	0,738	1088	0,74	0,532
4,72	0,705	1140	0,98	0,725
5,4	0,691	1170	1,06	0,800
6,7	0,668	1210	1,13	0,873
8,0	0,640	1260	1,04	0,800

Величина коэффициента использования времени зависит от кинематических параметров и скорости движения агрегата и может быть выражена

$$\tau = \frac{\tau_{\text{пр}}}{\frac{1}{\tau_{\text{дв}}(v)} + \frac{1}{\tau_{\text{ту}}(v)} + \frac{1}{\tau_{\text{т}}(v)} - 2}, \quad (5)$$

где $\tau_{\text{пр}}$ — коэффициент, учитывающий подготовительно-заключительное время, а также простой по метеорологическим и организационным причинам.

Коэффициент использования времени движения в общем виде выражается зависимостью:

$$\tau_{\text{дв}}(v) = \frac{T_p}{T_p + T_x} = \frac{1}{1 + \frac{v B k_x}{V_x L_x}}, \quad (6)$$

где T_p — время чистой работы; T_x — время холостого движения; $K_x \frac{L_x}{B}$ — кинематическая характеристика или средняя длина холостого хода L_x , приходящаяся на один средний рабочий ход L , выраженная в единицах ширины захвата B .

Затраты времени на техническое и технологическое обслуживание пропорциональны пути, проходимому агрегатом. Коэффициент времени технического обслуживания выражается формулой:

$$\tau_{\text{тв}}(v) = \frac{1}{1 + \frac{vt_{\text{тв}}}{L_{\text{тв}}}} \quad (7)$$

и аналогично коэффициент времени технологического обслуживания — формулой:

$$\tau_{\text{т}}(v) = \frac{1}{1 + \frac{vt_{\text{т}}}{L_{\text{т}}}}, \quad (8)$$

где $t_{\text{тв}}$ и $t_{\text{т}}$ — средняя затрата времени на одно внутрисменное соответственно техническое и технологическое обслуживание, ч; $L_{\text{тв}}$ и $L_{\text{т}}$ — средний путь, проходимый агрегатом соответственно между смежными техническими уходами и смежными остановками, связанными с техническим обслуживанием, км; v — скорость движения, км/ч.

Для упрощения расчета применим величину коэффициента использования времени τ для принятых скоростей движения по нормативам ГОСНИТИ [3].

Удельное тяговое сопротивление плуга выражается формулой:

$$k = \frac{P}{B}, \quad (9)$$

где P — сила тяги плуга; B — ширина захвата.

Согласно формуле докт. техн. наук В. В. Кацыгина, сила тяги плугов

$$P = \frac{644B + 91,4Bv}{0,67}, \quad (10)$$

где v — скорость движения агрегата.

Подставляя выражение P в формулу (9), получим:

$$k_v = \frac{633 + 91,4v}{0,67}. \quad (11)$$

Значения k_v для принятых скоростей движения гусеничного трактора кл. 2 т с трехкорпусным плугом приведены в табл. 2.

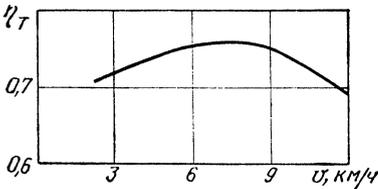


Рис. 1. Влияние скорости движения на тяговый к. п. д. гусеничного трактора класса 2 т (почва минеральная).

Для расчета производительности агрегата за 1 ч сменного времени $W_{ч}$ на различных передачах осталось определить тяговый к. п. д. трактора η_T в зависимости от скорости движения и от смещения центра тяжести трактора.

На рис. 1 показано влияние скорости движения на тяговый к. п. д. гусеничного трактора кл. 2 т [4], а на рис. 2 приведены результаты расчета η_T в зависимости от смещения центра тяжести при работе на различных передачах.

Для упрощения расчета прямые эксплуатационные затраты с руб/ч для всех передач приняты постоянными ($c_s = 2,29$ руб/ч).

Для упрощения расчета прямые эксплуатационные затраты с руб/ч для всех передач приняты постоянными ($c_s = 2,29$ руб/ч).

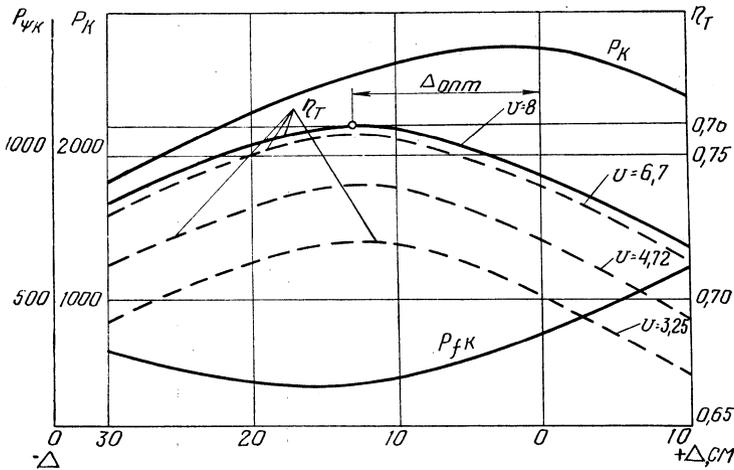


Рис. 2. Изменение тягового к. п. д. трактора кл. 2 т в зависимости от смещения центра тяжести на различных передачах.

В табл. 2 и на рис. 3 и 4 даны результаты решения уравнений

$$\frac{\partial c_{э 1 га}}{\partial \Delta} = 0 \text{ и } \frac{\partial c_{э 1 га}}{\partial v} = 0$$

расчетно-графическим путем для гусеничного трактора кл. 2 т.

Из графика (рис. 3) видно, что для гусеничного трактора кл. 2 т в агрегате с трехкорпусным плугом оптимальная скорость

Таблица 2

Зависимость прямых эксплуатационных затрат на единицу обработанной площади от смещения центра тяжести трактора

Δ , см	$v=2,25$ км/ч					$v=4,72$ км/ч				
	η_T	$\frac{27N_e \eta_3 \tau}{k_v}$	v , га/ч	c_{Σ} , руб/ч	c_{Σ} 1 га, руб.	η_T	$\frac{27N_e \eta_3 \tau}{k_v}$	v , га/ч	c_{Σ} , руб/ч	c_{Σ} 1 га, руб.
-10	0,67	0,74	0,495	2,29	4,62	0,69	0,98	0,675	2,29	3,39
0	0,70	0,74	0,520	2,29	4,40	0,72	0,98	0,705	2,29	3,25
-10	0,72	0,74	0,532	2,29	4,30	0,74	0,98	0,725	2,29	3,15
-20	0,71	0,74	0,585	2,29	4,36	0,735	0,98	0,720	2,29	3,18
-30	0,69	0,74	0,510	2,29	4,50	0,71	0,98	0,695	2,29	3,29
	$v=6,75$ км/ч					$v=8$ км/ч				
-10	0,715	1,13	0,808	2,29	2,84	0,72	1,04	0,75	2,29	3,05
0	0,74	1,13	0,846	2,29	2,71	0,742	1,04	0,772	2,29	2,97
-10	0,773	1,13	0,873	2,29	2,62	0,758	1,04	0,80	2,29	2,86
-20	0,75	1,13	0,848	2,29	2,70	0,752	1,04	0,782	2,29	2,93
-30	0,73	1,13	0,825	2,29	2,78	0,735	1,04	0,765	2,29	3,00

движения по минимуму эксплуатационных затрат на единицу выполненной работы находится в диапазоне 7—8 км/ч.

Из анализа графика (рис. 4) можно сделать выводы о том, что минимум прямых эксплуатационных затрат для гусеничных модификаций трактора «Беларусь» на всех передачах имеет место при $-\Delta$, т. е. при смещенном вперед центре тяжести трактора относительно середины опорной поверхности гусениц.

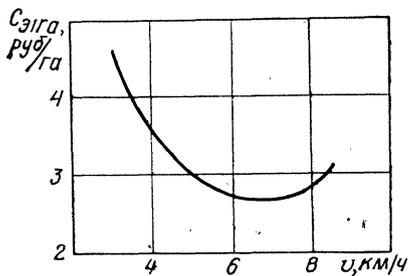


Рис. 3. Изменение прямых эксплуатационных затрат $C_{э1га}$ в руб/га в зависимости от скорости движения v .

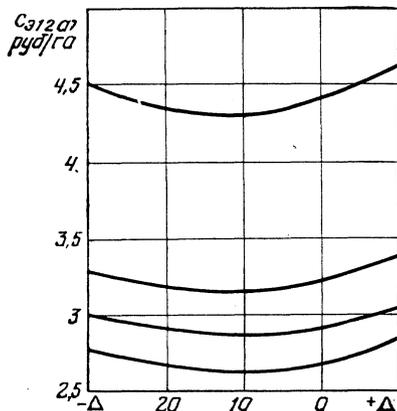


Рис. 4. Изменение прямых эксплуатационных затрат $C_{э1га}$ в руб/га в зависимости от смещения центра тяжести трактора Δ .

На рис. 4 видно, что работу гусеничных модификаций трактора «Беларусь» по минимуму прямых эксплуатационных затрат при различных нагрузках на крюке можно обеспечить при смещениях центра тяжести вперед в интервале 100—150 мм.

При разработке гусеничных модификаций трактора «Беларусь» несоответствие в положении центра тяжести по отношению к базовой модели было разрешено смещением гусеничных движителей относительно остова трактора назад посредством применения трехвального бортового редуктора с шестернями, расположенными в одной плоскости [5].

Литература

- [1] Гуськов В. В., Комиссарчук А. М. О рациональном распределении веса гусеничного трактора. — «Механизация и электрификация социалистического сельского хозяйства», 1969, № 10. [2] Куртбая Ю. К. Элементы теории оптимальных параметров мобильных сельскохозяйственных агрегатов. — «Тракторы и сельхозмашины», 1966, № 12. [3] Техническое нормирование механизированных полевых работ. М., 1961 (ГОСНИТИ). [4] Гуськов В. В. Экспериментально-теоретические основания оптимизации параметров сельскохозяйственных тракторов. Докт. дисс. Минск, 1969. [5] Комиссарчук А. М. Развесовка трактора смещением движителя. — «Промышленность Белоруссии», 1970, № 2.

А. Н. Сарапин, Э. А. Афилов, В. А. Королев

УНИФИКАЦИЯ НА ПРЕДПРИЯТИЯХ АВТОТРАКТОРНОЙ ПРОМЫШЛЕННОСТИ БЕЛОРУССИИ

Большое значение в снижении себестоимости выпускаемых машин, увеличении их долговечности и надежности, а также улучшении их эксплуатационных качеств имеет унификация узлов и деталей. При унификации устраняется излишнее разнообразие типов и типоразмеров изделий, а также уменьшаются затраты в сферах производства и эксплуатации.

На предприятиях автотракторной промышленности Белоруссии проделана значительная работа по заводской унификации выпускаемых и подготавливаемых к производству машин. Каждый головной завод этой отрасли разработал и выпускает базовую модель и различные модификации машин, которые созданы путем широкого заимствования узлов и деталей базовой модели. Например, при разработке базовой модели семейства тракторов «Беларусь» — трактора МТЗ-50 — было уделено большее внимание вопросам стандартизации, унификации и заимствованию узлов и деталей из ранее выпускавшихся моделей тракторов. В результате коэффициент применяемости, определенный по рекомендации ВНИИНМАШ Р2-62, без учета крепежных деталей составил 51%, в том числе по стандартизованным деталям 11,5%, по заимствованным 16,7%, по покупным деталям и узлам 22,8%. Таким образом, оригинальные детали трактора МТЗ-50, коренным образом отличающегося от ранее выпускавшихся моделей, составляют всего 49%.

Коэффициент применяемости узлов и деталей базовой модели двигателя Д-50 Минского моторного завода составляет 44%.

Уровень унификации различных модификаций машин, выпускаемых головными заводами автотракторной промышленности Белоруссии, приведен в табл. 1.

Заводская унификация обеспечивает значительное сокращение сроков проектирования и снижение затрат на конструкторскую разработку различных модификаций машин, проектирование технологических процессов, а также на изготовление технологической оснастки. Так, в хлопковой модификации трактора МТЗ-50Х примерно 7% оригинальных деталей, сроки на его проектирование и

Таблица 1

Унификация автомобилей и тракторов

Завод	Базовая модель машин	Модификация машин	Коэффициент унификации, %
МТЗ	МТЗ-50 — универсальный, колесный трактор кл. 1,4 т	МТЗ-52—трактор универсальный с четырьмя ведущими колесами	95
		МТЗ-54—гусеничный трактор для виноградников	70
		МТЗ-50Х—трактор хлопковой модификации	93
БелАЗ	БелАЗ-540—автомобиль-самосвал грузоподъемностью 27 т	БелАЗ-548—автомобиль-самосвал грузоподъемностью 40 т	86,3
		БелАЗ-531—одноосный тягач	83,3
МАЗ	МАЗ-500—грузовой автомобиль грузоподъемностью 7,5 т	МАЗ-503Б—автомобиль-самосвал	83
		МАЗ-504—тягач двухосный	93,6
		МАЗ-509П—лесовозный автомобиль	88,5
МоАЗ, Могилев	МоАЗ-542—тягач двухосный	МоАЗ-546—одноосный тягач	80
		МоАЗ-522—автомобиль-самосвал грузоподъемностью 18 т	90
Моторный завод, Минск	Д-50—дизельный двигатель мощностью 55 л. с. с электропуском	Д-50Л—дизель с запуском от пускового двигателя	98
		Д-260—шестицилиндровый дизель мощностью 90 л. с.	75
		Д-60—дизель мощностью 60 л. с. с непосредственным впрыском топлива	95

испытание составили 31,8% от сроков разработки и испытания базовой модели, затраты на проектирование трактора составили всего лишь 5,7% затрат на создание базовой модели, в результате экономия только по затратам на проектно-конструкторские работы и изготовление технологической оснастки для организации производства трактора МТЗ-50Х составляет 6,1 млн. руб.

Унификация автомобилей семейства БелАЗ обеспечивает годовой экономический эффект 1,3 млн. руб.

На подготовку производства унифицированного двигателя Д-50Л на Минском моторном заводе потребовалось менее двух лет, в то время как обычно при отсутствии унификации требуется 5—6 лет.

Однако заводская унификация проводится в пределах предприятия и не позволяет полностью использовать все преимущества унификации. Поэтому наряду с проведением заводской требуется также межзаводская и межотраслевая унификация, которая в результате охвата продукции нескольких предприятий или отраслей более эффективна. Так, унификация пускового двигателя на тракторных двигателях Д-50 Минского моторного завода и двигателях

СМД-14 харьковского завода «Серп и молот» обеспечила возможность создать специализированный завод — Гомельский завод пусковых двигателей. В результате выпуск унифицированного пускового двигателя ПД-10У в 1969 г. по сравнению с 1961 возрос в 2,1 раза, кроме того, значительно снизилась его себестоимость.

На Минском, Белорусском и Могилевском автозаводах в выпускаемых машинах, а также в подготавливаемых к выпуску применяется большое количество деталей и узлов, которые значительно отличаются друг от друга и с успехом могут быть унифицированы. С этой целью пересмотрена вся номенклатура применяемых деталей и узлов и разработана межзаводская ограничительная нормаль, которая охватывает 60 наименований деталей и узлов электрооборудования, топливной аппаратуры, автокомпрессор, тормоза, кабины и др.

Внедрение только 12 наименований деталей и узлов, предусмотренных межзаводской ограничительной нормалью, на заводах МАЗ, БелАЗ и МоАЗ обеспечило годовой экономический эффект в сумме 806 тыс. руб. Кроме того, на заводах автотракторной промышленности Белоруссии применяются 43 наименования гидроцилиндров. Проведена работа по их унификации, создана межотраслевая нормаль, ограничивающая применяемость их типоразмеров. Экономическая эффективность от внедрения этого мероприятия составит около 400 тыс. руб.

Однако вопрос специализированного изготовления этих деталей и узлов до настоящего времени не решен.

На МАЗе проводится работа по унификации гидрооборудования самосвальных механизмов, применяемых также на заводах БелАЗ и МоАЗ.

Перспективными являются вопросы унификации общемашиностроительных деталей: резинотехнических изделий, прокладок, асботехнических изделий, стеклоизделий и др. Так, например, на заводах автотракторной промышленности Белоруссии применяется около 700 наименований резинотехнических изделий. Между тем анализ показывает, что в однотипных узлах устанавливаются различные резинотехнические изделия и выбор типоразмеров во многих случаях ничем не обосновывается. Большое разнообразие типов и типоразмеров резинотехнических изделий не оправдано, и необходимость их унификации очевидна.

Проводимая автотракторными предприятиями республики работа по унификации выпускаемых машин была направлена в основном на уменьшение затрат в сфере производства. Между тем унификация должна обеспечивать решение двух задач: снижение затрат в сфере производства и снижение затрат в сфере эксплуатации.

Снижение затрат в сфере производства решается путем унификации трудоемких и металлоемких деталей, таких, как корпус заднего моста, корпус коробки передач, блок цилиндров, головка

блока и других аналогичных базовых узлов и деталей. В унификации же мелких быстроизнашиваемых деталей предприятия не заинтересованы. А между тем снижение затрат в сфере эксплуатации в первую очередь требует унификации быстроизнашиваемых деталей.

В настоящее время автотракторный парк Белоруссии имеет большое количество моделей автомобилей и тракторов и как следствие — большое разнообразие быстроизнашиваемых деталей. Например, гильзы цилиндров отличаются длиной, толщиной стенок и конструкцией нижнего уплотнения с картером; поршни — конструкцией, наружной поверхностью, числом и расположением маслоотводящих отверстий; впускные и выпускные клапаны — размерами и конструкцией; вкладыши коренных и шатунных подшипников отличаются по внутреннему диаметру, толщине и конструкции устройств, предупреждающих смещение.

Большое разнообразие быстроизнашиваемых деталей автотракторного парка требует значительных мощностей и средств для их производства, обширной номенклатуры и большого количества в виде запасов в хозяйствах, эксплуатирующих автомобили и тракторы, а также значительных площадей складских помещений.

Снижение затрат в сфере эксплуатации приобретает первостепенное значение, так как на техническое обслуживание и ремонт автотракторного парка в нашей стране затрачиваются огромные средства. Так, соотношение затрат на изготовление и ремонт за 8 лет эксплуатации трактора составляет: на изготовление — 26%, на техническое обслуживание и эксплуатационные ремонты — 43%, на капитальные ремонты — 31%, а соотношение затрат на изготовление и ремонт за 10 лет эксплуатации автомобиля: на изготовление — 13%, на техническое обслуживание и эксплуатационные ремонты — 75%, на капитальный ремонт — 12%.

Таким образом, затраты на техническое обслуживание и ремонты за срок службы трактора примерно в три раза превышают стоимость нового трактора, а грузового автомобиля в семь раз.

Из всех мощностей, используемых на производство и ремонт тракторов, на заводы, выпускающие новые тракторы, приходится только 22% мощностей, а на заводы, изготавливающие запчасти — 34% и на ремонтные предприятия — 44%. Очень велики и затраты металла на ремонт и техническое обслуживание. Так, на ремонт и техническое обслуживание грузового автомобиля ежегодно расходуются 600 кг, а за срок службы около 7 т металла.

Номенклатура запасных частей, необходимых для ремонта, настолько велика, что очень часто практически невозможно иметь все их в наличии. В результате отдельные отсутствующие детали изготавливают в ремонтных цехах и мастерских, в которых отсутствуют производственные возможности обеспечить должное качество, а себестоимость их изготовления в отдельных случаях в 10 раз выше, чем на специализированных машиностроительных заводах.

Причинами создавшегося положения, на наш взгляд, являются:

1) отсутствие методических разработок по определению коэффициентов ремонтной унификации и ее экономической эффективности;

2) отсутствие материальной заинтересованности проектировщиков и заводов-изготовителей в ремонтной унификации, так как экономия получается на предприятиях, эксплуатирующих автомобили и тракторы;

3) отсутствие планирования коэффициентов ремонтной унификации при разработке новых конструкций автомобилей и тракторов и контроля за выполнением задания со стороны планирующих организаций или потребителей («Союзсельхозтехника»);

4) недостаточное количество государственных и отраслевых стандартов, определяющих конструкцию и размеры быстроизнашивающихся деталей. Из 78 государственных стандартов, действующих в тракторостроении, только 16 определяют конструкцию и все размеры деталей.

Таким образом, на предприятиях автотракторной промышленности Белоруссии проделана значительная работа по заводской и межзаводской унификации. Однако унификации быстроизнашивающихся деталей уделялось недостаточно внимания. Между тем решение этой проблемы позволит сократить номенклатуру быстроизнашивающихся деталей автомобилей и тракторов, снизить себестоимость их изготовления и получить значительный экономический эффект в сфере эксплуатации.

В. В. Будько, А. Х. Лефаров

РАСПРЕДЕЛЕНИЕ КРУТЯЩИХ МОМЕНТОВ ПО КОЛЕСАМ БЛОКИРОВАННОЙ ОСИ

При разработке ведущих мостов автомобилей и тракторов не всегда удается установить ведомую коническую шестерню (или дифференциал колесных машин) посередине. При ее несимметричном расположении жесткости приводов к правому и левому колесам неодинаковы, что в случае бездифференциальной связи приводит к более тяжелому нагрузочному режиму привода с большей жесткостью.

В одной из гусеничных машин чаще выходил из строя привод, имеющий большую жесткость. В лесовозном тягаче МАЗ-501, редуктор переднего моста которого по условиям компоновки машины смещен влево, также наблюдались случаи поломок короткой полуоси. На тракторах «Беларусь» с целью выравнивания весовых нагрузок на колеса во время пахоты иногда применяют больший вынос бороздового колеса за счет удлинения рабочей части полуоси. При наличии блокирующегося дифференциала это также приводит к разным нагрузочным режимам правой и левой полуоси.

Указанные обстоятельства требуют соответствующего исследования особенностей нагрузочного режима несимметричного привода к колесам.

Рассмотрим распределение крутящих моментов между колесами бездифференциальной оси (рис. 1). Колеса эластичные, опорная поверхность недеформируемая. Радиусы качения колес в ведомом режиме r_B равны, коэффициенты тангенциальной жесткости колес также одинаковы:

$$r_B'' = r_B' = r_B;$$

$$\lambda'' = \lambda' = \lambda.$$

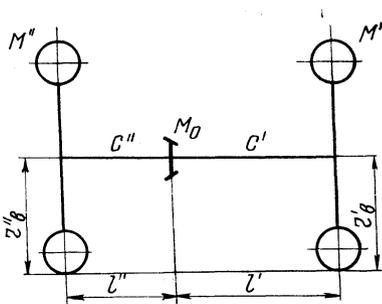


Рис. 1. Расчетная схема блокированной оси.

Окружные зазоры в приводе к колесам отсутствуют. Жесткость левой стороны c'' не равна жесткости правой стороны c' (за счет разной длины полуосей), т. е. $c'' > c'$.

Поскольку жесткости приводов различны, то очевидно, что в начале движения под действием тягового момента M_0 моменты на колесах не будут равны между собой, так как углы закручивания полуосей будут одинаковы. Можно записать:

$$\varphi'_1 = \varphi''_1 = \frac{M'_1}{c'} = \frac{M''_1}{c''}, \quad (1)$$

где φ'_1 и φ''_1 — углы закручивания правой и левой полуосей перед началом движения; c' , c'' — жесткости правой и левой полуосей; M'_1 , M''_1 — моменты на колесах перед началом движения.

Так как моменты не равны, то не будут равны и радиусы качения колес:

$$r'_{к1} = r_B - \lambda M'_1; \quad (2)$$

$$r''_{к1} = r_B - \lambda M''_1.$$

При прямолинейном движении оба колеса проходят один и тот же путь S . Поскольку радиусы качения колес различны, то будет иметь место относительное проворачивание колес. Обозначим текущую разность поворота колес через ψ :

$$\psi = \varphi' - \varphi''. \quad (3)$$

Из-за относительного поворота колес в системе возникает упругий текущий момент M_y , который разгружает полуось, имеющую большую жесткость, и догружает полуось с меньшей жесткостью:

$$M_y = c\psi, \quad (4)$$

где c — жесткость привода на участке между двумя колесами:

$$c = \frac{c'c''}{c' + c''}. \quad (5)$$

Тогда можно записать, что текущее значение моментов на колесах будет равно:

$$M' = M'_1 + M_y; \quad (6)$$

$$M'' = M''_1 - M_y.$$

Кроме того, можно записать

$$M' + M'' = M_0. \quad (7)$$

Определим значение M_y в установившемся движении, для чего воспользуемся следующим методом: остановим движущуюся систему и, не давая вращаться колесам, уменьшим M_0 настолько, чтобы выбрать угол закручивания короткой полуоси φ'' . Тогда $M''=0$. Отпустим шестерню совсем ($M_0=0$). Вся ось между двумя колесами окажется закрученной на угол $(\varphi' - \varphi'')$, а момент M_y , соответствующий этому углу закручивания, будет:

$$M_y = (\varphi' - \varphi'') c. \quad (8)$$

При установившемся движении моменты на колесах будут равны [1]:

$$M' = M'' = \frac{M_0}{2}, \quad (9)$$

тогда можно определить углы закручивания колес относительно ведомой шестерни главной передачи при установившемся движении:

$$\begin{aligned} \varphi' &= \frac{M'}{c'} = \frac{M_0}{2c'}; \\ \varphi'' &= \frac{M''}{c''} = \frac{M_0}{2c''}. \end{aligned} \quad (10)$$

Подставляя в формулу (8) значения углов закручивания полуосей из выражений (10) и величину жесткости c из выражения (5), получим:

$$M_y = \frac{M_0}{2} \cdot \frac{c'' - c'}{c'' + c'}. \quad (11)$$

Таким образом, величина упругого момента, возникающего в системе блокированной оси, зависит от подведенного к оси момента и жесткостей приводов к колесам.

Из выражений (1) и (7) находим:

$$\begin{aligned} M'_1 &= M_0 \frac{c'}{c' + c''}; \\ M''_1 &= M_0 \frac{c''}{c' + c''}. \end{aligned} \quad (12)$$

Для того чтобы получить характер изменения моментов на полуосях, надо знать характер изменения упругого момента. Для рассматриваемой нами оси можно составить дифференциальное уравнение, если учесть, что при прохождении одного и того же

элементарного участка пути dS колеса повернутся на различные углы, разность между которыми и будет элементарным углом закручивания системы:

$$d\psi = dS \left(\frac{1}{r'_k} - \frac{1}{r''_k} \right). \quad (13)$$

Подстановка текущих значений радиусов качения усложняет решение уравнения [1]. Вместо текущих значений радиусов качения подставим следующие выражения:

$$\begin{aligned} r'_k &= r'_{k_1} - \lambda M_y; \\ r''_k &= r''_{k_1} + \lambda M_y. \end{aligned} \quad (14)$$

Дифференциальное уравнение примет вид:

$$d\psi = dS \left(\frac{1}{r'_{k_1} - \lambda M_y} - \frac{1}{r''_{k_1} + \lambda M_y} \right).$$

Результат интегрирования будет:

$$\begin{aligned} S &= \frac{\lambda c}{4} \psi^2 - \frac{r'_{k_1} - r''_{k_1}}{4} \psi + \frac{(r'_{k_1} + r''_{k_1})^2}{8\lambda c} \times \\ &\times \ln \frac{r'_{k_1} - r''_{k_1}}{(r'_{k_1} - r''_{k_1}) - 2\lambda c \psi}. \end{aligned} \quad (15)$$

Заменяя в уравнении (15) значения r'_{k_1} , r''_{k_1} , $(r'_{k_1} - r''_{k_1})$ через исходные данные, получим:

$$\begin{aligned} S &= \frac{\lambda M_y^2}{4c} - \frac{\lambda}{4} \cdot \frac{c'' - c'}{c'c''} M_0 M_y + \frac{(2r_b - M_0 \lambda)^2}{8\lambda c} \times \\ &\times \ln \frac{M_0 \frac{c'' - c'}{c'' + c'}}{M_0 \frac{c'' - c'}{c'' + c'} - 2M_y}. \end{aligned}$$

Это трансцендентное уравнение можно решить только приближенными методами. Влиянием первых двух членов за малостью можно пренебречь [1]. Тогда приближенное решение будет иметь вид:

$$M_y = \frac{M_0}{2} \cdot \frac{c'' - c'}{c'' + c'} \left(1 - e^{-\frac{8S\lambda c}{(2r_b - M_0 \lambda)^2}} \right). \quad (16)$$

Таким образом, упругий момент изменяется по экспоненциальной кривой, а величины моментов на колесах асимптотически бу-

дуг приближаться к $M_0/2$. На рис. 2,а представлены расчетные кривые изменения моментов на колесах для блокированной передней ведущей оси трактора МТЗ-52 с параметрами: $r_B = 450$ мм, $\lambda = 2,2 \cdot 10^{-4}$ кг Γ^{-1} , разность в длине левой и правой полуосей составляет 130 мм, $M_0 = 25$ кг $\Gamma \cdot$ м.

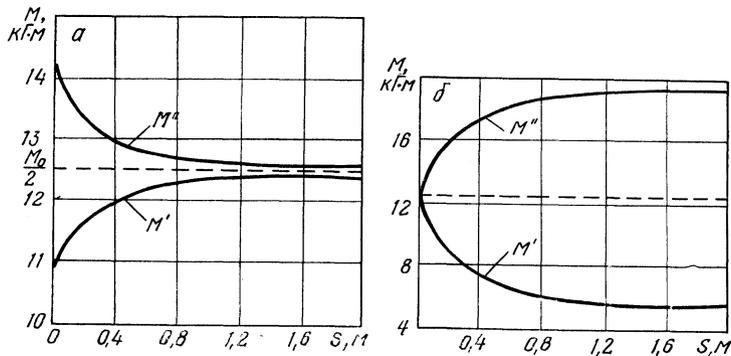


Рис. 2. Изменение крутящих моментов на колесах блокированной оси в начале движения:

а — при неодинаковой жесткости приводов к колесам; б — при неодинаковых радиусах качения колес в ведомом режиме.

Как видно, характерной особенностью рассмотренного случая является неравенство моментов на колесах при трогании и равенство их при установившемся движении.

Если после выравнивания моментов на колесах машину остановить ($M_0 = 0$), то в системе привода останется упругий момент M_y . При повторном трогании с тем же моментом с самого начала движения моменты на колесах будут одинаковы, т. е. будет иметь место равенство

$$M'' = M_1'' - M_y = M_1' + M_y = \frac{M_0}{2}.$$

При повторном движении с большим или меньшим тяговым моментом, чем M_0 , соответственно будет возрастать или уменьшаться упругий момент до величин, приводящих к равенству моментов на колесах при установившемся движении.

Рассмотрим второй случай движения блокированной оси, когда равны жесткости полуосей, а радиусы качения в ведомом режиме и коэффициенты тангенциальной жесткости шин правого и левого колес не равны:

$$c'' = c' = c_0;$$

$$r_B'' > r_B';$$

$$\lambda'' > \lambda'.$$

Тогда общая жесткость системы

$$c = \frac{c_0}{2}. \quad (17)$$

Как и в первом случае, запишем:

$$M' + M'' = M_0. \quad (18)$$

Так как жесткости полуосей равны, то в начальный момент движения будут равны и моменты на колесах:

$$M'_1 = M''_1 = \frac{M_0}{2}. \quad (19)$$

Между текущими значениями крутящих моментов и их значениями в начальный момент устанавливается связь с учетом того, что упругий момент нагружает оба колеса, но колесо большего радиуса нагружает положительным упругим моментом, а колесо меньшего радиуса — отрицательным [1].

$$\begin{aligned} M' &= M'_1 - M_y = M'_1 - c\psi; \\ M'' &= M''_1 + M_y = M''_1 + c\psi. \end{aligned} \quad (20)$$

Угол закручивания системы, как и в первом случае, будет равен:

$$\psi = \varphi'' - \varphi'. \quad (21)$$

В то же время углы закручивания полуосей равны:

$$\varphi'' = \frac{M''}{c_0}; \quad \varphi' = \frac{M'}{c_0}. \quad (22)$$

Упругий момент можно представить как

$$M_y = (\varphi'' - \varphi') \frac{c_0}{2}. \quad (23)$$

Подставив в формулу (23) значения углов закручивания полуосей (22) и используя зависимость (18), а также условия равенства текущих значений радиусов качения [2], находим, что

$$r'_B - \lambda' M' = r''_B - \lambda'' M'';$$

после некоторого преобразования получим выражение для определения величины упругого момента в установившемся движении:

$$M_y = \frac{r''_B - r'_B}{\lambda' + \lambda''} + \frac{M_0}{2} \cdot \frac{\lambda' - \lambda''}{\lambda' + \lambda''}. \quad (24)$$

Как видно из формулы (24), величина упругого момента во втором случае зависит от разности величин радиусов качения в ведомом режиме, тангенциальной жесткости шин и момента, подведенного к оси.

Аналогично первому случаю для данной системы можно составить дифференциальное уравнение, решая которое описанным выше способом, получим:

$$M_y = \frac{2(r''_B - r'_B) - M_0(\lambda' - \lambda'')}{2(\lambda' + \lambda'')} (1 - e^{-\frac{s}{B}}), \quad (25)$$

где

$$B = \frac{(r''_B \lambda' + r'_B \lambda'')^2 + \lambda'^2 \lambda''^2 M_0^2 - 2 \lambda' \lambda'' M_0 (r'_B \lambda'' + r''_B \lambda')}{0,5 c_0 (\lambda' + \lambda'')^3}. \quad (26)$$

Как видно из формулы (25), упругий момент во втором случае также изменяется по экспоненциальному закону, а величины моментов на колесах асимптотически приближаются к величинам:

$$M' = \frac{M_0}{2} - M_y;$$

$$M'' = \frac{M_0}{2} + M_y.$$

На рис. 2, б представлены расчетные кривые изменения моментов на колесах блокированной передней ведущей оси трактора МТЗ-52 при следующих параметрах:

$$r''_B = 450 \text{ мм}; r'_B = 447 \text{ мм}; \lambda' = 2,0 \cdot 10^{-4} \text{ кг}^{-1}; \lambda'' = 2,2 \cdot 10^{-4} \text{ кг}^{-1}.$$

Как видно из графика (рис. 2, б), в данном случае в отличие от первого моменты на ведущих колесах равны при трогании и не равны при установившемся движении.

Рассматривая третий, наиболее общий случай, когда не равны жесткости полуосей, радиусы качения колес в ведомом режиме и коэффициенты тангенциальной жесткости шин блокированной оси, можно получить следующую формулу для определения величины упругого момента в установившемся движении:

$$M_y = \frac{r''_B - r'_B}{\lambda' + \lambda''} + M_0 \frac{\lambda'' c'' - \lambda' c'}{(\lambda' + \lambda'')(c' + c'')}. \quad (27)$$

Составляя и решая дифференциальное уравнение для этого наиболее общего случая, получим

$$M_y = \frac{r''_{к1} - r'_{к1}}{\lambda' + \lambda''} (1 - e^{-\frac{s}{B}}), \quad (28)$$

где

$$B = \frac{(r''_{к1} \lambda' + r'_{к1} \lambda'')^2}{c(\lambda' + \lambda'')^3}; \quad (29)$$

или раскрывая выражения (28) и (29) через исходные данные, получаем

$$M_y = \frac{(r''_B - r'_B) - \frac{M_0}{c' + c''} (\lambda'' c'' - \lambda' c')}{\lambda' + \lambda''} (1 - e^{-\frac{s}{B}}), \quad (30)$$

где

$$B = \frac{(r''_B \lambda' + r'_B \lambda'')^2 + \lambda''^2 \lambda'^2 M_0^2 - 2\lambda' \lambda'' M_0 (r'_B \lambda'' + r''_B \lambda')}{c(\lambda' + \lambda'')^3}. \quad (31)$$

В рассмотренном общем случае, в отличие от первых двух, моменты на колесах будут не равны как при трогании, так и при установившемся движении.

Л и т е р а т у р а

[1] Бочаров Н. Ф., Макаров С. Г. Особенности работы блокированной трансмиссии автомобиля с колесной формулой 4×4. — «Автомобильная промышленность», 1970, № 2. [2] Чудаков Е. А. Циркуляция паразитной мощности в механизмах бездифференциального автомобиля. Избр. труды. Т. 1. М., 1961.

А. Ф. Андреев

ВЗАИМОДЕЙСТВИЕ КОЛЕСА С ОПОРНОЙ ПОВЕРХНОСТЬЮ

Основные факторы, определяющие проходимость колесной машины по деформируемым грунтам, — сцепление и сопротивление качению, которые в свою очередь зависят от площади контакта шины с почвой и глубины колеи. Поэтому для решения вопроса эффективного использования колесных машин на деформируемых поверхностях необходимо иметь теорию взаимодействия колеса с грунтом.

Прежде чем перейти к выводу теоретических зависимостей, необходимо коротко остановиться на механических свойствах шины и грунта. Вначале полагали, что деформация грунта прямо пропорциональна нагрузке. Это допущение, высказанное в 1813 г. чешским ученым Герстнером [1], до сих пор часто применяется как основа для расчетов взаимодействия колеса с почвой.

Первые работы по измерению сопротивления грунтов нагрузкам были вызваны появлением тракторной тяги.

В 1913 г. Р. Бернштейн пришел к выводу, что сопротивление грунта вдавливанию штампа пропорционально корню квадратному из глубины погружения и зависит от формы и площади штампа:

$$q = (a'u + a''F) \sqrt{h} = C \sqrt{h},$$

где F — площадь отпечатка; u — периметр отпечатка; a' , a'' — константы, характеризующие грунт.

В 1929 г. М. Н. Летошнев предложил более общую зависимость:

$$q = (a'u + a''F) h^\mu = Ch^\mu,$$

где μ — степень деформируемости грунта.

Рассматривая качение колеса по почве, Летошнев применительно к площадке в 1 см^2 на ободу колеса выразил коэффициент C в виде

$$C = (2a' + a''b) \delta S,$$

где b — ширина обода колеса, $см$; δS — длина площадки, которая при ширине b дает: $F = b \cdot \delta S = 1 см$.

Если вынести b за скобки, то можно записать это выражение в том виде, в каком его получил в 1960 г. М. Г. Беккер:

$$C = \frac{k_c}{b} + k_\varphi,$$

где $k_c = 2 a'$ — коэффициент, характеризующий связность почвы; $k_\varphi = a''$ — коэффициент, характеризующий внутреннее трение в почве.

М. Н. Летошнев пришел к выводу, что результаты его экспериментов по определению силы тяги конных повозок лучше всего соответствуют расчетным данным при $\mu = 0,5$.

В действительности, как установлено исследованиями А. К. Бирули [2], показатель степени μ может принимать различные значения для одного и того же грунта в зависимости от его влажности. При малых влажностях в связных грунтах, когда деформация подчиняется линейному закону, $\mu = 1$; при влажности, близкой к пределу текучести, $\mu = 0$; при влажностях, близких к капиллярному насыщению водой, $\mu = 0,5$. Имея в виду, что при повышенных влажностях сельскохозяйственные и землеройные работы не производятся, многие исследователи принимают линейную зависимость: $q = \sigma_r h$, где σ_r — коэффициент объемного смятия, $кг/см^3$.

Из других зависимостей, применяемых в земледельческой механике, известны формулы С. С. Корчунова, М. Т. Троицкой и В. В. Кацыгина [2]. Более общей из них является формула Кацыгина

$$q = P_0 \operatorname{th} \frac{\sigma_r}{P_0} h, \quad (1)$$

где σ_r — коэффициент объемного смятия грунта, $кг/см^3$; P_0 — предельная несущая способность, $кг/см^2$.

Значения σ_r и P_0 для дерново-подзолистых почв нечерноземной зоны приведены в работе [3]. Эти результаты получены в ЦНИИМЭСХ при вдавливания в почву штампа плотномера. С увеличением площади штампа величины σ_r и P_0 уменьшаются.

Обработывая опытные данные, В. В. Гуськов [3] установил корреляционную зависимость между коэффициентом объемного смятия и размерами колеса:

$$\sigma_r = \frac{\sigma'_r}{\sqrt{bD}},$$

где σ'_r — коэффициент объемного смятия почвы, полученный при вдавливании штампа плотномера; D — диаметр колеса, см.

При существующих глубинах колеи аргумент гиперболического тангенса $x = \frac{\sigma_r}{P_0} h$ мал.

Поэтому можно приближенно считать $\text{th } x \approx x$. Тогда формула (1) преобразуется

$$q = \sigma_r h. \quad (2)$$

Если аргумент гиперболического тангенса не более 0,3, то ошибка при таком допущении менее 3%.

При изучении взаимодействия колеса с грунтом необходимо всегда учитывать деформацию пневматической шины и особенно при твердопластичном и твердом состоянии грунта. Исходя из опытных данных, полагают, что закон распределения удельных давлений по площадке контакта шины с дорогой подчиняется степенной зависимости [2]:

$$q = \sigma_{ш} u^\lambda, \quad (3)$$

где $\sigma_{ш}$ — объемный коэффициент жесткости; u — вертикальная деформация элементов шины; λ — степень деформируемости.

Числовые значения $\sigma_{ш}$ и λ определяются обычно на основании измерений удельных давлений в контакте колеса с опорной поверхностью, что требует сложных экспериментов. Упрощение методов определения механических свойств шины облегчит решение задачи о взаимодействии шины и грунта. Ниже предлагается определять механические свойства шины по ее нагрузочной характеристике.

Рассмотрим случай взаимодействия колеса с пневматической шиной и твердой поверхностью.

Допустим, что недеформированная поверхность шины имеет форму цилиндра с длиной образующей, равной ширине шины.

Из рис. 1 следует:

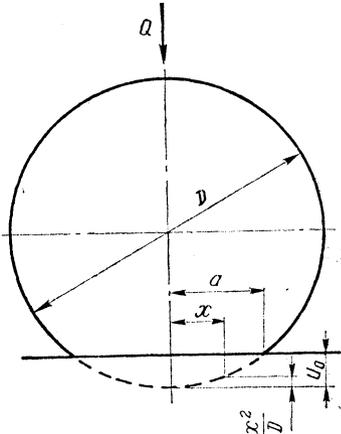


Рис. 1. Схема деформации пневматической шины на жестком основании.

$$u = \frac{1}{D} (a^2 - x^2), \quad (4)$$

где D — диаметр шины; a — половина длины контакта.

Подставляя значение u из формулы (4) в уравнение (3), получим закон распределения удельных давлений по длине контактной площадки:

$$q = \frac{\sigma_{\text{ш}}}{D^\lambda} (a^2 - x^2)^\lambda = \sigma_{\text{ш}} \left(\frac{a^2}{D} \right)^\lambda \left(1 - \frac{x^2}{a^2} \right)^\lambda.$$

Результирующая нормальная реакция опоры на колесо равна:

$$Q = \sigma_{\text{ш}} b \left(\frac{a^2}{D} \right)^\lambda \int_{-a}^a \left(1 - \frac{x^2}{a^2} \right)^\lambda dx,$$

где Q — нагрузка на колесо; b — ширина колеса.

Разложим подынтегральную функцию в ряд Маклорена:

$$\left(1 - \frac{x^2}{a^2} \right)^\lambda = 1 - \lambda \left(\frac{x}{a} \right)^2 + \frac{\lambda(\lambda-1)}{1 \cdot 2} \left(\frac{x}{a} \right)^4 - \dots$$

Ряд сходится при значениях $\left(\frac{x}{a} \right)^2 \leq 1$.

Ограничимся первыми двумя членами разложения в ряд подынтегральной функции.

Тогда

$$\begin{aligned} Q &= \sigma_{\text{ш}} b \left(\frac{a^2}{D} \right)^\lambda \int_{-a}^a \left(1 - \lambda \frac{x^2}{a^2} \right) dx = \\ &= 2\sigma_{\text{ш}} b \frac{a^{2\lambda+1}}{D^\lambda} \left(1 - \frac{1}{3} \lambda \right). \end{aligned}$$

Подставляя в это уравнение значение $a = \sqrt{Du_0}$, найдем:

$$Q = 2\sigma_{\text{ш}} b \sqrt{D} \left(1 - \frac{1}{3} \lambda \right) u_0^{\lambda + \frac{1}{2}}. \quad (5)$$

Таким образом, нагрузочная характеристика шины может быть построена по формуле (5), если известны постоянные $\sigma_{\text{ш}}$ и λ . Указанные коэффициенты находятся следующим способом. Логарифмируя равенство (5) и полагая затем

$$A = \lg \left[2\sigma_{\text{ш}} b \sqrt{D} \left(1 - \frac{1}{3} \lambda \right) \right], \quad B = \lambda + \frac{1}{2},$$

$X = \lg u_0$ и $Y = \lg Q$, приходим к уравнению

$$Y = A + BX. \quad (6)$$

Итак, необходимо, чтобы полученные результаты измерений располагались на логарифмической сетке вблизи прямой.

На рис. 2 изображены нагрузочные характеристики шины 12-38 при различных давлениях p воздуха в шине, построенные в логарифмических координатах по результатам опытных исследований [4]. Функциональная сетка ($\lg u_0$, $\lg Q$) на рис. 2 позволяет убедиться, что точки, полученные из наблюдений, располагаются достаточно близко к прямой линии. Подбор коэффициентов в уравнении (6) осуществляется по способу наименьших квадратов или способу средней.

Зная коэффициенты A и B , найдем λ , а затем и $\sigma_{ш}$ из уравнений:

$$B = \lambda + \frac{1}{2};$$

$$A = \lg \left[2\sigma_{ш} b \sqrt{D} \left(1 - \frac{1}{3} \lambda \right) \right].$$

В частном случае можно принять линейную зависимость для деформации шины ($\lambda = 1$):

$$q = \sigma_{ш} u. \tag{7}$$

Такое допущение близко к действительности для шин с высоким давлением воздуха и жестким протектором.

Подставляя значение u из формулы (4) в уравнение (7), получим параболический закон распределения удельных давлений по длине контактной площадки:

$$q = \frac{\sigma_{ш}}{D} (a^2 - x^2).$$

Непосредственно из формулы (5) при $\lambda = 1$ получим:

$$Q = \frac{4}{3} \sigma_{ш} b \sqrt{D} u_0^{\frac{3}{2}}$$

или

$$u_0 = kQ^{0,67},$$

что соответствует исследованиям П. Ариано [2].

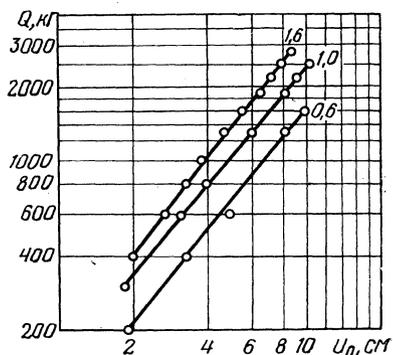


Рис. 2. Нагрузочная характеристика шины 12-38 в логарифмических координатах (при различных p кг/см²).

Нахождение коэффициента $\sigma_{ш}$ в этом случае упрощается:

$$\sigma_{ш} = \frac{3Q}{4b \sqrt{Du_0^3}}.$$

В. Л. Бидерман [5] рассматривает полный прогиб шины как сумму прогибов протектора и каркаса:

$$u_0 = u_{п} + u_{к} = C_1 \frac{Q}{u_0} + C_2 \frac{Q}{p + p_0}, \quad (8)$$

где C_1 и C_2 — эмпирические коэффициенты; p — давление воздуха в шине; p_0 — величина, характеризующая жесткость каркаса при нулевом внутреннем давлении.

Справедливость предложенной им формулы подтверждена многочисленными опытными данными.

Из характеристики шины (8) по Бидерману следует, что в случае, когда деформацией протектора можно пренебречь ($C_1=0$), между нагрузкой и деформацией шины существует линейная зависимость:

$$Q = \frac{p + p_0}{C_2} u_0. \quad (9)$$

Легко заметить, что в этом случае степень деформируемости шины должна быть $\lambda = 1/2$.

Действительно, из общего уравнения (5) при $\lambda = 1/2$ следует:

$$Q = \frac{5}{3} \sigma_{ш} b \sqrt{Du_0}. \quad (10)$$

Решая совместно уравнения (9) и (10) относительно $\sigma_{ш}$, находим

$$\sigma_{ш} = \frac{3}{5} \cdot \frac{p + p_0}{C_2 b \sqrt{D}}. \quad (11)$$

Величину $\frac{C_2}{p + p_0}$ легко найти по нагрузочной характеристике шины. Записав выражение (8) в виде

$$\frac{u_0^2}{Q} = C_1 + \frac{C_2}{p + p_0} u_0,$$

получим в координатах $u_0, \frac{u_0^2}{Q}$ прямую, тангенс угла наклона которой к оси u_0 будет равен $\frac{C_2}{p + p_0}$.

Из анализа нагрузочных характеристик шины 12-38 при различных давлениях воздуха в шине имеем $C_2 = 0,56 \text{ см}^{-1}$; $P = = 0,4 \text{ кг/см}^2$.

Обзор различных схем взаимодействия пневматического колеса с почвой приведен в работе В. Ф. Бабкова, А. К. Бирули и В. М. Сиденко [1].

Процесс качения колеса с пневматической шиной по почве лучше отражает схема, в которой, кроме деформации почвы, учитывается форма деформированной оболочки. Но принятие шины за эластичную оболочку, взаимодействующую с деформируемой поверхностью, встречает трудности при аналитической разработке вопроса. Общее решение для обычного колеса получено А. К. Бирулей [2] на основе упрощающего предположения о цилиндрической форме контакта пневматического колеса с почвой. Это нестрогое в общем случае решение позволяет, однако, производить вычисления с меньшей затратой труда и времени.

При решении задачи о взаимодействии колеса с деформируемым грунтом была использована расчетная схема, изображенная на рис. 3.

Полагаем, что на участке загрузки контакт пневматического колеса с почвой происходит по цилиндрической поверхности, центр окружности которой лежит на вертикали, проходящей через центр колеса. Тогда:

$$a_1 = \sqrt{D(h_0 + u_0)} = \sqrt{D_1 h_0};$$

$$D_1 = D \frac{h_0 + u_0}{h_0}.$$

Не принимаем во внимание обратимую деформацию почвы. Тогда на участке разгрузки контакт колеса с почвой происходит по плоской поверхности длиной

$$a_2 = \sqrt{Du_0}.$$

Зависимость между нагрузкой на колесо и нормальными контактными напряжениями определяется уравнением:

$$Q = b \left[\int_0^{a_1} q dx + \int_{-a_2}^0 q dx \right]. \quad (12)$$

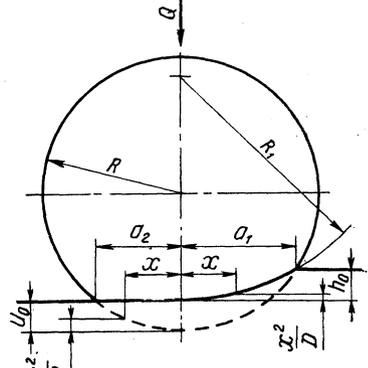


Рис. 3. Схема взаимодействия пневматической шины с почвой при качении колеса.

Аналитическое выражение $q=f(x)$ для первого интеграла можно записать в виде:

$$q = \sigma_r h^\mu = \sigma_r \left(\frac{a_1^2}{D_1} \right)^\mu \left(1 - \frac{x^2}{a_1^2} \right)^\mu, \quad (13)$$

для второго интеграла

$$q = \sigma_{ш} u^\lambda = \sigma_{ш} \left(\frac{a_2^2}{D} \right)^\lambda \left(1 - \frac{x^2}{a_2^2} \right)^\lambda. \quad (14)$$

После подстановки в уравнение (12) значений q , определяемых для зоны загрузки формулой (13), а для зоны разгрузки формулой (14), получаем:

$$Q = b \left[\sigma_r \left(\frac{a_1^2}{D} \right)^\mu \int_0^{a_1} \left(1 - \frac{x^2}{a_1^2} \right)^\mu dx + \right. \\ \left. + \sigma_{ш} \left(\frac{a_2^2}{D} \right)^\lambda \int_{-a_2}^0 \left(1 - \frac{x^2}{a_2^2} \right)^\lambda dx \right].$$

В общем случае первообразные подынтегральных функций не выражаются через элементарные функции. Используем методы приближенного вычисления интегралов с помощью степенных рядов, ограничиваясь двумя членами разложения в ряд подынтегральной функции. Принимая во внимание, что

$$a_1 = \sqrt{D(h_0 + u_0)};$$

$$a_2 = \sqrt{Du_0};$$

$$D_1 = D \frac{h_0 + u_0}{h_0},$$

получим

$$Q = b \sqrt{D} \left[\sigma_r h_0^\mu \left(1 - \frac{1}{3} \mu \right) \sqrt{h_0 + u_0} + \right. \\ \left. + \sigma_{ш} u_0^\lambda \left(1 - \frac{1}{3} \lambda \right) \sqrt{u_0} \right]. \quad (15)$$

Для нижней точки контакта участка загрузки справедливо равенство

$$\sigma_r h_0^\mu = \sigma_{ш} u_0^\lambda.$$

отсюда:

$$u_0 = \left(\frac{\sigma_r}{\sigma_{ш}} \right)^{\frac{1}{\lambda}} h_0^{\frac{\mu}{\lambda}};$$

$$h_0 = \left(\frac{\sigma_{ш}}{\sigma_r} \right)^{\frac{1}{\mu}} u_0^{\frac{\lambda}{\mu}}.$$

Эти выражения могут быть подставлены в формулу (15) для исключения h_0 и u_0 .

Рассмотрим частный случай качения колеса по почве нормальной влажности, для которой сопротивление вдавливанию пропорционально глубине колеи $q = \sigma_r h$.

Считаем, что на мягкой почве влияние почвозацепов на деформацию шины незначительно и им можно пренебречь. Тогда закон деформации шины будет:

$$q = \sigma_{ш} \sqrt{u}.$$

Из уравнения (15) при $\mu = 1$ и $\lambda = 0,5$ следует:

$$Q = \sigma_r b \sqrt{D} \left[\frac{2}{3} h_0 \sqrt{h_0 + u_0} + \frac{5}{6} \sigma_{ш} u_0 \right].$$

Исключая из этого выражения u_0 подстановкой в него соотношения

$$u_0 = \left(\frac{\sigma_r}{\sigma_{ш}} \right)^2 h_0^2,$$

получим формулу для вычисления глубины колеи:

$$Q = \sigma_r b \sqrt{D} \left[\frac{2}{3} h_0 \sqrt{h_0 + \left(\frac{\sigma_r}{\sigma_{ш}} \right)^2 h_0^2} + \frac{5}{6} \frac{\sigma_r}{\sigma_{ш}} h_0^2 \right].$$

Для проверки предположения о незначительном влиянии почвозацепов на деформацию шины на мягкой почве сравним расчетную деформацию шины 12-38 с результатами стендовых испытаний ее, проведенных в НАТИ [4] на мягкой почве, соответствующей почве, подготовленной под посев.

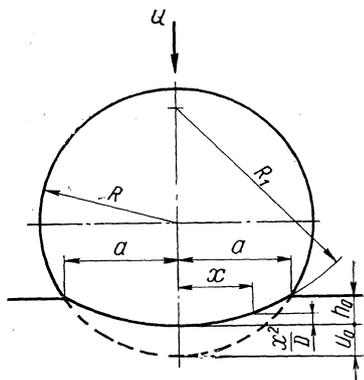


Рис. 4. Схема взаимодействия пневматической шины с почвой при вдавливании в почву неподвижного колеса.

При том же упрощающем предположении о цилиндрической форме контакта шины с почвой (рис. 4) из условия, что вертикальная реакция почвы уравнивается давлением колеса, получим для $\mu=1$:

$$Q = \frac{4}{3} b \sqrt{D} \sigma_r h_0 \sqrt{h_0 + u_0}.$$

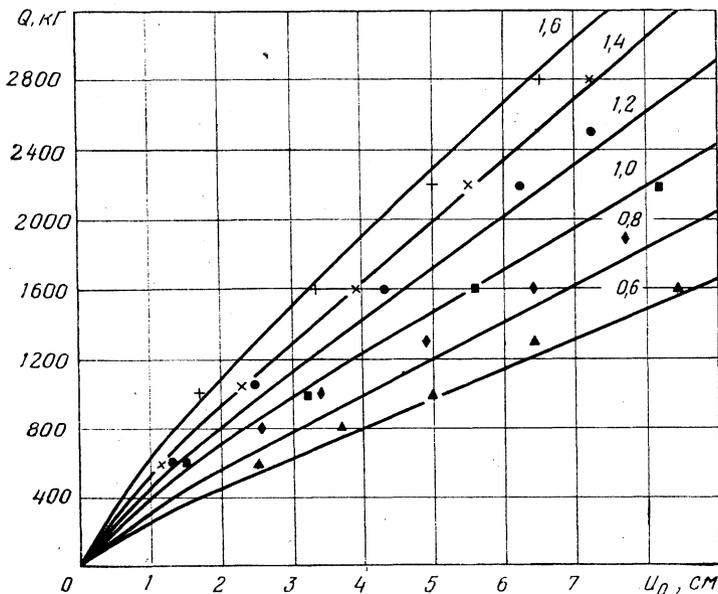


Рис. 5. Зависимость между нагрузкой и деформацией шины 12-38 на мягкой почве (при различных p , $\text{кг}/\text{см}^2$).

Заменяв в этом выражении h_0 его значением из равенства

$$h_0 = \frac{\sigma_{\text{ш}}}{\sigma_r} \sqrt{u_0},$$

получим уравнение для вычисления деформации шины при вдавливании ее в почву:

$$Q = \frac{4}{3} b \sqrt{D} \sigma_{\text{ш}} \sqrt{\frac{\sigma_{\text{ш}}}{\sigma_r} u_0^{1.5} + u_0^2}.$$

На рис. 5 представлены расчетные зависимости для шины 12-38 при различных давлениях воздуха в шине. Точками на график нанесены результаты измерений. В расчетах принят коэффи-

циент объемного смятия почвы $\sigma_r = 0,14 \text{ кг/см}^3$. Значения коэффициентов $\sigma_{ш}$ вычислены по формуле (11).

Как видно из рис. 5, результаты расчетов достаточно близко соответствуют результатам опыта.

Л и т е р а т у р а

- [1] Бабков В. Ф. и др. Проходимость колесных машин по грунту. М., 1959.
[2] Бируля А. К. Эксплуатация автомобильных дорог. М., 1956. [3] Гуськов В. В. Оптимальные параметры сельскохозяйственных тракторов. М., 1966. [4] Исследование сцепных свойств колесных тракторов. Труды НАТИ. М., 1960, вып. 119.
[5] Бидерман В. Л. и др. Автомобильные шины. М., 1963.

И. С. Цитович

ВЕРОЯТНОСТНЫЕ РАСЧЕТЫ ДЕТАЛЕЙ ТРАНСМИССИЙ ТРАНСПОРТНЫХ И ТЯГОВЫХ МАШИН

Сопоставим кратко так называемые детерминированные методы расчетов валов, зубчатых колес и подшипников качения с новыми вероятностными методами.

Принципиальное отличие их состоит в следующем. При детерминированных методах рассчитывается либо время (одно время) работы детали до выхода из строя (при проверочном расчете), либо размер детали (при проектировочном расчете).

При вероятностных методах определяется либо кривая распределения пробегов машин до выхода из строя рассчитываемой детали (при проверочном расчете), либо кривая распределения размеров деталей для обеспечения заданного пробега в заданных условиях эксплуатации.

Вероятностный расчет валов. По предельным состояниям валы рассчитываются: а) на статическую прочность; б) на выносливость; в) на крутильные и изгибные вибрации и т. д.

Детерминированный расчет на статическую прочность состоит в определении максимального динамического момента, действующего на вал, и напряжения кручения, соответствующего этому моменту. Затем полученное напряжение сопоставляется с пределом текучести. Отношение предела текучести к максимальному напряжению называется условным коэффициентом запаса. Для автомобильных валов трансмиссий

$$k_3 = 0,9 \div 1,5. \quad (1)$$

Вероятностный расчет на статическую прочность заключается в определении гарантии неразрушимости [1]. Если напряжения подчинены кривым усеченного нормального распределения, то гарантия неразрушимости находится по формуле:

$$\Gamma = \frac{c_1 c_2}{2} \left\{ \Phi \left[\frac{\tau_{т.сп} - \tau_{сп}}{\sqrt{2(D_T + D)}} \right] + \Phi \left[\frac{\tau_{т.сп} + \tau_{сп}}{\sqrt{2(D_T + D)}} \right] \right\}, \quad (2)$$

где $\Phi(\alpha)$ — функция Лапласа от величины в скобках; τ_{cp} и $\tau_{т. cp}$ — среднее действующее напряжение и средний предел текучести; D и D_t — дисперсия действующего напряжения и дисперсия предела текучести; c_1 и c_2 — коэффициенты, дающие переход от нормального распределения к усеченному нормальному.

На рис. 1 графически представлены некоторые из указанных величин.

Статистический коэффициент запаса в данном случае определяется зависимостью:

$$k_3 = \frac{\tau_{т. cp} - \tau_{cp}}{\sqrt{2(D_t + D)}} \quad (3)$$

При детерминированном расчете на выносливость определяется один коэффициент запаса или один пробег до усталостной поломки вала.

Вероятностный расчет состоит в определении кривой распределения пробегов до усталостной поломки вала.

Детерминированный и вероятностный расчеты могут вестись на основании исходного материала, различным образом подготовленного и обработанного.

В случае проверочного расчета первый метод подготовки исходного материала заключается в замене случайного процесса систематизированным регулярным. Нагрузки, замеренные с помощью осциллографа, классифицируются по десяти уровням средних напряжений и десяти уровням амплитуд на каждом из средних напряжений.

Второй метод, более правильный, состоит в построении корреляционной функции и спектральной плотности дисперсий по осциллограммам.

Описанный в настоящее время в технической литературе вероятностный расчет на выносливость по сути дела является комбинированным — вероятностно-детерминированным, так как нагрузки принимаются заданными по кривой распределения, а кривая усталости принимается в виде единой ломаной линии. Рассмотрим кратко указанный вывод расчетной формулы [1].

Как известно, по линейной теории суммирования повреждений

$$\int_{\tau_{-1}}^{\tau_{\max}} \frac{dN}{N_{yi}} = a, \quad (4)$$

где dN — элементарное число циклов при напряжении τ_{yi} ; N_{yi} — число циклов, необходимое для разрушения от усталости при τ_{yi} ;

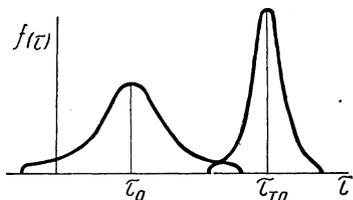


Рис. 1: Распределения действующих напряжений и предела текучести.

$$dN = TN_0 f(\tau) d\tau; \quad (5)$$

TN_0 — число выбросов напряжения выше τ_{-1} за срок службы детали; N_0 — число циклов нагружения в 1 сек выше τ_{-1} [1];

$$N_0 = \frac{1}{2\pi} \sqrt{\frac{D_\tau}{D_\tau'}};$$

D_τ и D_τ' — дисперсии действующего напряжения и производной от напряжения; $f(\tau) d\tau$ — вероятность напряжения в интервале от τ_{yi} до $\tau_{yi} + d\tau$;

$$N_{yi} = N_{-1} \frac{\tau_{-1}^m}{\tau_{yi}^m}. \quad (6)$$

Напряжение τ_{yi} определяется по кривой усталости для данного материала (рис. 2).

Подставляя выражения (5) и (6) в формулу (4), получаем

$$T = \frac{aN_{-1}\tau_{-1}^m}{N_0 \int_{\tau_{-1}}^{\tau_{\max}} \tau^m f(\tau) d\tau}. \quad (7)$$

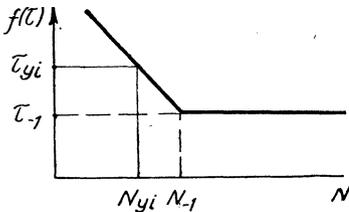


Рис. 2. Детерминированная зависимость предельного напряжения от числа циклов до разрушения.

Так как в действительности нагруженная кривая не стабильна, а имеются вариации кривых распределения нагрузок и, кроме того, произведение $N_{-1} \tau_{-1}^m$ также подчинено кривой распределения, то, если в последнюю зависимость ввести указанные уточнения, получим кривую распределения времени работы вала до усталостной поломки:

$$\overline{T} = \frac{\overline{aN_{-1}\tau_{-1}^m}}{N_0 \int_{\tau_{-1}}^{\tau_{\max}} \tau^m f(\tau) d\tau}.$$

Здесь величины с двумя линиями сверху являются не постоянными, а заданными кривыми распределения.

Вероятностный расчет зубчатых колес. На практике применяются четыре основных вида расчетов зубчатых колес: а) на выносливость по изгибу; б) на выносливость по контактным напряжениям; в) на прочность по изгибу зубьев; г) на смятие рабочих поверхностей.

Все указанные расчеты детерминированные, т. е. в результате получаются либо размер детали (зуба), либо пробег автомобиля до выхода из строя рассчитываемого зубчатого колеса.

В действительности же все колеса не выходят из строя одновременно, также и размер не должен определяться однозначно, а должен зависеть от допускаемого процента выхода из строя деталей через определенный пробег.

Кроме того, вероятностные расчеты на выносливость и прочность принципиально отличаются друг от друга. Поэтому последовательно рассмотрим расчеты на выносливость и прочность.

Вероятностные расчеты на выносливость могут выполняться двумя методами:

- 1) вероятностным заданием основных исходных величин;
- 2) вероятностным заданием коэффициентов пробега.

Во многих работах по расчету зубчатых колес [2] рекомендуется вначале определять номинальные напряжения по максимальному длительно действующему крутящему моменту (расчетному), а затем номинальные напряжения умножать на ряд коэффициентов и определять действительные напряжения. В числе коэффициентов есть такой, который учитывает внешние и внутренние динамические нагрузки, вернее влияние кратковременных нагрузок на работоспособность по поломкам зубьев и по контактной сопротивляемости. При переходе к вероятностным расчетам целесообразно коэффициент внешних динамических нагрузок отнести к усилию и, следовательно, при определении номинальных напряжений рассматривать полную кривую распределения нагрузок, действующих на валу рассчитываемого зубчатого колеса.

В этом случае номинальные напряжения подчиняются кривым распределения и рассчитываются по аналогичным формулам:

$$\bar{\sigma}_n = \frac{\bar{P} \sigma_{1n}}{b m_{n \text{ ср}} \Phi} \quad \text{и} \quad \bar{\Pi}_n = \frac{\bar{P} \Pi_1}{b' A_\delta \Phi'} \quad , \quad (8)$$

где σ_n — номинальное напряжение изгиба, кг/мм^2 ; P — окружное усилие, кг ; σ_{1n} — единичное изгибное напряжение (безразмерное); b — ширина зубчатого колеса у основания зуба, мм ; $m_{n \text{ ср}}$ — нормальный модуль в среднем сечении венца, мм ; Φ — коэффициент вида зуба, учитывающий отличие в напряжениях прямозубых колес и колес с косыми, спиральными и другими зубьями; Π_n — номинальное контактное напряжение, кг/мм^2 ; Π_1 — единичное контактное напряжение (безразмерное); b' — контактная ширина пары зацепляющихся зубчатых колес, мм ; A_δ — расчетное межцентровое расстояние, мм .

Величины с двумя черточками сверху подчиняются определенным кривым распределения. Причем окружное усилие в отдельных расчетах должно входить с различными ограничениями,

так как на контактную прочность влияют напряжения, которые действуют подряд более 5—10 раз, а на изгибную прочность более 2—5 раз. Все расчетные коэффициенты также следует считать подчиненными кривыми распределения, поэтому [2]:

$$\begin{aligned}\bar{\sigma}_d &= \bar{\sigma}_n \bar{k}_{дз} \bar{k}_k \bar{k}_{тр} \bar{k}_0 \bar{k}_p \bar{k}_t; \\ \bar{\sigma}_{сим} &= \bar{\sigma}_d \bar{k}_m; \\ \bar{\Pi}_d &= \bar{\Pi}_n \bar{k}'_{дз} \bar{k}'_k \bar{k}'_{тр} \bar{k}'_0 \bar{k}'_p \bar{k}'_t,\end{aligned}\tag{9}$$

где σ_d — действительное изгибное напряжение; $\sigma_{сим}$ — знакопеременное симметричное изгибное напряжение, эквивалентное действительному асимметричному; Π_d — действительное контактное напряжение; $k_{дз}$, $k'_{дз}$ — коэффициенты внутренней динамической нагрузки; k_k и k'_k — коэффициенты крепления, учитывающие влияние перекосов колес на изгибную и контактную прочность колес; $k_{тр}$ и $k'_{тр}$ — коэффициенты трения, учитывающие материалы контактирующих колес и смазку в контакте; k_0 и k'_0 — коэффициенты обработки, учитывающие обработку соответственно выкружки зуба и рабочих профилей; k_p и k'_p — коэффициенты режима, учитывающие длительность нагружения большими крутящими моментами; k_t и k'_t — коэффициенты, учитывающие изменение условий работы и свойств металлов при высоких температурах.

Таким образом, симметричное напряжение изгиба и действительное контактное напряжение переменны и подчинены определенным кривым распределения.

Кривая усталости, как известно, также подчинена вероятностной закономерности.

Откладывая на кривой усталости кривую распределения напряжений и производя суммирование вероятностей для элементарных площадок, получаем кривую распределения пробегов (рис. 3).

Вероятностные расчеты на выносливость можно производить и другим методом. Вначале определяется расчетный крутящий момент по двигателю и ограничивается моментом сцепления колес с дорогой. Затем находятся номинальные напряжения в зубьях на расчетном моменте, действительные и эквивалентные напряжения при детерминированных коэффициентах.

По этим детерминированным напряжениям из вероятностных полей усталости (рис. 3) определяется число циклов и пробег до выхода рассчитываемого зубчатого колеса из строя. Получается кривая распределения эквивалентных пробегов на расчетном моменте.

При умножении вероятностных эквивалентных пробегов на вероятностные коэффициенты пробега и получим кривую распределения действительных пробегов.

Следовательно, вся сложность данного метода состоит в определении кривой распределения коэффициентов пробега. Необходимо отметить, что коэффициент пробега подчинен кривой распределения при совершенно одинаковых условиях эксплуатации. Но так как условия эксплуатации значительно меняются, то необходимо знать коэффициенты пробега для различных эксплуатационных условий и при проектировании общетранспортных автомобилей выбирать диапазон коэффициентов пробега, задаваясь условиями эксплуатации.

Экспериментально коэффициенты пробега определяются следующим образом. Вначале строится корреляционная таблица пробега автомобиля при различных скоростях движения и мощностях двигателя (табл. 1).

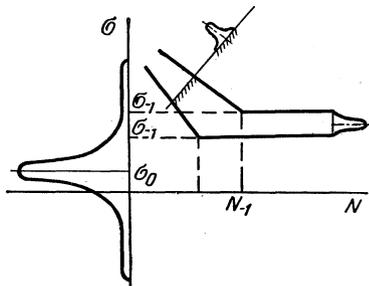


Рис. 3. Поля усталости и кривая распределения действующих напряжений.

Таблица 1

Использование мощности двигателя при различных скоростях движения автомобиля

Скорость автомобиля, %	Мощность двигателя, %									
	0—10	10—20	20—30	30—40	40—50	50—60	60—70	70—80	80—90	90—100
0—10										
10—20										
20—30										
30—40										
40—50										
50—60										
60—70										
70—80										
80—90										
90—100										

Для каждого значения V и N находят крутящий момент, номинальное окружное усилие, номинальное напряжение и определяют кривые распределения отдельных коэффициентов, а затем кривые распределения действительных напряжений (для каждой клетки корреляционной таблицы в отдельности). По действительным напряжениям строят вариации суммарных кривых распределения. По каждой кривой определяют коэффициент пробега. На-

личие многих вариаций дает возможность построить кривую распределения коэффициентов пробега.

Для отдельных кривых коэффициент пробега рассчитывают по формуле:

$$k_{\Pi} = \frac{\sum f_i \sigma_i^9}{\sigma_p^9}.$$

Причем для различных напряженных состояний (т. е. для изгибных и контактных напряжений) будут свои коэффициенты пробега.

Расчет на прочность и на стойкость по смятию ведут по статистической гарантии неразрушимости и гарантии стойкости смятию.

Чтобы выполнить расчет на прочность, необходимо знать кривые распределения: а) напряжений на изгиб; б) предела текучести.

Если действующие напряжения и предел текучести подчинены усеченным кривым нормального распределения, то гарантия неразрушимости определяется по формуле:

$$\Gamma = \frac{c_1 c_2}{2} \left\{ \Phi \left[\frac{\sigma_{cp} + \sigma_{т.ср}}{\sqrt{2(D + D_T)}} \right] + \Phi \left[\frac{\sigma_{т.ср} - \sigma_{cp}}{\sqrt{2(D + D_T)}} \right] \right\}, \quad (10)$$

где c_1 и c_2 — коэффициенты, дающие переход от нормального распределения к усеченному нормальному; σ_{cp} и $\sigma_{т.ср}$ — средние напряжения на изгиб зубьев, соответственно действующие и предельные по пределу текучести; D и D_T — дисперсии действующих напряжений и предела текучести; $\Phi[\alpha]$ — функция Лапласа от величины α .

Для выполнения расчета на смятие необходимо знать кривые распределения контактных напряжений и предельно допускаемых контактных напряжений.

Расчет ведется по аналогичной формуле, только взамен σ_{cp} и $\sigma_{т.ср}$ необходимо подставить среднее действующее контактное напряжение Π_{cp} и среднее предельное $\Pi_{п.ср}$ и соответственно заменить дисперсии.

Вероятностный расчет подшипников качения. Чтобы произвести вероятностный расчет подшипников качения на выносливость по длительным нагрузкам, рекомендуется вначале определить кривую распределения требующейся кинематической грузоподъемности $Q_{к.тр}$ или кривую распределения требующегося коэффициента работоспособности $S_{тр}$.

При детерминированном расчете $Q_{к.тр}$ определяется по формуле [3]:

$$Q_{к.тр} = \left[\frac{60}{10^6 \cdot 0,377 r_K} \sum_{i=1}^{i=k} (Q_{пp} k_{\delta} k_{т} k_{м})^{3,33} S_{д} k_{п} i_{кп} \right]^3, \quad (11)$$

где r_k — радиус ведущих колес автомобиля; S_d — действительный пробег автомобиля на i -й передаче; k_n — коэффициент пробега на i -й передаче; $i_{кп}$ — передаточное число от ведущих колес автомобиля до вала, на котором сидит рассматриваемый подшипник; $Q_{пр}$, k_b , k_t , k_m — соответственно приведенная нагрузка, коэффициенты безопасности, температурный и материалов.

Далее вычисляется коэффициент работоспособности:

$$C_{тр} = Q_{к. тр} \left(\frac{10^6}{60} \right)^{0,3} = 18,4 Q_{к. тр}.$$

При переходе к вероятностному расчету необходимо найти кривые распределения коэффициентов пробега на отдельных передачах, а затем произвести суммирование и определить параметры кривой распределения требующейся кинематической грузоподъемности. Наконец, в каталогах подшипников для каждого типоразмера должны указываться не только коэффициенты работоспособности или «кинематические грузоподъемности», но и параметры кривых распределения этих величин. Если считать, что в каталогах приведены цифры, соответствующие «10%-му выходу из строя», то многие современные расчеты машин неправоверны, так как они предполагают отсутствие выхода из строя подшипников в сроки, рассчитанные по C или $Q_{к. тр}$.

Кривая распределения пробегов определяется по формуле:

$$\bar{S}_{расч} = \frac{\bar{Q}_{к. тр}^{3,33}}{\bar{Q}_{к. тр}^{3,33}} S_d, \quad (12)$$

т. е. при делении вероятностной кривой кинематической грузоподъемности на вероятностную кривую требующейся грузоподъемности и умножении на расчетный пробег (по которому определялась требующаяся грузоподъемность).

Выводы

1. Разработку вероятностных методов необходимо вести двумя путями:

а) методом задания вероятностных характеристик всех величин;

б) методом анализа и исследования коэффициентов пробега и задания вероятностных характеристик металлов.

2. При проверочных и доводочных расчетах необходимо замерять нагрузки, действующие на валу. Последующую обработку следует вести двумя методами: строить кривую распределения нагрузки (усилия или крутящего момента) по пробегу (или времени) и корреляционную функцию.

3. При проектировочных расчетах необходимо задаваться спектральными плотностями дисперсий нагрузок на различных входах [4], а затем по передаточным функциям и взаимно корреляционным функциям определять спектральную плотность нагрузок на требующемся звене трансмиссии.

В первую очередь необходимо учитывать нагрузки в трансмиссии от дороги, от вибраций двигателя, от работы органов управления и т. д.

4. Выполненные вероятностные расчеты показывают, что во многих случаях более ценны не высокие средние величины механических характеристик, а малая дисперсия этих характеристик.

5. Только вероятностные расчеты позволяют определять пересчетные коэффициенты (для отдельных деталей и их напряженных состояний), позволяющие переходить от работоспособности при стендовых испытаниях к эксплуатационной работоспособности.

6. Необходимо в справочниках приводить кривые распределения механических свойств для материалов (металлов), применяемых в машиностроении.

Л и т е р а т у р а

[1] Екимов В. В. Вероятностные методы в строительной механике корабля. Л., 1966. [2] Цитович И. С. и др. Проектирование и расчет зубчатых колес автомобилей и тракторов. Минск, 1966. [3] Цитович И. С. и др. Методика расчета подшипников качения трансмиссий автомобилей и тракторов. Минск, 1967. [4] Цитович И. С. Методика расчетов трансмиссий на электронных вычислительных машинах. Минск, 1967.

Н. А. М и к у л и к

ЗАВИСИМОСТЬ МЕЖДУ УГЛОВЫМИ КОЛЕБАНИЯМИ АГРЕГАТОВ И КРУТИЛЬНЫМИ КОЛЕБАНИЯМИ ТРАНСМИССИИ АВТОМОБИЛЯ

При движении автомобиля по различным дорогам происходят колебания его агрегатов (кузова, мостов, двигателя и т. д.). Интенсивность этих колебаний зависит от многих факторов, в том числе от параметров автомобиля, его подвески, состояния дороги, скорости поступательного движения и т. д. Одновременно с вертикальными колебаниями происходят угловые [1].

Для установления зависимости между крутильными колебаниями в трансмиссии автомобиля и угловыми смещениями агрегатов с реактивной подвеской в проблемной лаборатории автомобилей Белорусского политехнического института проведены испытания на автомобиле МАЗ-500 [2]. Замеры делались при трогании с места резким включением сцепления груженого автомобиля при переезде через единичную неровность, а также при движении по дорогам с различным покрытием (асфальт, булыжник).

При испытаниях с помощью тензометрической аппаратуры регистрировались следующие процессы:

- 1) крутящий момент на кожухе правой полуоси M ;
- 2) угловые перемещения корпуса заднего моста вокруг оси полуосей Φ_m ;
- 3) угловые перемещения двигателя вокруг продольной оси $\Phi_{дв}$;
- 4) угловые перемещения подрессоренной массы автомобиля в вертикальной плоскости (галопирование) Φ_a ;
- 5) обороты переднего колеса;
- 6) отметка времени.

На рис. 1 приведены осциллограммы изменений регистрируемых процессов.

Опыты показали, что при переезде через единичные неровности возникают колебания крутящего момента в трансмиссии, а также угловые перемещения корпуса заднего моста, двигателя и кузова. Причем при проезде неровности на низших передачах в трансмиссии автомобиля возникают колебания двух видов: низкочастотные при проезде неровности передними колесами; при проезде

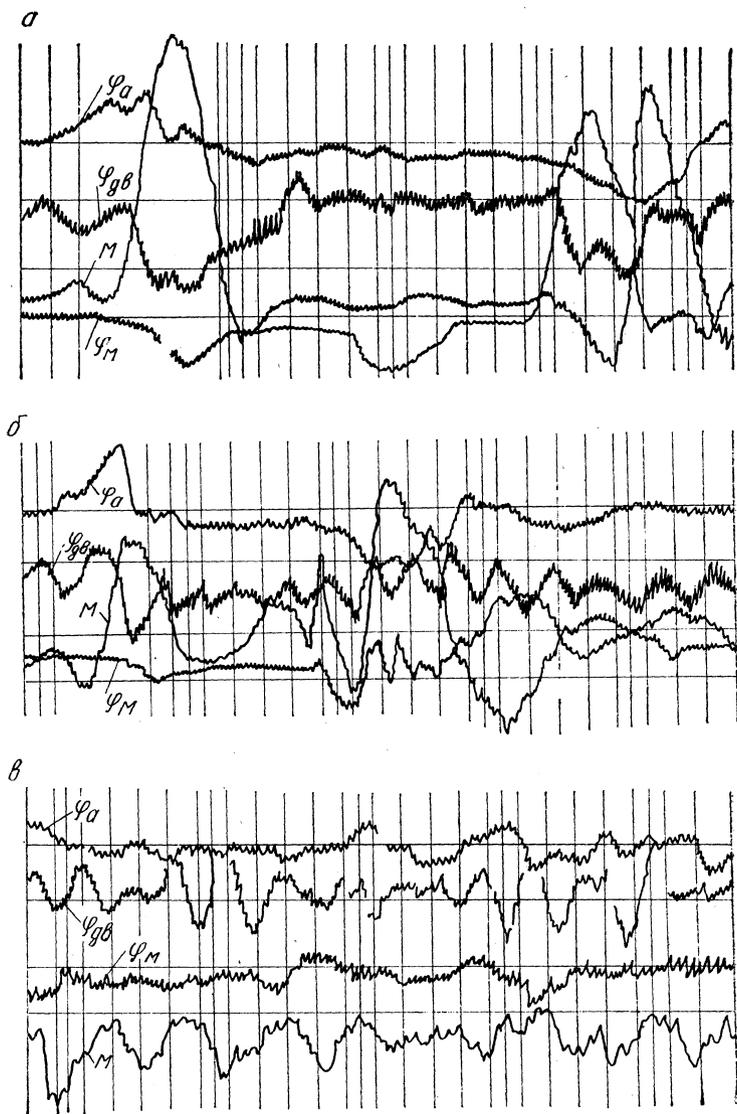


Рис. 1. Колебания агрегатов и момента на кожухе полуоси:
 а — переезд неровности на 1-й передаче; б — переезд неровности на
 2-й передаче; в — движение по булыжнику на прямой передаче.

де неровности ведущими колесами частота колебаний близка к частоте, определяемой по формуле:

$$m = \frac{2\pi v_a}{L},$$

где v_a — поступательная скорость автомобиля; L — длина неровности.

Из приведенных осциллограмм видно, что перемещение картера заднего моста отстает по времени от нарастания момента на полуоси, а перемещение кузова автомобиля отстает от перемещения картера. Это объясняется наличием зазоров в соединениях рессоры с картером заднего моста и кузова.

Особенно чувствительным к неровности является кузов автомобиля. Наибольшее отклонение кузова происходит при проезде неровности передними колесами. Частоты колебаний кузова, вызванные переездом через неровности передними и задними колесами, различные.

Угловые колебания силового агрегата вокруг продольной оси при движении автомобиля представляют собой сложный колебательный процесс, состоящий из низко- и высокочастотных колебаний.

Для установления связи крутильных колебаний трансмиссии с колебаниями агрегатов записи процессов при движении на прямой передаче обработаны методами математической статистики. Записи каждого из вышеуказанных процессов принимаем за реализацию случайной функции.

В связи с тем что различие между случайными процессами нельзя установить с помощью математического ожидания и дисперсии, была использована корреляционная функция, характеризующая степень зависимости между сечениями случайной функции, относящейся к различным значениям времени t .

Корреляционная функция определяется по формуле:

$$K(t) = \frac{1}{T - \tau} \int_0^{T-\tau} \dot{x}(t) \dot{x}(t + \tau) dt,$$

где

$$\dot{x}(t) = x(t) - m_x.$$

При расчете использовали формулу для нахождения нормированной корреляционной функции

$$\rho(\tau) = \frac{1}{n-m} \left[\sum_{i=1}^{n-m} \dot{x}(t_i) \dot{x}(t_i + m) \right] \frac{1}{D(x)}.$$

Чтобы сгладить незакономерные колебания функции $\rho(t)$, заменяем ее функцией вида $\rho(\tau) = e^{-\alpha\tau}$. Параметр α определялся

по методу наименьших квадратов. Для полученных α рассчитываем нормированную спектральную плотность:

$$S_x(\omega) = \frac{\alpha}{\pi(\alpha^2 - \omega^2)}.$$

На основании графиков нормированной спектральной плотности регистрируемых процессов (рис. 2) приходим к выводу, что коле-

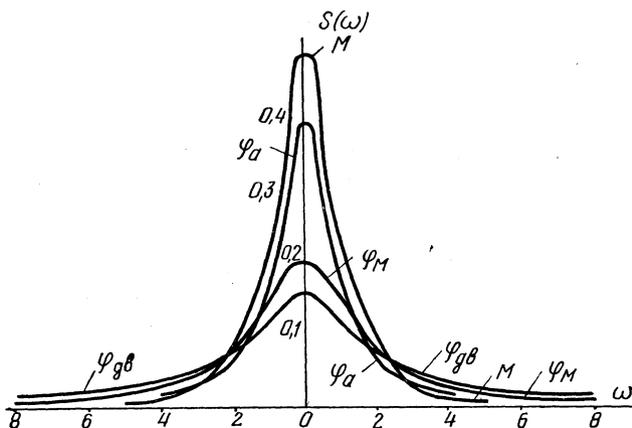


Рис. 2. Спектральные плотности колебаний:

M — момента на кожухе заднего моста; φ_a — подрессоренной массы; φ_M — картера заднего моста; $\varphi_{дв}$ — двигателя вокруг продольной оси.

бания крутящего момента на кожухе полуоси и угловые колебания кузова (галопирование), а также угловые колебания ведущего моста и силового агрегата находятся в определенной связи.

Чтобы установить связь между колебаниями момента на полуоси и колебаниями агрегатов, строим корреляционную таблицу, которая наглядно показывает распределение моментов M для каждого интервала угловых отклонений заднего моста МАЗ-500 φ_M или угловых отклонений подрессоренной массы (табл. 1 и 2).

Для установления связи между угловыми колебаниями ведущего моста и подрессоренной массы автомобиля приводим табл. 3.

По данным таблиц определены линейные коэффициенты корреляции и уравнения связи.

Из табл. 1 имеем линейный коэффициент корреляции $r_{M/\varphi_M} = 0,758$, показывающий на довольно тесную связь, определяемую уравнением регрессии $M = 68 \cdot 10^{-6} \varphi_M + 117,769$. (*)

Согласно табл. 2, $r_{M/\varphi_a} = -0,4$, показывающей на более слабую линейную связь, чем в предыдущем случае, определяемую уравнением регрессии $M = -403 \cdot 10^{-6} \varphi_a + 134,38$. (**) (Для полу-

Таблица 1

Корреляционная таблица распределения моментов и угловых отклонений φ_M

$\varphi_M \cdot 10^{-3}, \text{ рад}$	$(-18,4) - (-12,42)$	$(-12,42) - (-6,44)$	$(-6,44) - (-0,46)$	$(-0,46) - 5,52$	$5,52 - 11,5$	$11,5 - 17,8$	$17,8 - 23,46$	$23,46 - 29,44$	$29,44 - 35,42$	$35,42 - 41,4$	n_M
M											
$(-232) - (-171,6)$	—	4	—	—	—	—	—	—	—	—	4
$(-171,6) - (-111,2)$	1	3	1	2	—	—	—	—	—	—	7
$(-111,2) - (-50,8)$	2	1	—	2	—	—	—	—	—	—	5
$(-50,8) - 9,6$	—	4	1	5	2	—	—	—	—	—	12
$9,6 - 70$	—	2	1	2	1	—	1	—	—	—	7
$70 - 130,4$	—	—	—	2	1	1	—	—	1	—	5
$130,4 - 190,8$	—	1	—	1	3	5	8	1	—	—	19
$190,8 - 251,2$	—	—	—	—	3	5	8	3	1	1	21
$251,2 - 311,6$	—	1	—	1	3	5	4	1	2	1	18
$311,6 - 372$	—	—	—	—	—	—	2	—	—	—	2
n_{φ_M}	3	16	3	15	13	16	23	5	4	2	100

Таблица 2

Корреляционная таблица распределений момента и угловых отклонений φ_a

$\varphi_a \cdot 10^{-3}, \text{ рад}$	(-17,5)– (-11,9)	(-11,9)– (-6,3)	(-6,3)– (-0,7)	(-0,7)– 4,9	4,9– 10,5	10,5– 16,1	16,1– 21,7	21,7– 27,3	27,3– 32,9	32,9– 38,5	n_M
M											
(-232)–(-171,6)	—	—	—	—	—	—	—	2	1	1	4
(-171,6)–(-111,2)	—	—	—	—	2	2	3	—	—	—	—
(-111,2)–(-50,8)	—	—	—	—	1	2	—	—	1	1	5
(-50,8)–9,6	—	—	—	1	2	3	5	1	1	—	13
9,6–70	—	—	—	—	1	1	1	2	1	—	6
70–130,4	—	—	—	—	1	—	1	2	1	—	5
130,4–190,8	1	—	3	1	3	5	3	1	2	—	19
190,8–251,2	1	2	2	3	6	4	1	—	—	—	19
251,2–311,6	—	—	3	5	1	2	3	—	2	1	17
311,6–372,0	—	—	1	—	—	1	3	—	—	—	5
n_{φ_a}	2	2	9	10	17	20	20	8	9	9	100

Корреляционная таблица распределения отклонений φ_M и φ_a

$m \cdot 10^{-3}$ рад	(-18,4) — (-12,42)	(-12,42) — (-6,44)	(-6,44) — (-0,46)	(-0,46) — 5,52	5,52 — 11,5	11,5 — 17,48	17,48 — 23,46	23,46 — 29,44	29,44 — 35,42	35,42 — 41,44	n_{φ_a}
(-17,5) — (-11,9)	—	—	—	—	—	—	2	—	—	—	2
(-11,9) — (-6,3)	—	—	—	—	—	—	1	1	—	—	2
(-6,3) — (-0,7)	—	—	—	—	1	3	4	—	—	—	8
(-0,7) — 4,9	—	—	—	1	1	2	5	—	3	—	12
4,9 — 10,5	—	—	—	4	2	3	7	—	—	1	17
10,5 — 16,1	1	3	1	3	2	3	4	2	—	—	19
16,1 — 21,7	1	6	1	2	5	3	2	—	—	—	20
21,7 — 27,3	—	2	—	2	3	—	—	—	1	—	8
27,3 — 32,9	—	2	1	3	1	1	—	—	—	1	9
32,9 — 38,5	1	1	—	—	—	—	—	—	—	—	3
n_{φ_M}	3	14	3	15	15	16	25	3	4	2	100

$$\begin{bmatrix}
 I_1 S^2 + K_{\tau_1} S + \frac{1}{e_{12}} & -\frac{K_{\tau_1} S}{e_{12}} & -\frac{K_{\tau_1} S}{e_{12}} & 0 & 0 & 0 & 0 \\
 -\frac{K_{\tau_1} S}{e_{12}} & I_2 S^2 - (K_{\tau_1} + K_{\tau_2}) S + \frac{1}{e_{12}} + \frac{1}{e_{23}} & K_{\tau_1} S + \frac{1}{e_{12}} & -\frac{K_{\tau_2}}{e_{23}} & 0 & -\frac{K_{\tau_2} S}{e_{23}} & 0 \\
 0 & -\frac{K_{\tau_1} S}{e_{12}} & I_p S^2 + K_{\tau_1} S + \frac{1}{e_{12}} + \frac{1}{e_{p_1}} & 0 & 0 & 0 & 0 \\
 0 & -\frac{K_{\tau_2} S}{e_{23}} & 0 & I_3 S^2 + (K_{\tau_2} + K_{\tau_3}) S + \frac{1}{e_{23}} + \frac{1}{e_{34}} & K_{\tau_3} S - \frac{1}{e_{34}} & 0 & K_{\tau_2} S + \frac{1}{e_{23}} \\
 0 & 0 & 0 & -\frac{K_{\tau_2} S}{e_{34}} + \frac{1}{e_{34}} & I_4 S^2 + K_{\tau_2} S - \frac{1}{e_{34}} & 0 & 0 \\
 0 & -\frac{K_{\tau_2} S}{e_{23}} & 0 & K_{\tau_2} S + \frac{1}{e_{23}} & 0 & I_p S^2 + (K_{\tau_p} + K_{\tau_2}) S + \frac{1}{e_{23}} + \frac{1}{e_p} & K_{\tau_p} S - \frac{1}{e_p} \\
 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & -\frac{K_{\tau_p} S}{e_p} & I_n S^2 + K_{\tau_p} S + \frac{1}{e_p}
 \end{bmatrix}
 \begin{matrix}
 \varphi_1 \\
 \varphi_2 \\
 \varphi_{p_1} \\
 \varphi_3 \\
 \varphi_4 \\
 \varphi_p \\
 I_n
 \end{matrix}
 =
 \begin{matrix}
 Q_1 \\
 Q_2 \\
 Q_{p_1} \\
 Q_3 \\
 Q_4 \\
 Q_p \\
 Q_n
 \end{matrix}$$

чения крутящего момента в *нм* нужно значения *M* в выражениях (*) и (**) умножить на 9,81.)

Из табл. 3 имеем $r \varphi_a / \varphi_M = -0,506$ и уравнение связи $\varphi_a = -0,428 \varphi_M + 0,0193$.

Таким образом, наиболее тесная линейная корреляционная связь существует между колебаниями крутящего момента на полуоси и угловыми колебаниями кожуха ведущего моста.

Линейная корреляционная связь между угловыми колебаниями кузова и колебаниями момента на полуоси, а также между угловыми колебаниями кузова и картера ведущего моста более слабая. Однако такая связь имеется, так как линейные коэффициенты значительно отличаются от нуля.

Учитывая вышеизложенное,

для расчетов рекомендуем заменять машинный агрегат автомобиля эквивалентной динамической схемой, приведенной на рис. 3, где I_1' — момент инерции маховика; I_1'' — момент инерции ведомого диска сцепления; I_2 — момент инерции ведущего моста; I_3 — момент инерции ведущих колес; I_4 — момент инерции массы всего автомобиля; I_p — момент инерции картера ведущего моста; I_n — момент инерции поддрессоренной массы автомобиля; I_{p1} — момент инерции двигателя; e_{12} — податливость валов коробки передач и карданного вала; e_{23} — податливость полуосей; e_{34} — податливость шин тангенциальная; e_p — податливость рессор на скручивание; e_{p1} — податливость подвески двигателя; K_r — коэффициенты неупругого сопротивления.

Система дифференциальных уравнений, описывающих движение динамической системы, имеет вид (см. стр. 78). Здесь S — оператор дифференцирования.

Расчеты собственных частот, проведенные по вышеуказанной системе, оказались ближе к опытным на 30—35%, чем частоты, рассчитанные по системе без учета угловых колебаний агрегатов [1], [2]. Это указывает на удовлетворительное совпадение расчетных данных с опытными.

Выводы

1. Между крутильными колебаниями в трансмиссии автомобиля и угловыми колебаниями заднего моста и поддрессоренной массы существует зависимость, которая приближенно выражается в виде линейной зависимости.

2. При расчетах следует пользоваться эквивалентной расчет-

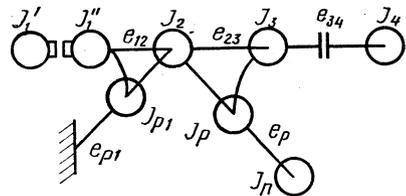


Рис. 3. Расчетная динамическая схема машинного агрегата автомобиля (4×2).

ной динамической системой с реактивными звеньями с учетом моментов инерции корпуса заднего моста, подрессоренной массы автомобиля и силового агрегата.

Л и т е р а т у р а

[1] *Микулик Н. А.* Колебания в трансмиссиях и реактивная подвеска агрегатов. Материалы 2-го Всесоюз. совещания по применению ЭВМ при проектировании автомобилей и тракторов. М., 1966. [2] *Микулик Н. А.* Влияние подвески агрегатов на крутильные колебания трансмиссии автомобиля. Автореф. канд. дисс. Минск, 1968.

Л. Г. Красневский

ПРОЕКТИРОВАНИЕ ГИДРОСИСТЕМ УПРАВЛЕНИЯ МНОГОСТУПЕНЧАТЫМИ ПЕРЕДАЧАМИ С ПОМОЩЬЮ МЕТОДОВ СИНТЕЗА РЕЛЕЙНЫХ УСТРОЙСТВ

Как известно, трудами советских ученых созданы совершенные методы синтеза планетарных механических и гидромеханических передач. Преимущества регулярных методов синтеза настолько очевидны, что они начинают разрабатываться и для передач с неподвижными осями валов (вальных передач).

подавляющее большинство планетарных и вальных автомобильных передач с фрикционным переключением имеет гидравлические системы управления. Однако единых методов построения таких систем до настоящего времени нет. Существующие интуитивные приемы в общем случае не могут обеспечить отыскание наивыгоднейших схем, тем более учет всех факторов, влияющих на их работу. Таким образом, назрела необходимость в создании единой методики построения гидросистем управления для различных многоступенчатых передач (МП). Эта методика должна содержать определенную последовательность приемов получения схемы системы управления, обладающей наперед заданными свойствами, и тем самым служить продолжением синтеза самих передач.

В данной работе предлагается способ построения гидросистем управления, основанный на методах синтеза релейных устройств.

Известно, что в общем случае систему управления МП можно рассматривать как релейную систему управления скоростью автомобиля с переменной настройкой. Теория релейных устройств охватывает поэтому весь круг вопросов, связанных с управлением такой передачей: динамику и структуру системы. Здесь рассматривается только ее структура. Для этой цели гидросистема управления может быть изображена схемой, показанной на рис. 1.

Входами схемы являются напорная и сливная магистрали, а выходами — магистрали включения гидроцилиндров. Задача схемы — включение определенной комбинации гидроцилиндров в зависимости от комбинации управляющих сигналов. Такое представление системы удобно тем, что оно совпадает как для командного, так и автоматического управления. В первом случае управляющие

сигналы подаются водителем (они могут быть механическими, электрическими и др.), во втором — автоматическим устройством, которое может быть отдельным узлом либо конструктивно объединено известным образом со схемой (рис. 1). Если давления на выходах и управляющих входах обозначить через 1 и 0, то они будут изображать собой двоичные числа с разным числом разрядов. Устройства такого рода известны в теории релейных устройств как логические (комбинационные, переключательные) схемы.

На первый взгляд задача построения системы управления (рис. 1) элементарна: достаточно установить по одному клапану, например с электромагнитным управлением, на каждый гидроцилиндр МП, не связывая эти клапаны между собой. Подобная схема показана в работе [1] для трансмиссии ZF-Hydro-media. Но для сложных МП такая схема неэкономична.

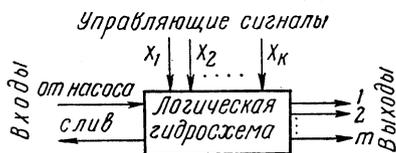


Рис. 1. Логическая схема гидросистемы.

Например, при восьми гидроцилиндрах может оказаться достаточно только трех-четыре электромагнитов. Кроме того, схемой такого вида трудно обеспечить специфические требования к системе управления, предъявляемые МП как объектом управления.

Важнейшим среди этих требований является недопущение одновременного включения числа гидроцилиндров (фрикционов) большего, чем $\lambda - 1$, где λ — число степеней свободы передачи. Это ограничение обеспечивается либо принудительным гидравлическим выключением с помощью двусторонних гидроцилиндров, либо надлежащей структурой гидросистемы, которая в этом случае напоминает устройства блокировки в обычных механических КПП.

К современным системам управления тяжелых МП предъявляется также ряд требований, регламентирующих их поведение в случае отказов.

Перечисленные ограничения существенно усложняют структуру системы управления по сравнению с элементарной. Задача заключается в построении регулярного аппарата для нахождения такой структуры по заранее выбранным условиям. Его существование будет оправдано лишь в том случае, если вероятное количество различных схем достаточно велико. Очевидно, что оно определяется количеством различных МП, а также возможностью использования одной и той же схемы управления для различных передач. Следовательно, чтобы решить эти вопросы, необходимо найти количественные характеристики связи между структурой системы управления и параметрами управляемой ею передачи.

Будем считать две многоступенчатые передачи эквивалент-

ными, если в них для переключения ступеней можно применить одну и ту же систему управления с соблюдением основных требований.

Очевидно, что для одной передачи возможны различные варианты системы управления, отличающиеся принципом работы (командная, автоматическая), конструктивным исполнением и др. Но все они будут обладать некоторыми общими свойствами, обусловленными связью с данной передачей. Поскольку нас интересуют только эти свойства, будем условно считать, что каждой передаче соответствует только одна система управления (рис. 1).

Для разработки такой системы достаточно иметь об управляемой ею передаче следующие сведения: число степеней свободы λ , число элементов управления (гидроцилиндров) m , число ступеней n , порядок работы элементов на всех ступенях (рабочие комбинации гидроцилиндров), тип гидроцилиндров. Известно, что этих данных также достаточно, чтобы различать несхожие кинематические схемы передач. Поэтому будем характеризовать многоступенчатые передачи сочетанием параметров λ , m , n , которые назовем **кинематической формулой** передачи. Например, формулой передачи, имеющей $\lambda=3$, $m=6$, $n=5$, будет 3—6—5.

Нетрудно заметить, что хотя перечисленные данные характеризуют кинематическую схему, они формально касаются только элементов ее управления. Следовательно, анализ самих кинематических схем можно заменить рассмотрением разновидностей графиков работы элементов управления для различных кинематических формул.

Число реально возможных кинематических формул невелико — около 5000, из них широко применяются 30—50.

Но для одной кинематической формулы возможно большое количество различных механизмов. Оно определяется различной степенью использования элементов управления, характеризуемой отношением максимально возможного числа ступеней α передачи к действительному числу n .

Известно, что

$$\alpha = C_m^{\lambda-1}. \quad (1)$$

Если $\alpha > n$, то для одной кинематической формулы можно в принципе получить β механизмов:

$$\beta = C_\alpha^n = C_m^n \lambda_{-1}. \quad (2)$$

Подсчеты, выполненные по этой формуле, дают огромное количество механизмов. Например, для распространенной передачи 3—6—6 имеем $\beta \approx 5000$, а для передачи 4—6—9 $\beta \approx 168\,000$.

Обозначим элементы управления (гидроцилиндры) буквами a , b , c , ... или А, В, С, ... Обозначение гидроцилиндров, включаемых

на какой-либо ступени, будем называть **комбинацией** гидроцилиндров, или просто комбинацией. Совокупность комбинаций, соответствующих всем ступеням, назовем набором комбинаций, или просто **набором**.

Число β можно рассматривать как оценку верхней границы числа наборов. Действительное их количество меньше, так как в β вошли «пустые» наборы, не соответствующие исходным данным, и равносильные наборы, которые следует учитывать только по одному от каждого класса равносильности (равносильные наборы рассматриваются в работе [2] при синтезе планетарных МП).

Пустыми следует считать наборы, в которых: а) не содержится одного (или более) из m исходных символов; б) один (или более) символ входит во все наборы.

Были определены условия и границы существования пустых наборов обоих типов и сделана попытка подсчитать их количество с целью уточнения действительного числа их. Оказалось, что от отбраковки пустых наборов нельзя ожидать существенного уменьшения числа β . Например, для формулы 4—6—7 было найдено $\beta \approx 77\,500$, а суммарное число пустых наборов — всего лишь 1440. Оставшееся количество превышает действительное число в основном за счет равносильных наборов. Их можно в принципе отыскать поочередным переименованием всех элементов управления, как это делается при синтезе планетарных передач [2]. Но такая работа нереальна.

Таким образом, анализ числа различных наборов показывает, что возможное количество схем систем управления весьма велико и не поддается перебору. В связи с этим необходимо найти специальные приемы для распознавания отличных друг от друга наборов (или систем управления и самих МП), не прибегая к анализу схем и конструкций. Такие приемы позволили бы решить ряд практических вопросов, в частности интересную задачу, называемую «задачей стыковки». Она заключается в следующем. Даны произвольная МП и система управления, имеющие одинаковые кинематические формулы, а наборы для них заданы в разных алфавитах. Нужно определить, пригодна ли система управления для данной МП, и при положительном ответе найти правильное соединение выходов системы с гидроцилиндрами МП.

В принципе задачу можно решить путем перебора всех возможных переименований символов обоих наборов. Но эту работу приходится выполнять вслепую, что приводит к большому числу операций. Она существенно упрощается, если использовать некоторые свойства наборов.

Если символы набора изобразить точками, произвольно расположенными на чертеже, а затем соединить линиями те символы, которые входят в общие комбинации, то получим граф, изображающий набор (т. е. представляющий порядок работы элементов управления) и подобный графам, применяемым при синтезе МП.

Двухстепенным МП соответствует нуль-граф. При большем числе степеней свободы каждая комбинация набора будет изображаться на графе путем, длина которого на единицу меньше числа степеней. На рис. 2, *a* показан граф для формул 3—6—15 и 4—6—15.

Очевидно, что эквивалентным набором будут соответствовать изоморфные графы. Но при наличии в графе циклов условие изоморфности становится недостаточным, так как в каждом из них могут использоваться различные пути. Вероятно, эти задачи можно решить с помощью теории графов и комбинаторики. Нами ис-

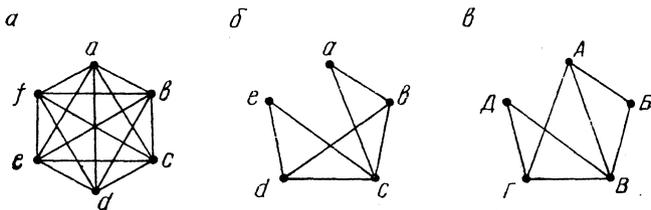


Рис. 2. Графы наборов:

a — полный граф для кинематических формул 3—6—15 и 4—6—15;
б, в — графы наборов № 1 и 2.

пользован более простой путь, подобный некоторым приемам из теории релейных устройств и основанный на понятии числа вхождений каждого символа в набор, или просто вхождения.

Каждый из t символов a, b, c, \dots используется в наборе определенное число раз. Это число вхождений, или просто вхождение. Оно показывает, на скольких ступенях МП включается данный элемент управления. Выписав все вхождения в порядке алфавитного расположения соответствующих символов, получим формулу набора.¹ На рис. 2, *б, в* показаны графы наборов, соответствующих одной кинематической формуле 4—5—5:

набор № 1: $abc-acd-ace-bce-bde$;

набор № 2: АБВ—АГД—БВГ—БВД—АВД.

Формулы наборов будут иметь вид: для набора № 1 3—3—4—2—3; для набора № 2 3—3—4—2—3, т. е. формулы одинаковы.

Очевидно, что для эквивалентности наборов необходимо совпадение их формул. Но можно показать, что и это условие недостаточно. Оно характеризует степени использования элементов управления, но не отражает связи между ними. Эти связи можно выразить, заменив символы в каждой комбинации набора числами их вхождений. Если полученные комбинации вхождений у сравниваемых наборов одинаковы (порядок расположения цифр безразличен), то наборы эквивалентны.

¹ Следует отметить, что вхождение совпадает с понятием степени графа набора в соответствующей вершине, т. е. показывает число инцидентных ей ребер.

Описанные операции удобно проделать с помощью таблиц, полученных из обычных таблиц задания графиков работы элементов управления. К ним добавляется снизу еще одна строка. Записав в ней числа единиц каждого столбца, получаем вхождение. После этого не представляет труда в добавленном справа столбце получить комбинации вхождений. Эта процедура для набора № 1 и 2 показана в табл. 1.

Таблица 1

Нахождение формул наборов и комбинаций вхождений

Номер комбинации	<i>a</i>	<i>b</i>	<i>c</i>	<i>d</i>	<i>e</i>	Комбинации вхождений	А	Б	В	Г	Д	Комбинации вхождений
1	1	1	1			3-3-4	1	1	1			3-3-4
2	1		1	1		3-4-2	1			1	1	3-2-3
3	1		1		1	3-4-3		1	1			3-4-2
4		1	1		1	3-4-3	1	1	1			3-4-3
5		1		1	1	3-2-3			1		1	3-4-3
Вхождение	3	3	4	2	3		3	3	4	2	3	

Видно, что комбинации вхождений совпадают, и наборы эквивалентны. Остается найти соответствие между их символами. Из сравнения вхождений следует, что обязательно $c=В$ и $d=Г$. Далее, сравнивая комбинации вхождений, находим, что $a=Б$. Для оставшихся символов возможно $e=А$ и $b=Д$ либо $b=А$ и $e=Д$, что равносильно. Заменяв символы по этим равенствам, получим из одного набора другой, что и требовалось. Соответствующее решение задачи стыковки для этого примера изображено на рис. 3.

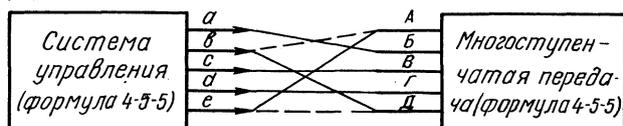


Рис. 3. Стыковка системы управления и многоступенчатой передачи.

Формула набора обладает некоторыми интересными свойствами, с помощью которых можно, не прибегая к анализу самих наборов, указать их возможные формулы для любой многоступенчатой передачи, зная только ее кинематическую формулу, т. е. синтезировать формулы наборов по кинематическим формулам. Одним из практических результатов, связанных с этим понятием, является определение области существования схем управления,

имеющих вид, известный в теории графов и релейных устройств под названием деревьев, или пирамид. Ценное свойство этих схем — простота и легкость построения, но они полностью пригодны только для определенных типов МП. Нами были найдены формулы наборов для таких МП, а по формулам наборов — и кинематические формулы МП. Результаты даны в табл. 2, где применяемость деревьев отмечена знаком «плюс». В принципе можно считать, что эти МП ввиду простоты выпадают из области синтеза схем управления. Но следует отметить, что в общем случае (при учете отказов) даже для таких МП нахождение схем требует применения методов синтеза.

Таблица 2

Область применения схем управления в виде деревьев

λ	2					3					4				
	4	5	6	7	8	4	5	6	7	8	4	5	6	7	8
4	+					+	-	-	-	-	-	-	-	-	-
5		+				-	-	-	-	-	-	-	-	-	-
6			+			-	+	-	-	-	-	-	-	-	-
7				+		-	-	-	-	-	-	-	-	-	-
8					+	-	-	+	-	-	-	-	+	-	-
9						-	-	+	-	-	-	-	-	-	-
10						-	-	-	+	-	-	-	-	-	-
11							-	-	-	-	-	-	-	-	-
12								-	+	+	-	-	-	+	-
13								-	-	-	-	-	-	-	-
14								-	-	-	-	-	-	-	-
15								-	-	-	+	-	-	-	-
16									-	+	-	-	-	-	+

Существующие в теории релейных устройств методы синтеза логических схем, к которым относятся и рассматриваемые здесь системы, основаны на законах булевой алгебры. Они обычно дают результаты в виде системы булевых функций, которые затем по определенным правилам реализуются схемой искомой системы. Применительно к гидросхемам такой метод описан в работе [3]. Для сложных МП алгебраический метод слишком громоздок.

В литературе [4] предложен более удобный метод синтеза пневмосистем, пригодный и для гидросистем. Но он также дает результат в виде системы булевых функций, переход от которой к схеме требует определенных навыков. В связи со спецификой рассматриваемых систем в данном случае более удобен метод, который позволял бы по исходным данным получить готовую принципиальную схему, минуя составление и обработку булевых функций. В качестве такового нами использован канонический метод синтеза переключательных схем [5].

Для гидросистем канонический метод сводится к следующему. Число золотников в схеме принимается равным числу действующих на них управляющих сигналов K («контактная» реализация схемы). Включенное состояние золотника (возвратная пружина сжата) и наличие соответствующего сигнала обозначается единицей, выключенное — нулем. Сигналы могут быть гидравлическими, механическими, пневматическими. Число возможных вариантов взаимного расположения золотников (состояний), а также комбинаций управляющих сигналов будет равно 2^K . Эти варианты представляются таблицей состояний, содержащей 2^K строк,

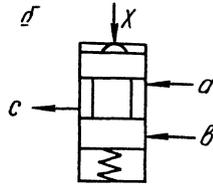
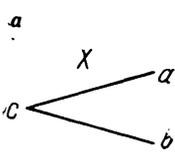


Рис. 4. Куст канонической таблицы и его гидравлическая реализация:

a — куст, b — соответствующий кусту золотник.

заполненных двоичными K -разрядными числами в порядке возрастания их величины. К таблице добавлено m столбцов (по числу выходов и числу гидроцилиндров МП), в которых указаны значения выходов. По таблице состояний строится каноническая таблица, графически совпадающая с известной схемой дерева. Все вершины канонической таблицы определенным образом нумеруются [5], одинаковые номера объединяются. Каждая вершина с двумя исходящими из нее отрезками образует «куст» (рис. 4, a), реализующий булеву функцию

$$c = a\bar{X}VbX.$$

Ту же функцию дает трехлинейный золотник с пружинным возвратом (рис. 4, b). Если каждую вершину канонической таблицы заменить шейкой такого золотника, то получим принципиальную золотниковую схему с K золотниками, каждый из которых имеет число шеек, равное числу номеров в соответствующем столбце таблицы. При гидравлических управляющих сигналах к каждому золотнику добавляется еще по одной шейке.

Таким образом, составив таблицу состояний, можно считать, что искомая схема определена (предполагая, что таблице соответствует только одна схема). Однако при составлении таблицы возникают определенные трудности.

Поскольку схема имеет $n+1$ рабочих состояний (по числу ступеней МП плюс нейтраль), а схема — 2^K состояний, то для

$$n + 1 < 2^K \quad (3)$$

выбрать рабочие состояния можно следующим числом способов:

$$N = C_2^{n+1}. \quad (4)$$

Чтобы найти среди них подходящий вариант, нужно определить критерии и способы отбраковки. В качестве основного критерия можно принять поведение схемы при отказах. Оно полностью определяется использованием $2^K - n - 1$ нерабочих состояний. Можно показать, что для гидравлических систем пригодные в отношении отказов схемы должны в каждом рабочем состоянии иметь одинаковое число r управляющих сигналов; причем желательно, чтобы оно было не меньше двух. В нейтральном состоянии сигналы должны отсутствовать или их должно быть меньше, чем в рабочих. При таком построении требуемое число сигналов (и соответственно — золотников) K^* будет определяться формулой

$$n \leq C_{K^*}^r, \quad (5)$$

и число N уменьшается во много раз. С помощью некоторых соображений оно может быть сведено к нескольким равноценным вариантам, из которых можно выбрать любой.

Описанная процедура представляет собой синтез таблицы состояний и относится к общему случаю синтеза схем. Для других случаев, например для систем автоматического управления, входные комбинации сигналов могут быть заданы заранее (конструктивно), и построение таблицы упрощается.

Таким образом, в общем случае синтез схемы управления МП осуществляется в следующем порядке.

1. Определяется число золотников K по формулам (3) или (5) (оно может также быть задано в исходных условиях).

2. Синтезируется таблица состояний, состоящая из 2^K строк и $K + m$ столбцов. В качестве рабочих выбираются n строк из $C_{K^*}^2$ строк, отвечающих условию (5), и первая строка — для нейтрала.

Рабочие состояния можно размещать в выбранных строках произвольно либо по конструктивным соображениям.

3. По таблице состояний строится каноническая таблица.

4. Каноническая таблица упрощается, и строится структурная схема. При этом единичный вход принимается за напорный вход схемы. Нулевые ветви не отбрасываются (как при синтезе электрических схем), а образуют сливную сеть схемы.

5. По структурной схеме строится конструктивная золотниковая схема, для чего вершины заменяются изображениями шеек золотников, а ветви принимаются за магистрали гидросистемы.

В качестве примера возможностей предлагаемой методики на рис. 5 показан синтез командной системы управления для сложной планетарной передачи 3—4—6 с полным использованием элементов управления, схема которой получена в работе [6]. Принято, что сигналы управления будут гидравлическими, и схема должна

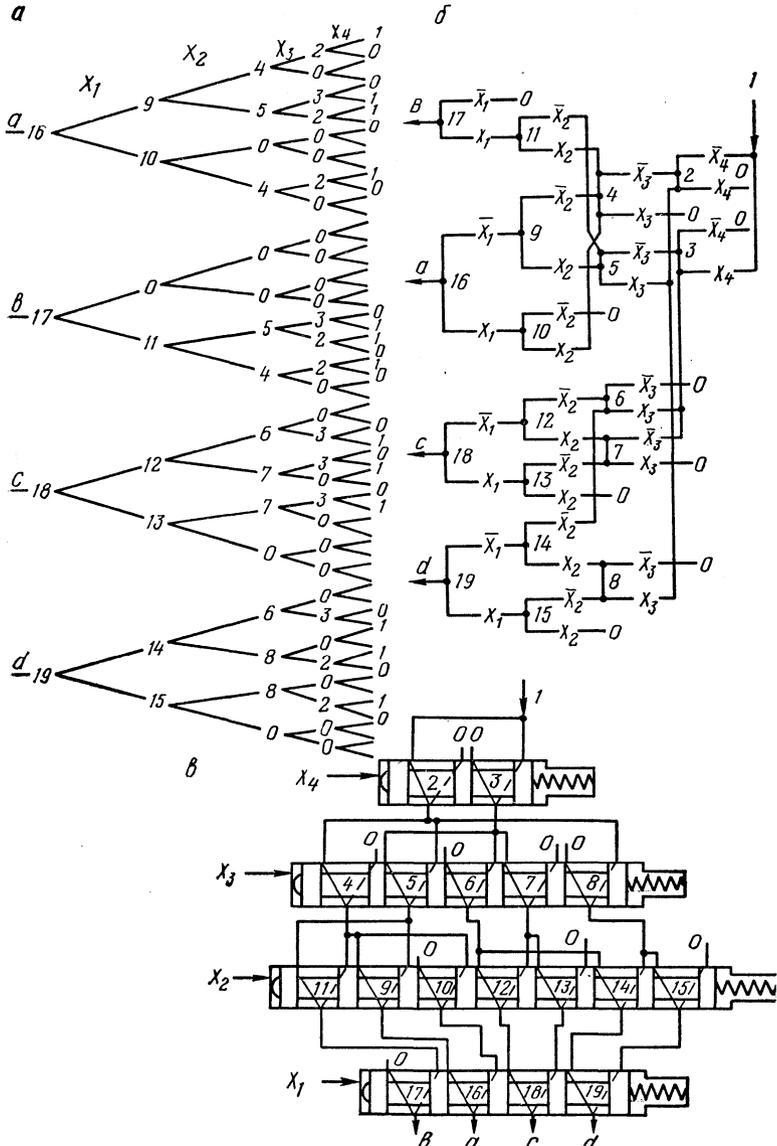


Рис. 5. Синтез схемы для МП 3—4—6:

a — каноническая таблица; *б* — структурная схема; *в* — конструктивная схема.

быть максимально защищена от опасных отказов. В табл. 3 дана полученная для этого случая таблица состояний. На рис. 5, *a*, *б*, *в* приведены соответственно исходная каноническая таблица, струк-

Таблица 3

Таблица состояний для системы управления трансмиссией 3—6—4

Номер состояния	X_1	X_2	X_3	X_4	a	b	c	d
1	0	0	0	0	1	0	0	0
2	0	0	0	1	0	0	0	0
3	0	0	1	0	0	0	0	0
4	0	0	1	1	0	0	1	1
5	0	1	0	0	0	0	0	0
6	0	1	0	1	1	0	1	0
7	0	1	1	0	1	0	0	1
8	0	1	1	1	0	0	0	0
9	1	0	0	0	0	0	0	0
10	1	0	0	1	0	1	1	0
11	1	0	1	0	0	1	0	1
12	1	0	1	1	0	0	0	0
13	1	1	0	0	1	1	0	0
14	1	1	0	1	0	0	0	0
15	1	1	1	0	0	0	0	0
16	1	1	1	1	0	0	0	0

турная и конструктивная схемы. Из рис. 5 видно, что она достаточно сложна. За счет ослабления требований в отношении отказов схему можно упростить.

Для синтеза сложных схем (в особенности для анализа встречающихся при этом вариантов) при использовании теории релейных устройств можно применить цифровые вычислительные машины, так как соответствующие машинные методы интенсивно развиваются для электрических устройств.

Литература

- [1] Липидус В. И., Петров В. А. Гидромеханические передачи автомобилей. М., 1961. [2] Крюков А. Д., Харченко А. П. Выбор трансмиссий гусеничных и колесных машин. М., 1963. [3] Перекрестов А. В. Построение релейных схем гидроавтоматики. М., 1965. [4] Герц Е. В. и др. Синтез пневматических приводов. М., 1966. [5] Блох А. Ш. Синтез переключательных схем. Минск, 1966. [6] Крейнс М. А., Розовский М. С. Зубчатые механизмы. М., 1965.

В. П. Т а р а с и к

К ВОПРОСУ ИССЛЕДОВАНИЯ ПРОЦЕССА ВКЛЮЧЕНИЯ ФРИКЦИОННЫХ МУФТ ГИДРОМЕХАНИЧЕСКИХ ПЕРЕДАЧ

Большое влияние на параметры работы фрикционных муфт, а также на динамические нагрузки в трансмиссии при переключении передач оказывает принцип действия гидравлических исполнительных цилиндров и закон нарастания давления в них в процессе сжатия дисков муфты. Изменение момента трения при буксовании фрикционной муфты можно выразить формулой:

$$M_{\phi}(t) = m \mu(t) F_{\text{сж}}(t), \quad (1)$$

где m — постоянная данной фрикционной муфты; $\mu(t)$ — коэффициент трения, изменяющийся в процессе буксования; $F_{\text{сж}}(t)$ — усилие сжатия дисков, переменное во времени.

Величина μ зависит от многих параметров, характеризующих процесс трения дисков. В результате экспериментальных исследований фрикционных муфт ГМП БелАЗ-540 установлено [1], что изменение коэффициента трения при буксовании муфты может быть описано эмпирической формулой:

$$\mu = \mu_0 + (A v_{1\text{ст}})^4 + B (N_{\text{уд}_{\text{МК}}})^{0,8} (1 - e^{-kt}) + E e^{D(40 - \omega_{\text{отн}})}, \quad (2)$$

где μ_0 — начальное значение коэффициента трения; $v_{1\text{ст}}$ — осредненное значение поверхностной температуры стального диска; $N_{\text{уд}_{\text{МК}}}$ — удельная мощность трения дисков с металлокерамическими накладками; $\omega_{\text{отн}}$ — относительная угловая скорость скольжения дисков муфты; A, B, E, D и k — коэффициенты.

В вальных коробках передач применяются фрикционные муфты с вращающимися гидравлическими исполнительными цилиндрами. Усилие сжатия дисков в этом случае определяется по формуле:

$$F_{\text{сж}}(t) = S_{\text{п}} p_{\text{п}}(t) + F_{\text{шп}}(t) - F_{\text{пр}}(H) - F_{\text{тр}}, \quad (3)$$

где $S_{\text{п}}$ — площадь поршня исполнительного цилиндра; $p_{\text{п}}(t)$ — статическое давление масла в цилиндре, изменяемое во времени в процессе буксования муфты; $F_{\text{шп}}(t)$ — усилие на поршень от

действия центробежного давления масла, переменное во времени в связи с изменением скорости вращения муфты при переключении передач и отставанием скорости вращения масла в цилиндре; $F_{\text{пр}}(H)$ — усилие отжимных пружин поршня после выбора зазора между дисками (при полном ходе поршня H); $\bar{f}_{\text{тр}}$ — суммарная сила трения поршня и дисков муфты.

При отсутствии устройств для плавного включения фрикционных муфт для определения зависимости $p_n = p_n(t)$ в работе [2] предложена формула:

$$p_n(t) = p_n - \frac{F_{\text{пр}}(H)}{S_n} \frac{p_n}{t_{1V}^2} (t_{1V} - t)^2, \quad (4)$$

где p_n — давление масла в магистрали подвода к цилиндру; t_{1V} — время нарастания давления в цилиндре до значения p_n в процессе сжатия дисков.

Проведя расчеты на электронных аналоговых вычислительных машинах, удобно применять другую формулу, которая при малых значениях t_{1V} дает достаточно близкое совпадение кривой изменения $p_n(t)$, определяемой по формуле (4):

$$p_n(t) = p_n(1 - e^{-k_1 t}), \quad (5)$$

где k_1 — коэффициент, характеризующий время, при котором $p_n(t) = 0,95 p_n$.

Для определения $F_{\text{уп}}(t)$ можно воспользоваться формулами, приведенными, например, в [3]. Усилие отжимных пружин определяется исходя из конструктивного исполнения по известным зависимостям.

Однако отсутствие устройств для плавного включения фрикционных муфт при переключении передач в трансмиссии автомобиля приводит к большим динамическим нагрузкам и преждевременному разрушению отдельных деталей и узлов. При этом диски муфты перегреваются и коробятся из-за большого градиента температуры по их толщине, обусловленного образованием значительной величины теплового потока в процессе буксования в связи с резким уменьшением относительной скорости дисков. Поэтому все современные ГМП снабжаются механизмами плавного включения фрикционных муфт.

На Белорусском автозаводе разработано и исследовано несколько таких механизмов. Схемы некоторых из них показаны на рис. 1. Рассмотрим принцип действия их и приведем математическое описание закономерностей регулирования давления в каналах подвода или в исполнительных цилиндрах фрикционных муфт.

На рис. 1, а приведена схема механизма плавного включения дроссельного типа, который работает следующим образом. При включении муфты давление в канале 7 подвода к цилиндру падает, в связи с чем плунжер 3 под действием пружины 2 отходит вправо,

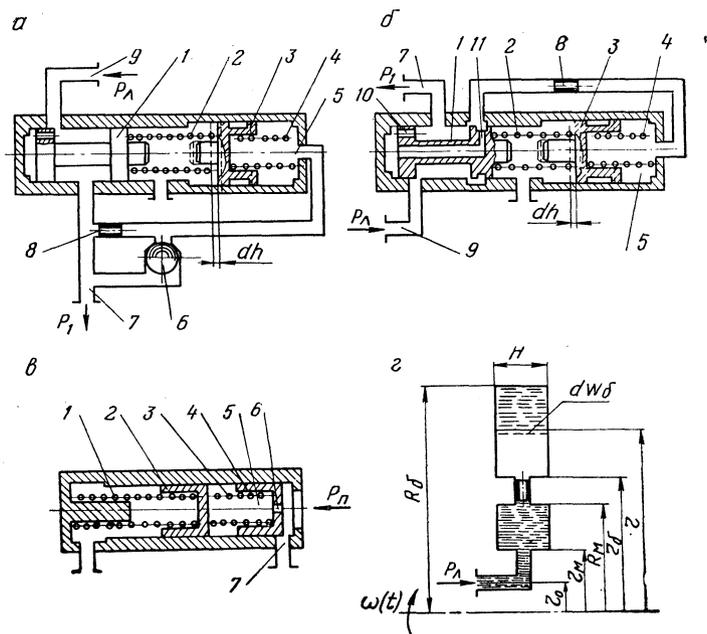


Рис. 1. Схемы устройств плавного включения фрикционных муфт: а и б — механизмы плавного включения дроссельного типа; в — механизм плавного включения, регулирующий давление за счет слива масла; г — расчетная схема исполнительного цилиндра с двумя полостями.

выталкивая масло из полости 5 через обратный клапан 6 в канал 7. Золотник 1 отходит влево, обеспечивая свободный проход масла из канала 9 в канал 7. В конце хода поршня исполнительного цилиндра, когда зазоры между дисками муфты выбраны, давление в канале 7 начинает возрастать, в результате чего золотник, преодолевая усилие пружины 2, прикроет отверстие 9. Масло из канала 7 через дроссель 8 начнет поступать в полость 5. Плунжер под действием давления в полости 5, усилия пружины 4, а также благодаря разности площадей торцевых поверхностей плунжера и золотника начнет медленно перемещаться влево, постепенно сжимая пружину 2, в соответствии с чем и будет увеличиваться давление в канале 7, обеспечивая плавное нарастание усилия сжатия дисков муфты.

Опишем процесс регулирования давления в канале 7 при сжатии дисков, принимая условия неразрывности потока и равнове-

сия. Силами инерции деталей и жидкости, а также силами трения пренебрегаем. Тогда можно записать систему дифференциальных уравнений:

$$\left. \begin{aligned} Q dt &= S_2 dh \\ S_1 dp &= c_1 dh \end{aligned} \right\}, \quad (6)$$

где S_1 и S_2 — площади торцевых поверхностей соответственно золотника и плунжера; Q — расход масла через дроссель 8; c_1 — жесткость пружины 2.

После соответствующих преобразований и интегрирования получим выражение зависимости изменения давления p_1 в канале 7 в функции времени t :

$$p_1 = \frac{\left(\frac{S_2}{S_1} - \frac{c_2}{c_1} - 1\right) (c_1 \xi t)^2 + 4c_1 \xi t \sqrt{S_2^3 \left(F'_{\text{нр}0} + \frac{S_2}{S_1} F_{\text{нр}0} - F_{\text{нр}0}\right)}}{4S_1 S_2^3} + \frac{F_{\text{нр}0}}{S_1}, \quad (7)$$

где c_2 — жесткость пружины 4; $F_{\text{нр}0}$ и $F'_{\text{нр}0}$ — соответственно усилия пружин 2 и 4 в крайнем правом положении плунжера (ходом золотника пренебрегаем);

$$\xi = CS_{\text{д}} \sqrt{\frac{2g}{\gamma}},$$

где C — коэффициент расхода дросселя 8; $S_{\text{д}}$ — площадь отверстия дросселя; γ — плотность жидкости.

При $S_1 = S_2$ выражение (7) получает вид:

$$p_1 = \frac{4c_1 \xi t \sqrt{F'_{\text{нр}0} S_1^3 - c_1 c_2 (\xi t)^2}}{4S_1^4} + \frac{F_{\text{нр}0}}{S_1}. \quad (8)$$

Если в механизме не устанавливать пружину 4, выражение (7) примет вид:

$$p_1 = \frac{\left(\frac{S_2}{S_1} - 1\right) (c_1 \xi t)^2 + 4c_1 \xi t \sqrt{S_2^3 F_{\text{нр}0} \left(\frac{S_2}{S_1} - 1\right)}}{4S_1 S_2^3} + \frac{F_{\text{нр}0}}{S_1}. \quad (9)$$

Полное время перемещения плунжера $t_{\text{пл}}$, в течение которого происходит регулирование давления, определяется по формуле:

$$t_{пл} = \frac{2S_1 \sqrt{S_2^3} \left(\sqrt{F_{пр0} + c_1 h} \left(S_2 - S_1 - \frac{c_2}{c_1} S_1 \right) + F'_{пр0} + \frac{c_2}{c_1} F_{пр0} - \sqrt{F'_{пр0} + \frac{S_2}{S_1} F_{пр0} - F_{пр0}} \right)}{\xi c_1 \left(S_2 - S_1 - \frac{c_2}{c_1} S_1 \right)}, \quad (10)$$

где h — полный ход плунжера.

На основании формулы (8) на рис. 2 построен график, на котором приведены кривые изменения давления $p_1 = p_1(t)$ при различных диаметрах отверстия дросселя d_d . При расчете принято: $S_1 = S_2 = 3,14 \text{ см}^2$; $F_{пр0} = 6,92 \text{ кг}$; $F'_{пр0} = 2,3 \text{ кг}$; $c_1 = 11,55 \text{ кг/см}$; $c_2 = 0,655 \text{ кг/см}$.

В результате испытаний клапана (рис. 1, а) на гидромеханической передаче установлено, что если при переключении передач

давление в канале 7 падает незначительно, то плунжер отходит вправо на небольшую величину, после чего механизм плавного включения оказывает влияние на процесс включения только на режимах нагрузки в трансмиссии автомобиля, близких к номинальному, когда буксование фрикционной муфты оканчивается при давлении, регулируемом золотником. Такое положение создается в связи с тем, что в вальных коробках передач с вращающимися фрикционными муфтами механизм плавного включения расположен слишком далеко от исполнительного цилиндра и каналы подачи масла в цилиндры имеют большое гидравлическое сопротивление.

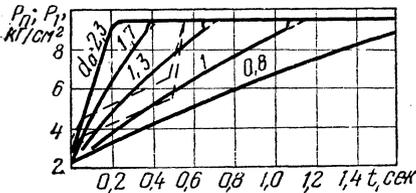


Рис. 2. Графики изменения регулируемого давления во времени (сплошные линии — для механизмов, приведенных на рис. 1, а и б; штриховые — для механизма, примененного в ГМП БелАЗ-540).

давление в канале 7 падает незначительно, то плунжер отходит вправо на небольшую величину, после чего механизм плавного включения оказывает влияние на процесс включения только на режимах нагрузки в трансмиссии автомобиля, близких к номинальному, когда буксование фрикционной муфты оканчивается при давлении, регулируемом золотником. Такое положение создается в связи с тем, что в вальных коробках передач с вращающимися фрикционными муфтами механизм плавного включения расположен слишком далеко от исполнительного цилиндра и каналы подачи масла в цилиндры имеют большое гидравлическое сопротивление.

С учетом этого недостатка разработан механизм 4, схема которого приведена на рис. 1, б. Он отличается от описанного тем, что во время выбора зазоров между дисками полость плунжера 5 соединена со сливом, а левый торец золотника 1 дроссельными отверстиями 10 и 11 соединен с каналом 7 и одновременно со сливом, в результате чего на него действует в соответствующее число раз меньшее давление, чем в канале 7. В конце хода плунжера (обычно он немного не доходит до правого крайнего положения) усилие на золотник от давления масла начинает превышать усилие пружины 2, вследствие чего он перемещается вправо и перекрывает слив из полости плунжера 5, соединяя ее дроссельным отверстием с каналом 7. Плунжер начинает перемещаться

влево, сжимая пружину и обеспечивая плавное нарастание давления в канале 7. В процессе сжатия дисков этот механизм работает так же, как и описанный выше. Закон нарастания давления в канале 7 соответствует приведенным формулам (7—9).

При применении одного такого механизма на всех передачах необходимо, чтобы время заполнения цилиндров всех фрикционных муфт было примерно одинаково и мало зависело от режима работы ГМП. Время отхода плунжера $t'_{пл}$ в правое положение можно определить по формулам, выведенным из условий неразрывности потока и равновесия плунжера (силами инерции и трения пренебрегаем):

$$\left. \begin{aligned} Qdt &= S_2 dh \\ S_2 dp_2 &= (c_1 + c_2) dh \end{aligned} \right\}. \quad (11)$$

После интегрирования находим время отхода плунжера:

$$t'_{пл} = \frac{2S_2^2}{\xi(c_1 + c_2)} \left(\sqrt{\frac{h(c_1 + c_2) + F_{np_0} - F'_{np_0}}{S_2}} - \sqrt{\frac{F_{np_0} - F'_{np_0}}{S_2}} \right). \quad (12)$$

Для механизма, показанного на рис. 1, а, время отхода плунжера определяется по формуле:

$$t'_{пл} = \frac{2S_2^2}{\xi(c_1 + c_2)} \left(\sqrt{\frac{h'(c_1 + c_2) + F_{np_0} - F'_{np_0}}{S_2}} - p'_1 - \sqrt{\frac{F_{np_0} - F'_{np_0}}{S_2} p'_1} \right), \quad (13)$$

где p'_1 — давление в канале 7 в процессе выбора зазоров между дисками муфты; h' — ход плунжера, определяемый из выражения:

$$h' = h - \frac{p'_1 S_2 - F_{np_0} - F'_{np_0}}{c_1 + c_2}.$$

Если давление p'_1 значительно превышает давление в цилиндре в конце хода поршня, определяемое усилием отжимных пружин поршня и сил трения, то произойдет жесткое включение муфты. Это обусловлено тем, что давление в цилиндре резко возрастает до величины $\infty p'_1$, и только после этого будет медленно возрастать в соответствии с затяжкой пружины 2 золотника. Таким образом, механизм, показанный на рис. 1, а, можно применять лишь в том случае, если его установить в непосредственной близости от исполнительного цилиндра, что возможно только в планетарных коробках.

В ГМП Torqmatic серий 5960—6060 с планетарной коробкой передач применен механизм плавного включения, показанный на рис. 1, в. Этот механизм может быть использован в вальных коробках передач с вращающимися фрикционными муфтами. Однако для получения положительного эффекта он должен устанавливаться непосредственно в исполнительном цилиндре таким образом, чтобы давление масла в нем воздействовало на золотник 4.

Работает этот механизм следующим образом. В конце хода поршня давление в цилиндре возрастает до значения, при котором золотник механизма 4, двигаясь влево вместе с плунжером 2, открывает отверстие слива 7. После этого под действием давления масла в полости 5, а также усилия пружины 3 плунжер отрывается от золотника и начинает перемещаться влево, сжимая пружину 1. Давление в цилиндре, а также в полости 5 нарастает соответственно увеличению усилия пружины 1. Скорость перемещения плунжера определяется разностью давлений в цилиндре перед дроссельным отверстием 6 и в полости 5, получаемой за счет усилия пружины 3. После достижения плунжером крайнего левого положения давление масла слева и справа на золотник 4 начинает выравниваться, и он под действием пружины 3 перекрывает отверстие слива 7. В результате этого давление в цилиндре возрастает до максимального значения, соответствующего давлению в канале подвода. После выключения фрикционной муфты плунжер 2 под действием пружины 1, преодолевая усилие более слабой пружины 3, возвращается в крайнее правое положение до соприкосновения с золотником 4.

Пренебрегая силами инерции и трения и обозначив площади торцов золотника S_1 и плунжера S_2 , можно написать систему дифференциальных уравнений для этого механизма:

$$\left. \begin{aligned} Qdt &= S_2 dh \\ S_1 dp_n &= \left(c_2 \frac{S_1}{S_2} - c_1 \right) dh \end{aligned} \right\}. \quad (14)$$

После интегрирования и преобразования получим выражение для определения изменения давления в цилиндре:

$$p_n = \frac{4\xi S_2 (c_2 S_1 - c_1 S_2) \left(c_1 + c_2 - c_1 \frac{S_2}{S_1} \right) \sqrt{F_{np1_0} S_1^3 t - c_1 [(c_2 S_1 + c_1 S_2) \xi t]^2}}{4S_1^3 S_2^3 \left(c_1 + c_3 - c_1 \frac{S_2}{S_1} \right)} + \frac{F_{np1_0} (S_2 - S_1) + F_{np2_0} S_1}{S_1 S_2}, \quad (15)$$

где F_{np1_0} — усилие пружины 3 в исходном положении плунжера, когда он соприкасается с золотником; F_{np2_0} — усилие пружины 1.

жины 1 в положении, когда плунжер и золотник, двигаясь вместе влево, открывают отверстие слива 7.

Полное время перемещения плунжера $t_{пл}$, в течение которого происходит регулирование давления, определяется по формуле:

$$t_{пл} = \frac{2 \left(c_1 + c_2 - c_1 \frac{S_2}{S_1} \right) \sqrt{S_1^3}}{\xi c_1 (c_2 S_1 - c_1 S_2)} \left(\sqrt{F_{нр1_0}} - \sqrt{F_{нр1_0} - c_1 h} \right). \quad (15a)$$

При $S_1 = S_2$, что обычно выполняется в реальных механизмах, в частности в механизме плавного включения ГМП Torgmatic, выражения (15) и (15a) принимают вид:

$$p_{п} = \frac{4\xi c_2 (c_2 - c_1) \sqrt{F_{нр1_0} S_1^3} t - c_1 [(c_2 - c_1) \xi t]^2}{4c_2 S_1^4} + \frac{F_{нр2_0}}{S_1}; \quad (16)$$

$$t_{пл} = \frac{2c_2 \sqrt{S_1^3}}{\xi c_1 (c_2 - c_1)} \left(\sqrt{F_{нр1_0}} - \sqrt{F_{нр1_0} - c_1 h} \right). \quad (16a)$$

В ГМП БелАЗ-540 применен механизм плавного включения фрикционных муфт, который отличается от приведенного на рис. 1, в тем, что пружина 3 опирается на неподвижный упор. Выражение для определения изменения давления в цилиндре в этом случае получается из формулы (15), как для частного случая:

$$p_{п} = \frac{F_{нр1_0} S_2 + F_{нр2_0} S_1}{S_1 S_2} + \frac{c_2 \xi \sqrt{\frac{F_{нр1_0}}{S_1}}}{S_2^2} t. \quad (17)$$

Это уравнение прямой линии. Первое слагаемое правой части определяет значение давления в цилиндре, с которого механизм вступает в работу и начинает регулировать давление.

Выражение для определения полного времени срабатывания механизма $t_{пл}$ имеет вид:

$$t_{пл} = \frac{S_2 h}{\xi \sqrt{\frac{F_{нр1}}{S_1}}}. \quad (17a)$$

На рис. 2 штриховыми линиями показаны кривые изменения давления в цилиндре, построенные в соответствии с формулой (17). Две наклонные линии соответствуют различной степени открытия сливного отверстия 7 (рис. 1, в), определяемой разным значением производительности маслонасоса при малой и большой скорости вращения входного вала ГМП.

Следует отметить, что применение только рассмотренных механизмов плавного включения без наличия системы регулирования давления масла в цилиндрах в зависимости от скоростного

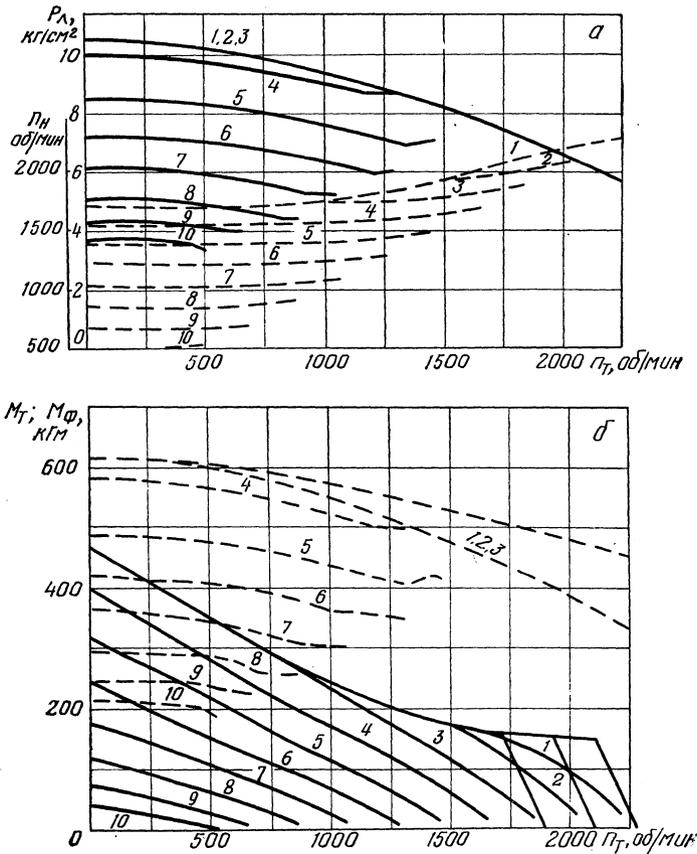


Рис. 3. Характеристики перспективной гидромеханической передачи БелАЗ с регулируемым давлением масла в магистрали включения фрикционных муфт:

a — изменение давления p_d (сплошная линия) и скорость вращения вала двигателя n_n (штриховая) в функции скорости вращения турбины n_T ; *б* — крутящий момент на турбинном колесе M_T (сплошная линия) и момент трения фрикционной муфты M_f (штриховая); 1—10 — кривые, соответствующие различным скоростным режимам двигателя.

режима и нагрузки ГМП, а также без устройств для сокращения времени разрыва потока мощности при переключении передач не может дать желаемого эффекта по снижению динамических нагрузок и повышению плавности.

Уменьшение времени нахождения ГМП в нейтрали решается различными способами. Большинство из них значительно усложняет конструкцию системы управления и не обеспечивает требуемой надежности. Наиболее простым следует признать способ, обеспечивающий сокращение времени включения исполнительного цилиндра за счет применения ступенчатого поршня, образующего с барабаном муфты две полости цилиндра — малую и большую. Малая полость служит для быстрого перемещения поршня и обеспечения предварительного сжатия дисков. Большая полость заполняется несколько позже и окончательно дожимает диски.

В перспективных ГМП Белорусского автозавода вопрос плавного включения фрикционных муфт решается применением исполнительных цилиндров с двумя полостями при одновременном регулировании давления масла в зависимости от скоростного режима и нагрузки.

На рис. 3, а показаны кривые изменения давления масла и кривые (штриховые) изменения скорости вращения вала двигателя в функции изменения скорости вращения турбины, а на рис. 3, б соответствующие им кривые выходной характеристики турбины и момента трения фрикционной муфты (штриховые линии) при коэффициенте трения $\mu=0,1$ и усилии сжатия, развиваемом обеими полостями исполнительного цилиндра. Верхняя линия соответствует приращению момента муфты с учетом центробежного давления масла.

В результате испытаний ГМП установлено, что время разрыва потока мощности при переключении передач под нагрузкой составляет около 0,1—0,2 сек, что можно считать вполне приемлемым.

Постепенное нарастание давления в большой полости цилиндра обеспечивается сжатием находящегося в ней воздуха за счет подачи масла через дроссельное отверстие. Расчетная схема для определения закономерности изменения давления в большой полости цилиндра представлена на рис. 1, г. Из условия неразрывности потока имеем:

$$dW_6 = Qdt = \xi \sqrt{p'_n - p'_6} dt, \quad (18)$$

где p'_n и p'_6 — абсолютные давления в линии подвода и в большой полости цилиндра; dW_6 — изменение объема цилиндра, занятого воздухом.

Принимаем процесс сжатия воздуха изотермическим, т. е.

$$p'_6 W_6 = p'_6 W_6. \quad (19)$$

Считая, что большая полость цилиндра полностью заполнена воздухом (W_6) и избыточное давление в ней составляет величину $p_6 = 0$, после интегрирования и соответствующих преобра-

зований получим выражение зависимости времени нарастания избыточного давления p_6 от параметра цилиндра и давления в системе:

$$t = \frac{W_{60}}{\xi \sqrt{(p_n + 1)^3}} \left[\sqrt{p_n(p_n + 1)} - \frac{\sqrt{(p_n + 1)(p_n - p_6)}}{p_6 + 1} + \ln \frac{\sqrt{p_6 + 1}(\sqrt{p_n} + \sqrt{p_n + 1})}{\sqrt{p - p_6} + \sqrt{p_n + 1}} \right]. \quad (20)$$

На рис. 4 приведены графики изменения давления в большой полости цилиндра муфты в функции времени при различном давлении масла в магистрали p_n . При вращении цилиндра значение p_n необходимо увеличивать на величину центробежного давления масла у дресселя.

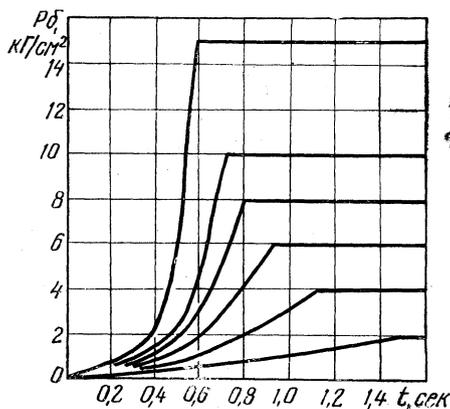


Рис. 4. Зависимость изменения давления в большой полости цилиндра во времени от величины давления в магистрали подвода масла к фрикционной муфте.

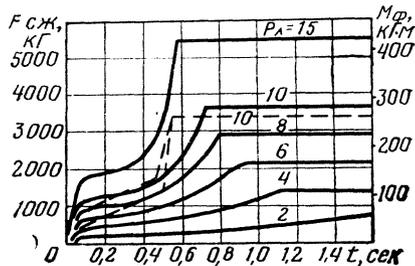


Рис. 5. Графики изменения усилия сжатия дисков $F_{сж}$ во времени (сплошные линии — для гидравлического исполнительного цилиндра с двумя полостями; штриховые — для механизма, примененного в ГМП БелАЗ-540).

Усилие сжатия дисков в этом случае определяется по формуле:

$$F_{сж}(t) = p_m(t) S_m + p_6(t) S_6 + F_{цм}(t) + F_{цб}(t) - F_{пр}(H) - F_{пр}, \quad (21)$$

где $p_m(t)$ — давление масла в малой полости цилиндра, определяемое по формуле (4) или (5); S_m и S_6 — площади поршня, на которые действует давление в малой и большой полостях; $F_{цм}(t)$ — усилие центробежного давления масла в малой полости, определяемое по формулам, приведенным в [3]; $F_{цб}(t)$ — усилие

центробежного давления масла в большой полости, определяемое по формуле:

$$F_{цб}(t) = \frac{\pi \gamma \omega^2(t) \alpha^2}{4g} [R_6^2 - r^2(t)]^2, \quad (22)$$

где $\omega(t)$ — угловая скорость вращения цилиндра, переменная в процессе буксования; α — коэффициент отставания скорости вращения масла в цилиндре; $r(t)$ — внутренний радиус масляного кольца, изменяемый в процессе заполнения большой полости цилиндра и определяемый по формуле:

$$r(t) = \sqrt{\frac{R_6^2 + r_6^2 \rho_6(t)}{\rho_6(t) + 1}}. \quad (23)$$

Следует отметить, что в конце процесса заполнения большой полости вращающегося цилиндра в связи с большей плотностью масла по сравнению с воздухом последний начинает вытесняться из большой полости в малую и далее в магистраль подвода масла, в результате чего скачкообразно увеличивается высота столба вращающейся жидкости, и сила центробежного давления принимает значение:

$$F_{цм} + F_{цб} = \frac{\pi \gamma \omega^2 \alpha^2}{4g} [R_6^4 - r_m^4 - 2r_0^2 (R_6^2 - r_m^2)]. \quad (24)$$

На рис. 5 приведены кривые изменения усилия сжатия дисков фрикционной муфты перспективной ГМП БелАЗ, определенные по формуле (21) без учета сил центробежного давления масла. Этим графиком можно пользоваться для расчета процесса включения фрикционной муфты при трогании. Здесь же штриховыми линиями показано изменение усилия сжатия дисков муфты ГМП БелАЗ-540. По оси ординат справа отложены значения момента трения муфт при динамическом коэффициенте трения $\mu = 0,05$, что соответствует среднему значению его в процессе буксования при трогании автомобиля с начальной скоростью вращения вала двигателя около 1000 об/мин.

Из рассмотренных графиков (рис. 3 и 5) видно, что применение регулируемого давления в зависимости от скоростного режима и нагрузки при одновременном обеспечении плавного нарастания давления в исполнительном цилиндре позволяет в большей степени удовлетворить требованиям достижения оптимальных условий процесса включения фрикционных муфт гидромеханических передач.

Предложенные формулы позволяют производить расчетное исследование различных гидравлических устройств, предназначенных для регулирования процесса сжатия дисков муфты.

Литература

[1] Тарасик В. П. и др. Улучшение эксплуатационных качеств тракторов и автомобилей. — Труды Белорус. ин-та механизации сельского хозяйства. Горки, 1969, вып. 13. [2] Харитонов Н. П., Анохин В. А. К вопросу о плавности переключения гидромеханической передачи. — «Автомобильная промышленность», 1963, № 5. [3] Гапоян Д. Т. Фрикционы автоматических коробок передач. М., 1966. [4] Тарасик В. П. и др. Бюллетень изобретений и товарных знаков, 1969, № 11 (авторское свидетельство № 239807). [5] Жук М. Н., Гурман П. Я., Тарасик В. П. Исследование механизмов плавного включения фрикционных муфт гидромеханических передач. — Труды НАМИ. М., 1970, вып. 124.

О. С. Руктешель

ЭЛЕКТРОННЫЕ МОДЕЛИ ПРОЦЕССОВ ТРОГАНИЯ С МЕСТА И ПЕРЕКЛЮЧЕНИЯ ПЕРЕДАЧ НА ХОДУ КОЛЕСНОГО ТРАКТОРА

Основное отличие трансмиссий, позволяющих переключать передачи на ходу трактора, от обычных механических трансмиссий связано с наличием в коробках передачи (КП) первых гидравлических или пневматически управляемых фрикционных элементов, которые обеспечивают безостановочное движение машинно-тракторного агрегата (МТА) при переключении передач на ходу. В связи с этим динамические нагрузки, возникающие в трансмиссиях данного типа на переходных режимах работы трактора, зависят не только от момента трения главной муфты сцепления, темпа ее включения, сцепления ведущих колес с дорогой, параметров машинного агрегата и зазора в сцепке, но и от факторов, связанных с работой, конструкцией и приводом управления многодисковых фрикционов КП. Поэтому при исследовании тракторов МТЗ-Э60 и МТЗ-Э80 с трансмиссиями с переключением передач на ходу в первую очередь представляли интерес процессы, связанные с работой фрикционов КП, т. е. процесс трогания с места и разгона МТА и процесс переключения передач под нагрузкой. Во время этих процессов в силовой передаче трактора возникают значительные по амплитуде колебания крутящего момента, максимальные величины которого должны быть учтены при расчете деталей трансмиссии на прочность.

Силовая передача трактора МТЗ-Э60 включает в себя двигатель Д-60 мощностью 44,2 квт при 188,5 рад/сек, однодисковую муфту сцепления и двухдиапазонную 12-ступенчатую КП, состоящую из планетарного повышающего редуктора, собственно коробки и редуктора переключения диапазонов (рабочего и транспортного). Трансмиссия обеспечивает движение трактора со скоростями от 1,14 до 9,32 м/сек. Привод насоса гидросистемы управления фрикционными элементами КП осуществляется непосредственно от двигателя.

Трактор МТЗ-Э80 оборудован двигателем СМД-14 мощностью 55 квт при 178 рад/сек, двухдисковой муфтой сцепления и трехдиапазонной 12-ступенчатой КП, обеспечивающей движение трактора со скоростью в пределах 1,58—8,78 м/сек. Масляный насос

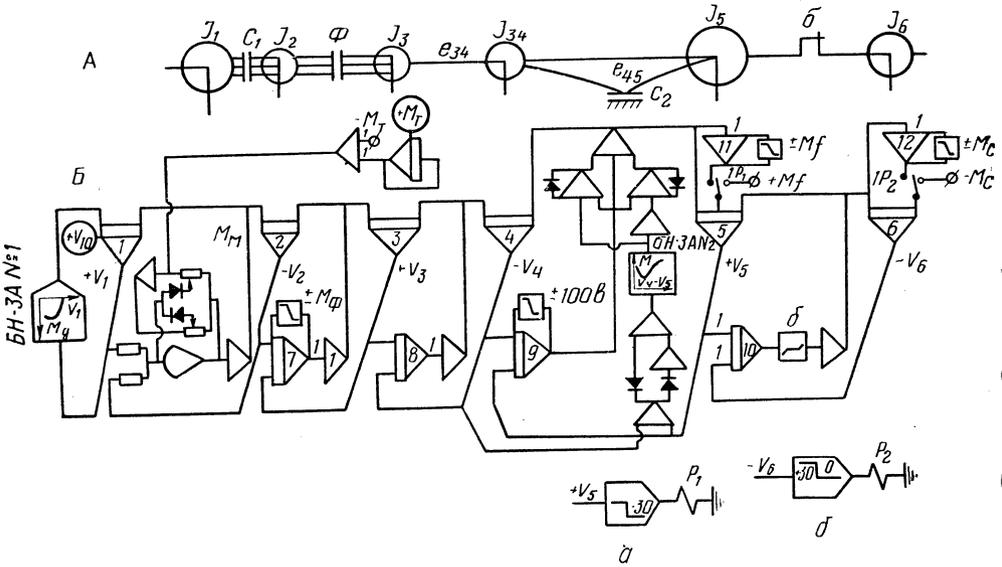


Рис. 1. Динамическая система (А) и блок-схема (Б) исследования процесса трогания с места и разгона трактора МТЗ-Э60.

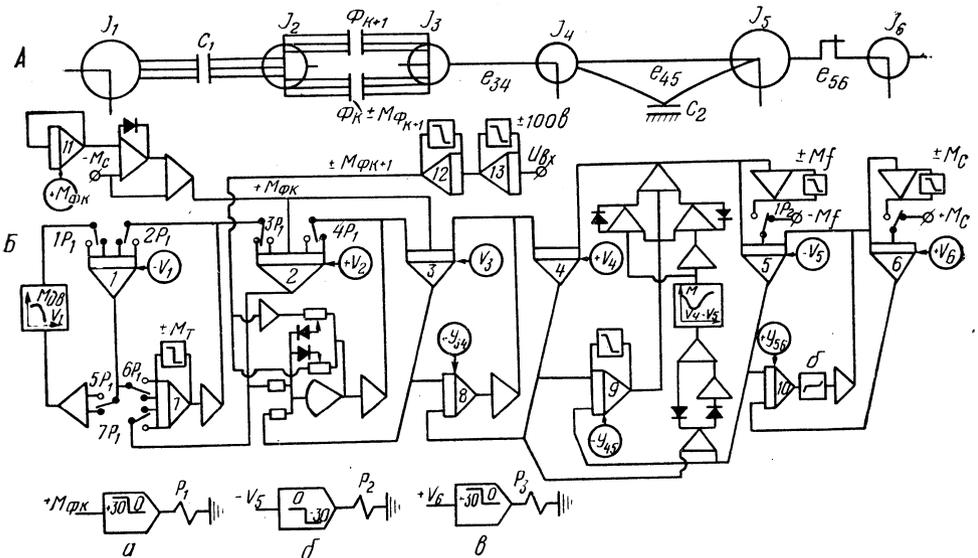


Рис. 2. Динамическая система (А) и блок-схема (Б) исследования процесса переключения на смежную высшую передачу на ходу колесного трактора.

гидросистемы управления фрикционными КП получает привод от первичного вала коробки. Переключение передач внутри диапазонов КП обоих тракторов осуществляется на ходу с помощью фрикционных элементов, а переключение диапазонов — с помощью скользящих шестерен при остановленном тракторе.

С целью теоретического исследования процессов трогания с места и переключения передач на ходу под нагрузкой были составлены расчетные динамические схемы машинных агрегатов тракторов МТЗ-Э60 и МТЗ-Э80 и разработаны электронные модели рассматриваемых процессов (рис. 1 и 2).

Параметры динамических систем определялись частично расчетным, частично опытным путем. При расчетном определении податливости системы, кроме податливостей валопроводов на кручение, учитывалась также крутильная податливость соединений вала — ступицы и податливость зубьев шестерен, что значительно приближает расчетные значения податливости к опытным.

Для удобства расчета на аналоговых вычислительных машинах (АВМ) при исследовании процесса трогания с места параметры динамической системы трактора МТЗ-Э60 приводились к колечатому валу двигателя, а при исследовании процесса переключения передач на ходу тракторов МТЗ-Э60 и МТЗ-Э80 — ко вторичному валу КП.

В расчетных динамических системах (рис. 1, А и 2, А) приведенные моменты инерции масс подвижных деталей двигателя и ведущих элементов муфты сцепления обозначены через J_1 , ведомых деталей сцепления и первичного вала КП — J_2 , промежуточного и вторичного валов КП, части дифференциала и шестерен конечной передачи — J_3 , оставшейся части дифференциала, шестерен конечной передачи и ведущих колес трактора — J_4 , ведомых колес и поступательно движущейся массы трактора — J_5 , массы прицепа или сельскохозяйственные орудия — J_6 . Приведенная податливость трансмиссии изображена в системах упругим звеном e_{34} , шин ведущих колес — звеном e_{45} , сцепки — звеном e_{56} .

Сцепление C_1 соответствует муфте сцепления, C_2 — сцеплению ведущих колес с дорогой, Φ — фрикционному элементу в КП.

При трогании с места и разгоне МТА на базе трактора МТЗ-Э60 в исходном положении все массы (рис. 1, А) неподвижны, за исключением маховика двигателя, вращающегося с угловой скоростью V_1 ; сцепление C_1 выключено. При включении указанного сцепления вся система разгоняется под действием момента трения $M_m(t)$, закон нарастания которого с достаточной степенью точности описывается уравнением

$$M_m = M_T(1 - e^{-kt}),$$

где M_T — статический момент трения муфты сцепления; k — параметр, зависящий от времени включения сцепления.

Уравнения движения масс динамической системы при этом могут иметь вид:

$$\left. \begin{array}{l} \text{а) } I_1 \dot{V}_1 = M_{\text{дв}}(V_1) - M_m(t) \\ \text{б) } (I_2 + I_3) \dot{V}_{23} = M_m(t) - Y_{34}; \quad \dot{Y}_{34} = \frac{V_{23} - V_4}{e_{34}} \\ \text{в) } I_4 \dot{V}_4 = Y_{34} - Y_{45} \\ \text{г) } I_5 \dot{V}_5 = Y_{45} - M_f; \quad \dot{Y}_{45} = \frac{V_4 - V_5}{e_{45}} \\ \text{д) } I_6 \dot{V}_6 = 0 \end{array} \right\} 1)$$

В случае наличия пробуксовки фрикциона КП уравнение (б) будет заменено следующими:

$$\begin{aligned} I_2 \dot{V}_2 &= M_m(t) - M_\phi; & \dot{Y}_{34} &= \frac{\dot{V}_3 - V_4}{e_{34}}. \\ I_3 \dot{V}_3 &= M_\phi - Y_{34}; \end{aligned}$$

После выравнивания угловых скоростей ведущей и ведомой частей муфты сцепления C_1 уравнения (а) и (б) системы (1) заменяются одним

$$(I_1 + I_2 + I_3) \dot{V}_{123} = M_{\text{дв}}(V_1) - Y_{34}; \quad \dot{Y}_{34} = \frac{V_{23} - V_4}{e_{34}}.$$

При пробуксовке ведущих колес трактора уравнения (в) и (г) принимают вид:

$$\begin{aligned} I_4 \dot{V}_4 &= Y_{34} - M_\varphi; & M_\varphi &= f(V_4 - V_5); \\ I_5 \dot{V}_5 &= M_\varphi - M_f; & \dot{Y}_{34} &= \dot{Y}_{34} = \frac{V_3 - V_4}{e_{34}}. \end{aligned}$$

После выбора зазора в сцепке уравнения (г) и (д) заменяются уравнениями:

$$\begin{aligned} I_5 \dot{V}_5 &= Y_{45} - M_f - Y_{56}; & Y_{45} &= \frac{V_4 - V_5}{e_{45}}; \\ I_6 \dot{V}_6 &= Y_{56} - M_c & Y_{56} &= \frac{V_5 - V_6}{e_{56}}. \end{aligned}$$

Каждое изменение состояния сцепления или зазора вызывает необходимость изменения уравнений движения. Всего можно написать 2^m систем уравнений, где m — количество элементов, расчленяющих динамическую систему (сцепления, зазоры).

В вышеприведенных системах уравнений: V_i и \dot{V}_i — угловые скорости и ускорения i -й массы; $V_{i, i+1, i+2}$ и $\dot{V}_{i, i+1, i+2}$ — общие угловые скорости и ускорения масс $i, i+1$ и $i+2$; $Y_{i, i+1}$ — упругий момент в звене, соединяющем i и $i+1$ массы (где $i=1, 2, \dots, 6$); $M_{дв}(V_1)$ — крутящий момент двигателя в функции скорости вращения маховика; M_{ϕ} — статический момент трения фрикциона КП; M_{ϕ} — приведенный момент по сцеплению шин ведущих колес с грунтом в функции скорости буксования колес; M_f и M_c — приведенный момент сопротивления передвижению сельскохозяйственного орудия.

Процесс переключения с низшей передачи K на смежную высшую передачу $K+1$ на ходу тракторов МТЗ-Э60 и МТЗ-Э80 начинается одновременным включением фрикциона высшей передачи Φ_{K+1} и выключением фрикциона Φ_K низшей передачи. Осциллографирование реальных процессов [1] показывает, что момент трения в выключаемом фрикционе изменяется по закону, близкому к экспоненциальному, т. е. $M_{\Phi_K} = M_t e^{-nt}$, а момент трения во включаемом фрикционе возрастает по квадратичной параболе $M_{\Phi_{K+1}} = at^2$, где M_t — статический момент трения фрикциона; n и a — параметры, характеризующие время изменения момента трения фрикционов.

Дифференциальные уравнения движения масс J_2 и J_3 (рис. 2, А) при переключении на смежную высшую передачу в общем случае имеют вид:

$$\left. \begin{aligned} I_2 \dot{V}_2 &= M_m - M_{\Phi_K} \text{sign}(V_2 - V_3) - M_{\Phi_{K+1}} \text{sign}(V_2 - V_3) \\ I_3 \dot{V}_3 &= M_{\Phi_K} \text{sign}(V_2 - V_3) + M_{\Phi_{K+1}} \text{sign}(V_2 - V_3) - Y_{34}; \quad Y_{34} = \frac{V_3 - V_4}{e_{34}} \end{aligned} \right\} \quad (2)$$

Для расчетного определения параметров переходных процессов, в частности для определения динамических нагрузок, возникающих при трогании с места и переключении передач на ходу, целесообразно использовать АВМ, так как решение уравнений движения масс динамической системы машинного агрегата трактора аналитическими методами практически невозможно из-за большого объема вычислительных работ, обусловленного высоким порядком и нелинейным характером рассматриваемых систем уравнений (1) и (2).

Поставленная задача решалась на электронной нелинейной моделирующей установке типа МНБ-1.

Модель процесса трогания с места и разгона МТА, блок-схема которой приведена на рис. 1, Б, работает следующим образом.

В исходном положении на выход интегратора 1 (маховик двигателя) подано напряжение в соответствии с начальными оборотами двигателя, напряжение на выходах остальных интеграторов,

имитирующих массы, отсутствует; система находится в покое, контакты реле P_1 и P_2 — в исходном положении.

После пуска машины система начинает разгоняться за счет действия напряжения, соответствующего моменту трения сцепления, на вход интегратора 2 (ведомая часть муфты сцепления). Многодисковый фрикцион КП в данном случае выполняет роль предохранительной муфты, что обеспечивается нелинейным устройством типа «ограничение координат» [2], набранным в обратной связи интегратора 7.

В начале движения момент сил сопротивления самопередвижению трактора M_f нарастает от нуля до конечной величины, определяемой звеном «ограничение координат», набранным в обратной связи усилителя 11. После выполнения условия $Y_{45} \geq M_f$, т. е. с началом движения массы J_5 , реле P_1 обеспечивает постоянство M_f .

Зазор в сцепке δ или ее провисание моделируется с помощью схемы «зона нечувствительности» [2].

Моделирование момента сопротивления сельскохозяйственного орудия или прицепа осуществляется аналогично моделированию момента сопротивления самопередвижению трактора и обеспечивается усилителем 12 с ограничением координат.

В переходном процессе сила буксования ведущих колес является функцией скорости буксования; данная зависимость может быть найдена экспериментально [3].

Аппроксимированные кривые регуляторной характеристики двигателя и характеристики буксования ведущих колес трактора набраны соответственно на нелинейных блоках БН-ЗА № 1 и 2.

При подготовке к работе модели процесса переключения передач на ходу, блок-схема которой изображена на рис. 2, Б, на интеграторы 1—6, заменяющие моменты инерции масс расчетной системы, задаются начальные напряжения, пропорциональные угловым скоростям масс при установившемся движении МТА на низшей передаче К, а на интеграторы 8—10, заменяющие упругие звенья системы, — напряжения, пропорциональные крутящим моментам.

Наращение момента трения во включаемом фрикционе КП обеспечивается интеграторами 12 и 13, а падение момента трения в выключаемом фрикционе — интегратором 11.

Возможная в период переключения передач пробуксовка главной муфты сцепления обеспечивается звеном «ограничение координат», набранным в обратной связи интегратора 7.

За условиями перехода между отдельными этапами процесса переключения передач следят устройства а, б и в.

Назначение и работа остальных элементов блок-схемы идентичны описанному для случая трогания с места и разгона МТА.

Критерием достоверности электронной модели может служить совпадение результатов моделирования и записи реального про-

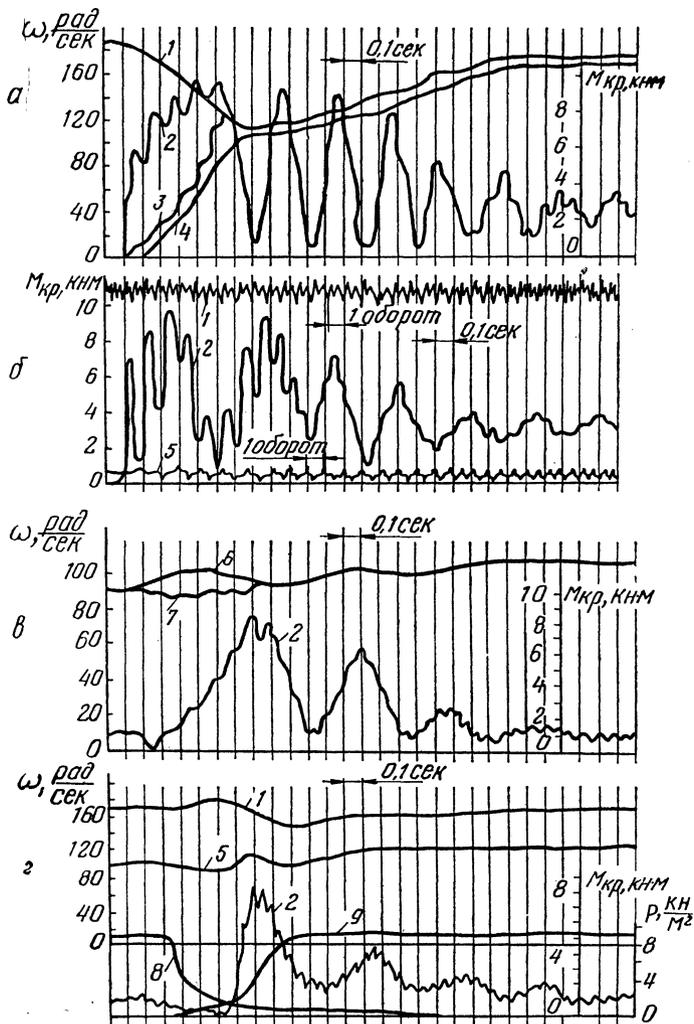


Рис. 3. Образцы осциллограмм процессов трогания с места трактора МТЗ-360 (а, б) и процессов переключения передач на ходу трактора МТЗ-380 (в, г):

а, в — расчет на модели; б, г — натурные испытания: 1, 3, 4, 5, 6, 7 — угловые скорости соответственно коленчатого вала двигателя, ведомой части муфты сцепления, массы трактора, промежуточного вала КП, а также приведенные ко вторичному валу угловые скорости ведущей и ведомой части фрикциона КП; 2 — крутящий момент на полуоси трактора; 8 и 9 — давление масла в магистрали включения фрикционов соответственно II и III передач.

цесса. В этом случае проверяется как правильность математической модели, так и точность ее решения на вычислительной машине. Поэтому наряду с теоретическими расчетами были проведены эксплуатационные испытания тракторов МТЗ-Э60 и МТЗ-Э80.

Как при расчетах, так и в натуральных условиях трактор МТЗ-Э60 рассматривался на передачах рабочего диапазона в агрегате с плугом ПН-3-35 на вспашке залежи, на передачах транспортного диапазона — с прицепом весом 7,5 т на грунтовой дороге; трактор МТЗ-Э80 рассматривался на передачах технологического и рабочего диапазонов в агрегате с плугом ПН-3-35 на вспашке залежи, на передачах рабочего и транспортного диапазонов — в агрегате с прицепом весом 10 т на асфальтированной дороге.

С целью сравнения характера протекания динамических процессов при моделировании на АВМ и в натуральных условиях на рис. 3 приведены образцы осциллограмм процесса трогания с места и разгона трактора МТЗ-Э60 в агрегате с прицепом на III передаче транспортного диапазона и процесса переключения с I на II передачу рабочего диапазона при транспортировке прицепа трактором МТЗ-Э80, полученные соответственно на электронной модели (*a* и *b*) и при натуральных испытаниях (*б* и *г*).

Сопоставление результатов моделирования и натуральных испытаний показывает, что характер протекания основных параметров процессов идентичен, а численные значения последних расходятся в отдельных точках не более чем на 10—15%. Средние отклонения расчетных значений частот колебаний крутящего момента в трансмиссиях тракторов МТЗ-Э60 и МТЗ-Э80 от опытных находятся в пределах 5,5—12%.

Выводы

Предлагаемая электронная модель процесса трогания с места и разгона МТА позволяет исследовать как факторы, влияющие на динамические нагрузки при трогании с места (начальные обороты двигателя, время включения муфты сцепления, момент трения сцепления, сцепляемость шин с грунтом, величина зазора в сцепке и др.), так и факторы, определяющие динамику разгона МТА.

Электронная модель процесса переключения на смежную высшую передачу на ходу трактора позволяет определить влияние времени разрыва потока мощности, закона изменения и величины момента трения многодисковых фрикционов КП, времени их включения и выключения на динамические нагрузки и динамику трактора при переключении передач на ходу.

Сравнение расчетных и опытных данных показывает, что предлагаемые электронные модели позволяют с достаточной для про-

ектировочных и проверочных расчетов точно определить параметры процессов трогания с места и переключения передач на ходу и пригодны для использования в инженерной практике.

Литература

- [1] Бойков П. И., Солонский А. С., Руктешель О. С. Эксплуатационные исследования неустановившихся режимов работы тракторной трансмиссии с переключением передач на ходу. — «Тракторы и сельхозмашины», 1969, № 10.
[2] Левин Л. Методы решения технических задач с использованием аналоговых вычислительных машин. М., 1966. [3] Семенов В. М., Армадеров Р. Г. Работа грузового автомобиля в тяжелых дорожных условиях. М., 1962.

Б. Л. Магарилло, Б. М. Позин

ОПРЕДЕЛЕНИЕ ОПТИМАЛЬНЫХ ЗНАЧЕНИЙ ТЯГОВЫХ УСИЛИЙ И УДЕЛЬНОЙ МОЩНОСТИ ГУСЕНИЧНЫХ ТРАКТОРОВ ПРОМЫШЛЕННОГО НАЗНАЧЕНИЯ

Как известно, определение оптимального (номинального) значения тягового усилия для сельскохозяйственных тракторов, у которых рабочий ход занимает преобладающую долю в рабочем цикле агрегата, производится исходя из того, что значение коэффициента полезного действия трактора ($\eta_{тр}$) при этом усилии близко к максимальному значению. Для гусеничных тракторов отвечает этому условию номинальное значение удельной силы тяги на крюке $\varphi_{кр} = 0,55—0,65$ при работе трактора на стерне нормальной влажности [1, 2]. Значения тяговых усилий на других рабочих передачах, как правило, располагаются ниже значения номинальной силы тяги.

Работа землеройного агрегата отличается тем, что процесс обработки грунта во время рабочего хода требует реализации значительных тяговых усилий, при этом в общем цикле работы существенное значение имеют транспортный и холостой ходы агрегата. Естественно, что оптимальные тяговые усилия для землеройного агрегата, работающего в циклическом режиме, должны назначаться с учетом этих характерных особенностей рабочего процесса. Важнейшим условием для определения оптимальных тяговых усилий является обеспечение максимальной производительности агрегата.

В работе [3], исходя из рассмотрения тягового баланса бульдозерного агрегата, показано, что объем призмы грунта (в плотном теле), набранный бульдозером в течение цикла, равен:

$$q_{ц} = \frac{\varphi_a G_a}{\mu \gamma} \left(1 - e^{-\frac{\mu \gamma L}{k}} \right), \quad (1)$$

где φ_a — удельная сила тяги агрегата, равная $\rho_{кр}/G_a$; G_a — вес агрегата, $\kappa\Gamma$; L — длина забоя, m ; e — основание натуральных логарифмов; γ — объемный вес грунта в плотном теле, $\kappa\Gamma/m^3$; k — коэффициент сопротивления грунта резанию, $\kappa\Gamma/m^2$; μ — коэффициент пропорциональности, учитывающий свойства грунта и параметры отвала.

Как показали исследования А. И. Брусенцева [4], возникающая при рабочем ходе трактора вертикальная составляющая, которая действует на отвал бульдозера, приводит к изменению коэффициента сопротивления передвижению агрегата в связи с перераспределением нагрузок по длине опорной поверхности трактора. Согласно [4], средневзвешенное значение дополнительного коэффициента сопротивления движению $f_{\text{доп}} = 0,1-0,12$. С учетом этого величина призмы волочения:

$$q_{\text{ц}} = \frac{(\varphi_a - f_{\text{доп}})}{\mu\gamma} (1 - e^{-\frac{\mu\gamma L}{k}}) G_a. \quad (2)$$

Анализ этих выражений показывает, что объем призмы растет с увеличением удельной силы тяги. Этим может быть объяснена имеющаяся устойчивая тенденция в развитии тракторов промышленного назначения, которая заключается в постоянном росте удельной силы тяги. Так, у тракторов американской фирмы «Caterpillar» удельная сила тяги с 1930 г. по настоящее время возросла в 1,5—1,66 раза.

Очевидно, что беспредельный рост удельной силы тяги не может быть достигнут из-за ограничений, которые определяются целым рядом параметров тракторов и в первую очередь сцеплением гусеничного движителя с грунтом. Получение же значений оптимальной величины тягового усилия позволило бы использовать землеройный агрегат с максимальной эффективностью.

Техническая производительность бульдозерного агрегата может быть выражена формулой:

$$П = 3600 \frac{q_{\text{ц}}}{T_{\text{ц}}} \text{ м}^3/\text{ч}, \quad (3)$$

где $T_{\text{ц}}$ — время цикла, сек.

Для ступенчатой механической трансмиссии (без учета времени, затрачиваемого на переключение передач):

$$T_{\text{ц}} = \frac{l_{\text{н}}}{v_{\text{р}}(1-\delta)c_1} - \frac{l_{\text{тп}}}{v_{\text{р}}(1-\delta)c_1} + \frac{L}{v_{\text{х.х}}c_2}, \quad (4)$$

где $l_{\text{н}}$ — длина набора грунта, м; $l_{\text{тп}}$ — путь транспортировки грунта, м; $L = l_{\text{н}} + l_{\text{тп}}$ — длина забоя, м; $v_{\text{р}}$ — скорость рабочего хода, м/сек; c_1 — коэффициент потери скорости на рабочем ходе, учитывающий работу двигателя на перегрузочных режимах (выключение муфты сцепления при резком снижении оборотов и т. п.), $c_1 = 0,85-0,90$; $v_{\text{х.х}}$ — скорость отката, м/сек; c_2 — коэффициент потери скорости движения при откате трактора из-за неустановившегося режима работы и неровностей профиля пути.

Для трактора с полужесткой подвеской и механической трансмиссией при

$$v_{x.x} \leq 9,5 \text{ км/ч}; \quad c_2 = 0,92 - 0,97;$$

δ — коэффициент буксования, %.

Проведя некоторые преобразования выражения (4), получим:

$$T_{\text{ц}} = \frac{L}{v_p c_1} \left(\frac{v_p c_1}{v_{x.x} c_2} + \frac{1}{1 - \delta} \right). \quad (5)$$

Тогда производительность агрегата

$$\Pi = 3600 \frac{(\varphi_a - f_{\text{дон}}) (1 - e^{-\frac{\mu \gamma L}{k}}) v_p c_1}{L \mu \gamma \left[\frac{v_p c_1}{v_{x.x} c_2} + \frac{1}{1 - \delta} \right]} G_a. \quad (6)$$

Выделив из формулы (6) члены, зависящие от конструкции и основных параметров трактора, получаем:

$$k'_{\text{пл}} = (\varphi_a - f_{\text{дон}}) k_v G_a \text{ кгм/сек}; \quad (7)$$

$$k_v = \frac{v_p c_1}{\frac{v_p c_1}{v_{x.x} c_2} + \frac{1}{1 - \delta}}. \quad (8)$$

Выражение (7) при сохранении параметров бульдозерного оборудования, длины забоя и при одинаковых грунтовых условиях является коэффициентом пропорциональности, полностью характеризующим производительность агрегата.

Значение коэффициента k_v определяет производительность агрегата в зависимости от скоростей рабочего и холостого ходов. Назовем этот показатель скоростным коэффициентом производительности.

Удельная производительность агрегата $\bar{\Pi}_{\text{уд}} = \Pi/G_a$ определяется коэффициентом удельной производительности:

$$k_{\text{пл}} = \frac{(\varphi_a - f_{\text{дон}}) v_p c_1}{\frac{v_p c_1}{v_{x.x} c_2} + \frac{1}{1 - \delta}}. \quad (9)$$

Формула (9) позволяет определить оптимальное значение удельной силы тяги φ_a при известных показателях по сцеплению гусеничного движителя с грунтом и заданных значениях скоростей рабочего хода и отката.

На рис. 1 построены зависимости коэффициента удельной производительности бульдозерного агрегата $\kappa_{п}$, на базе промышленного трактора кл. тяги 10 т с полужесткой подвеской при использовании его на различных грунтах.

Как видно из графиков, оптимальное значение удельной силы тяги агрегата φ_a (при максимальных значениях коэффициента удельной производительности) различно для разных грунтов и находится в пределах 0,575—0,825.

Поскольку обычно при проектировании задаются тяговыми усилиями трактора, его оптимальная удельная сила тяги может быть определена из выражения:

$$\varphi_{т} = \frac{\lambda_a}{\lambda_э} (\varphi_a + f_a) - f_{т}, \quad (10)$$

где $\lambda_a = \frac{G_a}{G_{т}}$ — коэффициент конструктивного веса трактора; $G_{т}$ — конструктивный вес трактора, кг; $\lambda_э \cong 1,03 G_{т}$ — коэффициент эксплуатационного веса трактора; $f_{т}$, f_a — соответственно коэффициенты сопротивления передвижению трактора и агрегата.

Диапазон оптимальных тяговых усилий на рабочих передачах (без учета $\lambda_э$)

$$\delta_p = \frac{\varphi_{т \max (опт)}}{\varphi_{т \min (опт)}} = \frac{\lambda_{a \max} (\varphi_{a \max} + f_{a1}) - f_{т}}{\lambda_{a \min} (\varphi_{a \min} + f_{a2}) - f_{т}}. \quad (11)$$

Если принять в качестве наиболее тяжелого агрегата трактор, укомплектованный бульдозером и рыхлителем ($\lambda_{a \max} = 1,35$, $f_{a1} = f_{т} = 0,1$), а наиболее легкого — бульдозер ($\lambda_{a \min} = 1,24$, $f_{a2} = 0,15$) и подставить соответствующие значения в выражения (10) и (11), то оптимальные значения удельной силы тяги трактора будут иметь величину $\varphi_{т \max (опт)} = 1,15$ и $\varphi_{т \min (опт)} = 0,80$, а диапазон оптимальных тяговых усилий $\delta_p = 1,43$. Естественно, что полученные значения тягового и скоростного диапазонов, а также оптимальных величин удельной силы тяги и соответствующих им скоростей движения охватывают лишь зону рабочих передач на основных видах землеройных работ. Полный же диапазон скоростей и тяговых усилий назначается обычно шире, исхо-

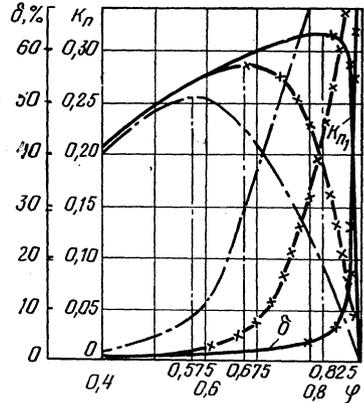


Рис. 1. Зависимость коэффициента удельной производительности для бульдозерного агрегата.

для из необходимости обеспечения возможно более широкой универсальности трактора и использования его на других видах работ (с сельхозорудиями, на транспорте и др.). Обычно максимальная скорость движения для трактора с полужесткой подвеской находится в пределах 10—12 км/ч, а для тракторов, оборудованных эластичной подвеской — в пределах 20—25 км/ч.

Поскольку $\Phi_T \max (\text{опт}) = 1,1—1,20$, то

$$v_p \min (\text{опт}) = \frac{0,270 N_{\text{уд}} \eta}{\Phi_T \max (\text{опт}) + f_T} = (0,187 \div 0,203) N_{\text{уд}}, \quad (12)$$

где $N_{\text{уд}} = \frac{N_e}{G_T}$ — удельная мощность трактора, л. с./т; η — коэффициент полезного действия трансмиссии.

Так как в настоящее время рабочая скорость при максимальной величине тягового усилия установилась в пределах 2,5—3,0 км/ч [5], оптимальное значение удельной мощности при $\Phi_T \max (\text{опт}) = 1,15$

$$\begin{aligned} N_{\text{уд}} (\text{опт}) &= \frac{v_p (\Phi_T + f_T)}{0,270 \eta} = \frac{(2,5 \div 3,0)(1,15 + 0,1)}{0,270 \cdot 0,9} = \\ &= 12,8 \div 15,4 \text{ л. с./т.} \end{aligned} \quad (13)$$

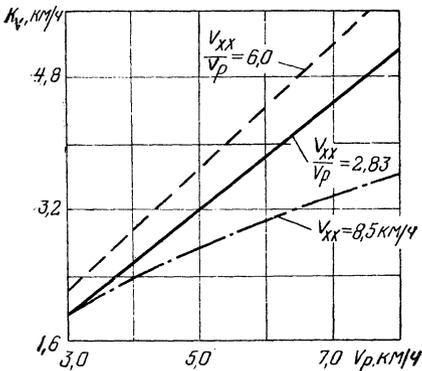


Рис. 2. Зависимость скоростного коэффициента производительности K_v от соотношения скоростей рабочего хода v_{x-x} и отката v_p .

Дальнейшее повышение производительности агрегата при реализации оптимального значения максимальной силы тяги может быть достигнуто за счет увеличения скорости рабочего хода. При этом, как видно из выражения (9) и рис. 2, для наиболее эффективного влияния на производительность увеличения скорости рабочего хода необходимо стремиться к сохранению (или увеличению) диапазона фактических скоростей рабочего хода и отката.

Выводы

При известных тягово-цепных показателях гусеничного трактора и заданных скоростях движения землеройного агрегата на рабочем и холостом ходах максимальная его производительность

достигается при определенном значении удельной силы тяги, различной для разных грунтов. Для наиболее распространенных грунтов максимальная производительность бульдозерного агрегата на тракторе с полужесткой подвеской будет иметь место при удельной силе тяги трактора на рабочих передачах $\varphi_T = 0,80—1,15$. Рабочие передачи должны обеспечить получение этих значений удельной силы тяги.

При установившемся в настоящее время значении низшей рабочей скорости $v_p = 2,5—3,0$ км/ч оптимальная величина удельной мощности трактора, оснащенного ступенчатой механической трансмиссией и предназначенного для использования в агрегате с землеройными орудиями, находится в пределах 12,8—15,4 л. с./т.

Наиболее эффективное повышение производительности землеройного агрегата за счет увеличения скорости рабочего хода может быть достигнуто в случае сохранения (или увеличения) отношения скорости отката к скорости рабочего хода. В противном случае рост производительности отстает от роста рабочей скорости и мощности трактора.

Л и т е р а т у р а

[1] *Трепенков И. М.* Эксплуатационные показатели сельскохозяйственных тракторов. М., 1963. [2] *Чудаков Д. А.* Основы теории трактора и автомобиля. М., 1962. [3] *Кавьяров И. С. и др.* Зависимость производительности промышленных тракторных агрегатов от удельных параметров тракторов. — «Тракторы и сельхозмашины», 1966, № 10. [4] *Брусенцев А. И.* Исследование тяговой характеристики трактора с бульдозером. — «Тракторы и сельхозмашины», 1966, № 11. [5] *Яркин А. А.* Расчет бульдозера. М., 1963.

Ф. Ф. Сабуров

ЭФФЕКТИВНОСТЬ ПРИМЕНЕНИЯ ПАРАЛЛЕЛЬНОЙ РАБОТЫ ГИДРОАППАРАТОВ В ТРАНСМИССИЯХ ТРАНСПОРТНЫХ МАШИН

Принятые обозначения

- η ; η_I ; η_{II} ; η_{I+II} — к. п. д. соответственно I ГТР, II ГТР и при совместной работе I+II ГТР;
- $1/i$; $1/i_I$; $1/i_{II}$ — передаточное отношение ГТР;
- $1/i_{вх. р}$; $1/i_{вх. рI}$; $1/i_{вх. рII}$ — передаточное отношение входного редуктора передачи;
- $\eta_{вх. р}$ — к. п. д. входного редуктора;
- $N_{д}$; $N_{д. н}$ — эффективная мощность теплового двигателя на любом и номинальном режиме;
- M ; M_n — приведенный к валу теплового двигателя момент на любом и номинальном режиме;
- n , n_n , n_a — скорость вращения вала теплового двигателя на любом и номинальном режиме;
- $N_{п}$ — выходная мощность передачи;
- $\gamma\lambda$; A ; $\gamma\lambda_n$; A_n — коэффициенты момента насосного колеса ГТР при совмещении с любым и номинальным режимом двигателя;
- a — коэффициент наклона внешней характеристики двигателя;
- α — коэффициент приспособляемости двигателя;
- $\beta = \frac{n_a}{n_n}$ — скоростной коэффициент внешней характеристики двигателя;
- $\Delta i = \frac{i_{II}}{i_I}$ — отношение передаточных отношений I ГТР и II ГТР.

Индекс I относится к I ГТР; индекс II — ко II ГТР; индекс I+II — к совместной работе I и II ГТР.

Многоциркуляционные гидропередачи (ГП) широко применяются в транспортных машинах. Недостаток такой передачи — наличие обратной связи между гидроаппаратами каждой ступени скорости, причем в большинстве случаев эта связь является ускоряющей (коэффициент ускорения — $1,0 < k < 2,4$).

Переключение ступеней скорости в передаче осуществляется опорожнением и наполнением гидроаппарата. Однако опорожнение гидроаппарата полностью произвести не удается, и в его полости остается смесь воздуха, брызг и паров масла. Нагружаемая способность такого «опорожденного» аппарата по данным ЛИИЖТ:

$$\gamma\lambda_{\text{опор}} = \frac{1}{30} \div \frac{1}{50} \gamma\lambda_{\text{наполн.}}$$

После отключения этот аппарат работает или в зоне низкого к. п. д. или в зоне обгонного режима (гидромуфта). Как в первом, так и во втором случае происходит снижение экономичности передачи. По исследованиям ЛИИЖТ, к. п. д. падает на 3—8% в зависимости от скорости выходного вала передачи.

В последнее время появились зарубежные гидропередачи, в которых уменьшено неблагоприятное влияние обратной связи за счет применения гидротрансформаторов (ГТР) с различной внешней характеристикой. В этом случае оба ГТР имеют одинаковое передаточное отношение на выходной вал. Преимущество этой передачи — в снижении коэффициента ускорения обратной связи до 1, что значительно уменьшает вентиляционные потери в опорожненном гидроаппарате [1].

Очевидно, что оптимальным вариантом многоциркуляционной передачи явилась бы схема с отключением обратной связи при переключении ступеней скорости. Такая схема с двумя комплексными ГТР изображена на рис. 1. На первой ступени скорости заполнены оба ГТР. При переходе на вторую ступень муфта свободного хода отключает обратную связь к I ГТР и работа передачи продолжается на II ГТР.

Представленная схема имеет два главных недостатка:

1. Увеличение суммарной энергоемкости передачи на I ступени скорости вызывает снижение скорости вращения и мощности приводного двигателя.

2. Снижение общего к. п. д. передачи, так как II ГТР работает в зоне I передачи при низких передаточных отношениях.

Эти недостатки могут быть значительно уменьшены за счет рационального совмещения характеристик гидроаппаратов, дизеля и экипажа. Таким образом, задача сводится к определению пара-

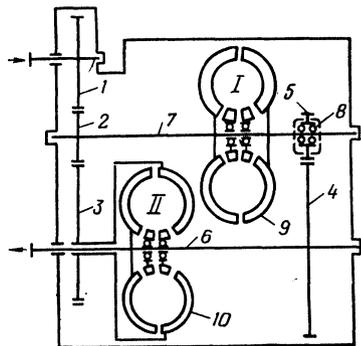


Рис. 1. Схема гидропередачи тепловозов:

1—5 — шестерни; 6 — выходной вал ГП; 7 — входной вал ГП; 8 — муфта свободного хода; 9 — I гидротрансформатор; 10 — II гидротрансформатор.

метров совмещения, при которых бы тяговые и экономические показатели установки не снижались по сравнению с отдельной работой гидроаппаратов.

Произведем сравнение двух вариантов схем гидропередачи:

1. Раздельная работа I ГТР на первой ступени скорости и II ГТР на второй ступени скорости и совмещение каждого ГТР с номинальным режимом работы теплового двигателя

$$1/i_{\text{вх. р I}} = 1/i_{\text{вх. р II}} = 1.$$

2. Параллельная работа I и II ГТР на первой ступени скорости с совмещением I ГТР и теплового двигателя по оптимальному варианту

$$1/i_{\text{вх. р I}} = m$$

и раздельная работа на второй скорости II ГТР с совмещением его с номинальным режимом работы теплового двигателя

$$1/i_{\text{вх. р II}} = 1.$$

Принятые допущения и основные соотношения между параметрами передачи. В качестве критерия для экономических и мощностных показателей двух вариантов схем передач используется площадь под кривой $\eta = f(1/i)$ в заданных пределах $1/i$.

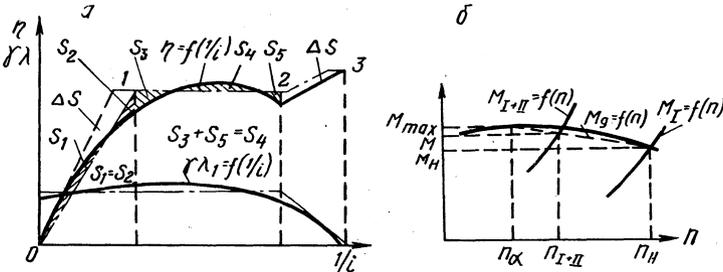


Рис. 2. Линеаризованные и действительные графики внешней характеристики ГТР (а) и теплового двигателя (б):

$S_1 - S_5$ — участки площадей между линеаризованной и действительной кривой; ΔS — приращение площади, соответствующее приращению $\Delta\eta$ при «просадке» скорости вращения вала.

Внешняя характеристика ГТР $\eta = f(1/i)$ линеаризуется на условии равенства площадей под действительным и линеаризуемым графиком $\eta = f(1/i)$. Такое условие соответствует выбранному критерию оценки экономических показателей передачи. На рис. 2, а представлен линеаризуемый график $\eta = f(1/i)$.

На участке 0—1 зависимость $\eta = f(1/i)$ аппроксимируется линейным уравнением $\eta = k(1/i)$. Величина k выбирается из условия равенства площадей под кривой $\eta = f(1/i)$ и $\eta = k(1/i)$ на участке

0—1. На участке 1—2 зависимость аппроксимируется уравнением $\eta = \eta_0 = \text{const}$, где η_0 выбирается также из условия равенства площадей под действительной и аппроксимированной зависимостью $\eta = f(1/i)$.

На участке 2—3 аппроксимация не требуется, так как зависимость $\eta = f(1/i)$ для муфты линейна: $\eta = k_i (1/i)$.

Выбранные критерии линеаризации обеспечивают необходимые для дальнейших расчетов условия: равенство суммарного приращения η при одинаковых приращениях $1/i$ на участке $0 < 1/i \leq 1$ по действительному или линеаризуемому графику $\eta = f(1/i)$.

Внешняя характеристика теплового двигателя аппроксимируется прямой линией (рис. 2, б), уравнение которой имеет вид:

$$M = M_n \left[1 + a \left(1 - \frac{n}{n_n} \right) \right]. \quad (1)$$

Коэффициент для определенного теплового двигателя при заданном значении $\alpha = \frac{M_{\max}}{M_n}$ и $\beta = \frac{n_\alpha}{n_n}$ подсчитывается по уравнению:

$$a = \frac{\alpha - 1}{1 - \beta}. \quad (2)$$

Нагрузочная характеристика ГТР $M_n = f(n)$ на участке сопряжения с внешней характеристикой теплового двигателя $M_{\text{дв}} = f(n)$ аппроксимируется прямой, уравнение которой имеет вид:

$$M = M_n \left(2 \sqrt{\frac{A \gamma \lambda}{A_n \gamma \lambda_n}} \cdot \frac{n}{n_n} - 1 \right). \quad (3)$$

Для непрозрачного ГТР имеет место соотношение $\gamma \lambda_n = \gamma \lambda$. Окончательное уравнение

$$M = M_n \left(2 \sqrt{\frac{A}{A_n}} \cdot \frac{n}{n_n} - 1 \right). \quad (4)$$

Из условия $M = M_1$ получаем выражение для определения «просадки» скорости теплового двигателя:

$$\Delta n = \frac{n}{n_n} = \frac{a + 2}{a + 2 \sqrt{\frac{A}{A_n}}}. \quad (5)$$

Для двух параллельно включенных ГТР, имеющих $1/i_{\text{вх. р I}} = m$, $1/i_{\text{вх. р II}} = 1$, выражение для «просадки» скорости вращения

$$\Delta n = \frac{a + 2}{a + \sqrt{m^3 + 1}}. \quad (6)$$

Из условия равенства $\frac{n}{n_n}$ в уравнениях (1) и (4) получим:

$$\Delta M = \frac{M}{M_n} = \frac{1 + a - \frac{a}{2} \sqrt{\frac{A_n}{A}}}{1 + \frac{a}{2} \sqrt{\frac{A_n}{A}}}.$$

При параллельной работе двух ГТР в принятой схеме передачи ($1/i_{\text{вх. р I}} = m$, $1/i_{\text{вх. р II}} = 1$)

$$\Delta M = \frac{1 + a - \frac{a}{2} \sqrt{\frac{1}{m^3 + 1}}}{1 + \frac{a}{2} \sqrt{\frac{1}{m^3 + 1}}}. \quad (7)$$

Распределение мощности между двумя параллельно работающими ГТР может быть определено из уравнений:

$$N'_I = \frac{N_I}{N_I + N_{II}} = \frac{(1/i_{\text{вх. р I}})^3}{(1/i_{\text{вх. р I}})^3 + (1/i_{\text{вх. р II}})^3};$$

$$N'_{II} = \frac{N_{II}}{N_{II} + N_I} = \frac{(1/i_{\text{вх. р II}})^3}{(1/i_{\text{вх. р I}})^3 + (1/i_{\text{вх. р II}})^3}.$$

Для принятой передачи:

$$N'_I = \frac{m^3}{m^3 + 1}; \quad N'_{II} = \frac{1}{m^3 + 1}. \quad (8)$$

Мощностные и экономические показатели передач при параллельной схеме включения ГТР. Участки 0—1 и 2—3. Общий к. п. д. передач при параллельной работе двух ГТР может быть найден из уравнения:

$$\eta_{I+II} = \eta'_I N'_I + \eta'_{II} N'_{II}, \quad (9)$$

где η'_I — к. п. д. I ГТР с учетом «просадки» скорости вращения двигателя и изменения передаточного отношения входного редуктора;

$$\eta'_{II} = \eta_I \frac{1}{\Delta n (1/i_{\text{вх. р}})} = \eta_I \frac{1}{\Delta n m}; \quad (10)$$

η'_{II} — к. п. д. II ГТР с учетом «просадки» скорости вращения двигателя и передаточного отношения выходного редуктора;

$$\eta'_{II} = \eta_I \frac{\Delta i}{\Delta n}. \quad (11)$$

Приращение к. п. д. $\Delta\eta$ показано на рис. 3.

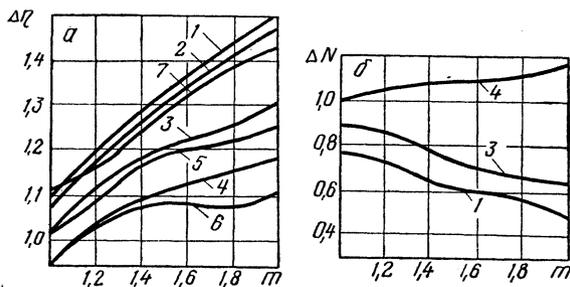


Рис. 3. Графики $\Delta\eta=f(m)$ и $N=f(m)$ при различных значениях m :

1—4 — изменение мощности и к. п. д. при параллельной работе ГТР соответственно при 1 — ($\Delta i=0,55$; $a=0$); 2 — ($\Delta i=0,5$; $a=0$); 3 — ($\Delta i=0,5$; $a=0,5$); 4 — ($\Delta i=0,5$; $a=1$); 5 — приращение к. п. д. при одиночной работе гидроаппарата с условием, что при параллельной работе $\Delta n_{I+II} = \Delta n_I$ при одиночной работе; 6 и 7 — приращение к. п. д. при одиночной работе гидроаппарата, когда совмещение проведено с условием $1/i_{\text{вх. рI}} = 1/i_{\text{вх. рII}}$.

Мощность на выходном валу передачи определяется по формуле:

$$\begin{aligned} N_{\text{п}(I+II)} &= N_{g I+II} \eta_{I+II} = \frac{M_g (I+II) n_{I+II}}{716,2} \eta_{I+II} = \\ &= \frac{M_I \Delta M n_I \Delta n}{716,2} \eta_{I+II} = N_{g I} \eta_I \Delta \eta_{I+II} \Delta M. \end{aligned} \quad (12)$$

Подставляя в выражение (12) уравнения (6)—(9) и производя несложные преобразования, получим:

$$\eta_{I+II} = \eta_I \frac{a+2\sqrt{m^3+1}}{a+2} \left[\frac{1}{m^3+1} (m^2+\Delta i) \right]; \quad (13)$$

$$N_{\text{п}(I+II)} = N_{\text{пI}} \left[\frac{1}{m^3+1} (m^2+\Delta i) \frac{1+a\frac{a}{2}\sqrt{\frac{1}{m^3+1}}}{1+\frac{a}{2}\sqrt{\frac{1}{m^3+1}}} \right]. \quad (14)$$

Выражения для η и N значительно упрощаются при $\alpha=1$, так как в этом случае $a=0$. Уравнения (13) и (14) приобретают вид:

$$\eta_{I+II} = \eta_I \frac{1}{\sqrt{m^3 + 1}} (m^2 + \Delta i); \quad (15)$$

$$N_{п(I+II)} = N_{пI} \frac{1}{m^3 + 1} (m^2 + \Delta i). \quad (16)$$

Участок 1—2 ($\eta_{I+II} = \text{const}$). Графики изменения η_{I+II} и $N_{п(I+II)}$ для различных вариантов совмещения (изменения m) представлены на рис. 3.

На графике нанесены также кривые изменения к. п. д. одиночного ГТР, который имеет совмещение с дизелем при условиях:

$$\Delta n_{I+II} = \Delta n_i - \eta'_i; \quad \Delta n_{I+II} \neq \Delta n_i - \eta_i.$$

Согласно ранее принятым допущениям, приращение к. п. д. можно вычислить для случая $a=0$ по уравнениям:

$$\Delta \eta'_i = \frac{\sqrt{m^3 + 1}}{\sqrt[3]{m^3 + 1}}; \quad \Delta \eta_i = \frac{\sqrt{m^3}}{m}.$$

На основе полученных зависимостей можно исследовать эффективность применения параллельной работы ГТР в передачах транспортных машин.

Из графиков на рис. 3 видно, что мощностные и экономические показатели передачи при параллельной работе ГТР не уступают, а по к. п. д. превосходят такие же показатели при раздельной работе с двигателями, имеющими $a=1$ при $m > 1,5$ и соответственно $\Delta n \geq 0,5$.

Удовлетворяют таким требованиям карбюраторные двигатели ($\alpha=1,4$, $\beta=0,5-0,6$).

Дизельные двигатели имеют более низкий коэффициент $a \approx 0,5$ ($\alpha=1,4$); $\beta=0,5-0,6$).

Поэтому имея удовлетворительные экономические показатели ($\Delta \eta_{I+II} = 1,2 \eta_i$), дизельные двигатели при параллельной работе ГТР ($N_{I+II} = 0,7 - 0,8 N_i$) загружаются не полностью. Дизельные двигатели имеют также низкий скоростной коэффициент, что делает нерациональным применение наиболее экономически выгодных m .

Поэтому у экипажей с дизельными двигателями параллельное включение ГТР эффективно может быть использовано в случаях:

1) при наличии ограничения силы тяги по сцеплению при малых скоростях движения экипажа (использование полной мощности двигателя невозможно);

2) с двигателем, специально приспособленным к работе по заданной регуляторной характеристике (с запасом мощности) с целью получения максимального экономического эффекта от дизеля и передач.

Из графика на рис. 2 и приведенного исследования видно, что приращение $\Delta\eta_{I+II}$ зависит от диапазона наклонных участков 0—1 и 2—3 характеристики $\eta=f(1/i)$. Очевидно, оптимальным вариантом характеристики $\eta=f(1/i)$ является такой, при котором участок 0—1 занимает весь диапазон $1/i$ от 0 до 1 ($0 < 1/i < 1$).

Такой характеристикой обладает гидромуфта $K=1$. Однако применение одних гидромуфт в передаче неприемлемо. В предложенной передаче целесообразно использовать комплексные ГТР с невысоким коэффициентом трансформации ($K < 2,5-3$). При трогании с места передача обеспечивает более высокий коэффициент трансформации, так как в этом режиме при параллельной работе ГТР

$$K_{I+II} = K_I + K_{II}.$$

Поэтому для рассматриваемой передачи наиболее эффективно применение простейших трехколесных комплексных ГТР.

Полученные результаты аналитического исследования были проверены на стендовой установке в тепловозной лаборатории ЛИИЖТ и показали хорошее совпадение с результатами экспериментального исследования.

Было установлено также, что переход с I на II ступень скорости происходит плавно, без разрыва силового потока и провала силы тяги. Это осуществляется при помощи муфты свободного хода без дополнительного автоматического устройства [2].

Л и т е р а т у р а

[1] Семичастнов И. Ф. и др. Сравнительный анализ отечественных и зарубежных гидропередач тепловозов. — Сб. трудов МИИТ, 1967, № 243. [2] Сабуров Ф. Ф. Исследование параллельной работы гидротрансформаторов. — «Вестник машиностроения», 1967, № 7.

С. Г. Макаров, П. П. Пугин, А. В. Филюшкин,
В. И. Гусев, Н. Ф. Бочаров

ИССЛЕДОВАНИЕ КИНЕМАТИЧЕСКИХ ПАРАМЕТРОВ РАЗЛИЧНЫХ ШИН

Одна из особенностей работы эластичного колеса заключается в том, что геометрические размеры и кинематические параметры колеса не остаются постоянными и зависят от таких эксплуатационных факторов, как внутреннее давление воздуха в шине, вертикальная нагрузка, величина передаваемого крутящего момента и т. д.

Указанная особенность вызывает в трансмиссии полноприводных машин с заблокированным приводом кинематическое рассогласование между колесами (мостами) и приводит как к дополнительным нагрузкам на отдельные элементы силовой передачи, так и к увеличению силы сопротивления качению автомобиля.

Так, теоретические исследования показывают, что при движении по ровной твердой поверхности распределение моментов по осям (колесам) автомобиля с заблокированным приводом определяется зависимостью:

$$M_i = \frac{R_i^B - R_a}{\lambda_i}, \quad (1)$$

где M_i — текущий момент на i -й оси (на колесе); R_i^B — радиус качения оси (колеса) в ведомом режиме; R_a — текущий радиус качения движителя автомобиля [1]; λ_i — коэффициент тангенциальной эластичности i -й оси (колеса).

Несмотря на то что зависимость (1) получена для условий движения, близких к статическим, исследования показывают, что определяемый теоретический момент M_i является математическим ожиданием — центром группирования возможных реальных величин M_i .

Дополнительная сила сопротивления качению эластичного колеса также связана с его кинематическими параметрами и равна:

$$\Delta P_f = \frac{\lambda_i M_i^2}{R_i^B R_a}. \quad (2)$$

Из приведенных примеров ясно, что исследованию параметров эластичного колеса необходимо уделять большее внимание, так как отечественная автомобильная наука практически не располагает данными, характеризующими кинематику колесного движителя.

В данной работе описаны результаты исследования зависимости некоторых параметров эластичного колеса от вертикальной нагрузки, внутреннего давления и конструктивных особенностей движителя. В работе по возможности сохранены и используются обозначения и определения, предложенные Е. А. Чудаковым для оценки работы колесного движителя [2].

Для исследования были выбраны колесные движители, имеющие значительные конструктивные отличия друг от друга: шины с регулируемым давлением воздуха размером 12.00-18, 13.00-18 и 14.00-20; стандартные шины 6.50-16 и пневмокотки И-245 размером $1000 \times 1000 \times 250$. Кроме того, для определения влияния отдельных конструктивных параметров в пределах одной группы движителей исследовались: две шины 12.00-18 модели И-111 (новая и после пробега 20 000 км); три шины 13.00-18 И-112 с высотой протектора $h=15$ (новые), $h=12$ мм (пробег 1500 км) и без протектора (естественный износ); две модели Я-101 и Я-13 стандартных шин 6.50-16, имеющих разный рисунок и высоту протектора; несколько вариантов шин размером 14.00-20 модели ОИ-25, отличающихся друг от друга различным числом слоев каркаса, и пневмокотки модели И-245.

В табл. 1 приведена краткая техническая характеристика шин.

Таблица 1

Техническая характеристика шин

Размер шин	Модель	Число слоев каркаса	Угол наклона корда, град	Насыщенность рисунка, %	Глубина рисунка (по короне), мм
6.50-16	Я-101	6	—	48	16
	Я-13	—	52	—	12
12.00-18	И-111	8	50—53	40,5	15
13.00-18	И-112	8	50—53	40	14
	И-112	8	50—53	—	0
14.00-20	ОИ-25	10	54	39	28
		8	54	39	28
		6	54	39	28
		4	54	39	28
$1000 \times 1000 \times 250$	И-245	4	58	15	13

Рассмотрим изменение геометрических размеров эластичного колеса в зависимости от внутреннего давления воздуха. На

рис. 1, а и б представлены графики изменения свободных радиусов шин 6.50-16 (1), 12.00-18 (2), 13.00-18 (3) и пневмокатков размером $1000 \times 1000 \times 245$ от внутреннего давления воздуха. Свободные радиусы получены по результатам измерения внешнего периметра шины при различных внутренних давлениях воздуха p_w .

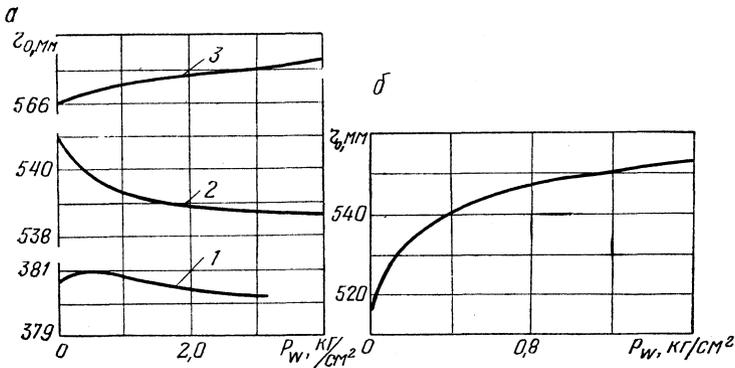


Рис. 1. Зависимость свободного радиуса шины от внутреннего давления воздуха:

а — 6.50-16 модель Я-101 (1); 12.00-18 модель И-111 (2); 13.00-18 модель И-112 (3); б — пневмокаток модели И-245.

Несмотря на то что величина r_0 , как правило, не используется в инженерных расчетах, необходимость изучения зависимости свободного радиуса шины от внутреннего давления вызвана тем, что она рассматривается как радиус качения колеса в ведомом режиме и определяет ординату экспериментальной кривой:

$$r_k^B = f(G_k) \text{ при } G_k > 0.$$

Следует отметить, что как для стандартных шин, так и для шин с регулируемым давлением воздуха абсолютная величина изменения свободного радиуса незначительна и равна 2—3 мм. Исключение составляют пневмокатки, для которых изменение свободного радиуса равно 40 мм.

Изменение вертикальной нагрузки эластичного колеса приводит к дальнейшему изменению его геометрических размеров. Рассмотрим изменение радиуса качения шины в зависимости от вертикальной нагрузки при работе колеса в ведомом режиме.

На рис. 2 показаны экспериментальные значения r_k^B для стандартных шин 6.50-16 (штрих-двухпунктирная линия), шин с регулируемым давлением воздуха 13.00-18 (штриховая линия), 14.00-20 (сплошная линия) и пневмокатков И-245 (штрихпунктирная линия), полученные методом меловых отметок по результатам протягивания автомобиля с колесной формулой 4×2 в ведомом режиме.

Представленные зависимости могут быть описаны аналитически [1] и использоваться при расчетах.

По результатам экспериментов можно отметить, что изменение радиуса r_k^B от вертикальной нагрузки для всех исследованных шин составляет величину одного порядка и значительно превосходит по абсолютной величине изменение свободного радиуса от внутреннего давления. К наибольшим изменениям радиуса качения приводит снижение внутреннего давления воздуха в шине. Изменение высоты рисунка протектора (шины 13.00-18) или слоистости (шины 14.00-20) практически не дает ни качественных, ни количественных изменений зависимости $r_k^B = f(G_R)$.

Изменение радиуса качения в зависимости от крутящего момента, подведенного к колесу, характеризуется, как известно, следующим уравнением:

$$r_k = r_k^B - \lambda M_R, \quad (3)$$

справедливость которого подтверждается многочисленными экспериментальными данными как отечественных, так и зарубежных исследователей. Установлено, что изменение радиуса качения характеризуется коэффициентом тангенциальной эластичности и связано с деформацией резинокордной оболочки шины в зоне контакта. Однако ввиду сложного характера деформации резинокордной оболочки шины в зоне контакта до сих пор не существует аналитических зависимостей, характеризующих закон изменения коэффициента λ от вертикальной нагрузки $\lambda = f(G_R)$ или от внутреннего давления воздуха в шине.

На рис. 3, а, б, в показаны результаты экспериментального определения зависимости коэффициента тангенциальной эластичности шин 6.50-16, 13.00-18 и пневмокатков от вертикальной нагрузки на колесо. Представленные данные одновременно характеризуют и зависимость коэффициента тангенциальной эластичности от внутреннего давления воздуха в шине. Характер изменения коэффициента λ близок к гиперболическому и может быть определен следующей эмпирической зависимостью:

$$\lambda = RG_R^n, \quad (4)$$

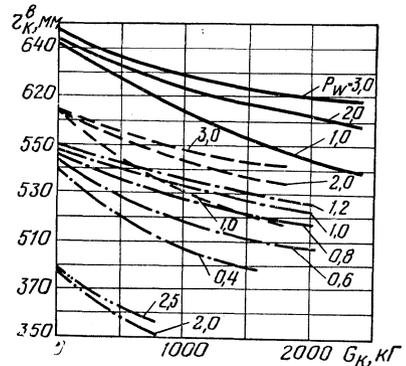


Рис. 2. Зависимость радиуса качения шины от вертикальной нагрузки при работе колеса в ведомом режиме.

где k , n — постоянные для данного внутреннего давления константы, определяемые по результатам эксперимента.

Предварительный анализ полученных результатов показывает, что параметр λ зависит от целого ряда факторов, определяющих конструкцию или характер эксплуатации колесного движителя.

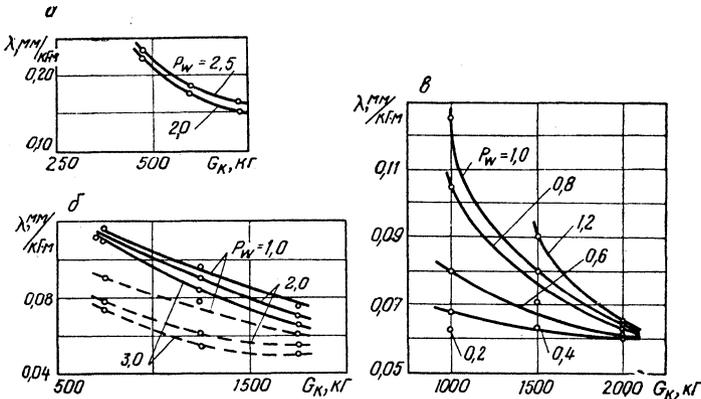


Рис. 3. Зависимость коэффициента тангенциальной эластичности шины от вертикальной нагрузки и внутреннего давления воздуха:

а — 6.50-16 модель Я-13; б — 13.00-18 модель И-112 ($h=14$ мм — сплошные и $h=0$ — пунктирные); в — пневмокоток модели И-245.

Во-первых, коэффициент тангенциальной эластичности зависит от конструкции колесного движителя: коэффициент λ для стандартных шин примерно 1,5—2 — выше, чем для шин с регулируемым давлением воздуха и пневмокотков. Очевидно, особенностями конструкций движителя объясняется и сложный характер зависимости коэффициента λ от внутреннего давления воздуха в шине. Так, для шин 6.50-16 модели Я-101, 13.00-18 модели И-112 с рисунком и без рисунка протектора коэффициент тангенциальной эластичности возрастает при снижении внутреннего давления, а для шин 6.50-16 модели Я-13, 12.00-18 модели И-111, 14.00-20 модели ОИ-25 и пневмокотков, наоборот, падает при снижении внутреннего давления. Снижение слойности каркаса, как показывают результаты испытаний шин модели ОИ-25, приводит при малых вертикальных нагрузках на колесо к снижению коэффициента λ .

Во-вторых, по результатам испытания шин модели И-112 с рисунком и без рисунка протектора можно сказать, что коэффициент тангенциальной эластичности шины в процессе эксплуатации постоянно падает.

В заключение отметим, что по результатам данной работы трудно установить однозначную связь между параметрами λ , ρ_w и G_R , так как определение механических свойств резины требует дополнительных данных.

Л и т е р а т у р а

[1] *Петрушов В. А., Леонов В. И.* Определение констант связи между свободным радиусом колеса, внутренним давлением воздуха в шине, радиусом качения в ведомом режиме и нормальной нагрузкой. — Труды НАМИ. М., 1964, вып. 69. [2] *Чудаков Е. А.* Качение автомобильного колеса. М.—Л., 1948.

А. Г. Ш м и д т

ВЛИЯНИЕ НЕКОТОРЫХ ПАРАМЕТРОВ ТРАНСМИССИИ НА ИНТЕНСИВНОСТЬ РАЗГОНА И МАКСИМАЛЬНУЮ СКОРОСТЬ ЛЕГКОВОГО АВТОМОБИЛЯ

При конструировании автомобиля возникает вопрос о том, как при заданных полном весе и максимальной мощности двигателя обеспечить наилучшие скоростные свойства. К числу оценочных показателей скоростных свойств автомобилей относятся интенсивность разгона и максимальная скорость, которые зависят: 1) от конструкции автомобиля в целом; 2) от конструкции и характеристик двигателя; 3) от конструкции трансмиссии и ходовой части; 4) от внешних условий движения.

Известные положения теории автомобиля дают представление о качественной стороне влияния различных факторов на интенсивность разгона и максимальную скорость [1], [2], [3]. Современные методы исследования с использованием быстродействующих ЭВМ позволяют изучить также и количественную сторону рассматриваемого вопроса.

В работе приведены результаты исследования влияния величины потерь холостого хода в трансмиссии, числа ступеней и способа выбора передаточных чисел промежуточных передач, передаточного числа главной передачи, моментов инерции колес и моментов переключения передач на интенсивность разгона и максимальную скорость легковых автомобилей с механической ступенчатой трансмиссией. Исследован процесс разгона с переключением передач при резком и полном открытии дроссельной заслонки.

В лаборатории стендовых исследований автомобилей НАМИ разработана методика расчетного воспроизведения процесса разгона автомобиля, учитывающая влияние на интенсивность разгона и максимальную скорость перечисленных групп факторов [4]. На основе этой методики создана программа расчета на ЭВМ «Минск-22» процесса разгона.

Моменты переключения передач, обеспечивающие разгон автомобиля с максимальной интенсивностью, соответствуют точкам пересечения кривых ускорений автомобиля на смежных передачах. Программа расчета в каждом случае обеспечивает определение оптимальных моментов переключения передач и выполнение переключений в эти моменты; предусмотрена также возмож-

ность переключения и в другие, заранее заданные моменты. Продолжительность процесса переключения передач принималась постоянной и равной 0,5 сек.

Для исследования был принят легковой автомобиль, имеющий двигатель с максимальной мощностью 80 л. с. и полный вес 1340 кг; при этом удельная мощность была близка к 60 л. с./т (в дальнейшем именуется автомобиль А). Показатели скоростных свойств этого автомобиля, а также исходные данные для расчетов на ЭВМ были определены в результате лабораторно-дорожных испытаний.

Предполагалось, что степень влияния изменения различных факторов на интенсивность разгона и максимальную скорость неодинакова для автомобилей с различной удельной мощностью вследствие различного процентного соотношения запасов и затрат мощности на преодоление сопротивлений движению. В связи с этим исследование было проведено также и для автомобиля с удельной мощностью около 20 л. с./т (в дальнейшем именуется автомобиль Б). Уменьшенная удельная мощность была получена использованием в расчетах процесса разгона того же автомобиля и двигателя с максимальной мощностью 30 л. с., имеющего одинаковую с реальным двигателем степень технического совершенства (т. е. такие же относительную скоростную характеристику, номинальное число оборотов, степень изменения мощности при работе на неустановившемся режиме и т. п.).

Момент инерции вращающихся масс двигателя автомобиля А был определен экспериментально по методике, изложенной в работе [5]. Момент инерции вращающихся масс двигателя автомобиля Б рассчитывался по следующей формуле [6]:

$$I_M = \frac{M_{e \max}}{n_N^2} \psi,$$

где $M_{e \max}$ — крутящий момент двигателя при максимальной мощности (на моторном стенде); n_N — число оборотов коленчатого вала при максимальной мощности; ψ — коэффициент пропорциональности.

Коэффициент ψ был определен по известным I_M , $M_{e \max}$ и n_N для двигателя автомобиля А и принят таким же по величине для двигателя автомобиля Б.

Передаточные числа главных передач исходных вариантов автомобилей были выбраны таким образом, чтобы коэффициент c высшей передачи [4] был близок к единице, т. е. чтобы максимальная скорость достигалась при номинальном эксплуатационном числе оборотов двигателя.¹ При этом для исходных вариантов автомоби-

¹ Под номинальным эксплуатационным числом оборотов подразумевается число оборотов двигателя при максимальной эксплуатационной мощности, т. е. максимальной мощности, развиваемой двигателем при его работе непосредственно на автомобиле.

лей А и Б передаточные числа главных передач были приняты равными соответственно 4,22 и 5,6.

Сопоставление результатов расчета на ЭВМ процесса разгона автомобиля А с экспериментальными данными представлено на рис. 1, из которого следует достаточно близкое их совпадение. Это позволяет рассматривать приведенные ниже результаты, полученные расчетным путем, как достоверные.

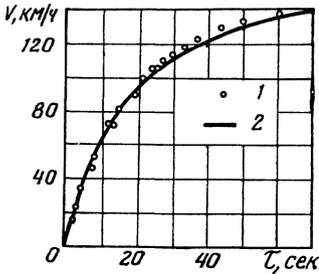


Рис. 1. Сопоставление расчета на ЭВМ процесса разгона автомобиля А с экспериментальными данными:
1 — данные, полученные на ЭВМ; 2 — экспериментальные данные.

Потери холостого хода в трансмиссиях автомобилей А и Б были приняты одинаковыми и равными потерям автомобиля А, определенным экспериментально. Был проведен расчет процесса разгона автомобилей с увеличенными до 300% и уменьшенными до 30% потерями холостого хода в трансмиссии.

Результаты расчета приведены в табл. 1 и 2, в которых за 100% принято время разгона исходных вариантов автомобилей.

Из табл. 1 и 2 следует, что потери холостого хода в трансмиссии оказывают весьма незначительное влияние на интенсивность разгона и максимальную скорость легковых автомобилей.

Т а б л и ц а 1

Зависимость интенсивности разгона автомобиля от величины потерь холостого хода в трансмиссии

Условия разгона	Авто- мобиль	Время разгона при потерях холостого хода в трансмиссии		
		30	100	300
До 60 км/ч	А	9,6/100	9,6/100	9,6/100
	Б	25,0/100	25,0/100	26,0/104
» 80 »	А	14,2/100	14,2/100	14,2/100
	Б	43,9/97,5	45/100	47,7/106
» 110 »	А	26,1/99,5	26,2/100	26,7/102
	Б	—	—	—
» 120 »	А	33,2/99,5	33,4/100	35/105
	Б	—	—	—
На пути 1000 м	А	41/99	41,5/100	42,5/102
	Б	60,5/98,5	61,5/100	62,0/100,5

Примечание. В числителе дроби — секунды, в знаменателе — проценты.

Таблица 2

Зависимость максимальной скорости автомобиля от величины потерь холостого хода в трансмиссии

Автомобиль	Максимальная скорость при потерях холостого хода в трансмиссии		
	30	100	300
А	143/100,5	142/100	139,5/98,3
Б	102/102	100/100	96/96

Примечание. В числителе дроби — км/ч, в знаменателе — проценты.

Учитывая незначительное влияние потерь холостого хода в трансмиссии на интенсивность разгона и максимальную скорость легковых автомобилей, в дальнейшем при изменении числа ступеней и передаточных чисел потери принимались неизменными и равными потерям холостого хода трансмиссии исходных вариантов автомобилей.

Исследование влияния числа ступеней трансмиссии на рассматриваемые показатели скоростных свойств проводилось для коробок передач с числом ступеней от 2 до 6, имеющих одинаковый диапазон, равный 3,49. Передаточные числа первой и высшей передач во всех случаях были неизменными. Чтобы исключить влияние способа выбора передаточных чисел промежуточных передач, последние во всех случаях выбирались по геометрической прогрессии. Поскольку передаточные числа главной передачи и высшей передачи в коробке при варьировании числа ступеней оставались неизменными, то и максимальная скорость при этом оставалась постоянной. Для иллюстрации на рис. 2 представлена зависимость интенсивности разгона от числа ступеней трансмиссии для автомобиля А.

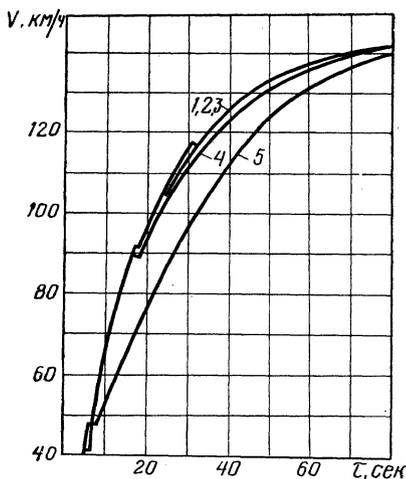


Рис. 2. Влияние числа ступеней трансмиссии на интенсивность разгона автомобиля А:
 1, 2, 3 — шестиступенчатая КП: $i_{II} = 2,7$; $i_{III} = 2,1$; $i_{IV} = 1,65$; $i_V = 1,28$; $q = 1,28$; пятиступенчатая КП: $i_{II} = 2,56$; $i_{III} = 1,87$; $i_{IV} = 1,37$; $q = 1,37$; четырехступенчатая КП: $i_{II} = 2,3$; $i_{III} = 1,52$; $q = 1,52$; 4 — трехступенчатая КП: $i_{II} = 1,87$; $q = 1,87$; 5 — двухступенчатая КП: $q = 3,49$.

Результаты исследования влияния числа ступеней трансмиссии на интенсивность разгона автомобилей А и Б представлены в табл. 3, в которой за 100% принято время разгона автомобилей с четырехступенчатой трансмиссией.

Из табл. 3 следует, что уменьшение числа ступеней трансмиссии до 2—3 приводит к значительному снижению интенсивности разгона по сравнению с автомобилем с четырехступенчатой трансмиссией, увеличение числа ступеней до 5—6 повышает интенсивность разгона лишь в малой степени. Интенсивность разгона до скорости 60 км/ч при изменении числа ступеней от 3 до 6 изменяется в очень малой степени.

Т а б л и ц а 3

Зависимость интенсивности разгона автомобиля от числа ступеней трансмиссии

Условия разгона	Автомобиль	Время разгона при следующих числах ступеней трансмиссии				
		2	3	4	5	6
До 60 км/ч	А	13/136,0	9,7/101	9,6/100	9,8/102	9,7/101
	Б	43,2/170	25,5/100,1	25,4/100	25/98,5	25/98,5
» 80 »	А	22/151	14,3/98,0	14,6/100	14,3/98	14,9/102
	Б	72,5/154	52,5/112	47,0/100	44/94	43,8/93,5
» 110 »	А	37,6/138	29,2/107	27,2/100	26/96	26,6/98,0
	Б	—	—	—	—	—
» 120 »	А	45/130	35,9/104	34,5/100	33,4/97,0	33,2/96,0
	Б	—	—	—	—	—
На пути 1000 м	А	46,4/112	41,6/100,5	41,5/100	41,2/99,0	41,2/99,0
	Б	71,8/117	62,5/102	61,6/100	61,6/100	61,6/100

П р и м е ч а н и е. В числителе дроби — секунды, в знаменателе — проценты.

Исследование влияния способа выбора передаточных чисел промежуточных ступеней трансмиссии на интенсивность разгона автомобиля было проведено на четырехступенчатой коробке передач, во всех случаях имеющей передаточные числа первой и четвертой передачи, равные соответственно 3,49 и 1,0. Рассматривалось три способа выбора передаточных чисел: геометрический ряд (по геометрической прогрессии с показателем $q=1,52$), арифметический ряд (по арифметической прогрессии с разностью $d=0,83$) и гармонический ряд (постоянная величина — разность обратных величин передаточных чисел смежных передач, равная 0,23). Влияние способа выбора передаточных чисел промежуточных передач на интенсивность разгона автомобиля А можно оценить по рис. 3.

Зависимость интенсивности разгона автомобилей А и Б от способа выбора передаточных чисел приведена в табл. 4, где за 100% принято время разгона автомобилей, передаточные числа трансмиссии которых составляют гармонический ряд.

Согласно табл. 4, интенсивность разгона автомобилей, передаточные числа трансмиссий которых составляют гармонический и геометрический ряды, отличается незначительно. При использовании арифметического ряда интенсивность разгона до высоких скоростей заметно снижается.

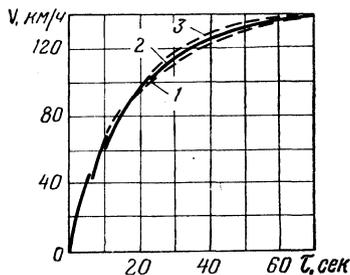


Рис. 3. Влияние способа выбора передаточных чисел промежуточных передач трансмиссии на интенсивность разгона автомобиля А:

1 — арифметический ряд ($i_{II} = 2,66$; $i_{III} = 1,63$); 2 — гармонический ряд ($i_{II} = 1,94$; $i_{III} = 1,32$); 3 — геометрический ряд ($i_{II} = 2,3$; $i_{III} = 1,52$).

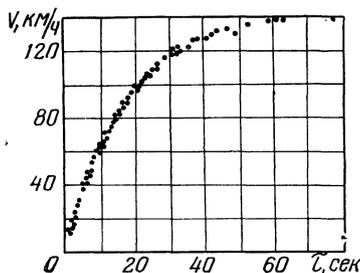


Рис. 4. Влияние передаточного числа главной передачи на интенсивность разгона автомобиля А.

Интенсивность разгона автомобилей до скорости 60 км/ч в малой степени зависит от способа выбора передаточных чисел промежуточных передач.

При исследовании влияния передаточного числа главной передачи на рассматриваемые показатели скоростных свойств был проведен расчет процесса разгона при изменении передаточного числа главной передачи для автомобиля А в пределах от 3,4 до 5,4 и для автомобиля Б в пределах от 4,8 до 7,2. Изменение скорости по времени в процессе разгона автомобиля А при изменении передаточного числа главной передачи представлено на рис. 4. Аналогичная картина была получена и для автомобиля Б.

Изменение передаточного числа главной передачи влечет за собой изменение максимальной скорости автомобиля, причем степень этого изменения возрастает с уменьшением удельной мощности автомобиля. При изменении передаточного числа главной передачи в пределах $\pm 5\%$ по отношению к его значению, соответствующему коэффициенту с высшей передачи, равному единице, максимальная скорость автомобиля практически остается неизменной.

Влияние радиуса качения ведущих колес на интенсивность разгона и максимальную скорость по своей физической сущности

Таблица 4

**Зависимость интенсивности разгона автомобиля от способа
выбора передаточных чисел промежуточных передач**

Условия разгона	Автомобиль	Время разгона при следующих способах выбора передаточных чисел		
		Гармониче- ский ряд	Геометриче- ский ряд	Арифметиче- ский ряд
До 60 км/ч	А	9,6/100	9,6/100	10/104
	Б	25/100	25,4/101,5	25/100
» 80 »	А	14,2/100	14,6/103	14,6/103
	Б	45/100	47,0/104	52,5/117
» 110 »	А	26,2/100	27,2/104	28,7/109
	Б	—	—	—
» 120 »	А	33,4/100	34,5/103,0	35,8/107
	Б	—	—	—
На пути 1000 м	А	41,5/100	41,5/100,0	43/104
	Б	61,5/100	61,6/100,5	63/102,5

Примечание. В числителе дроби — секунды; в знаменателе — проценты.

одинаково с влиянием передаточного числа главной передачи. Если принять, что при варьировании радиуса качения ведущих колес сопротивление качению шин и моменты инерции колес остаются без изменения, то уменьшение радиуса равноценно увеличению передаточного числа главной передачи и наоборот.

Момент инерции колеса автомобиля А был определен экспериментально [5]. Анализ результатов расчета интенсивности разгона автомобилей А и Б с уменьшенными и увеличенными вдвое суммарными моментами инерции колес показал, что рассматриваемый фактор практически не влияет на интенсивность разгона. Максимальная скорость также не зависит от моментов инерции колес, поскольку при достижении последней ускорение автомобиля и, следовательно, инерционные сопротивления становятся равными нулю.

Исследование влияния выбора моментов переключения передач на интенсивность разгона проводилось при использовании четырехступенчатой коробки передач, передаточные числа которой составляли гармонический ряд. Оптимальными с точки зрения максимальной интенсивности разгона моментами переключения на II, III и IV передачи для обоих рассматриваемых автомобилей были моменты, соответствующие 1,14 $n_{Nэ}$, 1,15 $n_{Nэ}$ и 1,1 $n_{Nэ}$ оборотам двигателя ($n_{Nэ}$ — эксплуатационные номинальные обороты, соответствующие максимальной эксплуатационной мощности).

Интенсивность разгона исследовалась при переключении передач в моменты, соответствующие: $0,8 n_{Nэ}$; $0,9 n_{Nэ}$; $1,0 n_{Nэ}$ и $1,2 n_{Nэ}$; причем для всех передач переключение производилось при одинаковых числах оборотов двигателя.

Сравнение интенсивности разгона в зависимости от моментов переключения передач приведено в табл. 5, где за 100% принята интенсивность разгона при оптимальных моментах переключения передач.

Таблица 5

Зависимость интенсивности разгона автомобиля от моментов переключения передач

Условия разгона	Автомобиль	Время разгона при следующих моментах переключения передач				
		Оптимальные	$0,8 n_{Nэ}$	$0,9 n_{Nэ}$	$1,0 n_{Nэ}$	$1,2 n_{Nэ}$
До 60 км/ч	А	9,6/100	11/114	9,6/100	9,6/100	9,6/100
	Б	25/100	31,3/125	28,8/115	27,5/110	25/100
» 80 »	А	14,2/100	16,8/119	15,5/109	15/106	13,9/98
	Б	45/100	60,5/134	55/122	49,3/110	45,5/101
» 110 »	А	26,2/100	32,4/124	29,8/114	27,7/106	26,2/100
	Б	—	—	—	—	—
» 120 »	А	33,4/100	39,2/117	37/111	35/104	33,4/100
	Б	—	—	—	—	—
На пути 1000 м	А	41,5/100	44,0/106	42,3/102	41,5/100	41,5/100
	Б	61,5/100	66/107	64,5/105	62,5/101	61,5/100

Примечание. В числителе дроби — секунды; в знаменателе — проценты.

Из табл. 5 следует, что интенсивность разгона автомобиля в значительной степени зависит от выбора моментов переключения передач.

Выводы

1. При изменении в достаточно широких пределах потерь холостого хода в трансмиссии, передаточного числа главной передачи, радиуса качения ведущих колес и моментов инерции колес интенсивность разгона автомобиля изменяется весьма незначительно.

2. При изменении числа ступеней трансмиссии от 3 до 6 интенсивность разгона до скорости 60 км/ч изменяется мало.

С точки зрения максимальной интенсивности разгона оптимальной является четырехступенчатая трансмиссия. При умень-

шении числа ступеней до 2—3 интенсивность разгона до высоких скоростей заметно снижается; увеличение числа ступеней до 5—6 приводит лишь к весьма незначительному увеличению интенсивности разгона.

3. Интенсивность разгона до скорости 60 км/ч при различных способах выбора передаточных чисел промежуточных передач трансмиссии изменяется весьма мало.

При разгоне до более высоких скоростей наибольшая интенсивность разгона имеет место в случае использования гармонического ряда. Для геометрического ряда интенсивность разгона снижается незначительно; арифметический ряд приводит к заметному снижению интенсивности разгона.

4. Выбор моментов переключения передач оказывает существенное влияние на интенсивность разгона автомобиля. Интенсивность разгона снижается в большей степени в случае переключения передач при оборотах двигателя меньше оптимальных, чем в случае переключения с превышением этих оборотов.

Перед проведением контрольных заездов по определению интенсивности разгона автомобиля оптимальные моменты переключения передач должны быть выбраны заранее расчетом и проведением пробных заездов. Ориентировочно можно считать, что оптимальные моменты переключения передач соответствуют оборотам, превышающим на 10—15% эксплуатационное номинальное число.

5. Из всех рассмотренных факторов на максимальную скорость автомобиля может существенно повлиять лишь изменение передаточного числа главной передачи и радиуса качения ведущих колес.

6. Степень влияния различных факторов на интенсивность разгона и максимальную скорость уменьшается по мере возрастания удельной мощности автомобиля.

7. Изменение различных факторов оказывает большее влияние на время разгона до заданных конечных скоростей, чем на время прохождения заданного участка пути.

Л и т е р а т у р а

- [1] Чудаков Е. А. Теория автомобиля. М., 1950. [2] Фалькевич Б. С. Теория автомобиля. М., 1963. [3] Зимелев Г. В. Теория автомобиля. М., 1959. [4] Лурье М. И., Токарев А. А. Скоростные качества и топливная экономичность автомобиля. М., 1967. [5] Лаптев С. А., Крестовников Г. А. Определение коэффициента вращающихся масс автомобиля. — «Автомобильная и тракторная промышленность», 1951, № 7. [6] Покорный Б. М. Величина момента инерции маховика современных автомобильных двигателей. — «Автомобилестроение», 1961, № 6.

С. А. Федоров

О ВЛИЯНИИ ПАРАМЕТРОВ ПОДРЕССОРИВАНИЯ НА НАГРУЖЕННОСТЬ ТРАНСМИССИИ ГРУЗОВОГО АВТОМОБИЛЯ

При движении автомобиля типа 4×2 по плохой дороге в его подвесках и трансмиссии возникают большие динамические нагрузки.

Момент сопротивления на ведущем колесе от нагрузок задней части автомобиля на дорогу

$$M_c = M_G + M_Q, \quad (1)$$

где M_G — момент сопротивления на колесе от статической нагрузки G_R ; M_Q — момент сопротивления на колесе от динамической нагрузки Q , действующей от дороги на колесо.

Статический момент сопротивления может быть принят постоянным, так как он не зависит от размеров дорожных неровностей.

Динамический момент сопротивления на колесе

$$M_Q = r_R f Q$$

зависит в основном от динамической нагрузки Q , так как изменения радиуса колеса r_R и коэффициента качения f при изменении радиальной нагрузки взаимно компенсируются. В результате произведение

$$j = r_R f$$

для дорог со стационарными неровностями можно считать постоянным (с точностью до 4%) [1].

Таким образом, для определения момента сопротивления M_Q , который нагружает трансмиссию автомобиля от дорожных сил сопротивления, необходимо найти динамическую составляющую вертикальной реакции дорожной поверхности.

Определение статистических характеристик динамических нагрузок и момента сопротивления. Как динамические нагрузки, действующие на подвески автомобиля, так и динамические опорные реакции определяются по вертикальным колебаниям автомобиля.

Для большинства грузовых автомобилей типа 4×2 распределение масс таково, что между колебаниями передней и задней частей машины очень слабая связь. Это позволяет рассматривать колебания поддресоренных частей автомобиля над передней и задней осями независимо друг от друга. Кроме того, допустимо считать статистические характеристики неровностей продольного профиля дороги под правым и левым колесами одинаковыми. Тогда эквивалентная передней или задней части автомобиля колебательная система может быть представлена двухмассовой системой (рис. 1), дифференциальные уравнения которой имеют вид [2]:

$$\left. \begin{aligned} M_n \ddot{x} + 2k(\dot{x} - \dot{\psi}) + 2c(x - \psi) &= 0 \\ m_n \ddot{\psi} - 2k(\dot{x} - \dot{\psi}) - 2c(x - \psi) + 2k_{ш} \dot{\psi} + 2c_{ш} \psi &= \\ &= 2k_{ш} \dot{h} + 2c_{ш} h \end{aligned} \right\}, \quad (2)$$

где M_n — приведенная поддресоренная масса (кузов); m_n — масса неподдресоренных частей; k , $k_{ш}$ — коэффициенты сопротивления подвесок и шин; c , $c_{ш}$ — жесткость упругих элементов подвесок и шин.

Изменение неровностей продольного микропрофиля дорог под колесами движущегося автомобиля в общем случае может иметь нестационарный случайный характер. Однако при рассмотрении определенных участков дорог с однотипными покрытиями их профиль, как правило, имеет однородный характер; тогда его можно рассматривать как стационарную случайную функцию [3].

При прямолинейном и равномерном движении автомобиля и неравномерном движении автомобиля по этим участкам дорог его колебания и соответственно изменения вертикальных динамических нагрузок будут носить тоже стационарный характер.

Рассматривая подвеску автомобиля (рис. 1) как разомкнутую систему автоматического регулирования с линейными параметрами, связь между статистическими характеристиками воздействия и выходными параметрами на основании теории случайных функций можно представить в виде:

$$S_Q(\omega) = |\Phi_Q(i\omega)|^2 S_h(\omega), \quad (3)$$

где $S_h(\omega)$ — спектральная плотность воздействия продольного микропрофиля дороги на колесо автомобиля — вход динамической

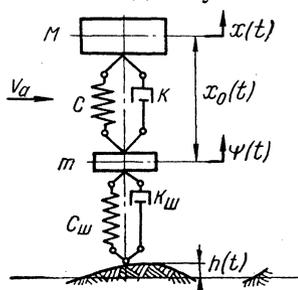


Рис. 1. Колебательная система с двумя степенями свободы.

системы; $S_Q(\omega)$ — спектральная плотность вертикальной динамической опорной реакции — выход динамической системы; $\Phi_Q(i\omega)$ — амплитудная частотная характеристика (АЧХ) вертикальных динамических опорных реакций.

Спектральная плотность динамического момента сопротивления на колесе

$$S_{MQ}(\omega) = j^2 S_Q(\omega). \quad (4)$$

Определение спектральной плотности воздействия дороги можно произвести по выражениям (2), (4):

$$S_h(\omega) = \frac{2D_h \alpha_h (\alpha_h^2 + \beta_h^2 + \omega^2)}{(\alpha_h^2 + \beta_h^2)^2 + 2(\alpha_h^2 - \beta_h^2)\omega^2 + \omega^4}; \quad (5)$$

$$S_h(\omega) = \frac{2D_h A_1 \alpha_h}{\alpha_h^2 + \omega^2} + \frac{2D_h A_2 \alpha'_h [(\alpha'_h)^2 + \beta_h^2 + \omega]}{[(\alpha'_h)^2 + \beta_h^2]^2 + 2[(\alpha'_h)^2 - \beta_h^2]\omega^2 + \omega^4},$$

где $D_h = D_n$ — дисперсия воздействия неровностей продольного микропрофиля дороги; α_h , α'_h , β_h — корреляционные коэффициенты воздействия неровностей дорог; $\alpha_h = \alpha_n v_a$; $\alpha'_h = \alpha'_n v_a$; $\beta_h = \beta_n v_a$; v_a — скорость движения автомобиля.

Дисперсия D_n и коэффициенты A_1 , A_2 , α_n , α'_n , β_n неровностей продольного микропрофиля дорог определяются по результатам экспериментального обмера дорожных неровностей непосредственным или косвенным способом [3, 4].

АЧХ вертикальных реакций могут быть получены экспериментально (например, на барабанном стенде [5]) или теоретически — путем выполнения преобразования по Лапласу дифференциальных уравнений вертикальных колебаний автомобиля.

Определим предварительно АЧХ вертикального прогиба рессор $\Phi_{x_0}(i\omega)$ и динамических нагрузок в подвеске $\Phi_n(i\omega)$.

Рассматривая колебания правой и левой подвески самостоятельно и заменяя в уравнении (2)

$$\psi - x = x_0, \quad (6)$$

получим:

$$\left. \begin{aligned} -M\ddot{x}_0 + M\ddot{\psi} - k\dot{x}_0 - cx_0 &= 0 \\ m\ddot{\psi} + k\dot{x}_0 + cx_0 + k_m\dot{\psi} + c_m\psi &= k_m\dot{h} + c_m\dot{h} \end{aligned} \right\}, \quad (7)$$

где M , m — массы подрессоренных и неподрессоренных частей автомобиля, приходящиеся на одну подвеску (колесо); x_0 — прогиб рессоры.

Применяя преобразование Лапласа к системе уравнений (7), получим передаточную функцию прогиба рессор:

$$\Phi_{x_0}(s) = \frac{a_2 s^2 + a_3 s^3}{b_0 + b_1 s + b_2 s^2 + b_3 s^3 + b_4 s^4},$$

где

$$a_2 = Mc_{ш}; \quad b_2 = Mc + Mc_{ш} + mc + kk_{ш};$$

$$a_3 = Mk_{ш}; \quad b_3 = Mk + Mk_{ш} + mk;$$

$$b_0 = Cc_{ш}; \quad b_4 = Mm.$$

$$b_1 = kc_{ш} + k_{ш}c;$$

Заменив комплексную переменную $s = i\omega$ и произведя необходимые преобразования, получим квадрат АЧХ

$$|\Phi_{x_0}(i\omega)|^2 = \frac{a_2^2 \omega^4 + a_3^2 \omega^6}{(b_0 - b_2 \omega^2 + b_4 \omega^4)^2 + (b_1 \omega - b_3 \omega^3)^2}. \quad (8)$$

Вертикальная динамическая нагрузка в подвеске

$$\Pi = M\ddot{x}.$$

Преобразование Лапласа от $\Pi(t)$

$$\Pi(s) = Ms^2 x(s).$$

Передаточная функция вертикальных нагрузок в подвеске

$$\Phi_{\Pi}(s) = Ms^2 \Phi_x(s),$$

где $\Phi_x(s)$ — передаточная функция вертикальных перемещений кузова x .

С учетом выражения (6) преобразование Лапласа функции $x(t)$

$$X(s) = \Psi(s) - X_0(s).$$

Из предыдущих вычислений известно, что

$$\Psi(s) = \frac{Ms^2 + ks + c}{Ms^2} X_0(s), \quad (9)$$

тогда

$$\Phi_x(s) = \frac{X(s)}{H(s)} = \frac{ks + c}{Ms^2} \Phi_{x_0}(s) \quad (10)$$

и

$$\Phi_{\Pi}(s) = (ks + c) \Phi_{x_0}(s).$$

Заменяя $s=i\omega$, получим значение квадрата АЧХ

$$|\Phi_n(i\omega)|^2 = (k^2\omega^2 + c^2) |\Phi_{x_0}(i\omega)|^2. \quad (11)$$

Из уравнений (6) и (7) динамическая опорная реакция на одном колесе

$$Q = M\ddot{x} + m\ddot{\psi}.$$

Преобразование Лапласа от $Q(t)$

$$Q(s) = Ms^2X(s) + ms^2\psi(s).$$

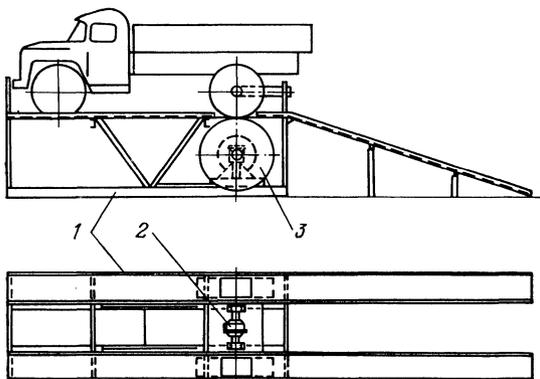


Рис. 2. Барабанный стенд с синусоидальными неровностями для определения амплитудных частотных характеристик подвесок.

Передаточная функция

$$\Phi_Q(s) = \frac{Q(s)}{H(s)} = M_s^2 \Phi_x(s) + ms^2 \Phi_\psi(s),$$

с учетом выражений (9) и (10)

$$\Phi_Q(s) = \left(ks + c + ms^2 + \frac{m}{M} ks + \frac{m}{M} c \right) \Phi_{x_0}(s).$$

Заменяя $s=i\omega$, получим квадрат АЧХ

$$|\Phi_Q(i\omega)|^2 = \left[\left(\frac{M_0 c}{M} - m\omega^2 \right) + \left(-\frac{M_0 k \omega}{M} \right)^2 \right] |\Phi_{x_0}(i\omega)|^2,$$

где

$$M_0 = M + m.$$

Экспериментальное определение АЧХ производилось на барабанном стенде с синусоидальными неровностями (рис. 2). На ра-

му 1 стенда установлен задний мост грузового автомобиля с блокированным дифференциалом 2. К ступицам моста крепятся два барабана 3, на наружных ободах которых смонтированы синусоидальные неровности высотой 20 мм.

При движении автомобиля по барабанам на его колеса направлено воздействие

$$h(\omega_k) = H_a(\omega_k) \sin \omega_k t,$$

где $H_a(\omega_k)$ — амплитуда воздействия.

После окончания переходного процесса в подвеске устанавливаются вынужденные колебания с частотой ω_k . Колебания на выходе динамической системы будут также синусоидальными, отличающимися от входных по амплитуде и фазе,

$$x_o(\omega_k) = x_a(\omega_k) \sin[\omega_k t + \varphi(\omega_k)].$$

Амплитуда прогиба рессор X_a измерялась потенциометрическими датчиками.

АЧХ прогиба рессор

$$|\Phi_{x_o}(i\omega)| = \frac{X_a(\omega_k)}{H_a(\omega_k)}.$$

Аналогичным способом определялись и АЧХ динамических нагрузок.

Зависимость момента сопротивления и динамических нагрузок от сопротивления амортизатора и жесткости рессоры. Рассмотрим влияние параметров поддресоривания на примере подвески заднего моста автомобиля 4×2 грузоподъемностью 4 т. Такие автомобили многоцелевого назначения (ЗИЛ-130, ГАЗ-51, ГАЗ-53 и др.) выпускаются в нашей стране в больших количествах и эксплуатируются в различных дорожных условиях.

Отсутствие в задней подвеске указанных автомобилей амортизаторов вызывает при движении в плохих дорожных условиях большие динамические нагрузки в подвеске и трансмиссии (рис. 3, кривая 1, без учета межлистового трения).

При увеличении сопротивления амортизатора (кривые 2 и 3) ординаты спектральной плотности динамического момента сопротивления интенсивно снижаются в области низкочастотного и несколько умереннее — в области высокочастотного резонанса. В межрезонансной области наблюдается небольшой подъем этих кривых.

С понижением жесткости рессоры (кривые 4 и 5) и сохранением относительного коэффициента затухания на постоянном уровне ($\psi_0 = 0,3$) ординаты спектральной плотности динамического момента сопротивления в области низкочастотного резонанса быстро

снижаются, а в остальном диапазоне частот несколько повышаются.

Эти изменения спектральной плотности определяют зависимость среднеквадратических отклонений динамического момента сопротивления от сопротивления амортизатора и жесткости рессоры.

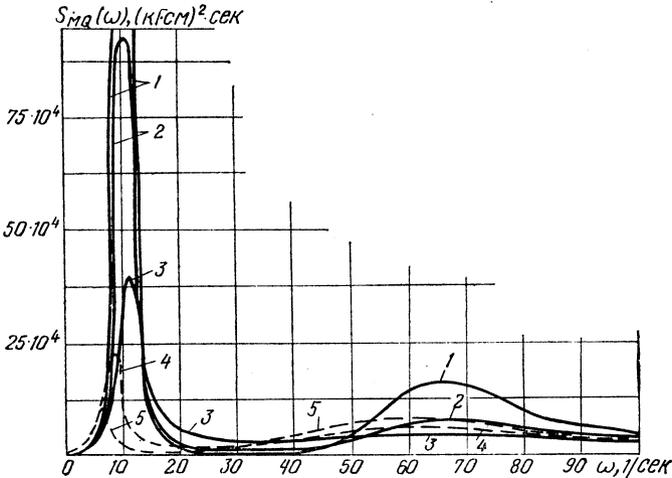


Рис. 3. Спектральные плотности динамического момента сопротивления на колесе заднего моста грузового автомобиля 4×2 грузоподъемностью 4000 кг при движении по грунтовой дороге:

$$G_a = 4000 \text{ кг}, v_a = 30 \text{ км/ч.}$$

- 1 — $c=400 \text{ кг/см}, k=0$; 2 — $c=400 \text{ кг/см}, k=7 \text{ кг.сек/см}$; 3 — $c=400 \text{ кг/см}, k=20 \text{ кг.сек/см}$; 4 — $c=200 \text{ кг/см}, k=14 \text{ кг.сек/см}$; 5 — $c=100 \text{ кг/см}, k=10 \text{ кг.сек/см}$.

Среднеквадратическое отклонение динамического момента сопротивления определялось по выражению:

$$\sigma_{MQ} = \left[\frac{1}{\pi} \int_0^{\infty} S_{MQ}(\omega) d\omega \right]^{1/2}.$$

На рис. 4 представлена зависимость среднеквадратических отклонений момента сопротивления от сопротивления амортизатора для груженого автомобиля при движении с постоянной скоростью по дорогам с различными неровностями. Для сопоставления показано изменение среднеквадратических отклонений вертикальных динамических нагрузок в подвеске σ_n и прогиба рессоры σ_{x_0} .

Из рисунка видно, что снижение как динамического момента сопротивления, так и динамических нагрузок в подвеске происходит до определенного увеличения сопротивления амортизатора.

При дальнейшем увеличении сопротивления амортизатора эти нагрузки несколько увеличиваются. Оптимальное значение коэффициента сопротивления амортизатора, при котором наблюдается наименьший момент сопротивления, соответствует относительному

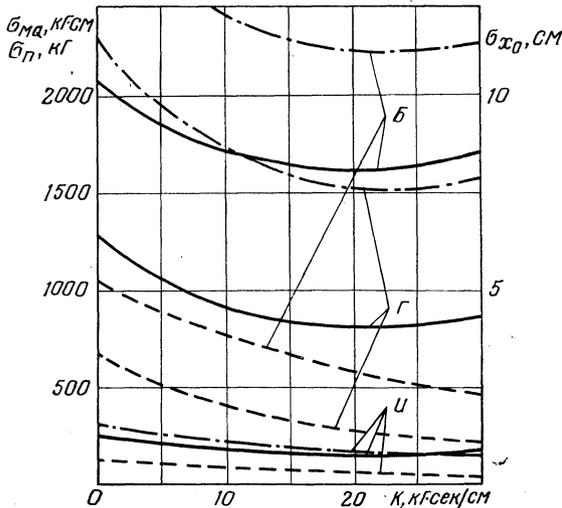


Рис. 4. Зависимость средних квадратических отклонений динамического момента сопротивления на колесе, динамических нагрузок в подвеске и прогиба рессоры от сопротивления амортизатора:

$G_a = 4000$ кг; $v_a = 30$ км/ч; Ц — цементбетонное шоссе в хорошем состоянии; Г — грунтовая дорога; Б — булыжное шоссе с буграми и впадинами; сплошная линия — α_{MQ} ; штриховая — $\alpha_{\text{Ц}}$; штрихпунктирная — $\alpha_{\text{Г}}$.

коэффициенту затухания $\psi_0 = 0,3$. При этом среднее квадратическое отклонение динамического момента сопротивления по сравнению с работой подвески без амортизатора уменьшается примерно на 40% для всех трех типов дорожных неровностей.

Зависимость момента сопротивления от жесткости рессоры близка к линейной (рис. 5). Наиболее интенсивно снижается момент сопротивления при движении автомобиля по булыжной дороге. Так, при снижении жесткости рессоры в 2 раза (до $c = 200$ кг/см) и сохранении оптимального значения коэффициента сопротивления амортизатора момент сопротивления на колесе для булыжной дороги уменьшается на 25%, а для грунтовой и цементбетонной дороги — на 8%. Это объясняется особенностями дорожных неровностей.

Расчет делался исходя из определенных характеристик дорожных неровностей [2] (табл. 1).

Таблица 1

Статистические характеристики дорожных неровностей

Тип дорожного покрытия	Обозначение	$D_n, \text{см}^2$	Статистические коэффициенты				
			A_1	A_2	α_n	α_n^1	β_n
Цементобетон	Ц	0,792	—	—	0,08	—	0,143
Булыжник с буграми	Б	10,7	0,8	0,2	0,32	0,2	1,74
Грунтовая дорога	Г	40	—	—	0,04	—	0,093

Таким образом, снижение жесткости рессоры заднего моста автомобилей типа ЗИЛ-130 примерно в два раза и постановка на подвеску амортизатора позволит не только уменьшить динамические нагрузки, действующие на подвеску и ходовую часть, но и значительно понизить динамический момент, действующий от дорожных неровностей на трансмиссию. В этом случае динамический момент сопротивления на колесе при движении автомобиля по булыжной дороге уменьшится в 1,8 раза, а по цементобетонной и грунтовой — в 1,6 раза при одновременном уменьшении динамического прогиба рессоры в 1,7 раза.

Экспериментальная проверка, проведенная при движении автомобиля ЗИЛ-164А как с жесткой (стандартной), так и с мягкой (длинноходовой) подвеской заднего моста, подтвердила изложенные расчеты.

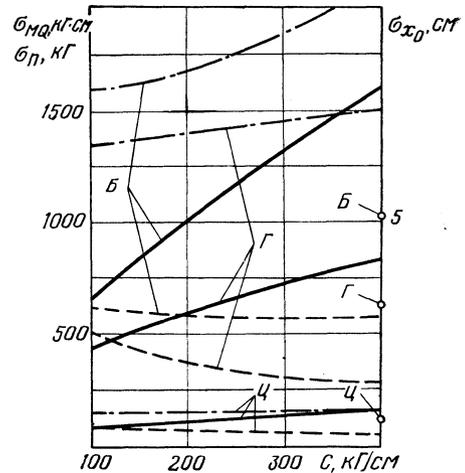


Рис. 5. Зависимость среднеквадратичных отклонений динамического момента сопротивления на колесе, динамических нагрузок в подвеске и прогиба рессоры от ее жесткости:

сплошная линия — σ_n ; штриховая — σ_{x_0} ; штрихпунктирная — σ_{M_Q} ; \circ — σ_{x_0} при $k=0$.

Литература

[1] Яценко Н. Н., Шупляков В. С. Нагруженность трансмиссии автомобиля и ровность дороги. М., 1967. [2] Ротенберг Р. В. Подвеска автомобиля и его колебания. М., 1960. [3] Пархиловский И. Г. «Автомобильная промышленность», 1961, № 10. [4] Певзнер Я. М., Тихонов А. А. «Автомобильная промышленность», 1964, № 1. [5] Федоров С. А. Исследование нагруженности ходовой части грузовых автомобилей в условиях эксплуатации. Канд. дисс., 1967.

А. В. Карпов, Л. Е. Таубес

ИССЛЕДОВАНИЕ ПЕРЕХОДНЫХ РЕЖИМОВ ГИДРОТРАНСФОРМАТОРА

Существующие методы расчета переходных процессов (трогание с места, разгон, торможение, передача крутильных колебаний и т. д.) в гидромеханических трансмиссиях основаны на применении либо статических характеристик гидродинамической передачи, либо линеаризованных уравнений движения [1].

Для исследования области применения обоих методов в настоящей работе проведен расчет амплитудно-фазовых характеристик гидротрансформатора (ГТ) по нелинеаризованным уравнениям и по статической характеристике.

Для вывода уравнений движения ГТ в общем случае движения воспользуемся основными положениями струйной теории лопастных машин. Рассмотрим движение элементарного объема жидкости в межлопаточном канале (рис. 1).

Момент количества движения этого элементарного объема жидкости равен:

$$\Delta L = \rho f_m v_u R, \quad (1)$$

где ρ — плотность жидкости; f_m — площадь канала в меридиональном сечении; v_u — проекция абсолютной скорости средней струйки на направление окружной скорости.

Из треугольника скоростей находим:

$$v_u = u - v_m \operatorname{ctg} \beta,$$

где β — угол между относительной скоростью w средней струйки и направлением, обратным окружной скорости.

Подставляя в выражение (1) вместо v_u его значение, получим

$$\Delta L = \rho f_m \Delta l_m (u - v_m \operatorname{ctg} \beta) R. \quad (2)$$

Умножая обе части уравнения на число каналов z , а затем перейдя к пределу при $\Delta l_m \rightarrow 0$ и проинтегрировав от входа до вы-

хода, определим момент количества движения лопастного колеса от неравномерного вращения

$$L = \rho \int_{l_{m1}}^{l_{m2}} f_m z R (u - v_m \operatorname{ctg} \beta) dl_m. \quad (3)$$

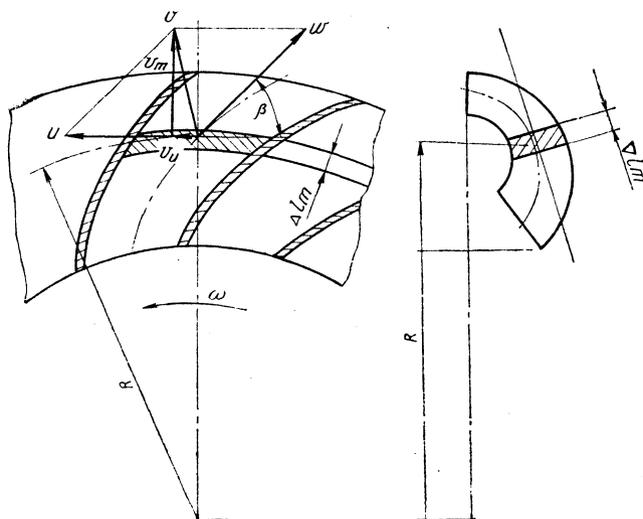


Рис. 1. Схема движения жидкости в межлопаточном канале.

Так как

$$f_m z = F_m; \quad u = \omega R; \quad v_m = \frac{Q}{F_m},$$

уравнение (3) получает вид

$$L = \rho \omega I' - \rho Q I'', \quad (4)$$

где

$$I' = \int_{l_{m1}}^{l_{m2}} F_m R^2 dl_m; \quad I'' = \int_{l_{m1}}^{l_{m2}} R \operatorname{ctg} \beta dl_m.$$

Продифференцировав выражение (4) по времени, определим крутящий момент лопастного i -го колеса

$$M_i^g = \frac{dL}{dt} = \rho \frac{d\omega_i}{dt} I_i' - \rho \frac{dQ}{dt} I_i''. \quad (5)$$

Известно, что для статических режимов уравнение крутящего момента i -го лопастного колеса с учетом отклонения потока на выходе колеса и стеснения потока имеет вид

$$M_i^{\text{ср}} = Q \rho \left[(R_{2i}^2 \mu_i \omega_i - R_{2(i-1)}^2 \mu_{i-1} \omega_{i-1}) - \right. \\ \left. - Q \left(\frac{R_{2i} \mu_i \text{ctg} \beta_{2i}}{F_{m2i} \kappa_{2i}} - \frac{R_{2(i-1)} \mu_{i-1} \text{ctg} \beta_{2(i-1)}}{F_{m^2(i-1)} \kappa_{2(i-1)}} \right) \right]. \quad (6)$$

Сложив уравнения (5) и (6), получим крутящий момент лопастного колеса в общем случае движения

$$M_i = M_i^{\text{ср}} + M_i^g. \quad (7)$$

Уравнение (7) позволяет определить крутящий момент лопастного колеса при известных законах изменения угловой скорости ω_i и расхода Q в круге циркуляции. Связь между переменными величинами ω_i и Q можно определить из уравнения баланса удельных энергий ГТ для общего случая движения

$$\sum_{i=1}^n H_{\text{к1}i} + \sum_{i=1}^n H_{\text{T}i} = \sum_{i=1}^n H_{\text{к2}i} + \sum_{i=1}^n H_{\text{ин}i} + \sum_{i=1}^n H_{\text{п}i}, \quad (8)$$

где $H_{\text{к1}i}$ — напор потока на входе в i -е колесо; $H_{\text{T}i}$ — теоретический напор колеса; $H_{\text{к2}i}$ — напор потока на выходе из i -го колеса; $H_{\text{ин}i}$ — инерционный напор, затрачиваемый на ускорение жидкости в i -м колесе; $H_{\text{п}i}$ — потери напора в i -м колесе; n — число рабочих колес ГТ. Поскольку для ГТ всегда имеет место соотношение $H_{\text{к2}i} = H_{\text{к1}(i+1)}$, уравнение (8) принимает вид

$$\sum_{i=1}^n H_{\text{T}i} = \sum_{i=1}^n H_{\text{ин}i} + \sum_{i=1}^n H_{\text{п}i}. \quad (9)$$

Определим величину инерционного напора $H_{\text{ин}i}$. Мощность, затрачиваемая на разгон элементарного кольцевого объема жидкости, равна

$$\Delta N_{\text{ин}} = \Delta m \frac{dv}{dt} v = \rho F_m \Delta l_m \frac{dv}{dt} v. \quad (10)$$

Из треугольника скоростей (рис. 1) получим

$$v^2 = v_m^2 + u^2 - 2uv_m \text{ctg} \beta + v_m^2 \text{ctg}^2 \beta. \quad (11)$$

Продифференцируем по времени выражение (11):

$$\begin{aligned} v \frac{dv}{dt} = & v_m \frac{dv_m}{dt} + u \frac{du}{dt} - u \frac{dv_m}{dt} \operatorname{ctg} \beta - \\ & - v_m \frac{du}{dt} \operatorname{ctg} \beta + v_m \frac{dv_m}{dt} \operatorname{ctg}^2 \beta. \end{aligned} \quad (12)$$

Так как

$$\frac{du}{dt} = R \frac{d\omega}{dt}; \quad \frac{dv_m}{dt} = \frac{1}{F_m} \cdot \frac{dQ}{dt},$$

то выражение (12) принимает вид

$$\begin{aligned} v \frac{dv}{dt} = & \frac{Q}{F_m^2} \cdot \frac{dQ}{dt} + \omega^2 R \frac{d\omega}{dt} - \frac{\omega R}{F_m} \cdot \frac{dQ}{dt} \operatorname{ctg} \beta - \\ & - \frac{QR}{F_m} \cdot \frac{d\omega}{dt} \operatorname{ctg} \beta + \frac{Q}{F_m^2} \cdot \frac{dQ}{dt} \operatorname{ctg}^2 \beta. \end{aligned} \quad (13)$$

Подставив вместо $v \frac{dv}{dt}$ его значение, полученное из уравнения (10), а затем перейдя к пределу и проинтегрировав от входа до выхода колеса, определим мощность, затрачиваемую на разгон жидкости лопастным колесом:

$$\begin{aligned} N_{\text{нн}i} = & \int_{l_{m1}}^{l_{m2}} dN_{\text{нн}} = \rho Q \frac{dQ}{dt} \int_{l_{m1}}^{l_{m2}} \frac{1 + \operatorname{ctg}^2 \beta}{F_m} dl_m + \\ & + \rho \omega_i \frac{d\omega_i}{dt} \int_{l_{m1}}^{l_{m2}} R^2 F_m dl_m - \rho \omega_i \frac{dQ}{dt} \int_{l_{m1}}^{l_{m2}} R \operatorname{ctg} \beta dl_m. \end{aligned} \quad (14)$$

Разделив полученное уравнение на расход Q , определим инерционный напор i -го колеса

$$\begin{aligned} H_{\text{нн}i} = & \frac{N_{\text{нн}i}}{Q} = \rho \frac{dQ}{dt} I_i'' + \rho \frac{\omega_i}{Q} \cdot \frac{d\omega_i}{dt} I_i' - \\ & - \rho \frac{\omega_i}{Q} \cdot \frac{dQ}{dt} I_i'' - \rho \frac{d\omega_i}{dt} I_i''. \end{aligned} \quad (15)$$

Теоретический напор лопастного колеса найдем из соотношения

$$H_{\tau i} = \frac{M_i \omega_i}{Q} = \omega_i \rho \left[(R_{2i}^2 \mu_i \omega_i - R_{2(i-1)}^2 \mu_{i-1} \omega_{i-1}) - \right. \\ \left. - Q \left(\frac{R_{2i} \mu_i \operatorname{ctg} \beta_{2i}}{F_{m2i} \kappa_{2i}} - \frac{R_{2(i-1)} \mu_{i-1} \operatorname{ctg} \beta_{2(i-1)}}{F_{m2(i-1)} \kappa_{2(i-1)}} \right) \right] + \\ + \rho \frac{\omega_i}{Q} \cdot \frac{d\omega_i}{dt} I'_i - \rho \frac{\omega_i}{Q} \cdot \frac{dQ}{dt} I'_i. \quad (16)$$

Подставив выражения для $H_{\text{ин}i}$ и $H_{\tau i}$ в уравнение баланса напоров, получим

$$\sum_{i=1}^n \left\{ \omega_i \left[(R_{2i}^2 \omega_i \mu_i - R_{2(i-1)}^2 \omega_{i-1} \mu_{i-1}) - Q \left(\frac{R_{2i} \mu_i \operatorname{ctg} \beta_{2i}}{F_{m2i} \kappa_{2i}} - \right. \right. \right. \\ \left. \left. - \frac{R_{2(i-1)} \mu_{i-1} \operatorname{ctg} \beta_{2(i-1)}}{F_{m2(i-1)} \kappa_{2(i-1)}} \right) \right] \rho - H_{\text{п}i} \right\} = \sum_{i=1}^n \rho \left(\frac{dQ}{dt} I'_i - \frac{d\omega_i}{dt} I'_i \right). \quad (17)$$

Аналогичные уравнения движения гидротрансформатора (7) и (16) впервые вывел другим методом Ю. В. Прокофьев [2].

Уравнение баланса удельных энергий ГТ позволяет при известных законах изменения угловой скорости рабочих колес определить изменение расхода Q в круге циркуляции ГТ.

При исследовании переходных процессов в ГТ принимаем, что потери напора $\sum_{i=1}^n H_{\text{п}i}$ находятся теми же соотношениями, что и для статических режимов.

Точность расчетов по формулам (7), (16) так же, как и в случае расчета статических характеристик ГТ, определяется правильностью выбора опытных коэффициентов, входящих в уравнения для установления различного вида потерь напора.

В тех случаях, когда для исследуемого ГТ, помимо его геометрии, известна статическая характеристика, гидравлические потери можно найти более точным методом.

Из уравнений, определяющих потери на трение, на поворот, диффузорные потери и потери на удар, следует, что все виды потерь пропорциональны квадрату расхода в круге циркуляции ГТ:

$$\sum_{i=1}^n H_{\text{п}i} = K_{\text{п}} Q^2, \quad (18)$$

где

$$K_{\text{п}} = f(i_{\text{тн}}).$$

Найдем зависимость коэффициента потерь $K_{\text{п}}$ от режима $i_{\text{тн}}$. Для этого воспользуемся выражением для $\eta_{\text{гт}}$:

$$\eta_{\text{гт}} = \frac{-H_{\text{т}}}{H_{\text{н}}}.$$

Подставим в это выражение значения напоров насосного колеса $H_{\text{н}}$ и турбинного колеса $H_{\text{т}}$ для статических режимов:

$$H_{\text{н}} = \frac{\omega_{\text{н}}}{g} (B \omega_{\text{н}} - QD),$$

$$H_{\text{т}} = \frac{\omega_{\text{т}}}{g} (C \omega_{\text{т}} - B \omega_{\text{н}} - QE),$$

где

$$B = R_{2\text{н}}^2 \mu_{\text{н}}; \quad D = \frac{R_{2\text{н}} \mu_{\text{н}} \operatorname{ctg} \beta_{2\text{н}}}{F_{\text{м} 2\text{н}} \chi_{2\text{н}}} - \frac{R_{2\text{а}} \mu_{\text{а}} \operatorname{ctg} \beta_{2\text{а}}}{F_{\text{м} 2\text{а}} \chi_{2\text{а}}};$$

$$E = \frac{R_{2\text{т}} \mu_{\text{т}} \operatorname{ctg} \beta_{2\text{т}}}{F_{\text{м} 2\text{т}} \chi_{2\text{т}}} - \frac{R_{2\text{н}} \mu_{\text{н}} \operatorname{ctg} \beta_{2\text{н}}}{F_{\text{м} 2\text{н}} \chi_{2\text{н}}};$$

$$\eta_{\text{гт}} = i_{\text{тн}} \frac{B \omega_{\text{н}} + QE - C \omega_{\text{т}}}{B \omega_{\text{н}} - QD}. \quad (19)$$

Определим отсюда расход Q :

$$Q = \frac{B \omega_{\text{н}} (1 + K_{\text{гт}}) + C \omega_{\text{т}}}{DK_{\text{гт}} + E}. \quad (20)$$

Из уравнения (19) для каждого значения передаточного отношения ГТ может быть получено соответствующее значение расхода по заданному коэффициенту трансформации $K_{\text{гт}}$. Затем определяются напоры насосного и турбинного колес, напор потерь и коэффициент потерь для данного режима:

$$K_{\text{п}} = \frac{H_{\text{н}} + H_{\text{т}}}{Q^2}.$$

По изложенной выше методике был проведен расчет частотных характеристик комплексного ГТ с активным диаметром 340 мм, экспериментальная статическая характеристика которого приведена на рис. 2. При снятии частотных характеристик принималось, что турбинное колесо вращается равномерно (это соответствует случаю, когда к турбинному колесу присоединен очень

большой маховик), а на насосное колесо, момент инерции которого принят равным нулю, воздействует момент двигателя

$$M_d = M_{ст} + A \sin \nu t, \quad (21)$$

где $M_{ст}$ — момент двигателя, определенный из уравнений статики для данной угловой скорости насосного колеса при данном среднем $i_{тн}$; A — амплитуда возмущающего колебания; ν — частота возмущения.

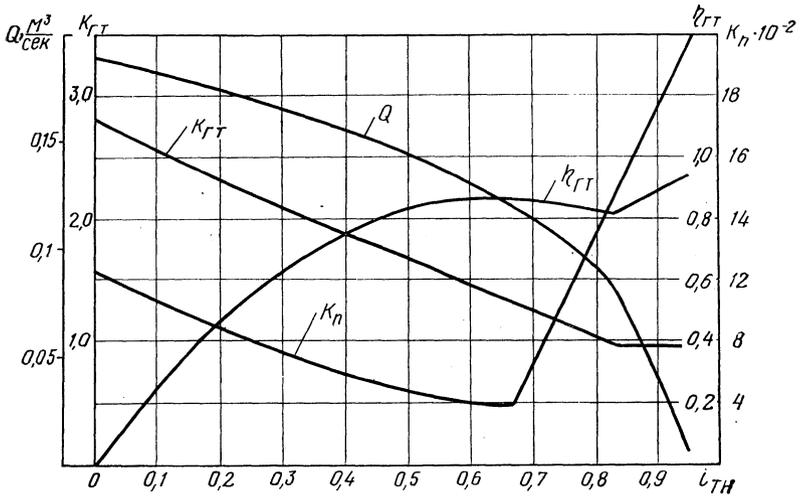


Рис. 2. Характеристики гидротрансформатора.

После подстановки числовых данных в уравнения (6), (7), (16) и элементарных преобразований получаем:

$$\begin{aligned} \dot{Q} = \frac{1}{20,693} [\omega_n(0,0247 \omega_n - 14,89Q) + \omega_t(0,0108 \omega_t - \\ - 0,0247 \omega_n - 5,76 Q)] - 0,007741 \dot{\omega}_n - K_n Q^2. \end{aligned} \quad (22)$$

Коэффициент потерь K_n определяется из графика на рис. 2.

$$\dot{\omega}_n = \frac{1}{0,000041} [0,011541 M_d - Q(0,0247 \omega_n - 14,89Q) + 0,007741 \dot{Q}], \quad (23)$$

$$M_t = 86,64 [Q(0,0108 \omega_t - 0,0247 \omega_n - 5,76 Q) + 0,004172 \dot{Q}]. \quad (24)$$

По уравнениям (20), (21), (22) и (23) была составлена блок-схема модели динамической системы ГТ (рис. 3).

Эта модель с не принципиальными изменениями может быть использована как составная часть модели трансмиссии автомобиля и трактора с целью исследования, например, динамических нагрузок в трансмиссии с прозрачным гидротрансформатором, работы буксования фрикционов и т. д.

Задача решалась на АВМ типа МНБ-1 в масштабе времени 500.

Частота колебаний и сдвиг фаз колебаний момента на турбинном колесе по отношению к возмущающим колебаниям замера-

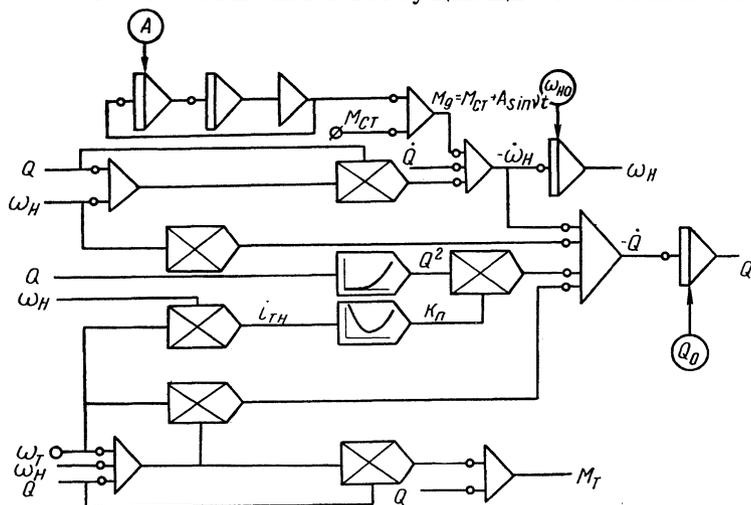


Рис. 3. Блок-схема модели гидротрансформатора.

лись при помощи инфраспектрометра — фазометра типа НФ-3М. Амплитуды колебаний замерялись непосредственно при помощи стрелочных приборов.

Для проверки точности решения этой задачи на АВМ было выполнено контрольное решение для точек $i_{TH} = 0$ и $i_{TH} = 0,4$ на ЭЦВМ «Проминь-М» по методу Эйлера.

Полученные амплитудно-частотные и фазочастотные характеристики представлены на рис. 4 (сплошные линии).

Для выяснения влияния колебаний расхода на амплитудно-частотную характеристику была решена система уравнений, не учитывающих инерцию потока жидкости в круге циркуляции, с учетом только вращающегося жидкостного маховика:

$$\omega_H (0,0247 \omega_H - 14,89 Q) + \omega_T (0,0108 \omega_T - 0,0247 \omega_H - 5,76 Q) - 0,007741 \dot{\omega}_H - K_n Q^2 = 0. \quad (22')$$

$$\omega_H = \frac{1}{0,000041} [0,011541 M_D - Q (0,0247 \omega_H - 14,89 Q)]. \quad (23')$$

$$M_T = 86,64 Q(0,0108 \omega_T - 0,0247 \omega_H - 5,76 Q). \quad (24')$$

Результаты решения представлены на рис. 4 (штриховые линии).

При исследовании частотных характеристик для каждого значения передаточного отношения i_{TH} предварительно устанавливалась область линейности. Для этого вначале задавались возмущающие колебания с малой амплитудой крутящего момента, но постепенно амплитуда колебаний увеличивалась до тех пор, пока выходные колебания крутящего момента (на валу турбины) не

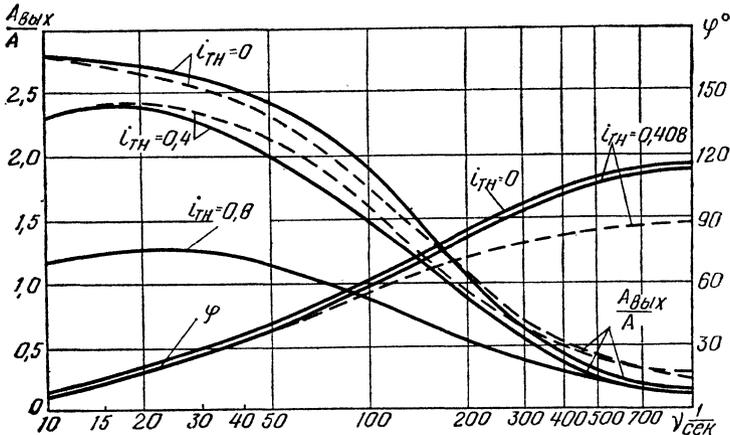


Рис. 4. Частотные характеристики гидротрансформатора: штриховая линия — статическая модель; сплошная — динамическая модель.

принимали форму, значительно отличающуюся от гармонической. Оказалось, что для режима «стоп» ($i_{TH} = 0$) линейность соблюдается вплоть до значений амплитуд колебаний, равных величине $0,5 M_{CT}$. Для остальных режимов область линейности ограничивается значениями амплитуд $0,1—0,2 M_{CT}$, причем нижний предел относится к большим передаточным отношениям.

Сопоставление результатов расчета на АВМ и ЦВМ показывает, что погрешность АВМ для амплитуды не превышает 7%, а для фазы — 8%.

Сравнение результатов, полученных по статической и динамической характеристике показывает, что в области колебаний с частотами $10—200$ $1/сек$ оба метода расчета дают близкие значения: для отношения амплитуд моментов на выходе и входе разница составляет не более 8%, а для угла сдвига фаз — не более 15%. По мере увеличения частоты колебаний это различие увеличивается: для частоты колебаний 1000 $1/сек$ расчет по статической характеристике дает отношение амплитуд в 2 раза больше, а угол сдвига на 20% меньше по сравнению с расчетом по уравнениям динамики.

По результатам расчета можно сделать вывод о том, что при моделировании разгонных режимов можно ограничиваться использованием статической характеристики, а для уточненных расчетов демпфирующих свойств ГТ в сложной динамической системе автомобиля или трактора и для определения работы буксования фрикционных муфт следует пользоваться более сложными уравнениями динамики.

Л и т е р а т у р а

- [1] *Ishihara T., Emori R.* Torque convertor as a damper and its transien characteristics. „SAE Preprints“, s. a. N 660368. [2] *Прокофьев Ю. В.* Баланс энергии гидротрансформатора на неустановившихся режимах работы.—Труды ВИГМ. М., 1963, вып. 32.

А. К. Сухоруков, Л. Б. Чернов

РЕЖИМЫ ДЛЯ РАСЧЕТА СИЛОВЫХ ПЕРЕДАЧ ТРАНСПОРТНЫХ ГУСЕНИЧНЫХ МАШИН

Надежность транспортных гусеничных машин во многом определяется работоспособностью циклически нагруженных деталей силовых передач, таких, как зубчатые колеса и подшипники качения. Расчет зубчатых колес и подшипников качения, согласно существующим методикам, ведется или по максимальному крутящему моменту двигателя, или по наибольшему моменту, определяемому сцеплением гусениц с грунтом. В качестве расчетного принимается меньший из указанных моментов.

Методики расчета, принятые в настоящее время, основаны на сравнении напряженного состояния деталей проектируемой силовой передачи с данными проверочных расчетов, выполненных для конструкций, хорошо зарекомендовавших себя в эксплуатации. Такая методика расчета не отражает действительного напряженного состояния и носит условный характер. Если рассчитываемая транспортная гусеничная машина имеет увеличенный технический ресурс и, кроме того, предназначена для работы в иных условиях эксплуатации, чем те машины, по которым уже накоплен обширный расчетный материал, то по сравнительным методам расчета не представляется возможным установить достаточность установленных размеров деталей силовой передачи.

Методика расчета по максимальному крутящему моменту двигателя не учитывает всех нагрузок, действующих на детали силовой передачи в эксплуатации. Как известно, на силовую передачу в эксплуатации действуют нагрузки, величины которых значительно отличаются от нагрузок, принятых в качестве расчетных (режим максимального крутящего момента). Одни из них (максимально кратковременные) возникают эпизодически и могут иметь место в любой момент работы машины, например при аварийном торможении без выключения передачи и фрикционов, при резком включении главного фрикциона, при преодолении препятствий и т. д. Эти нагрузки могут превосходить в несколько раз расчетные и вызывают статические разрушения деталей при превышении предела текучести материала. Другие нагрузки (длительно действующие) не превосходят расчетных и могут привести к

накоплению усталостных повреждений и разрушению конструкции до наступления заданного технического ресурса. Учет длительно действующих нагрузок и расчеты на долговечность для транспортных гусеничных машин становятся в настоящее время необходимостью и вызываются увеличением технического ресурса для новых машин, повышением мощностей двигателей, а также требованиями снижения металлоемкости силовых передач. Это приводит к повышению напряженного состояния силовых передач и возрастанию вероятности усталостного разрушения деталей.

В настоящей работе ставится задача разработать методику определения режимов для расчета на выносливость циклически нагруженных деталей силовых передач транспортных гусеничных машин.

Установление режимов для расчета деталей силовой передачи должно базироваться на результатах экспериментальных исследований длительно действующих нагрузок в силовых передачах транспортных гусеничных машин. Определение этих режимов затруднительно вследствие многообразия и, главное, случайного характера воздействия комплекса транспортных, дорожных и климатических факторов.

Проведенные в автомобилестроении [1], тракторостроении [2], а также в самолетостроении [3] исследования показали, что наиболее полное отражение режимов работы машины может быть получено при применении для их изучения методов теории вероятностей и математической статистики.

Сущность этих методов заключается в трактовке процесса движения машины как случайного в экспериментальном определении статистических законов распределения исследуемых параметров.

Проведенными ранее исследованиями нагрузочных режимов силовой передачи транспортных гусеничных машин [4] установлено, что экспериментальные распределения крутящего момента с достаточной точностью могут быть представлены законом нормального распределения. Обобщение результатов позволило установить экспериментальную зависимость коэффициента вариации (отношения среднего квадратического отклонения к математическому ожиданию) от математического ожидания коэффициента нагрузки, которая может быть выражена

$$\frac{\sigma_x}{\bar{x}} = \sqrt{0,23 - 0,25 \bar{x}},$$

где $\bar{x} = \frac{\bar{M}}{M_{\max}}$ — математическое ожидание коэффициента нагрузки; \bar{M} — математическое ожидание крутящего момента; M_{\max} — максимальный крутящий момент двигателя; σ_x — среднее квадратическое отклонение коэффициента нагрузки.

Эта зависимость позволяет при определении нагрузочного режима силовой передачи ограничиться измерением среднего арифметического значения крутящего момента, упростить аппаратуру и методы обработки информации.

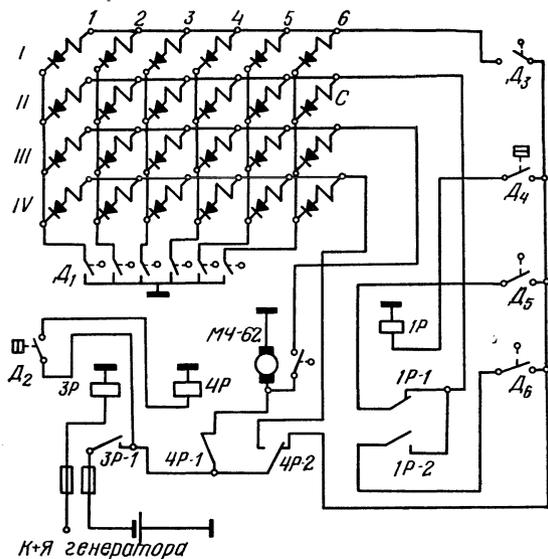


Рис. 1. Электрическая схема прибора для определения режимов работы коробки передач транспортных гусеничных машин:

D_1 — датчик включения передач; D_2 — датчик выключения главного фрикциона; D_3 — датчик расхода топлива; D_4 — датчик включения механизма поворота; D_5 , D_6 — датчики оборотов левого и правого ведущих колес; $M4-62$ — датчик времени; C — счетчики регистрирующего прибора.

Режим для расчета циклически нагруженных деталей силовой передачи на выносливость включает в себя следующие показатели:

- а) среднее арифметическое значение коэффициента нагрузки (нагрузочный режим);
- б) среднее квадратическое отклонение коэффициента нагрузки;
- в) среднее арифметическое значение числа оборотов двигателя (скоростной режим);
- г) продолжительность работы по времени или по пути на отдельных передачах.

Для экспериментального определения коэффициента нагрузки, числа оборотов двигателя и продолжительности работы на передачах была спроектирована аппаратура, состоящая из датчиков расхода топлива, числа оборотов ведущих колес, включения пере-

дачи, времени, регистрирующего прибора со счетчиками. Электрическая схема прибора показана на рис. 1.

Испытания подвергались транспортные гусеничные машины, имеющие одинаковую удельную мощность (18,75 л. с./т), но различные максимальные скорости — 40 и 50 км/ч. Запись режимов осуществлялась на трех основных режимах работы: движение с полной нагрузкой на платформе без прицепа, с полной нагрузкой на платформе и с прицепом, на землеройных работах. При испытаниях машины двигались на трассах грунтовых дорог — зимней тяжелой, грязной и сухой. Общий пробег составил около 2500 км.

Определение нагрузочного режима производилось по методу «оборотной» характеристики, основанному на том, что от расхода топлива и оборотов двигателя величина крутящего момента или мощности двигателя зависит однозначно. Для двигателя, установленного на тягаче, «оборотная» характеристика, построенная по результатам стендовых испытаний, имеет вид:

$$q = 0,1 + 0,0031 M,$$

где q — оборотный расход топлива, г/об; M — крутящий момент двигателя, кг·м.

В основу настоящей методики положена возможность определения режимов для расчета в зависимости от тягово-скоростных качеств и условий эксплуатации проектируемой транспортной гусеничной машины. Путь на отдельных передачах будет зависеть от нагрузки, трассы движения и тягово-скоростных характеристик. Возможность движения на той или иной передаче определяется соотношением сил тяги и сил сопротивления движению. Для установления соответствия между нагруженностью двигателя и внешними сопротивлениями воспользуемся графиком мощности двигателя, предложенным докт. техн. наук Е. И. Магидовичем [5]. Эта модель движения транспортной гусеничной машины отражает длительные режимы работы двигателя, определяющие одну из основных характеристик — среднюю скорость. График коэффициента использования мощности, показанный на рис. 2, представляет зависимость динамического фактора от коэффициента использования мощности при постоянных оборотах двигателя. Коэффициент использования мощности

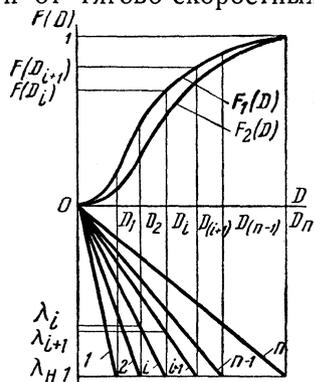


Рис. 2. График работы транспортной гусеничной машины.

$$\lambda = \frac{N}{N_{\max}},$$

где N — мощность двигателя, фактически используемая для движения; N_{\max} — максимальная мощность.

Динамический фактор на данной передаче при работе по регуляторной характеристике изменяется от нуля до значения

$$D_i = \frac{N_{\max}}{Gv_{pi}} \eta_i,$$

где G — вес тягача; v_{pi} — расчетная скорость на i -й передаче; η_i — коэффициент полезного действия на i -й передаче.

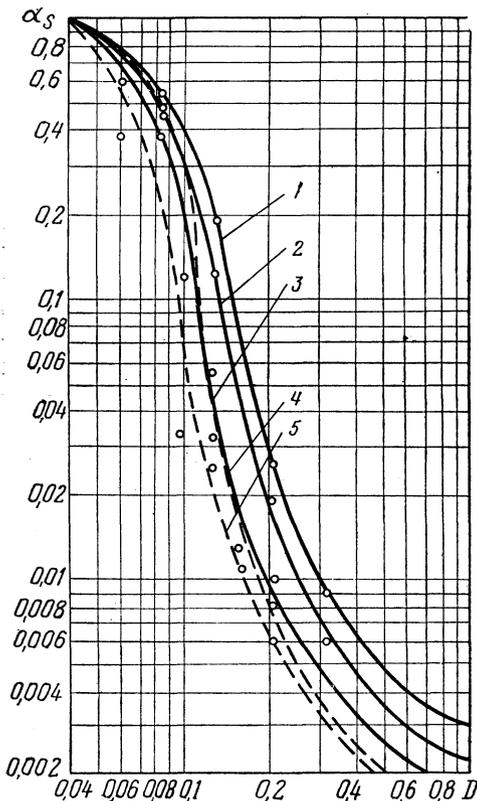


Рис. 3. График для определения относительного пробга на передачах транспортной гусеничной машины по трассам грунтовых дорог:

1 — заснеженная тяжелая (с прицепом); 2 — грязная (с прицепом); 3 — сухая (с прицепом); 4 — заснеженная тяжелая (без прицепа); 5 — сухая (без прицепа).

$$i = (n + 1 + k),$$

где i — номер передачи на графике; n — число передач в коробке; k — номер передачи в коробке.

Согласно графику коэффициента использования мощности для получения наибольшей средней скорости переключение передач должно производиться в те моменты, когда динамический фактор на низшей передаче станет равным динамическому фактору на следующей высшей передаче. Таким образом, можно определить пределы по сопротивлениям для длительной работы на каждой передаче. Если известны пути движения машины на передачах в различных условиях движения, то представляется возможным построить график функции распределения динамического фактора. Совместив графики функций распределения и коэффициента использования мощности двигателя, получим график работы гусеничной транспортной машины (рис. 3).

Для построения прону-меруем передачи таким образом, чтобы величина номера передачи возрастала с увеличением динамического фактора:

k -й и $k+1$ передачах и, отложив их значения по оси абсцисс, провести вертикальные прямые до пересечения с линией графика функции распределения для данных условий эксплуатации. Разность ординат точек пересечения и составит долю пути движения транспортной гусеничной машины на k -й передаче. В случае, когда машина эксплуатируется в различных условиях, относительный путь на данной передаче определяется:

$$d_{sk} = \sum_{j=1}^n d_{skj} \beta_j,$$

где β_j — относительный пробег в j -х условиях эксплуатации, задается при проектировании; α_{skj} — относительный пробег на k -й передаче в j -х условиях эксплуатации, определяется по графику.

Чтобы определить математическое ожидание коэффициента нагрузки на передачах, построен график зависимости коэффициента нагрузки от динамического фактора для различных условий эксплуатации (рис. 4).

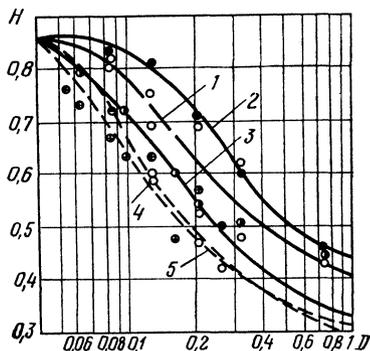


Рис. 4. График для определения коэффициента нагрузки двигателя на передачах для транспортной гусеничной машины при движении по трассам грунтовых дорог:

1 — заснеженная тяжелая (с прицепом); 2 — грязная (с прицепом); 3 — сухая (с прицепом); 4 — заснеженная тяжелая (без прицепа); 5 — сухая (без прицепа).

Для комплекса условий эксплуатации математическое ожидание коэффициента нагрузки может быть найдено по формуле:

$$\bar{\kappa}_{k \text{ ср}} = \sum_{j=1}^n \bar{\kappa}_{kj} \beta_j,$$

где $\bar{\kappa}_{kj}$ — математическое ожидание коэффициента нагрузки на k -й передаче в j -х условиях эксплуатации (находится по графику).

Число оборотов двигателя колеблется в пределах 1150—1490 об/мин для различных условий эксплуатации. Учитывая, что среднее число оборотов двигателя колеблется в незначительных пределах, в качестве расчетного можно принять среднее значение числа оборотов из всех условий: $n_p = 0,806 n_{\text{max}}$.

Выводы

1. Разработана методика определения режимов работы для расчета циклически нагруженных деталей силовых передач транспортных гусеничных машин.

2. Спроектирована аппаратура для записи режимов работы и проведено экспериментальное определение режимов работы транспортных гусеничных машин в различных условиях эксплуатации.

3. Построены графики для определения относительного пути движения и математического ожидания коэффициента нагрузки двигателя на передачах для различных условий движения транспортных гусеничных машин.

4. Полученные значения относительного пути, математического ожидания коэффициента нагрузки и зависимости среднего квадратического отклонения коэффициента нагрузки от его математического ожидания дают возможность определить эквивалентность напряжения и провести расчет на выносливость по методам, разработанным акад. С. В. Серенсенем, для нестационарного нагружения деталей силовых передач транспортных гусеничных машин.

Литература

- [1] Гольд Б. В. Основы прочности и долговечности автомобиля. М., 1967.
[2] Анисимов Г. М. и др. Исследование эксплуатационных режимов трелевочного трактора ТДТ-35. — «Тракторы и сельхозмашины», 1965, № 10. [3] Усталость самолетных конструкций. М., 1961. [4] Сухоруков А. К. Исследование нагрузочных режимов силовых передач транспортных и тяговых машин. — Труды Уральской юбилейной науч. сессии по итогам науч.-исслед. работ в области машиностроения. Курган, 1967. [5] Забавников Н. А. Основы теории транспортных гусеничных машин. М., 1968. [6] Цитович И. С. и др. Зубчатые колеса автомобилей и тракторов. Минск, 1962.

Л. А. Молибошко

ИССЛЕДОВАНИЕ СВЯЗИ МЕЖДУ СОБСТВЕННЫМИ ЧАСТОТАМИ И ДИНАМИЧЕСКИМИ НАГРУЗКАМИ В ТРАНСМИССИЯХ ТРАНСПОРТНЫХ МАШИН

Результаты теоретических и экспериментальных исследований ряда авторов [1, 2] показывают, что в трансмиссиях транспортных машин могут возникать крутящие моменты, значительно превосходящие моменты, определенные из статического расчета. Это связано с упругими и инерционными свойствами трансмиссии как колебательной многомассовой и многозвенной системы.

Для уменьшения этих моментов применяется ряд конструктивных мероприятий, в первую очередь обеспечивающих плавное включение муфты сцепления и фрикционов коробки передач (для гидромеханических передач). Эти мероприятия уменьшают нагрузки в трансмиссии машины при трогании с места и переключении передач. Однако при резком изменении скоростного режима работы (торможении, разгоне, переезде через неровности и т. д.) эффективность указанных мероприятий резко снижается.

Некоторые исследователи предлагают для снижения нагрузок в трансмиссии устанавливать различного рода упругие муфты. Практика их применения зачастую приводит к противоположным результатам, т. е. к увеличению нагруженности трансмиссии.

Есть еще одна возможность уменьшить нагрузки — направленно изменять моменты инерции и податливости узлов и деталей трансмиссии для уменьшения ее динамичности. Под динамичностью понимается свойство системы, заключающееся в способности изменять приложенный к ней крутящий момент.

Динамичность системы обычно оценивается соответствующими коэффициентами динамичности, равными отношению максимальных значений моментов в соответствующих упругих звеньях к наибольшему статическому моменту.

Анализ показывает, что величины максимальных нагрузок определяются в основном тремя низшими частотами собственных колебаний системы. Это значит, что при определении максимальных нагрузок в трансмиссии можно ограничиться рассмотрением трехзвенной динамической системы (рис. 1). Для выяснения свойств такой системы к первой массе J_1 мгновенно приложен постоянный момент M .

Если в качестве обобщенных координат принять моменты в упругих звеньях, то уравнения движения для рассматриваемой системы примут вид:

$$\begin{aligned} e_1 \ddot{M}_1 + \left(\frac{1}{I_1} + \frac{1}{I_2} \right) M_1 - \frac{1}{I_2} M_2 &= \frac{1}{I_1} M; \\ e_2 \ddot{M}_2 + \left(\frac{1}{I_2} + \frac{1}{I_3} \right) M_2 - \frac{1}{I_2} M_1 - \frac{1}{I_3} M_3 &= 0; \\ e_3 \ddot{M}_3 + \left(\frac{1}{I_3} + \frac{1}{I_4} \right) M_3 - \frac{1}{I_3} M_2 &= 0. \end{aligned} \quad (1)$$

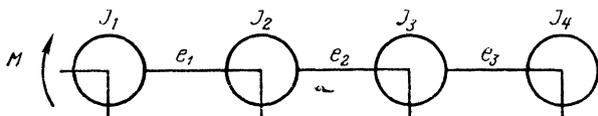


Рис. 1. Трехзвенная динамическая система.

В операторном виде данная система уравнений запишется следующим образом:

$$\begin{aligned} \left(e_1 p^2 + \frac{1}{I_1} + \frac{1}{I_2} \right) \bar{M}_1(p) - \frac{1}{I_2} \bar{M}_2(p) &= \frac{1}{I_1} M; \\ \left(e_2 p^2 + \frac{1}{I_2} + \frac{1}{I_3} \right) \bar{M}_2(p) - \frac{1}{I_2} \bar{M}_1(p) - \frac{1}{I_3} \bar{M}_3(p) &= 0; \\ \left(e_3 p^2 + \frac{1}{I_3} + \frac{1}{I_4} \right) \bar{M}_3(p) - \frac{1}{I_3} \bar{M}_2(p) &= 0. \end{aligned} \quad (2)$$

Рассматривая уравнения (2) как систему линейных алгебраических уравнений относительно изображений моментов $\bar{M}_i(p)$ в упругих звеньях, можно получить:

$$\begin{aligned} \bar{M}_1(p) &= \frac{M}{e_1 I_1} \cdot \frac{R_{23}(p)}{R_{123}(p)}; \\ \bar{M}_2(p) &= \frac{M}{e_1 e_2 I_1 I_2} \cdot \frac{R_3(p)}{R_{123}(p)}; \\ \bar{M}_3(p) &= \frac{M}{e_1 e_2 e_3 I_1 I_2 I_3} \cdot \frac{1}{R_{123}(p)}. \end{aligned} \quad (3)$$

Алгебраические полиномы R , входящие в уравнения (3), равны:

$$R_3(p) = p^2 + \lambda_3;$$

$$R_{23}(p) = p^4 + (\lambda_2 + \lambda_3) p^2 + \lambda_{23}; \quad (4)$$

$$R_{123}(p) = p^6 + (\lambda_1 + \lambda_2 + \lambda_3) p^4 + (\lambda_{12} + \lambda_{23} + \lambda_{13}) p^2 + \lambda_{123},$$

где

$$\begin{aligned} \lambda_1 &= \frac{I_1 + I_2}{e_1 I_1 I_2}; \quad \lambda_2 = \frac{I_2 + I_3}{e_2 I_2 I_3}; \quad \lambda_3 = \frac{I_3 + I_4}{e_3 I_3 I_4}; \\ \lambda_{12} &= \frac{I_1 + I_2 + I_3}{e_1 e_2 I_1 I_2 I_3}; \quad \lambda_{23} = \frac{I_2 + I_3 + I_4}{e_2 e_3 I_2 I_3 I_4}; \quad \lambda_{13} = \lambda_1 \lambda_3; \\ \lambda_{123} &= \frac{I_1 + I_2 + I_3 + I_4}{e_1 e_2 e_3 I_1 I_2 I_3 I_4} = \omega_1^2 \omega_2^2 \omega_3^2. \end{aligned} \quad (5)$$

Переходя от изображений к оригиналам, получаем моменты в упругих звеньях:

$$\begin{aligned} M_1 &= \frac{M}{e_1 I_1 \Omega_{123}} \left\{ \frac{\omega_3^2 - \omega_2^2}{\omega_1^2} [\omega_1^4 - (\lambda_2 + \lambda_3) \omega_1^2 + \lambda_{23}] (1 - \cos \omega_1 t) - \right. \\ &\quad - \frac{\omega_3^2 - \omega_1^2}{\omega_2^2} [\omega_2^4 - (\lambda_2 + \lambda_3) \omega_2^2 + \lambda_{23}] (1 - \cos \omega_2 t) + \\ &\quad \left. + \frac{\omega_2^2 - \omega_1^2}{\omega_3^2} [\omega_3^4 - (\lambda_2 + \lambda_3) \omega_3^2 + \lambda_{23}] (1 - \cos \omega_3 t) \right\}; \end{aligned}$$

$$\begin{aligned} M_2 &= - \frac{M}{e_1 e_2 I_1 I_2 \Omega_{123}} \left[\frac{\omega_3^2 - \omega_2^2}{\omega_1^2} (\omega_1^2 - \lambda_3) (1 - \cos \omega_1 t) - \right. \\ &\quad \left. - \frac{\omega_3^2 - \omega_1^2}{\omega_2^2} (\omega_2^2 - \lambda_3) (1 - \cos \omega_2 t) + \frac{\omega_2^2 - \omega_1^2}{\omega_3^2} (\omega_3^2 - \lambda_3) (1 - \cos \omega_3 t) \right]; \end{aligned} \quad (6)$$

$$\begin{aligned} M_3 &= \frac{M}{e_1 e_2 e_3 I_1 I_2 I_3 \Omega_{123}} \left[\frac{\omega_3^2 - \omega_2^2}{\omega_1^2} (1 - \cos \omega_1 t) - \right. \\ &\quad \left. - \frac{\omega_3^2 - \omega_1^2}{\omega_2^2} (1 - \cos \omega_2 t) + \frac{\omega_2^2 - \omega_1^2}{\omega_3^2} (1 - \cos \omega_3 t) \right], \end{aligned}$$

где

$$\Omega_{123} = (\omega_3^2 - \omega_2^2) (\omega_2^2 - \omega_1^2) (\omega_3^2 - \omega_1^2). \quad (7)$$

В формулах (5), (6) и (7) ω_1 , ω_2 и ω_3 — первая, вторая и третья собственные частоты колебаний рассматриваемой динамической системы.

Формулы (6) позволяют определить для заданной трехзвенной динамической системы значения моментов в упругих звеньях в любой момент времени.

С точки зрения прочности отдельных деталей и узлов трансмиссии представляют интерес максимально возможные крутящие моменты, которые могут возникать в упругих звеньях.

Анализ показывает, что момент в первом звене не превышает величины $2M$, а в остальных звеньях при отсутствии диссипативных сил моменты могут стремиться к бесконечно большим моментам при сближении соответствующих собственных частот.¹

Этот эффект объясняется следующим образом.

В процессе колебаний между любыми двумя частями происходит обмен энергией, величина которой зависит от расположения собственных частот этой системы. При близости любых двух собственных частот динамическая система оказывается состоящей из двух частей, колебания которых мало связаны. Малосвязанность колебаний может происходить вследствие наличия в системе большой массы или большой податливости, разделяющих систему на две части, а также в том случае, если одна часть системы состоит из масс с малыми моментами инерции и упругих звеньев с большими податливостями, а вторая часть — из больших масс и жестких упругих звеньев.

Для физически реализуемой динамической системы невозможно полное совпадение двух собственных частот, но возможны случаи, когда разница между ними будет незначительна.

Начальная энергия, сообщенная первой части такой системы из-за приложенного к первой массе момента M , перекачивается во вторую часть. Частота биений, а также скорость и величина перекачиваемой энергии зависят от близости собственных частот. Перекачка энергии из одной части системы во вторую происходит за полпериода биений, затем начинается ее переход в обратном направлении.

При сближении собственных частот величина энергии, перекачиваемой из одной части системы во вторую, увеличивается, однако никогда полностью не передается второй части, поскольку, как отмечалось выше, у реальных динамических систем невозможно полное совпадение собственных частот.

Это явление, известное под названием «биения», описано в литературе достаточно подробно [3, 4, 5].

Если у первой части такой системы податливость упругих звеньев будет значительно выше, чем у второй, то в последней возможно возникновение значительных по амплитуде крутящих

¹ Для двухзвенных динамических систем такая задача решена автором совместно с инж. А. А. Рожанским.

моментов, которые будут тем выше, чем больше отношение этих податливостей. Это связано с тем, что энергоемкость упругих звеньев второй части системы гораздо ниже, чем первой. Здесь под энергоемкостью подразумевается отношение энергии, имеющейся в упругом звене, к крутящему моменту, вызванному этой энергией.

Наличие в реальных системах диссипативных сил, особенно сильно сказывающихся на амплитудах колебаний при непосредственной близости двух собственных частот, приводит к уменьшению биений, однако полностью устранить их не может.

Определим теперь, при каких соотношениях собственных частот системы максимальные значения моментов в упругих звеньях будут минимальными. Анализ начнем с момента M_3 в третьем упругом звене.

Из формул (6) следует, что

$$M_{3\max} = \frac{M}{e_1 e_2 e_3 I_1 I_2 I_3 \Omega_{123}} \left(\frac{\omega_3^2 - \omega_2^2}{\omega_1^2} + \frac{\omega_2^2 - \omega_1^2}{\omega_3^2} \right). \quad (8)$$

Из этого выражения с учетом соотношений (5) и (7) после упрощений получим значение коэффициента динамичности для третьего звена:

$$k_3 = \frac{2I_4}{\sum_{i=1}^4 I_i} \cdot \frac{\omega_2^2 (\omega_3^2 - \omega_2^2 + \omega_1^2)}{(\omega_2^2 - \omega_1^2) (\omega_3^2 - \omega_2^2)}. \quad (9)$$

Анализ формулы (9) показывает, что при изменении второй собственной частоты ω_2 от ω_1 до ω_3 коэффициент динамичности k_3 изменяется от бесконечности до бесконечности и имеет минимум в указанном интервале.

Принимая собственные частоты ω_1 и ω_3 постоянными, исследуем уравнение (9) на минимум, считая переменной ω_2^2 :

$$\frac{dk_3}{d\omega_2^2} = - \frac{2I_4}{\sum_{i=1}^4 I_i} \cdot \frac{\omega_3^2 (\omega_3^2 - 2\omega_2^2 + \omega_1^2)}{(\omega_2^2 - \omega_1^2) (\omega_3^2 - \omega_2^2)} = 0. \quad (10)$$

Отсюда

$$\omega_2^2 = \frac{\omega_1^2 + \omega_3^2}{2}. \quad (11)$$

Таким образом, коэффициент динамичности k_3 будет минимальным, если квадраты частот собственных колебаний системы будут представлять арифметическую прогрессию.

С увеличением разности этой прогрессии

$$\omega_3^2 - \omega_2^2 = \omega_2^2 - \omega_1^2$$

коэффициент динамичности k_3 уменьшается.

Расчеты показывают, что при этих условиях коэффициент динамичности k_2 для второго звена также имеет минимальную величину.

Принимая во внимание, что в любом случае $\omega_1^2 < \lambda_3 < \omega_3^2$, из формул (6) получаем максимальный момент во втором упругом звене:

$$M_{2\max}^* = \frac{2M}{e_1 e_2 I_1 I_2 \Omega_{123}} \cdot \frac{\omega_3^2 - \omega_2^2}{\omega_1^2} (\lambda_3 - \omega_1^2) \quad (12)$$

при $\omega_2^2 < \lambda_3$ и

$$M_{2\max}^{**} = \frac{2M}{e_1 e_2 I_1 I_2 \Omega_{123}} \left[\frac{\omega_3^2 - \omega_2^2}{\omega_1^2} (\lambda_3 - \omega_1^2) + \frac{\omega_3^2 - \omega_1^2}{\omega_2^2} (\omega_2^2 - \lambda_3) \right] \quad (13)$$

при $\omega_2^2 > \lambda_3$.

После упрощения выражений (12) и (13) можно получить соответствующие коэффициенты динамичности для второго звена:

$$k_2^* = 2 \frac{I_3 + I_4}{\sum_{i=1}^4 I_i} \cdot \frac{\omega_2^2 \omega_3^2 (\lambda_3 - \omega_1^2)}{\lambda_3 (\omega_3^2 - \omega_1^2) (\omega_2^2 - \omega_1^2)}; \quad (14)$$

$$k_2^{**} = 2 \frac{I_3 + I_4}{\sum_{i=1}^4 I_i} \cdot \frac{\omega_1^2 \omega_2^2 \omega_3^2}{\lambda_3 (\omega_3^2 - \omega_1^2) (\omega_3^2 - \omega_2^2)} \left[1 + \frac{\lambda_3}{\omega_1^2 \omega_2^2} (\omega_3^2 - \omega_2^2 - \omega_1^2) \right], \quad (15)$$

Для нахождения пределов изменения коэффициентов k_2^* и k_2^{**} разделим их на k_3 .

$$\frac{k_2^*}{k_3} = \frac{I_3 + I_4}{I_4} \cdot \frac{\omega_3^2 (\lambda_3 - \omega_1^2) (\omega_3^2 - \omega_2^2)}{\lambda_3 (\omega_3^2 - \omega_1^2) (\omega_3^2 - \omega_2^2 + \omega_1^2)}. \quad (16)$$

Поскольку $\frac{\omega_3^2 - \omega_2^2}{\omega_3^2 - \omega_2^2 + \omega_1^2} < 1$ и

$$\frac{\omega_3^2 (\lambda_3 - \omega_1^2)}{\lambda_3 (\omega_3^2 - \omega_1^2)} = \frac{1 - \frac{\omega_1^2}{\lambda_3}}{1 - \frac{\omega_1^2}{\omega_3^2}} < 1, \text{ так как } \frac{\omega_1^2}{\lambda_3} > \frac{\omega_1^2}{\omega_3^2},$$

$$\text{то } \frac{k_2^*}{k_3} < \frac{I_3 + I_4}{I_4} \text{ или } k_2^* < \frac{I_3 + I_4}{I_4} k_3. \quad (17)$$

Для системы с заземленной массой I_4 при $\omega_2^2 < \lambda_3$

$$k_2^* < k_3, \quad (18)$$

т. е. динамические нагрузки во втором звене всегда меньше, чем в третьем.

$$\begin{aligned} \frac{k_2^{**}}{k_3} = \frac{I_3 + I_4}{I_4} & \left[\frac{\omega_1^2 \omega_3^2 (\omega_2^2 - \omega_1^2)}{\lambda_3 (\omega_3^2 - \omega_1^2) (\omega_3^2 - \omega_2^2 + \omega_1^2)} + \right. \\ & \left. + \frac{\omega_3^2 (\omega_2^2 - \omega_1^2) (\omega_3^2 - \omega_2^2 - \omega_1^2)}{\omega_2^2 (\omega_3^2 - \omega_1^2) (\omega_3^2 - \omega_2^2 + \omega_1^2)} \right]. \quad (19) \end{aligned}$$

Так как

$$\frac{\omega_2^2 - \omega_1^2}{\omega_3^2 - \omega_2^2} < 1; \quad \frac{\omega_1^2}{\omega_3^2 - \omega_2^2 + \omega_1^2} < 1;$$

$$\frac{\omega_3^2 (\omega_2^2 - \omega_1^2)}{\omega_2^2 (\omega_3^2 - \omega_1^2)} < 1 \text{ и } \frac{\omega_3^2 - \omega_2^2 - \omega_1^2}{\omega_3^2 - \omega_2^2 + \omega_1^2} < 1,$$

то

$$\frac{k_2^{**}}{k_3} < \frac{I_3 + I_4}{I_4} \left(\frac{\omega_3^2}{\lambda_3} + 1 \right) \quad (20)$$

или

$$k_2^{**} < \frac{I_3 + I_4}{I_4} \left(\frac{\omega_3^2}{\lambda_3} + 1 \right) k_3. \quad (21)$$

Учитывая, что $\lambda_3 = \frac{I_3 + I_4}{e_3 I_3 I_4}$,

неравенство (21) можно записать в виде

$$k_2^{**} < \left(e_3 I_3 \omega_3^2 + \frac{I_3 + I_4}{I_4} \right) k_3. \quad (22)$$

Из этих неравенств (21) и (22) следует:

а) если $\omega_3^2 \leq \omega_1^2 + \omega_2^2$, то

$$k_2^{**} < \frac{I_3 + I_4}{I_4} \cdot \frac{\omega_3^2}{\lambda_3} k_3 \text{ или } k_2^{**} < e_3 I_3 \omega_3^2 k_3; \quad (23)$$

б) если $\omega_3^2 \rightarrow \omega_2^2$, то

$$k_2^{**} < \frac{I_3 + I_4}{I_4} \left(\frac{\omega_3^2}{\lambda_3} - 1 \right) k_3 \text{ или } k_2^{**} < \left(e_3 I_3 \omega_3^2 - \frac{I_3 + I_4}{I_4} \right) k_3; \quad (24)$$

в) если $\omega_3^2 > \omega_1^2 + \omega_2^2$, то

$$k_2^{**} < \frac{I_3 + I_4}{I_4} \left(\frac{\omega_3^2}{\lambda_3} + 1 \right) k_3 \text{ или } k_2^{**} < \left(e_3 I_3 \omega_3^2 + \frac{I_3 + I_4}{I_4} \right) k_3. \quad (25)$$

Для системы с заземленной массой I_4 при $\omega_2^2 > \lambda_3$

$$k_2^{**} < \frac{\omega_3^2}{\lambda_3} k_3, \text{ если } \omega_3^2 \leq \omega_1^2 + \omega_2^2; \quad (26)$$

$$k_2^{**} < \left(\frac{\omega_3^2}{\lambda_3} - 1 \right) k_3, \text{ если } \omega_3^2 \rightarrow \omega_2^2; \quad (27)$$

$$k_2^{**} < \left(\frac{\omega_3^2}{\lambda_3} + 1 \right) k_3, \text{ если } \omega_3^2 > \omega_1^2 + \omega_2^2. \quad (28)$$

Анализ неравенств (17), (23)—(25) показывает, что увеличение податливости e_3 и момента инерции I_3 при прочих равных условиях приводит к увеличению коэффициента динамичности k_2 .

Для уменьшения динамических нагрузок в трансмиссиях транспортных машин варьировать величины моментов инерции деталей и узлов практически невозможно. Наиболее простой и доступный путь — это изменять податливости упругих звеньев.

Как следует из приведенных выше формул, при уменьшении податливости e_3 максимально возможные динамические нагрузки во втором звене уменьшаются по сравнению с нагрузками в третьем звене.

Обобщая сказанное, можно сделать вывод о том, что чем меньшей податливостью обладает звено, тем большие динамические нагрузки могут в нем возникать. Это связано с различной энергоемкостью упругих звеньев. Качественная сторона этого явления описана выше.

С целью проверки изложенных выше теоретических выводов на аналоговой вычислительной машине было проведено исследо-

вание трехзвенной динамической системы с различным соотношением частот собственных колебаний. На рис. 2 в качестве примера показаны некоторые результаты этих исследований, подтверждающие правильность теоретических выводов.

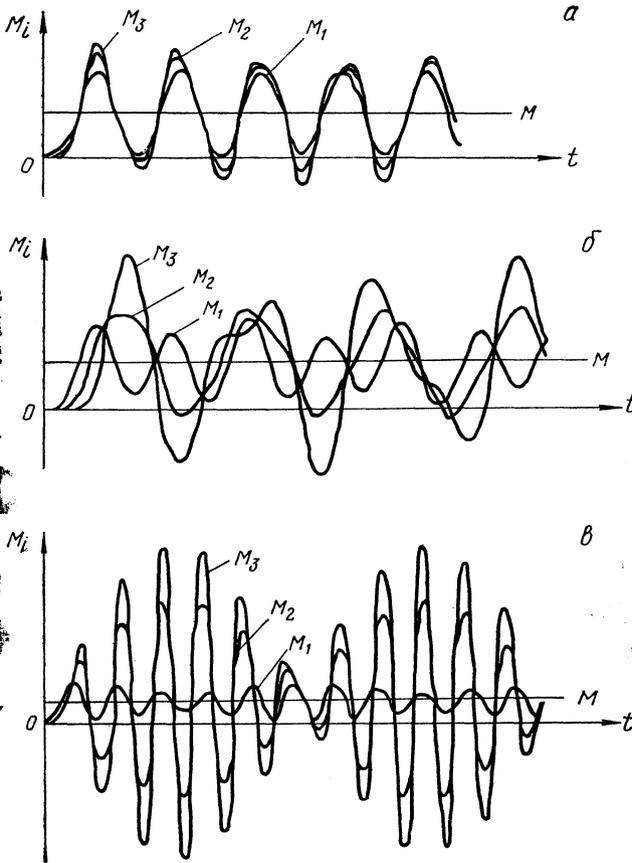


Рис. 2. Изменение моментов в упругих звеньях трехзвенной динамической системы при различных соотношениях частот собственных колебаний:

a — $A=0,15$, $B=33$; *б* — $A=0,3$, $B=7,2$; *в* — $A=0,05$, $B=7,8$. M — постоянный момент, приложенный к массе I_1 . M_1 , M_2 и M_3 — моменты соответственно в первом, втором и третьем упругих звеньях.

Для оценки динамичности трехзвенной системы в качестве критерия принят коэффициент

$$k = 2 \frac{\omega_2^2 (\omega_3^2 - \omega_2^2 + \omega_1^2)}{(\omega_2^2 - \omega_1^2) (\omega_3^2 - \omega_2^2)}, \quad (29)$$

соответствующий коэффициенту динамичности для третьего упругого звена e_3 при заземленной четвертой массе I_4 .

Значения этих коэффициентов, подсчитанные для различных соотношений собственных частот, приведены на рис. 3. Здесь по оси абсцисс отложена величина

$$B = \frac{\omega_3^2 - \omega_1^2}{\omega_1^2}, \quad (30)$$

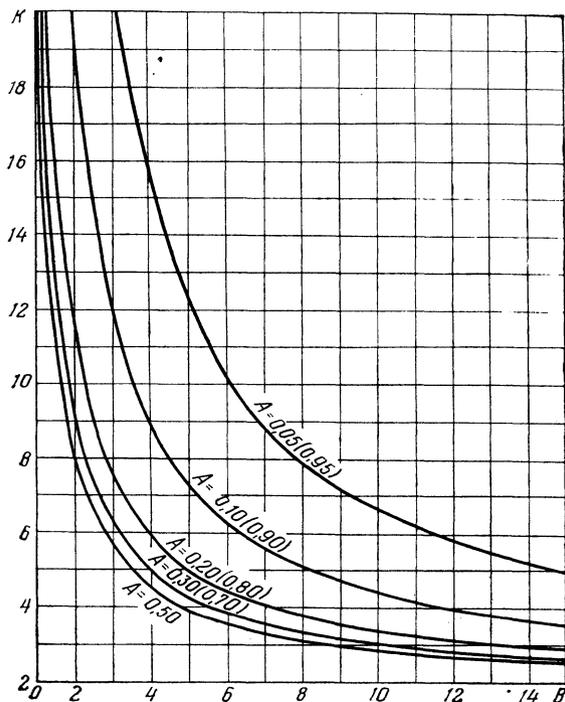


Рис. 3. Динамичность трехзвенной системы при различных соотношениях частот собственных колебаний.

указывающая относительную ширину зоны расположения собственных частот системы, а по оси ординат отложен коэффициент динамичности k для различных значений величины

$$A = \frac{\omega_2^2 - \omega_1^2}{\omega_3^2 - \omega_1^2}, \quad (31)$$

определяющей относительное расположение этих частот в пределах указанной зоны.

Из этого графика следует, что при

$$\frac{\omega_3}{\omega_1} = \sqrt{B+1} > 4$$

динамичность системы мало зависит от относительной ширины зоны расположения частот B и определяется в основном соотношением собственных частот A , и при

$$\omega_2^2 = \frac{\omega_1^2 + \omega_3^2}{2}$$

динамичность системы близка к минимальной.

Пользуясь данным графиком, можно быстро провести сравнительный анализ динамичности различных вариантов трехзвенных систем и выбрать оптимальный с точки зрения минимальной динамичности.

Таким образом, формулы (9), (14) и (15) позволяют подсчитать коэффициенты динамичности для второго и третьего упругих звеньев. Для первого упругого звена он не превышает 2. Наибольшими коэффициентами динамичности обладает система с заземленной массой I_4 . Для такой системы k_3 можно рассчитать по формуле (29) или определить из графика (рис. 3). Коэффициент динамичности k_2 в этом случае при $\omega_2^2 < \lambda_3$ всегда меньше k_3 , а при $\omega_2^2 > \lambda_3$

$$k_2 < \left(\frac{\omega_3^2}{\lambda_3} + 1 \right) k_3.$$

В свете всего сказанного выше, становится понятным, почему введение в трансмиссию упругой муфты иногда не снижает нагрузки, а в некоторых случаях даже приводит к их увеличению.

Для проведения динамического анализа необходимо в первую очередь определить частоты собственных колебаний. Их можно найти из уравнения частот

$$\omega^6 - a_1\omega^4 + a_2\omega^2 - a_3 = 0, \quad (32)$$

где

$$a_1 = \lambda_1 + \lambda_2 + \lambda_3;$$

$$a_2 = \lambda_{12} + \lambda_{23} + \lambda_{13};$$

$$a_3 = \lambda_{123}.$$

Коэффициенты λ определяются из соотношений (5).

Хотя существуют точные методы для нахождения корней уравнения третьего порядка, но расчеты по ним громоздки и трудоем-

ки. Поэтому для решения такого уравнения применяют различные итерационные методы, например итерационный метод О. Крыжановского [6].

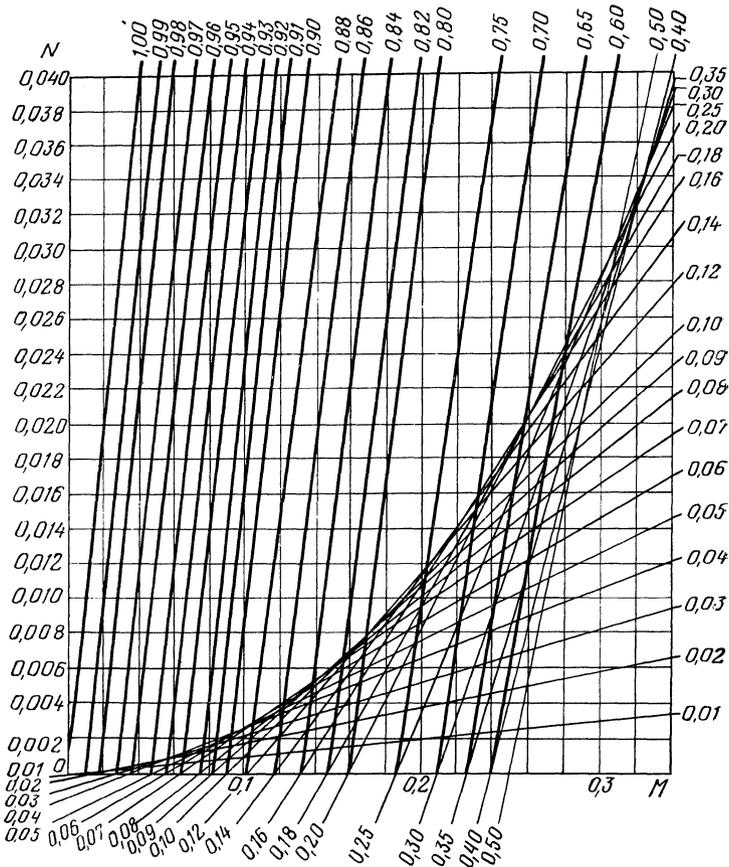


Рис. 4. Номограмма для определения безразмерных частот собственных колебаний трехзвенной динамической системы.

Приближенные значения корней можно также определить с помощью номограммы, показанной на рис. 4.

Для пользования данной номограммой уравнение частот (32) приводится к безразмерному виду заменой ω^2 на az [7].

$$z^3 - z^2 + Mz - N = 0, \quad (33)$$

где

$$M = \frac{a_2}{a_1^2}; \quad N = \frac{a_3}{a_1^3}. \quad (34)$$

Номограмма, построенная в координатах $M-N$, позволяет быстро и с достаточной для практических расчетов точностью находить корни уравнения (33). Для определения квадратов частот найденные значения безразмерных корней z_1 , z_2 и z_3 нужно умножить на a_1 .

Таким образом, при проектировании и доводке трансмиссий транспортных машин необходимо стремиться к тому, чтобы, с одной стороны, квадраты частот ее собственных колебаний представляли арифметическую прогрессию, а с другой — чтобы третья собственная частота превышала первую не меньше чем в четыре раза. При соблюдении этих условий система будет обладать динамичностью, близкой к минимальной.

Л и т е р а т у р а

[1] Цигович И. С. Прочность и выносливость трансмиссий автомобилей, тракторов и тепловозов. Докт. дисс. М., 1968. [2] Молибошко Л. А. Колебательные процессы в трансмиссиях автомобилей с пневматическим усилителем в приводе сцепления. Канд. дисс. Минск, 1969. [3] Мандельштам Л. И. Лекции по колебаниям. М., 1955. [4] Стрелков С. П. Введение в теорию колебаний. М., 1964. [5] Хайкин С. Э. Физические основы механики. М., 1971. [6] Крыжановский О. М. Об итерационном методе определения приближенных корней уравнений. — «Автоматика и телемеханика», 1950, № 5. [7] Браславский Д. А. Приборы и датчики летательных аппаратов. М., 1970.

В. Г. Ревский, А. А. Цереня

АНАЛИЗ ДИНАМИЧЕСКОЙ НАГРУЖЕННОСТИ МЕХАНИЧЕСКОЙ И ГИДРОМЕХАНИЧЕСКОЙ ТРАНСМИССИИ ТРАКТОРА Т-130

Трансмиссии таких машин, как трактор, автомобиль и т. п., содержащие гидротрансформатор, обладают целым рядом положительных качеств, отсутствующих у обычных механических трансмиссий. Среди них — меньшая динамическая нагруженность и более высокая долговечность.

Упомянутые качества в значительной мере обусловлены защитными свойствами гидротрансформатора. Под этими свойствами подразумевается способность гидротрансформатора сглаживать или даже гасить в значительной мере импульсы нагрузок, проходящих через него. В результате на выходе гидротрансформатора колебания нагрузки (крутящего момента) становятся по амплитуде значительно меньше, чем на его входе, и, следовательно, часть трансмиссии, связанная с выходом гидротрансформатора, защищается от воздействия значительных колебаний нагрузки.

Существование защитных свойств было подтверждено в ряде экспериментальных работ, проведенных на автомобилях и тракторах в реальных условиях эксплуатации [1, 2, 3, 4].

В настоящей работе сделана попытка оценить влияние гидротрансформатора на сглаживание динамических нагрузок в трансмиссии путем моделирования процесса нагружения на аналоговой вычислительной машине МНБ-1. Моделировалось нагружение обычной механической и гидромеханической трансмиссий трактора Т-130 Челябинского тракторного завода.

В основу моделирования был положен процесс, при котором на входном звене трансмиссии создавался с некоторой скоростью импульс нагрузки определенной величины, а затем после прохождения импульса через промежуточные звенья регистрировалась его величина на выходном звене.

В гидромеханической трансмиссии в отличие от механической среди промежуточных звеньев находилась и модель гидротрансформатора.

Для создания импульсов нагружения трансмиссии между массой, имитирующей массу вращательных и поступательно-движущихся масс двигателя, и остальными звеньями модели трансмиссии было поставлено фрикционное сцепление. Включением сцеп-

ления с определенным темпом и обеспечивалось получение соответствующей скорости нарастания нагрузки на входе трансмиссии. В процессе исследования варьировались числа оборотов вращения маховика двигателя, при котором производилось включение сцепления, режим работы гидротрансформатора, скорость включения сцепления и скорость движения трактора.

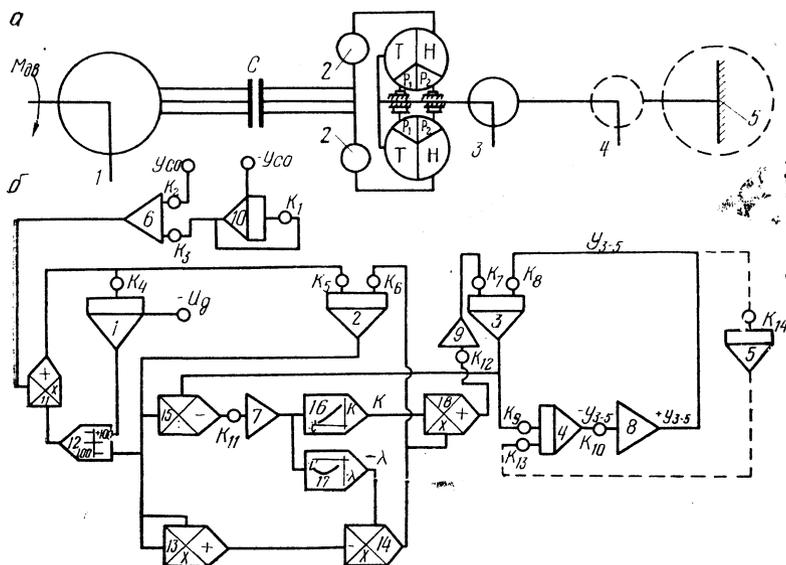


Рис. 1. Динамическая схема и блок-схема для гидромеханической трансмиссии трактора Т-130:

a — динамическая схема: 1, 2, 3, 4, 5 — массы деталей трансмиссии; С — фрикционное сцепление; Т — турбинное колесо гидротрансформатора; Н — насосное колесо гидротрансформатора; Р — реакторы гидротрансформатора; М — крутящий момент двигателя на входе в трансмиссию; *b* — блок-схема: 1, 2, 3, 4, 5, 10 — интеграторы; 6 — сумматор; 7, 8, 9 — инверторы; 11, 13, 14, 15, 18 — блоки деления-умножения; 12 — блок специнелинейностей; 16, 17 — блоки нелинейностей; K_1 — K_{14} — передаточные коэффициенты; U_{CO} — напряжение, соответствующее максимальному моменту в сцеплении; U_{3-5} — напряжение, соответствующее величине крутящего момента на упругом звене 3—5.

При расчетах нагруженности трансмиссии Т-130 с использованием АВМ реальные детали трансмиссии заменялись соответствующими им массами и упругими звеньями. Соединенные определенным образом между собой они образовали динамическую схему машинного агрегата.

Исходя из условий исследования (регистрировать нагрузки на входе в гидротрансформатор и на упругом звене, связанном с турбинным валом гидротрансформатора) и возможностей аналоговой машины МНБ-1 (ограниченное количество решающих блоков) были составлены две упрощенные динамические схемы.

Динамическая схема, соответствующая гидромеханической трансмиссии, представлена на рис. 1, *а*. Она содержит пять масс, каждая из которых имеет определенный момент инерции, и одно упругое звено с определенной податливостью.

Массы: 1 — маховика, коленчатого вала и движущихся деталей двигателя, 2 — насосного колеса гидротрансформатора, 3 — турбинного колеса гидротрансформатора и деталей коробки передач, приведенных к турбинному валу, 4 — деталей главной передачи, приведенных к турбинному валу гидротрансформатора, 5 — маховика, заменяющего массу поступательно-движущегося трактора.

Податливость упругого звена между массами 3 и 5 соответствует суммарной податливости деталей коробки передач и валов на участках от ведомого колеса главной передачи до левого и правого фрикционных в приводе к турбинному валу гидротрансформатора. Приведение моментов инерции масс и податливостей выполнялось для первой передачи переднего хода в коробке передач Т-130.

Динамическая схема для механической трансмиссии построена подобно схеме для гидромеханической. Однако для большей сопоставимости результатов расчетов в ней масса 3 объединена с массой насосного колеса гидротрансформатора.

На основе упрощенных динамических схем составляются блок-схемы. Блок-схема для гидромеханической трансмиссии представлена на рис. 1, *б*. Соединение решающих устройств аналоговой вычислительной машины в одну блок-схему производилось по методу динамических аналогий и с использованием частных блок-схем [5, 6].

При использовании упомянутого метода блок-схема изображается под расчетной динамической схемой и каждый элемент ее моделируется отдельно. Причем масса моделируется интегратором, а упругое звено сочетанием интегратора и инвертора. Для динамической схемы (рис. 1) массам 1, 2, 3 и 5 соответствуют интеграторы 1, 2, 3 и 5, а упругому звену 3—5 — интегратор 4 и инвертор 8.

Так как в динамической схеме содержатся фрикционное сцепление и гидротрансформатор, то из решающих блоков АВМ набирают, используя частные блок-схемы, модели этих устройств. После соединения их с соответствующими массами (интеграторами) образуется полная блок-схема.

Частная блок-схема для фрикционного сцепления моделирует нарастание момента трения в нем по экспоненциальному закону. Этот закон обеспечивается совместной работой интегратора 10, суммирующего усилителя 6, блока перемножения 11 и блока нелинейности 12.

Блоки 11 и 12 моделируют процесс буксования сцепления до выравнивания угловых скоростей масс 1 и 2.

Величина максимального момента трения, на передачу которого рассчитывается сцепление, устанавливается заданием напряжения U_{co} .

Темп включения сцепления задается изменением коэффициента передачи K_1 . Значения K_1 рассчитываются по формуле

$$K_1 = \frac{3}{t_n M_t}, \quad (1)$$

где t_n — время нарастания момента трения в сцеплении до максимального значения, сек; M_t — масштаб времени.

Число оборотов маховика двигателя перед включением сцепления задается величиной напряжения U_d , подаваемого на выход интегратора 1.

Модель гидротрансформатора составляется из блоков АВМ 13—18,9. Назначение и работа отдельных блоков состоит в следующем.

С выходов интеграторов 2 и 3 снимаются напряжения U_2 и U_3 , соответствующие угловым скоростям насосного и турбинного колес гидротрансформатора ω_n и ω_r .

Введение этих напряжений в блок деления 15 дает на его выходе

$$\frac{U_3}{U_2} = \frac{\omega_r}{\omega_n} = 10 i',$$

где i' — передаточное отношение между турбинным и насосным колесами гидротрансформатора.

Модель гидротрансформатора построена на основе формулы

$$M_r = K M_n = K \lambda \omega_n^2 \frac{900}{\pi^2} \gamma 10^4 D^5, \quad (2)$$

где M_r — крутящий момент на турбинном колесе; K — коэффициент трансформации; M_n — крутящий момент на насосном колесе; λ — коэффициент входного момента; ω_n — угловая скорость вращения насосного колеса; γ — объемный вес рабочей жидкости; D — активный диаметр гидротрансформатора.

Напряжение, соответствующее i' , после масштабного усилителя 7 вводится в блоки нелинейностей 16 и 17, формирующие функции $K=f(i')$ и $\lambda=f(i')$.

Напряжение с выхода интегратора 2 U_2 проходит через блок умножения 13 и образует на его выходе напряжение $0,01 U_2^2$. Затем оно поступает в блок умножения 14, перемножается с напряжением $\lambda=f(i')$, и на выходе блока получаем напряжение, соответствующее M_n . Последнее вводится в интегратор 2.

Напряжение, соответствующее $K=f(i')$, подается на блок умножения 18. В нем перемножается с напряжением, соответствующим M_n , что дает напряжение, соответствующее M_T , и вводится в интегратор 3 через масштабный усилитель 9.

Для обеспечения работы усилителей аналоговой машины без перегрузок производился выбор масштабов угловой скорости и крутящего момента, а соответственно им расчет масштаба времени и коэффициентов передач $K_1—K_{14}$.

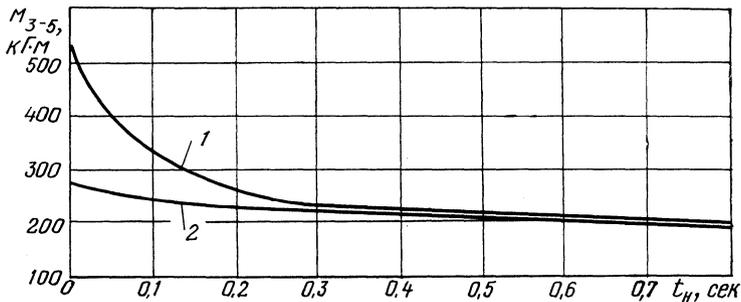


Рис. 2. График зависимости величины крутящего момента на упругом звене 3—5 от длительности процесса включения сцепления:

1 — для трансмиссии без гидротрансформатора; 2 — для трансмиссии с гидротрансформатором; M_{3-5} — величина в кг·м крутящего момента на упругом звене 3—5; t_n — продолжительность процесса включения сцепления, сек.

В блок-схеме для механической трансмиссии отсутствуют блоки АВМ, моделирующие гидротрансформатор. В остальном пояснения, сделанные для блок-схемы, содержащей гидротрансформатор, сохраняют свой смысл и для блок-схемы механической трансмиссии.

При работе блок-схем на модели упругого звена 3—5 возникают напряжения, соответствующие в определенном масштабе величине крутящего момента, нагружающего это звено. Напряжения снимаются с выхода интегратора 4 и пересчитываются в значения крутящего момента. На основе сопоставления этих величин делаются выводы о динамической нагруженности трансмиссии.

Для большей сопоставимости величин крутящих моментов, нагружающих упругое звено 3—5, в динамических системах, соответствующих гидромеханической и механической трансмиссиям трактора, были приняты одинаковые режимы работы систем:

1. Трактор неподвижен (массы 3 и 5 имеют угловую скорость, равную нулю. Масса 5 может быть заменена закреплением конца упругого звена 3—5 в заделке).

2. Обороты маховика двигателя (масса 1) перед включением сцепления максимальные (по внешней скоростной характеристике двигателя трактора Т-130).

3. Продолжительность включения сцепления варьировалась в пределах 0—0,8 сек.

Значения крутящих моментов, возникавших на упругом звене 3—5, для механической и гидромеханической трансмиссии трактора Т-130 в зависимости от продолжительности включения сцепления, представлены на рис. 2.

Выводы

1. Наибольшие значения крутящего момента на выходе трансмиссии (звено 3—5 на рис. 1, а) возникают при мгновенном создании нагрузки на входе в трансмиссию. При этом величина крутящего момента, нагружающего гидромеханическую трансмиссию, примерно в два раза меньше момента, нагружающего механическую трансмиссию.

2. С ростом продолжительности включения сцепления происходит снижение величин крутящих моментов, нагружающих трансмиссии; при $t_n = 0,4$ сек и более они становятся примерно равными.

3. Результаты моделирования согласуются с экспериментальными данными [1, 2, 3, 4] и подтверждают существование защитных свойств гидротрансформатора.

4. Результаты могут быть использованы для первичной оценки величины снижения динамической нагруженности гидромеханической трансмиссии трактора Т-130 по сравнению с механической трансмиссией.

Литература

- [1] Анохин В. А., Харитонов Н. П. К вопросу о динамике систем с гидромеханической передачей. — «Автомобильная промышленность», 1970, № 1.
[2] Иванов В. М., Золотухин В. А. Влияние гидротрансформатора на динамические нагрузки в трансмиссии трактора. — «Тракторы и сельхозмашины», 1968, № 9.
[3] Рева Л. П., Курников И. П. О влиянии гидротрансформатора на нагрузочные и износные режимы работы агрегатов автомобиля. — «Автомобильная промышленность», 1970, № 3.
[4] Ягант А. И., Чжуан Ци-дэ. Нагрузочные режимы трансмиссии автомобиля с гидротрансформатором. — «Автомобильная промышленность», 1959, № 10.
[5] Малиновский Е. Ю. и др. Математическое моделирование в исследовании строительных машин. М., 1966.
[6] Цитович И. С. и др. Блок-схемы для расчетов нагрузок в трансмиссиях автомобилей, тракторов и тепловозов. Минск, 1969.

А. М. Голомидов

ВЛИЯНИЕ ПРИВОДА К УПРАВЛЯЕМЫМ ВЕДУЩИМ КОЛЕСАМ НА НАГРУЗОЧНЫЕ РЕЖИМЫ ТРАНСМИССИИ И УПРАВЛЯЕМОСТЬ АВТОМОБИЛЯ

За последнее время широкое распространение получили легковые автомобили с передним расположением двигателя и приводом на передние колеса. В настоящее время свыше половины всех легковых автомобилей, выпускаемых во Франции, имеют такую компоновочную схему.

Наряду с существенными преимуществами, присущими автомобилям данной компоновки, они имеют и ряд недостатков, основной из которых — сложность привода к управляемым ведущим колесам.

Автомобили с такой компоновкой, выпускаемые зарубежными фирмами, обычно имеют в приводах к управляемым ведущим колесам карданы равных угловых скоростей Вейса, Рцеппа, Бирфильда, сдвоенные карданы Гука, карданы Тракта и другие, обеспечивающие передачу равномерного крутящего момента. Такие же карданы устанавливаются и на отечественных автомобилях повышенной проходимости, однако эти карданы сложны в изготовлении и более дорогие, чем простой кардан Гука. Поэтому на Запорожском автомобильном заводе сделана попытка установить простой кардан Гука на автомобиле повышенной проходимости ЗАЗ-969 («Волынь») и на легковом автомобиле с передним расположением двигателя и приводом на передние колеса.

На кафедре «Автомобили» Запорожского машиностроительного института были проведены исследования по определению возможностей установки приводов к управляемым ведущим колесам с простым карданом Гука.

Известно, что при передаче крутящего момента через валы, взаимно расположенные под некоторым углом и соединенные простым карданом Гука, возникает кинематическая неравномерность вращения ведущего вала, которая выражается:

через углы поворота $\operatorname{tg} \beta = \operatorname{tg} \alpha \cos \theta$

и угловые скорости $\omega_2 = \omega_1 \frac{\cos \theta}{1 - \sin^2 \alpha}$,

где α — угол поворота ведущего вала, град; β — угол поворота ведомого вала, град; Θ — угол между осями валов (угол поворота управляемых колес), град; ω_1, ω_2 — угловые скорости соответственно ведущего и ведомого валов, 1/сек.

При абсолютно жесткой трансмиссии кинематическая неравномерность вращения управляемого ведущего колеса вызвала бы неравномерность поступательного движения. Последняя в свою очередь вызвала бы силовую неравномерность в трансмиссии автомобиля, численно равную

$$\Delta M = I_{\kappa} \varepsilon,$$

где ΔM — амплитуда колебания крутящего момента, кг·м; I_{κ} — приведенный момент инерции колеса и поступательно движущейся массы, кг·м·сек²; ε — угловое ускорение ведущего управляемого колеса, 1/сек.

Однако в действительности трансмиссия автомобиля обладает определенной упругостью, и частично или полностью кинематическая неравномерность поглощается закручиванием трансмиссии. При этом силовая неравномерность выразится:

$$\Delta M' = c(\alpha - \beta), \quad (1)$$

где c — угловая жесткость трансмиссии, кг·м/град.

Очевидно, если $\Delta M > \Delta M'$, то скорость вращения колеса становится постоянной, т. е. автомобиль движется с установившейся скоростью (без подергиваний) если же $\Delta M < \Delta M'$, то скорость вращения колеса не будет оставаться постоянной, т. е. будет иметь место как кинематическая, так и силовая неравномерность.

На рис. 1 представлены расчетные зависимости $\Delta M = f(\Theta)$ для различных скоростей движения автомобиля. Здесь же нанесены зависимости $\Delta M' = \varphi(\Theta)$. Расчеты проведены применительно к автомобилю «Запорожец», при этом принято $J = 4,6$ кг·м·сек², $c = 2$ и 5 кг·м/град (для автомобиля «Волынь» $c = 5$ кг·м/град).

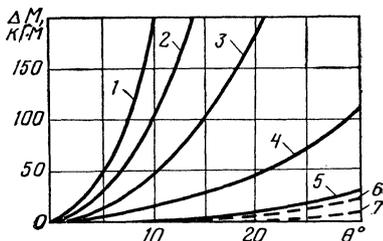


Рис. 1. Зависимости $\Delta M = f(\Theta)$ и $\Delta M' = \varphi(\Theta)$:

сплошная линия — зависимость $\Delta M = f(\Theta)$: 1 — $v_a = 40$ км/ч; 2 — $v_a = 30$ км/ч; 3 — $v_a = 20$ км/ч; 4 — $v_a = 10$ км/ч; 5 — $v_a = 5$ км/ч; штриховая линия — зависимость $\Delta M' = \varphi(\Theta)$: 6 — при $c = 5$ кг·м/град; 7 — $c = 2$ кг·м/град.

Анализ результатов показывает, что даже при малых скоростях движения сохраняется неравенство $\Delta M > \Delta M'$ и дальнейшие исследования следует вести по уравнению (1), т. е. автомобильные колеса вращаются с установившейся скоростью, а вся кинематическая неравномерность от карданного сочленения поглощается упругостью трансмиссии и в частности упругостью полуоси.

При движении автомобиля по некоторой кривой (при движении по прямой влияние кардана Гука исключается) с радиусом траектории центра передней оси R внутреннее и наружное управляемые ведущие колеса будут двигаться по кривым с радиусами:

$$R_{\text{вн}} = R - \frac{B}{2}; \quad (2)$$

$$R_{\text{н}} = R + \frac{B}{2}.$$

Здесь B — колея передних колес автомобиля.

Путь, проходимый внутренним и наружным колесами за один круг, совершенный автомобилем:

$$S_{\text{вн}} = 2\pi R_{\text{вн}}; \quad (3)$$

$$S_{\text{н}} = 2\pi R_{\text{н}},$$

или, выражая через радиусы колес $r_{\text{к}}$ и их обороты n ,

$$S_{\text{вн}} = 2\pi r_{\text{к}} n_{\text{вн}}, \quad (4)$$

$$S_{\text{н}} = 2\pi r_{\text{к}} n_{\text{н}}.$$

После совместного решения уравнений (2), (3), (4) получим:

$$n_{\text{н}} - n_{\text{вн}} = \frac{B}{r_{\text{к}}}.$$

Таким образом, разность оборотов наружного и внутреннего колес за один оборот автомобиля зависит не от угла поворота управляемых колес (при отсутствии буксования), а только от конструктивных параметров, т. е. ширины колеи и радиуса качения колес.

Эти величины обычно изменяются в узких пределах (табл. 1), поэтому ориентировочно может быть принято $\frac{B}{r_{\text{к}}} \cong 4$, т. е. за один

Таблица 1

Колея и радиусы колес легковых автомобилей

Марка автомобиля	B , мм	$r_{\text{к}}$, мм	$\frac{B}{r_{\text{к}}}$
«Запорожец» ЗАЗ-965	1144	290	3,94
«Москвич» 407	1220	320	3,81
«Москвич» 408	1237	320	3,87
«Победа» М-20	1355	355	3,82
«Волга» М-21	1410	360	3,9

круг, совершенный автомобилем, внутреннее колесо его делает на четыре оборота меньше, чем наружное.

Иными словами, за один круг независимо от радиуса поворота восемь раз произойдет совпадение максимальных или минимальных крутящих моментов на внутренней и наружной полуосях и восемь раз — совпадение максимального момента на внутренней полуоси с минимальным моментом на внешней полуоси.

При совпадении максимальных крутящих моментов на трансмиссию автомобиля будет передаваться момент, выражаемый

$$M_{\max} = M + \Delta M'_{\text{вн}} + \Delta M'_{\text{н}},$$

или

$$M_{\max} = M + 2c(\alpha - \beta).$$

Для определения влияния этих величин на работу трансмиссии были проведены исследования в лабораторных и дорожных условиях. В лабораторных условиях исследования проводились

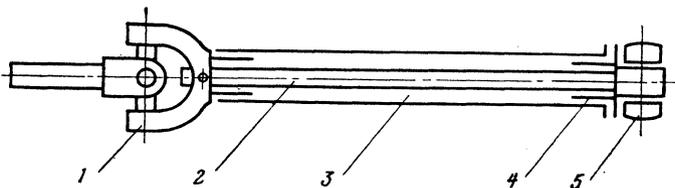


Рис. 2. Полуось переменной жесткости.

прокручиванием отдельного колеса на беговом барабане, положение привода относительно плоскости колеса изменялось от 0 до 30°. В дорожных условиях исследования проводились на асфальтированной горизонтальной площадке при движении автомобиля по кругу. В том и другом случаях для определения абсолютных значений крутящих моментов проволоочные датчики сопротивления наклеивались на полуосях и на ведомом валу сцепления. В качестве измерительной аппаратуры использовались усилитель ТА-5 и осциллограф Н-700. В процессе испытаний достигалось изменение жесткости трансмиссии за счет установки резиновых упругих элементов и полуось переменной жесткости.

Полуось переменной жесткости (рис. 2) состоит из упругого торсиона 2, закрепленного одним концом в вилке кардана Гука 1, а другим концом — в наконечнике, имеющем винтовой упор 4 и сухарный универсальный шарнир 5, устанавливаемый в полуосях серийного автомобиля. Торсион помещается в защитной наружной трубе 3, которая одним концом с помощью винтовой резьбы соединяется с наконечником, а другим с помощью шлицев с вилкой кардана. Малый крутящий момент (испытания на хорошей

дороге) передается через торсион с малой угловой жесткостью. С увеличением крутящего момента торсион закручивается, и при достижении некоторого угла закрутки винтовое сочленение заклинивается, а крутящий момент передается через защитную трубу, что предотвращает поломки торсиона при транспортировке автомобиля по различным дорогам.

Изменения амплитуд крутящих моментов на полуосях в зависимости от угла поворота управляемых ведущих колес для полуосей различной угловой жесткости представлены на рис. 3.

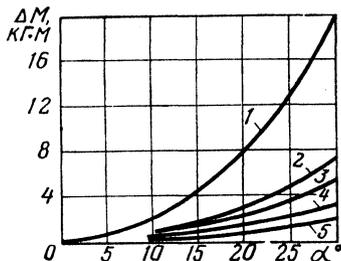


Рис. 3. Изменение амплитуд крутящих моментов в полуосях автомобиля в зависимости от угла поворота и жесткости трансмиссии:

1 — серийная полуось; ($c = 5,0 \text{ кг·м/град}$); 2 — серийная полуось с резинометаллическим упругим элементом ($c = 1,5 \text{ кг·м/град}$); 3 — торсион $\varnothing 14 \text{ мм}$ ($c = 1,25 \text{ кг·м/град}$); 4 — торсион $\varnothing 12,5 \text{ мм}$ ($c = 0,75 \text{ кг·м/град}$); 5 — торсион $\varnothing 11 \text{ мм}$ ($c = 0,54 \text{ кг·м/град}$).

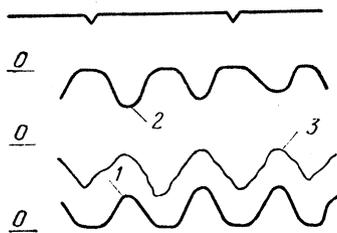


Рис. 4. Осциллограмма записи крутящего момента на полуоси:

1 — кривая крутящего момента на правой полуоси; 2 — кривая крутящего момента на левой полуоси; 3 — силы, действующие на поперечную тягу рулевой трапеции.

Результаты исследований подтверждают проведенный выше анализ. Кроме этого, результаты исследований показали, что на дорогах с малым коэффициентом сопротивления движения при малых значениях моментов на полуосях крутящий момент M_{\min} достигает нулевых, а иногда и отрицательных значений (рис. 4) даже при сравнительно небольших углах поворота управляемых колес, что вызывает нарушение контакта между зубьями ведущих и ведомых шестерен, а значит, и уменьшает долговечность этих шестерен.

При совпадении максимального крутящего момента на внутренней полуоси с минимальным крутящим моментом на внешней полуоси неравномерность крутящего момента на трансмиссию передаваться не будет, т. е.

$$\Delta M'_{\text{вн}} = - \Delta M'_{\text{н}}$$

Однако в этом случае больший крутящий момент на внутренней полуоси будет стремиться вывести автомобиль из криволиней-

ного положения, а через четверть поворота колеса соотношение моментов изменится на обратное и автомобиль будет стремиться еще больше повернуться. Наличие кинематической связи через рулевой механизм препятствует такому зигзагообразному движению автомобиля, однако указанные усилия приходится воспринимать водителю через рулевое колесо, т. е. возникают толчки, аналогичные тем, которые возникают при переезде препятствия.

Несмотря на то что эти силы, будучи подведенными к рулевому колесу, по абсолютному значению небольшие, однако частоты воздействия этих сил изменяются в широких пределах и, как показывает анализ, могут совпадать с частотой собственных колебаний рулевого механизма, при этом наступают резонансные колебания и водитель теряет уверенность в управлении автомобилем.

Все другие положения взаимного расположения внутреннего и наружного колес являются промежуточными и оказывают меньшее влияние как на нагрузочные режимы трансмиссии, так и на управляемость автомобиля.

Выводы

1. Установка простого кардана Гука в приводах на передние ведущие колеса автомобиля значительно увеличивает нагрузки в трансмиссии автомобиля и в деталях рулевого механизма. При движении по хорошей дороге на повороте возникают обратные удары на зубья шестерен, что ухудшает условия их работы.

2. Введение в трансмиссию упругих элементов (резиновые муфты, полуоси переменной жесткости и т. п.) усложняет привод и исключает фактор простоты и дешевизны перед карданами равных угловых скоростей. Кроме того, при этом не устраняются полностью колебания крутящего момента.

3. На автомобилях с приводом на передние колеса следует устанавливать карданы равных угловых скоростей. При этом кажущаяся дороговизна этих карданов окупится за счет увеличения долговечности деталей трансмиссии и рулевого механизма.

В. М. Щебров

К РАСЧЕТУ ДОЛГОВЕЧНОСТИ КАРДАНЫХ ПОДШИПНИКОВ

Существующие методы расчета дают заниженные значения контактных напряжений в карданных подшипниках, вследствие чего расхождение между расчетной и действительной долговечностями достаточно велико. В расчетах не учитываются конструктивные особенности несущих деталей, их жесткость и радиальные зазоры. Возвратно-качательное движение роликов создает особые условия работы контактирующих поверхностей. Долговечность карданных подшипников, лимитируемая естественным для такого рода узлов усталостным выкрашиванием, определяют расчетами деталей на контактную прочность, подобно тому как это делается для других подшипников качения. Проведенный ниже краткий анализ некоторых методов расчета показывает, что они недостаточно полно отражают физическую сущность явлений, имеющих место в карданных подшипниках.

Общепринятые методы расчета карданных подшипников

Метод, применяемый зарубежными фирмами. На основании экспериментальных работ, проведенных рядом зарубежных фирм, установлена следующая зависимость между долговечностью подшипника, его конструктивными особенностями и нагрузкой при линейном контакте:

$$L = \left(\frac{C_d}{P_s} \right)^{\frac{10}{3}}, \quad (1)$$

где L — долговечность в миллионах оборотов для 90% партии подшипников; C_d — коэффициент динамической грузоподъемности; P_s — радиальная эквивалентная нагрузка.

Рекомендацией ISO-278 зависимость (1) объявлена обязательной для расчетов подшипников.

При постоянном числе оборотов долговечность может быть выражена в часах:

$$L = \frac{L_h n 60}{10^6}, \quad (2)$$

где L_h — долговечность, ч; n — число оборотов в минуту.

В странах Европы для сопоставления долговечностей подшипников качения, имеющих различные числа оборотов, за основу принимается долговечность в 500 часов при числе оборотов $33\frac{1}{3}$ в минуту, что составляет 10^6 оборотов. Введем это значение в уравнение (2), приравняем к уравнению (1) и получим:

$$L_h = \frac{1,667 \cdot 10^4}{n} \left(\frac{C_D}{P_3} \right)^{\frac{10}{3}}. \quad (3)$$

Формула (3) пригодна для подшипников с вращательным движением. Приведение качательного движения карданного подшипника к эквивалентному вращательному движению производят по скоростному режиму. С этой целью принимают, что за один оборот карданного вала шип крестовины поворачивается на угол 4γ , где γ — угол наклона карданного вала. Тогда эквивалентная скорость вращения равна:

$$n_{\text{экр}} = \frac{n \gamma}{90}. \quad (4)$$

После подстановки этого значения в формулу (3) получают долговечность карданного подшипника:

$$L_h = \frac{1,5 \cdot 10^6}{n \gamma} \left(\frac{C_D}{P_3} \right)^{\frac{10}{3}} r. \quad (5)$$

Для расчета динамической грузоподъемности игольчатого роликоподшипника западногерманская фирма «Gelenkwellenbau» рекомендует следующую формулу:

$$C_D = 4 \sqrt[3]{z^2} d_p l_p i \text{ кг}, \quad (6)$$

где z — число роликов; l_p — рабочая длина ролика, мм; d_p — диаметр ролика, мм; i — количество рядов роликов.

Формула (6) справедлива при следующих условиях: суммарный межигольный зазор не более 0,5 мм; равномерность роликов в одном подшипнике не превышает $\pm 0,001$ мм; твердость рабочей поверхности шипа крестовины — HRC 62 ± 2 . Если твердость шипа меньше HRC 60, то коэффициент динамической грузоподъемности умножают на коэффициент, определяемый по графику, приведенному в справочниках, например [1].

Метод, применяемый ВНИИМЕТМАШ. Расчетная долговечность игольчатого роликового подшипника определяется по графику в зависимости от величины коэффициента k_h , который рассчитывают по формуле

$$k_h = \frac{0,144 CR}{M k_s k_{n\gamma} k_T}, \quad (7)$$

где C — коэффициент работоспособности подшипника; R — расстояние от центра шарнира до центра крестовины, m ; M — крутящий момент, $кГ\cdot м$; k_0 — динамический коэффициент; $k_{пч}$ — коэффициент, зависящий от произведения $n\gamma$; k_t — коэффициент, учитывающий влияние температурного режима на долговечность подшипника.

Для игольчатых роликовых подшипников коэффициент работоспособности определяют по известной формуле

$$C = 250d^{0,7}l_p \quad (8)$$

Метод, предложенный в работе [2]. Долговечность подшипников при качательном движении внутреннего кольца относительно наружного определяется по формуле

$$L_h = \frac{0,1z(D_0 + d_p)}{TD_0 n_{\text{кач}}} \left(\frac{C}{P_3} \right)^{\frac{10}{3}}, \quad (9)$$

где D_0 — диаметр подшипника по окружности центров роликов, $мм$; d_p — диаметр ролика, $мм$; $n_{\text{кач}}$ — количество периодов качаний подшипника в минуту, считая за период время перемещения внутреннего кольца подшипника из крайнего его положения в другое крайнее и обратно; T — вспомогательная величина, определяемая по таблице в зависимости от θ/τ ; θ — угол отклонения подшипника из его среднего положения в крайнее; τ — минимальный угол качения, при котором будет иметь место двукратное контактирование с телами качения.

$$\tau = \frac{360 \ 2D_0}{z(D_0 + d)}$$

С целью сопоставления отдельных методов расчета построен график зависимости долговечности карданов МАЗ (штриховая линия) и КрАЗ (сплошная линия) от угла наклона карданной передачи (рис. 1) при постоянном крутящем моменте $M=310$ $кГ\cdot м$ и числе оборотов $n=250$ $об/мин$, при которых производились стендовые испытания.

Обращают на себя внимание значительные расхождения в величинах долговечностей карданных подшипников, рассчитанных различными методами. Так, например, при углах наклона $\gamma=4^\circ$ долговечности отличаются в 7—8 раз, при углах $\gamma=16^\circ$ в 1,5—2 раза. Кроме того, расчетные данные существенно отличаются от результатов эксперимента. На наш взгляд, причину следует искать в несовершенстве применяемых методов расчета.

По первой методике (рис. 1) кривая долговечности изобра-

жает обратную зависимость от угла наклона карданной передачи γ

$$L_h = \frac{A}{\gamma},$$

$$\text{где } A = \frac{1,5 \cdot 10^6}{n} \left(\frac{C_{\text{д}}}{P_{\text{э}}} \right)^{\frac{10}{3}}$$

для условий стендовых испытаний — величина постоянная.

Приведение качательного движения карданного подшипника к эквивалентному движению по формуле (4) в принципе ошибочно,

потому что в карданном шарнире на протяжении всего срока службы в контакте находятся одни и те же поверхности и значение имеет не угол поворота, а число полных циклов напряжений, испытываемых наиболее нагруженной точкой контакта за один оборот карданного вала. Как было указано выше, число циклов нагружений и, следовательно, долговечность шарниров в зависимости от угла наклона карданного вала изменяются дискретно. Теоретически, например, долговечность шарниров МАЗ при углах от $\gamma = 0^\circ 30'$ до $8^\circ 44'$ должна быть одинаковой, так как имеет место двукратное контактирование за один оборот вала. Однако опыт показывает некоторое уменьшение долговечности с увеличением угла наклона в указанном интервале, что, по нашему мнению, следует отнести к влиянию скорости изменения контактных напряжений, местного нагрева и, как следствие, дезориентации молекул адсорбированной пленки смазки. Количественное влияние этих факторов на долговечность при качательном движении так же, как и влияние гидродинамического эффекта, ни в одной из расчетных формул не отражается, так как износные процессы при качательном движении изучены недостаточно.

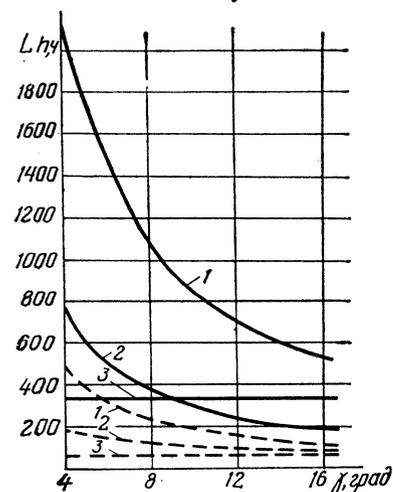


Рис. 1. Расчетные зависимости между углом наклона карданной передачи и долговечностью шарниров при $M=310$ и $n=250$ об/мин:

1 — по рекомендации ISO; 2 — по методу ВНИИМЕТМАШ; 3 — по методу работы [2].

предварительный подбор коэффициентов на основании экспериментальных работ, учитывающих влияние смазки, условий эксплуатации

и т. п. Область применения этого расчета — стационарные установки с карданными передачами, работающими в постоянных условиях по оборотам, нагрузке, температуре, смазке. Здесь также качательное движение приводится к эквивалентному вращательному (с помощью коэффициента k_{nr}), кроме того, неизбежно влияние субъективного фактора при подборе остальных коэффициентов.

По третьему методу (рис. 1) долговечность подшипников качательного движения определяют исходя из условий смазки зоны контакта.

Результаты расчета по этому методу не согласуются с экспериментальными данными, так как минимальная долговечность согласно такому расчету будет почти одинаковой при $\gamma=0^\circ$ и $\gamma=16^\circ$, т. е. в интервале, охватывающем все возможные углы наклона карданных передач на грузовых автомобилях. Долговечности карданных шарниров МАЗ и КрАЗ, рассчитанные по различным методикам, отличаются в 4—5 раз (для углов наклона карданной передачи $2^\circ < \gamma < 6^\circ$), т. е. значительно больше, чем это имеет место в эксплуатации и при стендовых испытаниях. Конструктивно карданные подшипники этих типов отличаются только рабочей длиной игольчатых роликов. Поэтому ориентация на формулы (5), (6), (7), (8), (9) приводит к ошибочному выводу о том, что незначительным увеличением длины роликов можно существенно повысить долговечность карданных подшипников. В действительности, увеличение l_p приводит к резкому увеличению неравномерности распределения нагрузки по длине шарнира, особенно при недостаточной жесткости карданных вилок.

Расчеты по формулам (5) и (6) дают долговечность $L_h \rightarrow \infty$ при $\gamma \rightarrow 0$. Поскольку это противоречит опыту эксплуатации, в первом методе предусмотрено принимать в расчет $\gamma=3^\circ$ при всех углах наклона карданной передачи $\gamma \leq 3^\circ$.

Такой прием практически оправдан тем, что для всех автомобильных карданных шарниров в интервале $0^\circ 30' < \gamma < 3^\circ$ имеет место двукратное контактирование. Однако при $\gamma=0^\circ$ и $M_{кр} = \text{const}$ напряжение в точках контакта не изменяется и долговечность карданных шарниров теоретически должна быть бесконечной.

В практике же карданный шарнир испытывает переменную нагрузку, что приводит к износу даже при постоянном угле $\gamma=0^\circ$ из-за пульсации контактных напряжений или осевых перемещений контактирующих деталей. Пульсация напряжений неизбежна, поскольку трансмиссия автомобиля испытывает крутильные колебания, осевые же перемещения деталей и вызываемый этим износ возможны при недостаточной жесткости вилок и наличии крутильных колебаний.

Влияние пульсации контактных напряжений и осевых микроперемещений деталей на износ пока не может быть отражено в расчетах карданных шарниров на долговечность из-за недостаточ-

ного исследования этих вопросов, отсутствия количественных закономерностей и теоретических разработок в этой области.

Кроме указанных выше, общим недостатком применяемых методов расчета является идеализация расчетных условий работы и отсутствие учета таких решающих факторов, как действительное распределение нагрузок в карданном шарнире, жесткость несущих деталей кардана, зависимость числа циклов нагружений от угла наклона кардана и величины площадки контакта, влияние крутильных колебаний и переменных нагрузочных режимов.

Расчетная долговечность для стендовых испытаний при постоянной нагрузке

Наиболее просто расчет долговечности карданных подшипников производится для условий стендовых испытаний в тех случаях, когда построены кривые усталости для данных карданов, составлены корреляционные уравнения и имеются графики $\sigma = f(M, \epsilon, c)$ либо произведен расчет величины σ с учетом жесткости карданных вилок, величины радиального зазора и действительного распределения нагрузки по длине шарнира. Тогда, задавшись величиной $M_{кр}$, определяя напряжения σ и по ним находят число циклов нагружения $M_{ц}$. Такие расчеты делают с целью определения режимов работы стенда для ускоренных испытаний при напряжениях выше предела выносливости, для сравнительных испытаний при отработке конструкции и т. п.

При отсутствии кривых усталости расчет долговечности карданных подшипников может быть произведен по формуле

$$L_{0_{кач}} = L_0 \left(\frac{\sigma_{\Sigma}}{\sigma_{\Sigma_{кач}}} \right)^m \frac{i}{i_{кач}}, \quad (10)$$

где $L_{0_{кач}}$ — долговечность карданного подшипника, работающего при качательном движении при нулевом радиальном зазоре, ч; L_0 — долговечность такого же подшипника, но работающего при вращательном движении под действием той же радиальной нагрузки с числом оборотов, равным числу периодов качания подшипника в минуту; σ_{Σ} — эквивалентное контактное напряжение при вращательном движении; $\sigma_{\Sigma_{кач}}$ — эквивалентное контактное напряжение, испытываемое наиболее нагруженной точкой контакта при качательном движении; i — количество повторных контактных напряжений, испытываемое подшипником при одном обороте вокруг своей оси; $i_{кач}$ — количество повторных контактных напряжений, испытываемых наиболее нагруженной точкой контакта за один период качания; m — показатель степени.

Расчетом установлено, что при наклоне карданной передачи

$\gamma = 16^\circ$ ($i_{\text{кач}} = 4$) эквивалентное напряжение почти не отличается от максимального, а именно:

$$\sigma_{\text{экач}} = 0,977 \sigma_0.$$

На отечественных грузовых автомобилях углы наклона значительно меньше, чем $\gamma = 16^\circ$, поэтому с достаточной точностью может быть принято условие

$$\sigma_{\text{экач}} \approx \sigma_0, \quad (11)$$

где σ_0 — максимальное контактное напряжение, испытываемое наиболее нагруженной точкой шипа крестовины при нулевом радиальном зазоре.

Для определения $\sigma_{\text{э}}$ воспользуемся выводами работы [3]:

$$\sigma_{\text{э}} = \frac{\sigma_0}{\sqrt{\lambda_p}} \left(\frac{L_p}{\varphi_0} \right)^{\frac{1}{m}}, \quad (12)$$

где φ_0 — половина угла зоны контакта, рад; λ_p — центральный угол между направлением нагрузки и осью тела качения.

Подставив выражения (11) и (12) в формулу (10), получим:

$$L_{0\text{кач}} = L_0 \frac{L_p i}{\varphi_0 \lambda_p^{\frac{3}{m}} i_{\text{кач}}}; \quad (13)$$

при $\varphi_0 = \pi/2$ формула (13) приобретает вид

$$L_{0\text{кач}} = L_0 0,91 \frac{i}{i_{\text{кач}}}, \quad (14)$$

где

$$L_0 = \frac{1}{n} \left(\frac{C}{Q} \right)^{\frac{10}{3}}. \quad (15)$$

Коэффициент C для игольчатых подшипников определяют по формуле (8), а радиальную нагрузку — уточненными способами по методу, описанному в работе [4], или упрощенным способом по формуле

$$Q = \frac{M}{(H - l_p) \cos \gamma}, \quad (16)$$

где угол γ учитывают для карданных передач, имеющих наклон более 8° .

Используя известную зависимость

$$\frac{L_{0\text{кач}}}{L_{\text{кач}}} = \left(\frac{\sigma_{\text{max}}}{\sigma_0} \right)^m,$$

где $L_{\text{кач}}$ — долговечность карданного подшипника при радиальном зазоре $\epsilon > 0$ и неравномерном распределении нагрузки, ν ; σ_{max} — максимальное контактное напряжение, испытываемое наиболее нагруженной точкой шипа крестовины при радиальном зазоре $\epsilon > 0$, получим

$$L_{\text{кач}} = \frac{L_{0\text{кач}}}{\left(\frac{\sigma_{\text{max}}}{\sigma_0} \right)^m}. \quad (17)$$

Подставив сюда значения $L_{0\text{кач}}$, L_0 из формул (14), (15), получим

$$L_{\text{кач}} = \frac{0,91}{n} \left[\frac{C(H-l_0) \cos \gamma}{M} \right]^{\frac{10}{3}} \frac{i}{i_{\text{кач}} \left(\frac{\sigma_{\text{max}}}{\sigma_0} \right)^m}. \quad (18)$$

В этой формуле величина i определяется на основании известных кинематических соотношений вращающегося подшипника:

$$i = \frac{(D_0 + d_0) z \varphi_0}{2D_0\pi}, \quad (19)$$

где φ_0 — половина угла зоны контакта.

Обозначив $\left(\frac{\sigma_{\text{max}}}{\sigma_0} \right)^m = k$, получим формулу для расчета долговечности карданных подшипников при постоянных оборотах и нагрузке:

$$L_{\text{кач}} = \frac{0,145 z \varphi_0 (D_0 + d_0)}{D_0 k i_{\text{кач}} n} \left[\frac{C(H-l_0) \cos \gamma}{M} \right]^{\frac{10}{3}}. \quad (20)$$

В этой формуле значение σ_{max} , необходимое для расчета величины k , определяют описанным в работе [5] методом с учетом радиального зазора и конструктивных особенностей кардана. Для упрощения расчетов следует пользоваться графиками $\sigma_{\text{max}} = f(M, \epsilon, \nu)$, откуда можно одновременно от угла получить σ_{max} и σ_0 . Величину $i_{\text{кач}}$ принимают в зависимости от угла γ наклона карданной передачи.

Л и т е р а т у р а

- [1] Бейзельман Р. Д., Цыпкин Б. В., Перель Л. Я. Подшипники качения. М., 1967. [2] Бейзельман Р. Д., Цыпкин Б. В. Подшипники качения. М.—Л., 1959. [3] Цыпкин Б. В. Метод расчета подшипников качения с учетом влияния радиального зазора. — «Вестник машиностроения», 1951, № 3. [4] Щебров В. М. Исследование работоспособности карданных шарниров грузовых автомобилей. Канд. дисс. Минск, 1970. [5] Щебров В. М. Распределение радиальной нагрузки в карданных шарнирах. — В сб.: Автомобиле- и тракторостроение. Техническая эксплуатация и ремонт автомобилей. Минск, 1971.

А. Т. Ковальков

ОПРЕДЕЛЕНИЕ ПРЕДЕЛЬНО ДОПУСТИМЫХ ИЗНОСОВ ШЛИЦЕВЫХ СОЕДИНЕНИЙ ТРАНСМИССИЙ АВТОМОБИЛЕЙ

В настоящее время, когда большое внимание уделяется изучению и повышению надежности и долговечности машин, особо важное значение приобретает вопрос о предельных износах.

Предельным принято называть такой износ деталей, при котором отдельные узлы или агрегаты автомобиля не могут работать нормально, т. е. некоторые их показатели ухудшаются настолько, что выходят за допустимые пределы. При этом задача определения величин предельных износов сводится к выявлению значений износа деталей, при которых тот или иной показатель работоспособности узла или агрегата достиг предельно допустимого отклонения. Такими показателями могут быть, например, падение мощности двигателя, увеличение удельного расхода топлива, снижение давления масла в системе смазки, появление стуков в отдельных сочленениях и т. д.

Шлицевые соединения — важнейшая неотъемлемая часть любой трансмиссии автомобиля. Поэтому износ шлицевых соединений влияет на техническое состояние всей трансмиссии.

В технических условиях на капитальный ремонт автомобилей указываются максимально допустимые размеры деталей, в том числе и шлицевых соединений, при которых они могут быть использованы без ремонта. Зная номинальные размеры деталей, можно определить максимально допустимые без ремонта износы отдельных деталей. Значения предельно допустимых износов шлицевых соединений в технических условиях не приводятся, и способов определения их в литературе пока не имеется.

В настоящей работе предлагается методика определения величины предельно допустимых износов шлицевых соединений трансмиссий автомобилей.

Техническое состояние агрегатов трансмиссии автомобиля может быть оценено по суммарному угловому зазору и по параметрам вибрации [1]. При превышении суммарного углового зазора отдельными агрегатами трансмиссии определенной величины наступает аварийное состояние агрегата. Методика диагностирования технического состояния агрегатов трансмиссии автомобиля по суммарному угловому зазору и по параметрам вибрации разработана в Харьковском автомобильно-дорожном институте [2].

В настоящей методике суммарный угловой зазор принят за показатель работоспособности агрегата. Методика ХАДИ дает возможность определить оптимальное предельно допустимое значение суммарного углового зазора для агрегатов трансмиссии автомобиля. На основании изучения износов шлицевых соединений агрегатов, поступающих в капитальный ремонт, можно определить долю суммарного углового зазора, приходящуюся на шлицевые соединения, и соотношение интенсивностей износа всех шлицевых соединений внутри агрегата. Имея все эти данные, т. е. оптимальный предельно допустимый суммарный угловой зазор, долю суммарного углового зазора, приходящуюся на шлицевые соединения, и соотношение интенсивностей износа шлицевых соединений, можно определить предельно допустимые значения износа шлицевых соединений агрегатов.

Применение предлагаемой методики для определения предельно допустимых величин износов шлицевых соединений иллюстрируется на примере коробки передач автомобиля ЗИЛ-130.

На кинематической схеме коробки передач автомобиля ЗИЛ-130 (рис. 1) показаны все шлицевые соединения и зацепления шестерен.

Ниже приведены формулы для определения суммарного углового зазора на ведомом валу коробки передач при застопоренном ведомом диске сцепления для всех пяти передач:

$$\left. \begin{aligned} \varphi_{02}^I &= \frac{c_9}{r_9} + \frac{c_8}{r_8} + \frac{c_{5,6}}{R_5} + \frac{c_{1,10}}{R_{10}} \cdot \frac{z_6}{z_5} + \frac{c_1}{r_1} \cdot \frac{z_6}{z_5} \cdot \frac{z_1}{z_{10}}; \\ \varphi_{02}^{II} &= \frac{c_9}{r_9} + \frac{c_6}{r_6} + \frac{c_7}{r_7} + \frac{c_{4,7}}{R_4} + \frac{c_{1,10}}{R_{10}} \cdot \frac{z_7}{z_4} + \frac{c_1}{r_1} \cdot \frac{z_7}{z_4} \cdot \frac{z_1}{z_{10}}; \\ \varphi_{02}^{III} &= \frac{c_9}{r_9} + \frac{c_6}{r_6} + \frac{c_5}{r_5} + \frac{c_{3,8}}{R_3} + \frac{c_{1,10}}{R_{10}} \cdot \frac{z_8}{z_3} + \frac{c_1}{r_1} \cdot \frac{z_8}{z_3} \cdot \frac{z_1}{z_{10}}; \\ \varphi_{02}^{IV} &= \frac{c_9}{r_9} + \frac{c_3}{r_3} + \frac{c_4}{r_4} + \frac{c_{2,9}}{R_2} + \frac{c_{1,10}}{R_{10}} \cdot \frac{z_9}{z_2} + \frac{c_1}{r_1} \cdot \frac{z_9}{z_2} \cdot \frac{z_1}{z_{10}}; \\ \varphi_{02}^V &= \frac{c_9}{r_9} + \frac{c_3}{r_3} + \frac{c_2}{r_2} + \frac{c_1}{r_1}. \end{aligned} \right\} (1)$$

В формулах: z — число зубьев шестерен; R — радиус делительной окружности шестерни; r — средний радиус шлицевого соединения.

Для определения суммарного углового зазора на ведомом диске сцепления при застопоренном ведомом вале пользуемся формулой

$$\varphi_{01} = \varphi_{02} i_{кп}, \quad (2)$$

где $i_{кп}$ — передаточное число коробки передач.

Пользуясь рабочими чертежами деталей коробки передач ЗИЛ-130 и [3], определяем номинальные и максимально допустимые без ремонта зазоры в шлицевых соединениях и в зацеплении шестерен (табл. 1).

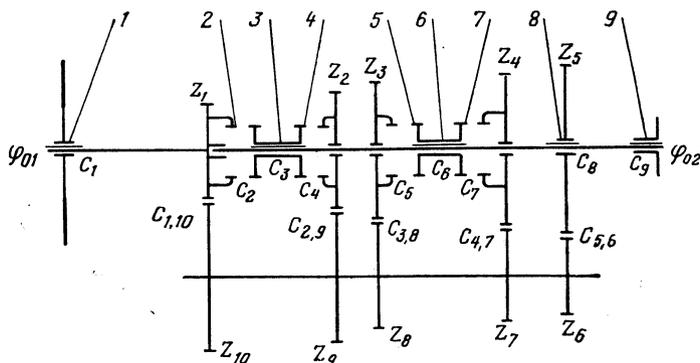


Рис. 1. Кинематическая схема коробки передач автомобиля ЗИЛ-130: 1—9 — номера шлицевых соединений; $z_1 - z_{10}$ — номера шестерен; $c_1 - c_9$ — боковые зазоры в шлицевых соединениях; $c_{1,10} - c_{5,6}$ — зазоры в зацеплении шестерен; φ_{01} — суммарный угловой зазор на ведомом диске сцепления при застопоренном ведомом вале; φ_{02} — суммарный угловой зазор на ведомом вале при застопоренном ведомом диске сцепления.

При определении зазоров в эвольвентных шлицевых соединениях изменение толщины зуба и ширины впадины вычислялось по размеру между измерительными роликами и диаметру измерительного ролика [4].

Таблица 1

Зазоры в шлицевых соединениях и в зацеплении шестерен, мм

Зазоры	c_1	c_2	c_3	c_4	c_5	c_6	c_7
Номинальный \min	0,025	0,065	0,05	0,065	0,055	0,06	0,065
\max	0,125	0,235	0,15	0,235	0,235	0,18	0,235
Максимально допустимый без ремонта	0,24	0,31	0,27	0,44	0,47	0,30	0,42
Зазоры	c_8	c_9	$b_{1,10}$	$b_{2,9}$	$c_{3,8}$	$c_{4,7}$	$c_{5,6}$
Номинальный \min	0,06	0,01	0,21	0,22	0,22	0,22	0,22
\max	0,18	0,11	0,29	0,30	0,30	0,30	0,31
Максимально допустимый без ремонта	0,35	0,19	0,705	0,695	0,695	0,74	0,72

Пользуясь формулами (1), по найденным зазорам (табл. 1) и параметрам шестерен и шлицевых соединений (табл. 2 и 3), определяем суммарные угловые зазоры φ_{02} и φ_{01} (табл. 4).

Таблица 2

Параметры шестерен

Номер шестерни на схеме	1	2	3	4	5	6	7	8	9	10
z	20	26	33	42	45	13	22	31	38	43
$R, \text{ мм}$	38,5	50,1	63,5	80,9	95,6	27,6	42,3	59,7	73,2	82,8

Таблица 3

Параметры шлицевых соединений

Номер шлицевого соединения на схеме	1	2	3	4	5	6	7	8	9
$r, \text{ мм}$	17,2	30,6	20,8	33,3	40,6	28,0	40,6	32,5	20,0

Таблица 4

Суммарные угловые зазоры, град

Угловые зазоры		Передача				
		I	II	III	IV	V
Номинальный	φ_{02} $\frac{\min}{\max}$	$\frac{0,3}{0,6}$	$\frac{0,5}{1,1}$	$\frac{0,5}{1,3}$	$\frac{0,8}{1,7}$	$\frac{0,3}{1,3}$
	φ_{01} $\frac{\min}{\max}$	$\frac{2,2}{4,6}$	$\frac{1,9}{4,6}$	$\frac{1,2}{2,9}$	$\frac{1,1}{2,6}$	$\frac{0,3}{1,3}$
Максимально допустимый без ремонта	φ_{02}	1,3	2,2	2,7	3,6	2,1
	φ_{01}	9,7	9,0	6,2	5,3	2,1
Оптимальный предельно допустимый φ_{02} [2]		2,0	3,7	4,8	6,6	6,0

Угол φ_{02} замеряется непосредственно на автомобиле без снятия агрегата, если же имеются отдельные агрегаты, то лучше замерять угол φ_{01} , который больше угла φ_{02} , вследствие чего точность замеров выше.

Данные табл. 4 могут быть использованы для контроля новых и отремонтированных коробок передач автомобиля ЗИЛ-130. В

нижней строке табл. 4 приведены величины оптимального предельно допустимого углового зазора на ведомом вале коробки передач ЗИЛ-130 по данным [2].

На основании исследований, проведенных на Минском авторемонтном заводе, установлено, что на долю шлицевых соединений на I—IV передачах коробки передач ЗИЛ-130 приходится 55—70% суммарного углового зазора. При расчетах для I—IV передач принята цифра 60%, для V передачи — 100%.

В результате исследований, проведенных на Минском авторемонтном заводе, установлено следующее соотношение интенсивностей нарастания зазоров в шлицевых соединениях коробок передач автомобиля ЗИЛ-130: $c_1 : c_2 : c_3 : c_4 : c_5 : c_6 : c_7 : c_8 = 4 : 5 : 3 : 4 : 3,5 : 1,5 : 3 : 1$.

По этим данным и величинам оптимальных предельно допустимых зазоров (табл. 4) определяем величины предельно допустимых зазоров в шлицевых соединениях на каждой передаче в отдельности. За окончательную величину предельного зазора для каждого шлицевого соединения принимаем меньшее из значений, полученных для разных передач. Результаты расчета сведены в табл. 5.

Таблица 5

Предельно допустимые зазоры $c_{п}$ в шлицевых соединениях коробки передач автомобиля ЗИЛ-130, мм

Передача	c_1	c_2	c_3	c_4	c_5	c_6	c_7	c_8
I	1,15	—	—	—	—	—	—	0,39
II	0,71	—	—	—	—	0,36	0,63	—
III	0,75	—	—	—	0,74	0,38	—	—
IV	0,63	—	0,51	0,70	—	—	—	—
V	0,75	1,01	0,60	—	—	—	—	—
$c_{п}$	0,63	1,01	0,51	0,70	0,74	0,36	0,63	0,39

Выводы

1. Предлагается методика определения предельно допустимых износов шлицевых соединений трансмиссий автомобилей.

2. Методика может быть применена для определения предельно допустимых износов и других деталей (шестерен, отдельных подшипников и т. д.), которые влияют на величину суммарного углового зазора в агрегате.

3. Данные исследования могут быть использованы для разработки методик контроля качества изготовления и ремонта агрега-

тов трансмиссии автомобилей на заводах-изготовителях и авторемонтных предприятиях по величине суммарного углового зазора.

Л и т е р а т у р а

[1] *Говорущенко Н. Я.* Диагностика технического состояния автомобилей. М., 1970. [2] *Гогайзель А. В.* Исследование методов диагностирования технического состояния агрегатов силовой передачи автомобиля. Автореф. канд. дисс. Харьков, 1970. [3] Технические условия на капитальный ремонт автомобиля ЗИЛ-130. М., 1966. [4] *Марков А. Л.* Измерение зубчатых колес. Л., 1968.

И. И. Лепешко

К ВОПРОСУ О СТАБИЛИЗАЦИИ УПРАВЛЯЕМЫХ КОЛЕС АВТОМОБИЛЯ

Рост скоростей движения и увеличение грузоподъемности автомобилей и автопоездов предъявляют высокие требования к обеспечению безопасности движения.

Узловым вопросом безопасности является управляемость и устойчивость. Управляемость и устойчивость в значительной степени определяются способностью управляемых колес возвращаться в нейтральное или заданное водителем направление после прекращения действия возмущения.

Всю совокупность возмущений, вызывающих изменение положения управляемых колес, можно разделить на две группы: 1) возмущения, поступающие от водителя, вызванные коррекцией режима движения или совершением маневра в зависимости от дорожных условий; 2) возмущения, идущие от неровностей дороги и других внешних сил.

Возмущения, поступающие от водителя, носят детерминированный характер, обусловленный заданной траекторией (профиль дороги в плане построен по определенным зависимостям), а также случайный, вызванный необходимостью коррекции траектории.

Возмущения, поступающие со стороны дорожного полотна, носят случайный характер с частотой, зависящей от скорости движения.

В зависимости от действующих возмущений к стабилизации управляемых колес предъявляются различные требования:

во-первых, после прекращения действия возмущения (водитель отпустил рулевое колесо) управляемые колеса должны возвращаться в нейтральное положение по определенному закону;

во-вторых, управляемые колеса не должны отклоняться от заданного направления или иметь отклонения, не влияющие на режим движения, т. е. не требующие коррекции со стороны водителя.

В современных конструкциях перечисленные противоречивые требования к стабилизации обеспечиваются выбором усилителей, установочных углов, стабилизирующих устройств, к. п. д. системы,

характеристиками шин и подвески. Оптимальный выбор соотношения и величин перечисленных параметров автомобиля и его систем требует всестороннего теоретического и экспериментального исследований и выработки объективных критериев оценки.

Движение управляемых колес состоит из переносного (движение остова автомобиля) и относительного (относительно рамы). Вследствие соизмеримых величин переносного и относительного движений система отсчета, автомобиль, является неинерциальной.

Если исключить из рассмотрения неинерциальную систему отсчета, как принято в работах [1, 2], то это приведет к ошибочным результатам. Так, в работе [2] утверждается, что управляемые колеса при выходе из поворота разгоняются стабилизирующим моментом, в действительности же на выходе они гасят эту скорость, т. е. тормозятся.

Рассмотрим движение управляемых колес автомобиля обычной компоновки (с передними управляемыми колесами). В общем случае процесс поворота состоит из трех этапов: входа в поворот, кругового движения на повороте и выхода из поворота.

Для упрощения выводов предположим, что скорости передних и задних колес равны между собой и постоянны, тогда для входа в поворот

$$\dot{\alpha}_{\text{вх}} = -\frac{v}{L} \sin \gamma + \dot{\gamma}, \quad (1)$$

где α — курсовой угол управляемых колес; $\lambda = \int_0^t \frac{v}{L} \sin \gamma$ — курсовой угол продольной оси автомобиля; γ — относительный угол поворота управляемых колес; v — скорость движения автомобиля; L — база автомобиля.

Выход из поворота характеризуется различными знаками угловых скоростей переносного и относительного движений, т. е.

$$\dot{\alpha}_{\text{вых}} = \frac{v}{L} \sin (\gamma_0 - \gamma) - \dot{\gamma}. \quad (2)$$

При исследовании автоматического выхода из поворота предполагается, что водитель из положения установившегося кругового движения отпускает рулевое колесо, при этом возможны три случая движения (рис. 1):

- а) $\dot{\alpha}_{\text{вых}} > 0$ при $\dot{\lambda} > \dot{\gamma}$ — выход из поворота невозможен;
- б) $\dot{\alpha}_{\text{вых}} < 0$ при $\dot{\lambda} < \dot{\gamma}$ — управляемые колеса входят в противоположный поворот, а рама автомобиля выходит из поворота;

в) $\dot{\alpha}_{\text{вых}} = 0$ при $\dot{\lambda} = \dot{\gamma}$ — управляемые колеса катятся прямолинейно.

В первых двух случаях при автоматическом выходе из поворота на заданное направление необходима дополнительная коррекция со стороны водителя. Случай «в» является оптимальным.

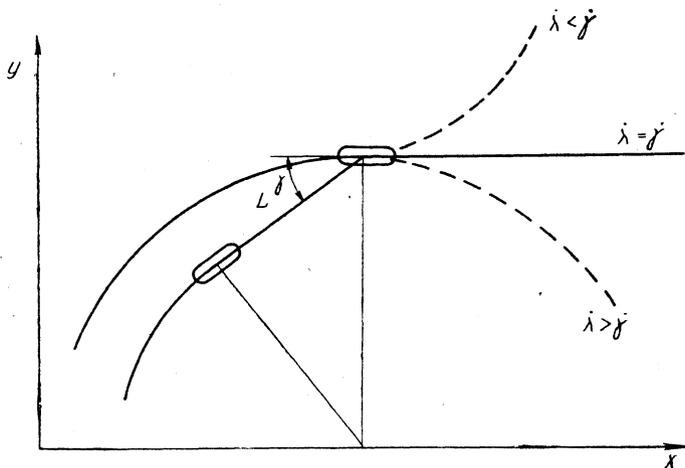


Рис. 1. Схема движения автомобиля при автоматическом выходе из поворота.

Разделив переменные и интегрируя уравнение (2) для случая «в», получим закон изменения угла поворота в относительном движении:

$$\gamma_{\text{вых}} = \gamma_0 - 2 \arctg \left(e^{-\frac{t}{\tau}} \operatorname{tg} \frac{\gamma_0}{2} \right); \quad (3)$$

при движении с малыми углами поворота:

$$\gamma_{\text{вых}} = \gamma_0 (1 - e^{-\frac{t}{\tau}}). \quad (4)$$

Для уравнений (3), (4) величина τ — постоянная времени:

$$\tau = \frac{L}{v}. \quad (5)$$

Согласно формулам (3), (4), угол поворота $\gamma_{\text{вых}}$ приближается к значению γ_0 асимптотически, т. е. $\gamma = \gamma_0$ только при $t = \infty$, однако практически за время $t = 3\tau$ процесс возврата оканчивается.

Постоянная времени (5) зависит от базы автомобиля и скорости поступательного движения, тем самым определяет опти-

мальные динамические качества автомобиля на выходе из поворота.

Рекомендуемые в методике [3] испытания «стабилизация» не позволяют объективно оценить способности автомобиля к выходу из поворота. Субъективны также рекомендации об увеличении скорости возврата управляемых колес при автоматическом выходе из поворота и ограничении скорости рулевого колеса, «неудобной водителю» и в работе [4].

Полученные зависимости и критерий оценки (постоянная времени выхода из поворота) для автоматического выхода из пово-

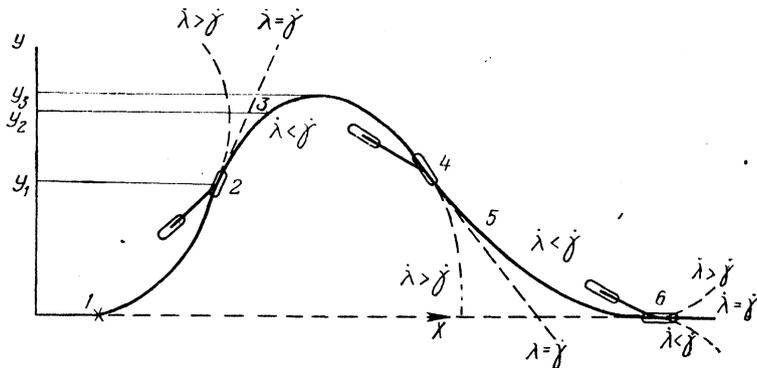


Рис. 2. Схема прямолинейного движения автомобиля с единичным отклонением. Заданное направление совпадает с осью X.

рота позволяют проводить анализ управляемости и для системы «водитель — автомобиль».

Результаты исследований автомобиля МАЗ-504 показывают, что водитель обеспечивает оптимальный выход из поворота на заданное направление при скоростях 8—10 км/ч.

С ростом скорости движения водитель управляет автомобилем на выходе из поворота с соблюдением условия $\dot{\lambda} > \dot{\gamma}$, что приводит при выходе на заданное направление к дополнительному повороту управляемых колес в противоположную сторону.

Рассмотрим процесс возврата управляемых колес при случайном отклонении от прямолинейного направления движения. Предположим, что после прекращения действия возмущения управляемые колеса возвращаются в положение заданного прямолинейного направления без колебания (рис. 2), т. е. без перехода через заданную прямолинейную траекторию.

Весь процесс стабилизации от начала действия возмущения до возврата на исходное направление можно разделить на четыре основных участка.

В результате действия возмущающего импульса управляемые колеса поворачиваются, например, влево (участок 1—2), вызывая

поворот автомобиля (вход в поворот). На этом участке поворот описывается уравнением (1).

В точке 2 после остановки управляемых колес в относительном движении начинается возврат колес в нейтральное положение.

Как видно из рис. 2, возврат колес должен проходить при выполнении условия $\dot{\psi} > \dot{\lambda}$. В точке 3 участка 2—4 управляемые колеса переходят через нейтральное положение и переводят автомобиль в противоположный поворот, вправо.

Процесс выхода из поворота описывается уравнением (2) с соблюдением условия «б», а вход в правый поворот описывается уравнением (1).

В точке 4 вход в правый поворот оканчивается, и из этой точки выход из поворота должен осуществляться с выполнением условия $\dot{\psi} > \dot{\lambda}$. На участке 4—6 управляемые колеса в точке 5 проходят через нейтральное положение и переводят автомобиль в противоположный поворот.

При этом поворот должен осуществляться со скоростью, обеспечивающей выход управляемых колес в точку 6 на заданной траектории.

Из точки 6 выход из поворота должен происходить с соблюдением условия $\dot{\psi} = \dot{\lambda}$.

Из рис. 2 следует, что максимальное отклонение от заданного направления состоит из трех величин: y_1 — отклонение на входе в поворот; y_2 — отклонение на выходе из поворота; y_3 — отклонение на входе в противоположный поворот.

Суммарный угол поворота управляемых колес при максимальном отклонении от заданной траектории равен нулю.

По уравнению (1) в предположении малых углов и отсутствия участка с круговым движением, что справедливо при анализе устойчивости прямолинейного движения, абсолютный угол поворота управляемых колес на входе в поворот

$$\alpha_{\text{вх}} = \frac{v}{L} \int_0^t \dot{\psi}(t) dt + \int_0^t \dot{\psi}(t) dt; \quad (6)$$

учитывая, что

$$y_1 = \int_0^t v \sin \alpha_{\text{вх}}(t) dt;$$

$$x_1 = \int_0^t v \cos \alpha_{\text{ох}}(t) dt,$$

получим

$$y_1 = v \int_0^t \sin \left[\frac{v}{L} \int_0^t \int_0^t \dot{\gamma}(t) dt dt + \int_0^t \dot{\gamma}(t) dt \right] dt. \quad (7)$$

Анализ полученных уравнений показывает, что величина отклонения зависит от времени действия возмущения, угловой скорости относительного движения, базы автомобиля и его поступательной скорости.

Для уменьшения отклонения наиболее целесообразным следует считать уменьшение скорости относительного поворота управляемых колес.

На участке 2—3 с учетом условия «б»

$$\alpha_{\text{вых}} = \alpha_{\text{овх}} + \frac{v}{L} \int_0^t \left[\gamma_0 - \int_0^t \dot{\gamma}(t) dt \right] dt - \int_0^t \dot{\gamma}(t) dt, \quad (8)$$

величина отклонения

$$y_2 = y_1 + v \int_0^t \sin \left\{ \alpha_{\text{овх}} + \frac{v}{L} \left[\gamma_0 - \int_0^t \dot{\gamma}(t) dt \right] dt - \int_0^t \dot{\gamma}(t) dt \right\} dt. \quad (9)$$

На участке 3—4 изменение угла аналогично уравнению (6).

Из уравнений (8), (9) следует, что для уменьшения отклонения от заданной траектории необходимо уменьшать скорость отклонения управляемых колес при действии возмущения и максимально увеличивать скорость возврата и перехода через нейтральное положение после прекращения действия возмущения.

Таким образом, с одной стороны, для автоматического выхода из поворота необходимо соблюдать условия равенства по модулю относительной и переносной скоростей, с другой — для стабилизации прямолинейного движения требуется сложный закон изменения угла поворота управляемых колес.

Учитывая, что при прямолинейном движении частотный спектр возмущений высок, возможно путем введения специальных стабилизирующих устройств, действующих независимо от положения рулевого колеса, обеспечить хорошую стабилизацию управляемым колесам.

Л и т е р а т у р а

[1] Фортунков Д. Ф. Исследование стабилизации управляемых колес легковых автомобилей. — «Автомобильная промышленность», 1967, № 4. [2] Чайковский И. П. Исследование процесса стабилизации управляемых колес с применением аналоговой ЭВМ. — «Автомобильная промышленность», 1967, № 6. [3] Отраслевая нормаль автомобилестроения. Автомобили. Оценка параметров управляемости. Методы определения. ОН 025—319—68. М., 1969. [4] Гинцбург Л. Л., Носенков М. А. Методы оценки управляемости автомобиля на поворотах. — «Автомобильная промышленность», 1971, № 2.

С. С. Журавлев

ОПРЕДЕЛЕНИЕ СИЛ СУХОГО ТРЕНИЯ В ПНЕВМОГИДРАВЛИЧЕСКИХ ПОДВЕСКАХ БОЛЬШЕГРУЗНЫХ АВТОМОБИЛЕЙ

Плавность хода автомобилей в основном определяется параметрами системы подрессоривания и во многом зависит от величины сил сухого трения в подвеске. Известно, что сухое трение способствует блокировке подвески, вследствие чего колебания автомобиля происходят на шинах с повышенной частотой и значительным затуханием, что неблагоприятно сказывается на водителе и пассажирах [1, 2]. Кроме того, при выборе характеристики амортизаторов также необходимо знать величину сил сухого трения в подвеске [3].

В настоящее время для определения сил сухого трения в подвеске наибольшее распространение получил метод последовательного нагружения и разгрузки подвески непосредственно на автомобиле с регистрацией при этом величины нагрузки на подвеску и ее прогиба. Однако для большегрузных автомобилей с общим весом 100 т и выше такой способ практически трудно осуществим. Поэтому для определения сил сухого трения в подвеске опытного автомобиля БелАЗ-549 был предложен метод, основанный на замере давлений в цилиндрах пневмогидравлической подвески с последующей записью их на фотобумагу с помощью осциллографа.

Величина трения определялась отдельно для передней и задней подвесок. К рабочей полости цилиндров подвески с помощью специально изготовленных переходников присоединялись предварительно протарированные тензометрические датчики давлений. Электрический сигнал от датчиков усиливался с помощью усилителя ТА-5 и затем подавался на шлейф светолучевого осциллографа К12-22. Запись давлений проводилась во время впуска и выпуска воздуха из цилиндров подвески.

Опыты проводились в следующем порядке. Воздух с помощью имеющейся на автомобиле системы регулирования подвески полностью выпускался из цилиндров подвески в атмосферу. Через 3—5 сек после включения аппаратуры на режим записи открывались электропневматические клапаны цилиндров подвески и воздух под давлением одновременно поступал в оба цилиндра под-

вески. Через некоторое время происходил срыв подвески и начинался подъем подрессоренной массы относительно неподдресоренной. После растяжения цилиндров на 100—150 мм выключалась подача воздуха в цилиндры подвески на 3—5 сек и затем начинался выпуск воздуха в атмосферу до полного сжатия цилиндров. Вслед за этим выключалась регистрирующая аппаратура. Аналогичные опыты проводились для передней и задней подвесок.

Результат эксперимента приведен на рис. 1. Линии 1 и 2 представляют собой график изменения давлений в левом и правом

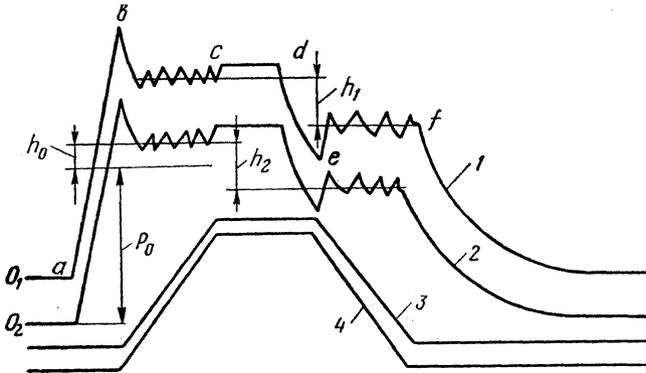


Рис. 1. Осциллограмма изменения давлений в пневмогидравлических цилиндрах на ходе отбоя и сжатия подвески.

цилиндрах передней подвески при растяжении и сжатии пневмогидравлического цилиндра, линии 2 и 3 — запись относительного перемещения подрессоренных масс, полученную с помощью реохордов, установленных на цилиндрах подвески. По этим линиям определялся момент срыва подвески.

Из осциллограммы видно, что давление в цилиндрах подвески нарастало примерно синхронно. На линии 1, например, можно выделить следующие характерные участки: *ab* — нарастание давления от нуля до номинального, при котором происходит срыв подвески, *bc* — растяжение цилиндра подвески, *de* — выпуск воздуха из подвески, *ef* — сжатие подвески до упора в буфер и затем полный выпуск воздуха из подвески. Для определения суммарной силы трения движения на ходе сжатия и отбоя необходимо знать отрезки h_1 и h_2 и масштабы записи давлений. Тогда трение в подвеске определится по формуле

$$P = (h_1\mu_1 + h_2\mu_2) F,$$

где μ_1 и μ_2 — масштабы записи давлений; F — площадь поршня подвески.

Трение покоя, т. е. трение в подвеске в момент срыва, как видно из рисунка, значительно превосходит величину трения движения и определяется разностью ординат точек b и e .

Для определения величины сил трения отдельно на ходе сжатия подвески и на ходе отбоя необходимо знать точный вес подвесочной массы, приходящийся на цилиндр подвески. Тогда расчетным путем можно определить давление воздуха в подвеске p_0 при отсутствии сил трения и отложить его в соответствующем масштабе на осциллограмме от линии, соответствующей нулевому давлению в цилиндре подвески. Сила трения, например, при растяжении для правого переднего цилиндра (линия 2) определится выражением

$$P_{\text{раст}} = h_0 \mu_2 F.$$

Для хода сжатия подвески сила трения будет равна

$$P_{\text{сж}} = (h_2 - h_0) \mu_2 F.$$

В заключение следует отметить, что, как видно из осциллограмм, трение покоя примерно на 40—60% выше, чем трение движения, что необходимо учитывать при проектировании и расчете подвески. Например, для задней подвески негруженого автомобиля БелАЗ-549 сила сухого трения на ходе сжатия составляет около 1100 кг, а на ходе отбоя — 900 кг, трение покоя соответственно для хода сжатия и отбоя составляет 1600 и 1300 кг.

Л и т е р а т у р а

- [1] Ротенберг Р. В. Подвеска автомобиля и его колебания. М., 1960.
 [2] Фейгин М. И. К исследованию вынужденных колебаний систем с сухим трением. — В сб.: Динамика машин. Под ред. С. Н. Кожевникова. М., 1966.
 [3] Дербаремдикер А. Д. Гидравлические амортизаторы автомобилей. М., 1969.

Ю. В. Суровегин

ОЦЕНКА ВЛИЯНИЯ ПРОГИБА ШИН И ДЕЙСТВИЯ ПРИ ЭТОМ ГИРОСКОПИЧЕСКИХ МОМЕНТОВ ВРАЩАЮЩИХСЯ МАСС МОСТОВ НА ПОПЕРЕЧНЫЙ КРЕН БОЛЬШЕГРУЗНЫХ АВТОМОБИЛЕЙ ПРИ ПОВОРОТЕ

Своеобразны условия движения большегрузных автомобилей — им приходится работать как в условиях бездорожья с частыми поворотами, крутыми спусками и подъемами до 15° [1], так и на хороших дорогах в общем транспортном потоке. В связи с этим такие автомобили должны обладать эксплуатационными свойствами, обеспечивающими устойчивость и управляемость их движения в разнообразных дорожных условиях.

Конструктивными особенностями автомобилей большой грузоподъемности, и особенно полноприводных, является значительное увеличение веса неподрессоренных масс по отношению к собственному весу автомобиля. В табл. 1 приведены значения этого веса — мостов и колес с шинами в сборе (не учтен вес подвесок и других мелких деталей). Из таблицы видно, что если для автомобилей грузоподъемностью 2—4 т он составляет 24,6—30%, то для автомобилей большой грузоподъемности — 35—43,6%. Вес вращающихся масс мостов, особенно у полноприводных автомобилей, по отношению к неподрессоренным составляет 65—70%.

На рассматриваемых автомобилях чаще всего применяются шины больших габаритов низкого давления, имеющие значительные режимы деформации. Так, по данным работы [2], они составляют 15—16%.

Учитывая вышеизложенное, была поставлена задача — оценить влияние гироскопических моментов вращающихся масс мостов и полного прогиба шин на поперечный крен, а следовательно, и на поперечную устойчивость автомобиля при его поворотах. Большинство авторов при рассмотрении устойчивости движения автомобилей и при составлении дифференциальных уравнений движения моментами инерции вращающихся масс и прогибами шин пренебрегают, а это может привести к ошибкам.

Для определения величин гироскопических моментов и соответствующего перераспределения вертикальных нагрузок на колеса раздельно рассмотрим кинематику управляемого и неуправляемого мостов двухосного автомобиля при его повороте и при этом на данном этапе делаем следующие допущения:

- 1) автомобиль совершает плоскопараллельное движение;

Значения веса мостов и колес с шинами для грузовых автомобилей

Марка автомобиля	Вес в снаряженном состоянии, кг	Полный вес, кг	Шина (размеры)	Вес заднего моста, кг	Вес переднего моста, кг	Вес колеса в сборе с шиной на количество колес	Удельный вес переднего и заднего мостов, %	Удельный вес колес с шинами, %	Удельный вес неподдресоренных масс, %
<i>Грузовые автомобили</i>									
УАЗ-451Д	1500	2450	8,4-15	95	49	36×4	9,6	9,6	19,2
ГАЗ-51А	2710	5350	7,5-20	245	128	62×6	13,7	13,7	27,4
ГАЗ-53Р	2950	6100	8,25-20	250	130	84×6	13,3	17,1	30,4
УРАЛ-355М	3400	7050	825-20	516	176	93×6	20,3	16,4	36,7
ГАЗ-53	3250	7400	825-20	271	141	84×6	12,7	15,5	28,2
ЗИЛ-164А	4100	8725	9,00-20 260-20	370	258	95×6	15,3	13,9	29,2
ЗИЛ-130	4300	9525	260-20	432	230	98,5×6	15,4	13,3	29,0
МАЗ-200	6400	13 625	12,00-20	880	360	137×6	19,4	12,8	32,2
МАЗ-500	6500	14 225	12,00-20	740	323	137×6	16,4	12,7	29,1
УРАЛ-377 (6×4)	7275	15 000	14,00-20	590+590	400	172×6	21,6	14,4	36,0
КРАЗ-219Б	11 300	23 530	12,00-20	820+820	390	145×10	18	12,8	30,8

Марка автомобиля	Вес в снаряженном состоянии, кг	Полный вес, кг	Шина (размеры)	Вес заднего моста, кг	Вес переднего моста, кг	Вес колеса в сборе с шиной на количество колес	Удельный вес переднего и заднего мостов, %	Удельный вес колес с шинами, %	Удельный вес неподдресоренных масс, %
<i>Автомобили-самосвалы</i>									
ЗИЛ-ММЗ-585А	4175	7900	26,00-20	370	258	95×6	15,1	13,6	28,7
МАЗ-205	6600	12 825	12,00-20	880	360	137×6	18,8	12,5	31,3
МАЗ-503	6750	13 900	12,00-20	740	823	137×6	15,8	12,2	28,0
КРАЗ-222Б	12 050	22 200	12,00-20	820+820	390	145×10	16,7	12,1	28,8
МАЗ-525	24 380	49 520	17,00-32	6000	1500	520×6	30,8	12,8	43,6
БелАЗ-540	21 000	48 000	18,00-25	2370	1960	520×6	20,6	14,9	35,5
<i>Автомобили повышенной проходимости</i>									
ГАЗ-69Л	1525	2175	65-16	90	120	29,6×4	13,75	10,9	24,65
ГАЗ-63	3200	5350	10,00-18	250	287	100×4	16,8	12,5	29,3
ГАЗ-66	3440	5770	12,00-18	250	330	106,5×4	16,9	12,4	29,3
ЗИЛ-157к	5800	10 450	12,00-18	345+345	285	110×6	18,5	11,4	29,9
УРАЛ-375Т	8400	13 200	14,00-20	590+590	645	172×6	21,8	12,3	34,1
МАЗ-502	7700	11 925	15,00-20	880	780	215×4	21,6	11,7	33,3
КРАЗ-214Б	12 300	19 570	85,00-20	847+847	875	215×6	20,6	10	30,6
МоАЗ-522А	17 000	35 000	26,5-20	1985	2235	690×4	24,8	16,2	41,0

2) углы наклона шкворня и углы установки колес принимаем равными нулю;

3) пренебрегаем уводом шин;

4) радиусы качения колес правой и левой стороны равны между собой.

Управляемые колеса совершают в горизонтальной плоскости составное движение: колеса поворачиваются относительно осей шкворней с угловыми скоростями $\dot{\theta}^n$ и $\dot{\theta}^в$, а сами оси вместе с передним мостом вращаются относительно мгновенной оси вращения автомобиля с угловой скоростью ω .

В результате этих движений колеса в горизонтальной плоскости будут совершать мгновенное вращение с угловой скоростью $\bar{\omega}_1 = \bar{\omega} + \bar{\Theta}$ и оси вращения будут параллельны осям векторов $\bar{\omega}$ и $\bar{\Theta}$ (они при наших допущениях тоже параллельны между собой). Положение этих осей (рис. 1) определится из пропорций:

$$\frac{\dot{\theta}^n}{\omega} = \frac{OC_{V1}}{C_{V1}D}; \quad \frac{\dot{\theta}^в}{\omega} = \frac{OC_{V2}}{C_{V2}\Gamma}, \quad (1)$$

где индексы *n* и *в* соответственно обозначают наружное левое и правое внутренние колеса, а 1 и 2 переднюю и заднюю оси.

При малых углах поворота с достаточной точностью при подсчете гироскопических моментов можно принять для упрощения расчетов [3]:

$$\omega = \frac{v\theta}{L},$$

где Θ — средний угол поворота управляемых колес; v — скорость автомобиля; L — база автомобиля.

Гироскопические моменты колес в сборе, тормозных барабанов и других вращающихся деталей определяются выражением:

$$M_{гир1}^n \approx M_{гир1}^в \approx (I_{к1} + I_{б1} + I_{пр1}) (v\theta + L\dot{\theta}) \frac{v}{r_{к1}L}, \quad (2)$$

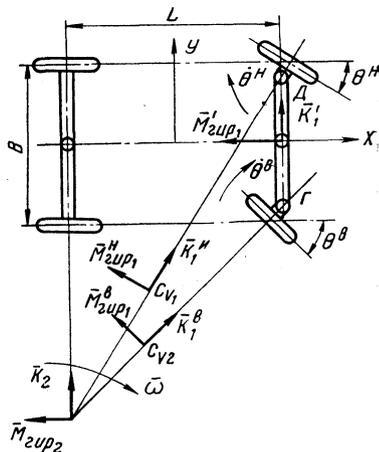


Рис. 1. Схема гироскопических моментов вращающихся масс мостов при повороте двухосного автомобиля.

где $I_{к1}$, $I_{б1}$, $I_{пр1}$ — соответственно моменты инерции колеса в сборе, тормозного барабана и прочих вращающихся деталей; $r_{к1}$ — радиус качения управляемых колес; $\dot{\Theta}$ — угловая скорость поворота управляемых колес.

$M_{гир1}^н$ и $M_{гир1}^в$ представляют собой моменты, стремящиеся кратчайшим путем установить ось собственного вращения, проходящую по осям колес параллельно соответственно осям векторов $\bar{\omega}_1^н$ и $\bar{\omega}_1^в$.

При повороте также будет возникать гироскопический момент от изменения положения осей собственного вращения дифференциала и полуосей с карданами, определяемый выражением:

$$M'_{гир1} = (I_{диф1} + I_{п1}) \frac{v^2 \theta i_{кр1}}{r_{к1} L}, \quad (3)$$

где $I_{диф1}$, $I_{п1}$ — соответственно моменты инерции дифференциала в сборе и полуосей относительно оси моста; $i_{кр}$ — передаточное отношение колесного редуктора.

Общий гироскопический момент определится векторной суммой:

$$\bar{M}_{гир1} = \bar{M}_{гир1}^н + \bar{M}_{гир1}^в + \bar{M}'_{гир1};$$

$M_{гир1x}$ вызывает изменение радиальных нагрузок на правое и левое колеса на величину: $\Delta z_{гир1} = M_{гир1x} / B_1$, где $M_{гир1x} = (M_{гир1}^н + M_{гир1}^в) \cos \theta + M'_{гир1}$.

Учитывая, что при небольших Θ $\cos \Theta \approx 1$, получаем:

$$\Delta z_{гир1} = \frac{v [A_1 (v \theta + L \dot{\theta}) + D_1 v \theta]}{B_1}, \quad (4)$$

где $A_1 = \frac{2(I_{к1} + I_{б1} + I_{пр1})}{r_{к1} L}$; $D_1 = \frac{(I_{диф1} + I_{п1}) i_{кр1}}{r_{к1} L}$;

B_1 — ширина колес передней оси.

Из уравнений (2), (3) и (4) видим, что гироскопические моменты и изменение вертикальных нагрузок на правое и левое колеса зависят от: а) конструктивных параметров автомобиля; б) скорости движения; в) угла поворота управляемых колес; г) угловой скорости поворота управляемых колес.

Учитывая обозначения A_1 и D_1 , сделанные для переднего моста, получим следующее выражение для гироскопического момента, действующего на задний мост при повороте:

$$M_{гир2} = v^2 \theta (A_2 + D_2). \quad (5)$$

Тогда изменение радиальных нагрузок на задние правые и левые колеса будет равно:

$$\Delta z_{\text{гир}2} = \frac{v^2 \theta}{B_2} (A_2 + D_2), \quad (6)$$

а оно зависит от: а) конструктивных параметров автомобилей; б) скорости движения; в) угла поворота управляемых колес (фактически радиуса поворота).

При рассмотрении вышеизложенных вопросов использовалась теория гироскопов, когда угловая скорость вращения гироскопических масс значительно больше угловой скорости, с которой поворачивается ось этих масс.

При малых скоростях с изменением скорости движения и угловой скорости поворота сам вектор кинетического момента будет изменяться по величине в зависимости от времени. В этом случае, подсчитывая моменты, необходимо использовать динамические уравнения Эйлера, к которым присоединяются кинематические уравнения Эйлера. Движение тела будет описываться шестью нелинейными дифференциальными уравнениями первого порядка. Это значительно затрудняет расчеты, и их нецелесообразно вести, так как гироскопические моменты при малых скоростях будут незначительны.

Аналитические расчеты показывают, что величина $\Delta z_{\text{гир}1}$ и $\Delta z_{\text{гир}2}$ для полноприводных автомобилей большой грузоподъемности при экстремальных режимах движения на поворотах составляют 6—7% от величины статической нагрузки, и в процессе изучения динамики поворота автомобиля этим пренебрегать нельзя.

Во время неустановившегося поворота управляемый мост дополнительно наклонится, как это видно из зависимости (4), благодаря действию гироскопического момента, возникающего за счет относительного поворота управляемых колес. По данным А. С. Добрина, в обычных условиях эксплуатации угловая скорость поворота управляемых колес не превышает 0,1—0,2 рад/сек, а ее максимальная величина доходит до 0,5 рад/сек.

Для большегрузных автомобилей, у которых поворот управляемых колес осуществляется гидравлическими цилиндрами, максимальная угловая скорость их поворота зависит от производительности гидравлического насоса. Так, для автомобиля МоАЗ-522А ее максимальная величина может быть 0,45 рад/сек. Поэтому при определении гироскопических моментов переднего управляемого моста это необходимо учитывать.

Динамика крена подрессоренных масс и крена автомобиля за счет разного прогиба шин правой и левой стороны может быть описана такими дифференциальными уравнениями:

$$I_n \ddot{\beta}_n = m_n g h_{\text{кр}} (\beta_n + \beta_{\text{ш}}) + m_n [\omega v - \dot{v}_v - (r_{\text{к}} + h_{\text{кр}}) \ddot{\beta}_{\text{ш}}] - M_n; \quad (7)$$

$$I \ddot{\beta}_{\text{ш}} = mgh\beta_{\text{ш}} + m_{\text{п}} gh_{\text{кр}} \beta_{\text{п}} + mh(\omega v - \dot{v}_y) - \\ - m_{\text{п}} h_{\text{кр}}(r_{\text{к}} + h_{\text{кр}}) \ddot{\beta}_{\text{п}} + M_{\text{Гир1}} + M_{\text{Гир2}} - M_{\text{ш}},$$

где $I_{\text{п}}$ — момент инерции подрессоренных масс автомобиля относительно неподдресоренных; $\ddot{\beta}_{\text{п}}$ — угловое ускорение крена подрессоренных масс относительно неподдресоренных; $m_{\text{п}}$ — подрессоренная масса; g — ускорение свободного падения; $h_{\text{кр}}$ — плечо крена; $\beta_{\text{п}}$ — угол крена подрессоренных масс относительно неподдресоренных; $\beta_{\text{ш}}$ — угол крена автомобиля из-за разного прогиба шин правой и левой стороны; v_y — ускорение автомобиля в боковом направлении; $r_{\text{к}}$ — расстояние от опорной поверхности до оси крена; $\ddot{\beta}_{\text{ш}}$ — угловое ускорение крена автомобиля за счет прогибов шин; $M_{\text{п}}$ — восстанавливающий момент подвесок; I — момент инерции автомобиля относительно продольной оси, проходящей по опорной поверхности; m — масса автомобиля; h — высота центра тяжести автомобиля; $M_{\text{ш}}$ — восстанавливающий момент шин.

Система уравнений (7), (8) неоднородна. Решая ее в общем виде с учетом уравнений, описывающих движение автомобиля в боковом направлении и его поворот, при дополнительно сделанных допущениях, получим дифференциальное уравнение 8-го порядка. Его решение довольно сложно, так как система содержит много коэффициентов, затрудняющих его анализ.

При нахождении приближенного решения по $\beta_{\text{п}}$ и $\beta_{\text{ш}}$ можно воспользоваться результатами, полученными в работе [3]. Тогда с учетом допущений, незначительно влияющих на $\beta_{\text{п}}$ и $\beta_{\text{ш}}$, они с момента начала поворота управляемых колес могут определяться по таким зависимостям:

$$\beta_{\text{п}} = C_1 e^{-\frac{d_1}{2}t} \sin\left(\sqrt{d_2 - \frac{d_1^2}{4}}t + C_2\right) + L_1 e^{k_1 t} + L_2 e^{k_2 t} + L_3 t + L_4; \quad (9)$$

$$\beta_{\text{ш}} = C_3 e^{-\frac{p_1}{2}t} \sin\left(\sqrt{p_2 - \frac{p_1^2}{4}}t + C_4\right) + T_1 e^{k_1 t} + T_2 e^{k_2 t} + T_3 t + T_4, \quad (10)$$

где C_1, C_2, C_3, C_4 — постоянные интегрирования, определяемые из начальных условий; $d_1, d_2, L_1, k_1, L_2, k_2, L_3, L_4, p_1, p_2, T_1, T_2, T_3, T_4$ — величины, определяемые начальными условиями и коэффициентами решаемой системы. Значения $\beta_{\text{п}}$ и $\beta_{\text{ш}}$ для установившегося поворота легко определить из формул (7), (8).

Проведенные расчеты на примере автомобиля МоА3-522А показали, что углы $\beta_{\text{п}}$ и $\beta_{\text{ш}}$ близки между собой как при неустановившемся, так и при установившемся поворотах.

На графике (рис. 2) показаны величины углов крена β_n и $\beta_{ш}$ в зависимости от радиуса поворота при скоростях 5, 7, 10 м/сек для автомобиля МоАЗ-522А. Показан суммарный угол крена подпрессоренных масс при скорости автомобиля 10 м/сек.

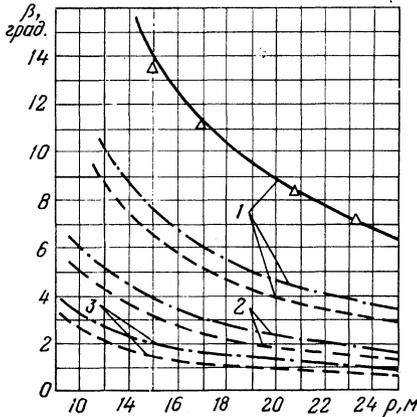


Рис. 2. Величины углов крена β_n и $\beta_{ш}$ в зависимости от радиуса поворота автомобиля МоАЗ-522А при скоростях:

1 — $v=10$ м/сек; 2 — $v=7$ м/сек; 3 — $v=5$ м/сек. —•— угол крена подпрессоренных масс относительно неподпрессоренных; — — — угол крена мостов; — — — — суммарный угол крена подпрессоренных масс при $v=10$ м/сек (средние данные экспериментов).

Суммарный угол крена подпрессоренных масс значительно увеличивается из-за разного прогиба шин правой и левой стороны, на который в свою очередь оказывают влияние гироскопические моменты вращающихся масс мостов.

Определение критических скоростей по условиям опрокидывания показало, что они снижаются на 16—20% при учете рассматриваемых кренов, причем влияние крена мостов на это снижение за счет разного прогиба шин соизмеримо с влиянием крена подпрессоренных масс.

Литература

- [1] Бартницкий П. И. Сопротивление дороги движению автомобиля в карьерах. — «Автомобильная промышленность», 1968, № 9. [2] Кнороз В. И., Шелухин А. С. Особенности работы крупногабаритных шин. — «Автомобильная промышленность», 1968, № 8. [3] Чудаков Е. А. Теория автомобиля. Изб. труды. М., 1961.

А. С. Савич

ИССЛЕДОВАНИЕ ВЛИЯНИЯ НЕКОТОРЫХ ЭКСПЛУАТАЦИОННЫХ ПАРАМЕТРОВ НА НАГРУЖЕННОСТЬ ПОДШИПНИКОВ ХОДОВОЙ ЧАСТИ АВТОМОБИЛЯ

От правильного выбора типов и размеров подшипников зависит не только работоспособность подшипникового узла, но в значительной мере — надежность и долговечность всего агрегата. Расчет и выбор подшипников качения ходовой части автомобиля должен основываться прежде всего на выборе действительного нагрузочного режима, свойственного условиям работы данных узлов.

Нагрузки, возникающие при движении автомобиля, зависят от многих непрерывно меняющихся факторов, носящих случайный характер. Правильное представление о законе распределения нагрузок, действующих на ходовую часть автомобиля, и их влияние на усталостную прочность и долговечность деталей, в том числе и подшипников качения колес, может быть получено на основе экспериментальных исследований и всестороннего изучения режимов работы данных подшипниковых узлов в эксплуатационных условиях с использованием методов теории вероятностей и математической статистики.

При расчетах долговечности и выборе подшипников колес характер нагрузки учитывается динамическим коэффициентом безопасности K_6 , численные значения которого по рекомендациям различных авторов изменяются в широком диапазоне. Разброс рекомендуемых значений K_6 вносит существенную ошибку в расчет, так как нагрузка и долговечность подшипника связаны между собой известной степенной зависимостью.

Данная работа посвящена экспериментальному исследованию нагрузочного режима подшипников передних колес грузовых автомобилей в зависимости от типа и состояния дорожных покрытий и скорости движения автомобиля. Испытания проводились на автомобиле МАЗ-500В. Регистрировались следующие параметры: а) вертикальная нагрузка, действующая на цапфу в плоскости вращения колеса; б) обороты переднего колеса.

Подготовка автомобиля к испытаниям заключалась в тщательном обследовании и проведении контрольно-регулирующих работ с целью обеспечения соответствия всех систем, узлов и агрегатов техническим условиям завода-изготовителя. Особое внима-

ние обращалось на правильность установки передних колес, давление воздуха в шинах и затяжки подшипников ступиц колес.

Для определения нагруженности подшипников колес в различных дорожных условиях использован тензометрический метод, основанный на принципе замера упругих деформаций цапфы и балки передней оси посредством проволочных преобразователей сопротивлением $R=201,3$ ом и базой $l=20$ мм. Тензодатчики наклеивались на цапфу под внутренним подшипником и балку передней оси между колесом и рессорной площадкой в плоскости действия вертикальной нагрузки. Выводы тензодатчиков соединялись экранированным кабелем с входом регистрирующего прибора. Испытания проводились в два этапа согласно программе.

На первом этапе при исследовании влияния скорости движения на динамичность нагрузки регистрация всех параметров производилась при помощи четырехканального тензоусилителя ТА-5 и осциллографа Н-700. Питание усилителя осуществлялось от аккумуляторных батарей напряжением 24 в через преобразователь постоянного тока ППР-120 с выводным напряжением 115 в.

Для замера скорости автомобиля во время испытаний был использован индукционный датчик оборотов колеса. Записывались показания тензодатчиков на осциллографную бумагу шириной 120 мм. Скорость записи в зависимости от условий экспериментов варьировалась в пределах 40—160 мм/сек.

Испытания проводились при движении автомобиля МАЗ-500В на дорогах различного типа с полезной нагрузкой в кузове 7 т. Скорость движения задавалась в зависимости от типа и состояния дороги с интервалом 5—15 км.

Действительные значения скорости движения автомобиля определялись по формуле:

$$v_a = 0,377 r_k n \text{ км/ч}, \quad (1)$$

где r_k — рабочий радиус колеса, м; n — число оборотов колеса в минуту, определенное по отметкам на осциллограмме.

На рис. 1 показан образец осциллограммы с записью всех параметров. Обработка осциллограмм заключалась в измерении ординат h_i (отклонений луча вибратора от нулевой линии до контура линии деформации оси или цапфы), пропорциональных величине нагрузки на колесо при движении автомобиля. Диапазон изменения измеряемой величины разбивался на несколько промежутков с интервалом в 2 мм, и подсчитывалась частота появления вариации в каждом промежутке. Отсчет ординат производился через равные промежутки времени (0,1 сек — при скорости записи 40 мм/сек и 0,025 сек — при скорости записи 160 мм/сек). Результаты расчетов сводились в таблицу, представляющую собой вариационный ряд измерений.

При построении кривых распределения нагрузки по оси абс-

цисс откладывались значения действующей на колесо вертикальной нагрузки (P_v , кг), а по оси ординат от середины каждого интервала нагрузки — частота их повторения, т. е. a_i .

Экспериментальные кривые статистического распределения нагрузок, действующих на цапфу переднего колеса, при движении

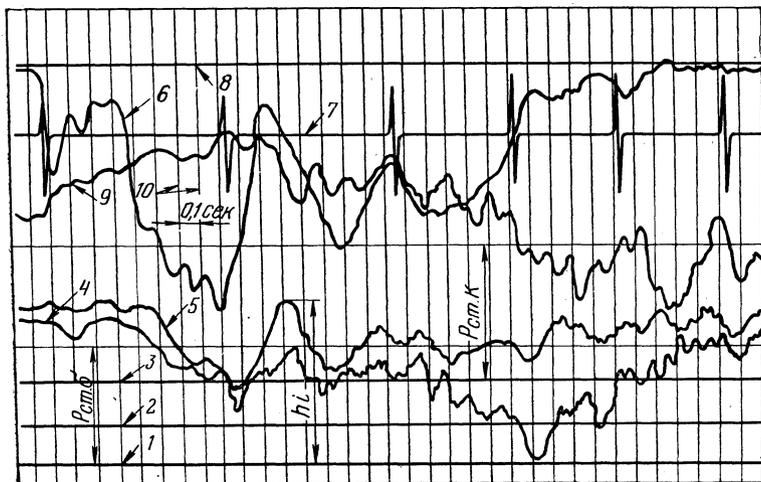


Рис. 1. Образец оциллограммы записи нагрузок, действующих на ходовую часть автомобиля МАЗ-500В при движении по гравийному шоссе с полезной нагрузкой в кузове 7 т:

1, 2, 3 — нулевые отметки при записи вертикальных динамических нагрузок соответственно на балке переднего моста, на цапфе поворотного кулака, на кожухе заднего моста; 4 — нагрузка на балке; 5 — нагрузка на цапфе; 6 — крутящий момент на полуоси; 7 — отметка оборотов переднего колеса; 8 — нулевая отметка крутящего момента; 9 — нагрузка на кожухе полуоси; 10 — отметки времени; $P_{ст.б}$, $P_{ст.к}$ — статическая вертикальная нагрузка соответственно на балке и на кожухе полуоси.

автомобиля по различным типам дорог и с разными скоростями приведены на рис. 2.

Из графиков видно, что общий диапазон нагрузок возрастает с ухудшением дорожных условий, а для одного и того же типа дорог — с увеличением скорости движения.

Анализ экспериментального распределения вертикальных нагрузок показал, что характер реально действующих на узлы ходовой части автомобиля переменных нагрузок можно рассматривать как случайный стационарный процесс, изменяющийся по определенному закону, близкому к нормальному.

Для количественной оценки общего уровня нагруженности и влияния характера распределения переменных нагрузок на расчетную долговечность подшипников по экспериментальным кривым распределения были определены значения динамического коэффициента K_d по выражению

$$K_d = \frac{\sqrt[3,33]{\sum P_i^{3,33} a_i}}{P_{ст}}, \quad (2)$$

где P_i — средняя величина нагрузки для i -го интервала кривой распределения, кГ ; a_i — вероятность действия нагрузки (частость) для i -го интервала кривой распределения; $P_{ст}$ — статическая нагрузка от приходящегося на колесо веса автомобиля, кГ .

Результаты расчетов величины K_d для различных дорожных условий и скоростных режимов испытаний приведены в табл. 1.

Таблица 1

Экспериментальные значения коэффициента динамической нагрузки K_d для различных типов дорог

Статическая нагрузка на цапфу колеса $P_{ст}, \text{кГ}$	Бульжное шоссе удовлетворительного качества	Гравийное шоссе среднего качества	Грунтовая дорога удовлетворительного качества	Грунтовая разбитая дорога	Лесная и абиястая дорога	Бульжная разбитая дорога
2156	18,4/1,09	15,5/1,035	22,8/1,165	14,4/1,26	14,5/1,11	40,0/1,31
	38,6/1,14	25,4/1,065	28,6/1,184	17,9/1,28	19,6/1,13	—
	52,0/1,165	32,5/1,08	—	—	21,5/1,14	—
	65,5/1,185	46,5/1,10	—	—	24,5/1,15	—
	82,0/1,22	58,6/1,115	—	—	—	—
	87,5/1,23	68,8/1,135	—	—	—	—

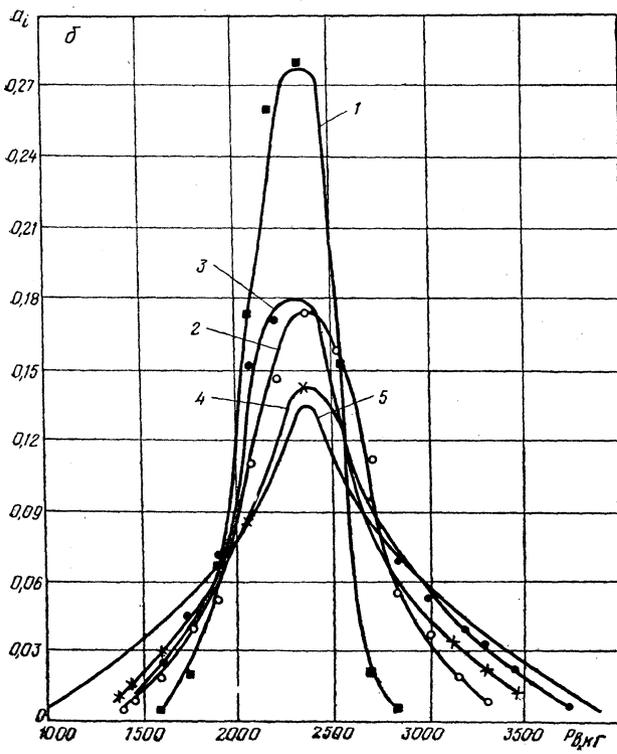
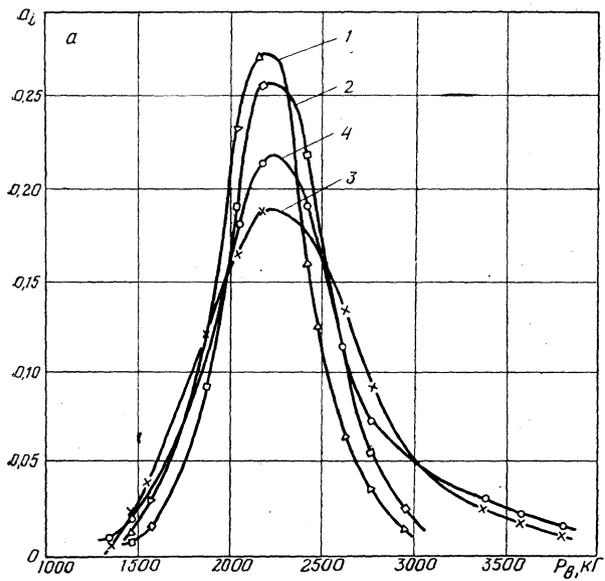
Примечание. В числителе дана скорость автомобиля v_a , км/ч , в знаменателе — K_d .

Изменение коэффициента динамической нагрузки K_d в зависимости от скорости движения автомобиля для различных типов дорог показано на рис. 3.

Анализ полученных результатов показывает, что с ухудшением дорожных условий динамичность нагрузки возрастает на 15—20% при одинаковой скорости движения.

Скорость движения автомобиля более резко влияет на величину K_d для дорог низшего класса, чем для дорог с улучшенным покрытием. Интенсивность изменения K_d в зависимости от скорости автомобиля и типа дороги характеризуется данными, приведенными в табл. 2.

Второй этап экспериментальных исследований предусматривал регистрацию длительно действующих нагрузок на колесо автомобиля с использованием режимомера РМ-ЗБ, представляющего собой электронный цифровой регистрирующий прибор, который позволяет получать интегральное или дифференциальное распределение мгновенных значений измеряемых динамических процессов с диапазоном частот от 0 до 50 Гц .



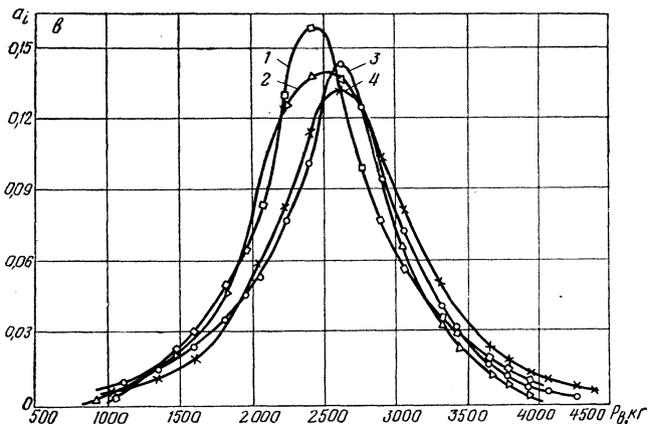


Рис. 2. Экспериментальные кривые распределения вертикальных нагрузок, действующих на ходовую часть автомобиля МАЗ-500В:

a — при движении по гравийному шоссе: 1 — $v_a = 15,5$ км/ч; 2 — $v_a = 25,4$ км/ч; 3 — $v_a = 32,5$ км/ч; 4 — $v_a = 58,6$ км/ч; б — при движении по булыжному шоссе удовлетворительного качества: 1 — $v_a = 18,4$ км/ч; 2 — $v_a = 38,6$ км/ч; 3 — $v_a = 52,0$ км/ч; 4 — $v_a = 65,5$ км/ч; 5 — $v_a = 82$ км/ч; в — при движении по грунтовой дороге удовлетворительного качества (кривые 1, 2) и разбитой грунтовой дороге (кривые 3, 4).

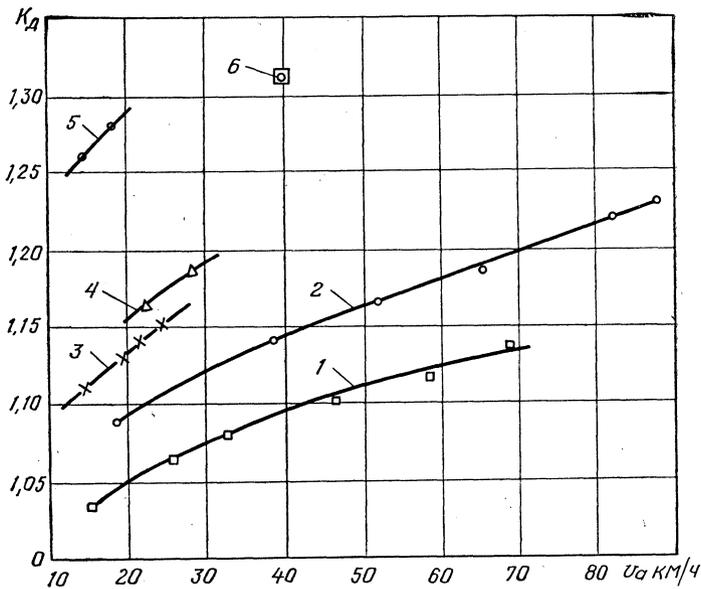


Рис. 3. Изменение коэффициента динамической нагрузки в зависимости от скорости движения автомобиля v_a и типа дороги: 1 — гравийное шоссе среднего качества; 2 — булыжное шоссе удовлетворительного качества; 3 — лесная ухабистая дорога; 4 — грунтовая дорога удовлетворительного качества; 5 — грунтовая разбитая дорога; 6 — булыжная разбитая дорога.

Таблица 2
 Результаты расчета интенсивности изменения K_d
 в зависимости от типа дороги

Параметры	Гравийное шоссе среднего качества	Булыжное шоссе удовлетворительного качества	Грунтовая дорога удовлетворительного качества	Грунтовая разбитая дорога	Лесная ухабистая дорога
Диапазон скоростей при испытаниях автомобиля, км/ч	15,5—68,8	18,4—87,5	22,8—28,6	14,4—17,9	14,5—24,5
Общий уровень изменения K_d , %	9,8	13	1,5	1,5	4,5
Интенсивность изменения величины K_d (%) при изменении скорости на 10 км/ч	1,84	1,88	2,6	4,3	4,5

В наших исследованиях режимомер использовался для получения относительного статического распределения уровней нагрузок на цапфе колеса автомобиля.

Прибор имеет 10 каналов (счетчиков), для каждого из которых устанавливался порог срабатывания, соответствующий уровню входного сигнала. Настройка прибора производилась при величине статической нагрузки на колесо ($P_{ст} = 2200 \text{ кг}$): Значения величины нагрузки ниже $P_{ст}$ регистрировались счетчиками 1—5, а нагрузка выше $P_{ст}$ — счетчиками 6—10.

Непосредственно перед испытаниями датчики на автомобиле тарировались, затем строились тарифовочные графики, позволяющие установить интервал нагрузки для каждого канала. Установив пороги срабатывания каналов равномерно в исследуемом диапазоне нагрузок, по показаниям счетчиков можно определить частоту (вероятность) нагружения цапфы колеса нагрузкой данного уровня, а следовательно, и закон распределения нагрузки.

Испытания проводились в типичных условиях эксплуатации при движении по различным дорогам. При этом выдерживался нормальный эксплуатационный режим движения, определяемый дорожными условиями, сохранностью автомобиля и безопасностью движения.

В результате математической обработки данных испытаний были построены экспериментальные кривые распределения вертикальных нагрузок для различных дорожных условий и определены значения коэффициента K_d по выражению (2).

Результаты расчетов приведены в табл. 3.

Таблица 3

Данные испытания нагруженности подшипников колес
с помощью режимомера РМ-3Б

Тип дороги	Общий пробег, км	Средняя скорость движения автомобиля v_a , км/ч	K_d
Асфальт	536,9	40,8	1,09
Гравийное шоссе	327,8	34,0	1,16
Бульжное шоссе	156,5	33,1	1,31
Грунтовая дорога	15,2	19,8	1,34

Как видно из таблицы, результаты испытания близки к результатам, полученным осциллографированием.

Величина расчетного динамического коэффициента $K_{д. \text{ расч}}$ для ступиц колес в зависимости от условий эксплуатации может быть определена по выражению:

$$K_{д. \text{ расч}} = \sqrt[3.33]{\sum \frac{\alpha_i}{100} K_{д_i}^{3.33}}, \quad (3)$$

где α_i — продолжительность работы автомобиля в данных условиях эксплуатации в процентах от общего времени движения; $K_{д_i}$ — динамические коэффициенты, соответствующие данным типам дорог.

Выводы

1. Разработанная методика определения нагруженности подшипников ступиц колес автомобилей и результаты исследований позволяют более обоснованно подойти к разработке методики расчета подшипников колес как с учетом действительного характера действующих на колесо переменных нагрузок, так и с учетом типа и состояния дорожных покрытий.

2. Средняя величина действующей на подшипники колес нагрузки при любых условиях эксплуатации превышает статическую нагрузку.

3. Анализ численных значений K_d показывает, что при одной и той же скорости движения автомобиля с ухудшением дорожных условий динамичность нагрузки возрастает на 15—20%, а влияние скорости движения автомобиля на величину K_d более характерно для дорог низшего класса.

4. Полученные в результате испытаний значения динамического коэффициента нагрузки K_d в различных условиях эксплуатации могут быть использованы для количественной оценки влияния на долговечность подшипников переменных нагрузок при конструировании и расчетах подшипниковых узлов ходовой части автомобиля.

М. С. Лебедев

ОСНОВЫ РАСЧЕТА МОМЕНТА ХОЛОСТЫХ ПОТЕРЬ В МНОГОДИСКОВЫХ ФРИКЦИОННЫХ МУФТАХ

Многодисковые фрикционные муфты широко применяются в трансмиссиях тяговых и транспортных машин. Они используются в качестве муфт и тормозов в планетарных (ЗИЛ), полупланетарных (газотурбинный автомобиль КраЗ-2Э214) и вальных (БелАЗ, МоАЗ, ЛАЗ-НАМИ-035) коробках передач, а также в качестве элементов механизма поворота гусеничных машин. Кроме того, все большее применение находят многодисковые синхронизаторы.

При холостом вращении многодисковых фрикционных муфт возникают потери мощности вследствие трения (жидкостного или граничного) между дисками. Это приводит к снижению коэффициента полезного действия всего узла и повышению его тепловой напряженности.

Время работы многодисковых фрикционных муфт в холостом состоянии составляет 50—95% от общего времени работы. Так, например, на автомобиле БелАЗ-540 фрикционная муфта первой передачи работает 70—75%, а заднего хода 95—98% общего времени в холостом состоянии [1].

Для уменьшения момента холостых потерь в многодисковых фрикционных муфтах используют различные конструктивные мероприятия, например, применяют гофрированные диски [2, 3], для обеспечения постоянного зазора устанавливают на ведущих дисках небольшие постоянные магниты [4], гребенчатые вкладыши-демпферы [5] и т. д.

При создании новых узлов и доводке существующих необходимо определять момент холостых потерь в многодисковых фрикционных муфтах и стремиться свести его к минимуму.

В работе [2] приводится формула для определения момента холостых потерь, но в связи с тем, что при ее выводе предполагалось полное заполнение зазоров маслом, результаты расчетов дают отличие от экспериментальных данных в два раза и более.

Рассмотрим турбулентное течение жидкости между двумя вращающимися с разными угловыми скоростями дисками.

В качестве модели жидкости принимаем двухфазную масло-

воздушную смесь, физические свойства которой оцениваются приведенными значениями плотности и вязкости [6]

$$\rho_{\text{пр}} = a \rho_{\text{в}} + (1 - a) \rho_{\text{м}}; \quad (1)$$

$$\mu_{\text{пр}} = a \mu_{\text{в}} + (1 - a) \mu_{\text{м}}, \quad (2)$$

где $\rho_{\text{пр}}$, $\mu_{\text{пр}}$ — приведенная плотность и вязкость смеси; $\rho_{\text{в}}$, $\rho_{\text{м}}$ — плотности воздуха и масла; $\mu_{\text{в}}$, $\mu_{\text{м}}$ — динамические коэффициенты вязкости воздуха и масла; a — объемная доля воздуха в объеме смеси.

Применим для расчета метод Кармана, изложенный в работе [7]. Для этого используем интегральные соотношения пограничного слоя, которые можно получить из уравнений Навье—Стокса:

$$\rho_{\text{пр}} r \int_0^{\delta} v_r \frac{\partial v_r}{\partial r} dz - \rho_{\text{пр}} \int_0^{\delta} v_{\varphi}^2 dz = - \int_0^{\delta} r \frac{\partial p}{\partial r} dz - r \tau_r; \quad (3)$$

$$\rho_{\text{пр}} r \int_0^{\delta} v_r \frac{\partial v_{\varphi}}{\partial r} dz + \rho_{\text{пр}} \int_0^{\delta} v_r v_{\varphi} dz = - r \tau_{\varphi}, \quad (4)$$

где r — радиус диска; δ — толщина пограничного слоя; v_r — радиальная скорость смеси; v_{φ} — тангенциальная скорость смеси; z — координата; p — давление; τ_r и τ_{φ} — соответственно радиальная и тангенциальная составляющие касательного напряжения.

Расчет проводим последовательно для одной стороны одного диска, а затем для другого.

Принимаем для распределения скоростей в пограничном слое степенной закон. Для диска, вращающегося со скоростью ω_1 , распределение скоростей имеет вид:

$$v_{r_1} = \alpha_1 r (\omega_1 - \beta) \left(\frac{z}{\delta} \right)^{\frac{1}{7}}; \quad (5)$$

$$v_{\varphi_1} = r (\omega_1 - \beta) \left[1 - \left(\frac{z}{\delta} \right)^{\frac{1}{7}} \right] + r \beta, \quad (6)$$

где $\alpha_1 = -\frac{\tau_r}{\tau_{\varphi}}$; β — угловая скорость среды в середине зазора.

Такое распределение скоростей удовлетворяет граничным условиям:

$$\text{при } z = 0 \quad v_{r_1} = 0; \quad v_{\varphi_1} = r \omega_1;$$

$$\text{при } z = \delta \quad v_{r_1} = \alpha_1 r (\omega_1 - \beta); \quad v_{\varphi_1} = r \beta.$$

Используя эмпирический закон «1/7» для трубы, можно найти выражения для составляющих напряжения трения:

$$\tau_{r_1} = 0,0225 \rho_{\text{пр}} \alpha_1 [r(\omega_1 - \beta)]^{\frac{7}{4}} \left(\frac{v_{\text{пр}}}{\delta} \right)^{\frac{1}{4}} (1 + \alpha_1^2)^{\frac{3}{8}}; \quad (7)$$

$$\tau_{\varphi_1} = -0,0225 \rho_{\text{пр}} [r(\omega_1 - \beta)]^{\frac{7}{4}} \left(\frac{v_{\text{пр}}}{\delta} \right)^{\frac{1}{4}} (1 + \alpha_1^2)^{\frac{3}{8}}. \quad (8)$$

Подставив выражения распределения скоростей и напряжений трения в интегральные соотношения пограничного слоя (3), (4) и решив их относительно α_1 , получим

$$\alpha_1 = \sqrt{\frac{\omega_1 + 8\beta}{35\omega_1 + 28\beta}}. \quad (9)$$

Аналогичный расчет производим для второго диска, вращающегося с угловой скоростью ω_2 , меньшей, чем ω_1 .

Момент холостых потерь при жидкостном трении определяется выражением

$$M = 2\pi \int_{R_1}^{R_2} \tau_{\varphi} r^2 dr. \quad (10)$$

Подставляя в выражение (10) значения τ_{φ} , получим формулы для определения момента холостых потерь на каждом диске:

$$M_1 = 0,0353 \rho_{\text{пр}} (\omega_1 - \beta)^{\frac{7}{4}} \left(\frac{v_{\text{пр}}}{s} \right)^{\frac{1}{4}} (1 + \alpha_1^2)^{\frac{3}{8}} (R_2^{4,75} - R_1^{4,75}); \quad (11)$$

$$M_2 = 0,0353 \rho_{\text{пр}} (\beta - \omega_2)^{\frac{7}{4}} \left(\frac{v_{\text{пр}}}{s} \right)^{\frac{1}{4}} (1 + \alpha_2^2)^{\frac{3}{8}} (R_2^{4,75} - R_1^{4,75}), \quad (12)$$

где s — зазор между дисками; R_2 и R_1 — соответственно наружный и внутренний радиусы дисков.

Приравнивая моменты на обоих дисках, получим уравнение для определения β — угловой скорости смеси в середине зазора

$$\left(\frac{\omega_1 - \beta}{\beta - \omega_2} \right)^{\frac{7}{4}} = \left[\frac{(4\beta + 14\omega_2)(35\omega_1 + 28\beta)}{(3\beta + 6\omega_2)(36\omega_1 + 36\beta)} \right]^{\frac{3}{8}}, \quad (13)$$

Приближенным решением данного уравнения является выражение:

$$\beta = 0,47\omega_1 + 0,53\omega_2. \quad (14)$$

Окончательно момент холостых потерь многодисковой фрикционной муфты равен

$$M = 0,0116 \rho_{\text{пр}} (\omega_1 - \omega_2)^{\frac{7}{4}} \left(\frac{v_{\text{пр}}}{s} \right)^{\frac{1}{4}} (1 + \alpha_1^2)^{\frac{3}{8}} (R_2^{4,75} - R_1^{4,75}) n, \quad (15)$$

где n — число поверхностей трения.

Как видно из формулы (15), наибольшее влияние на момент холостых потерь оказывают радиусы дисков и относительные скорости вращения.

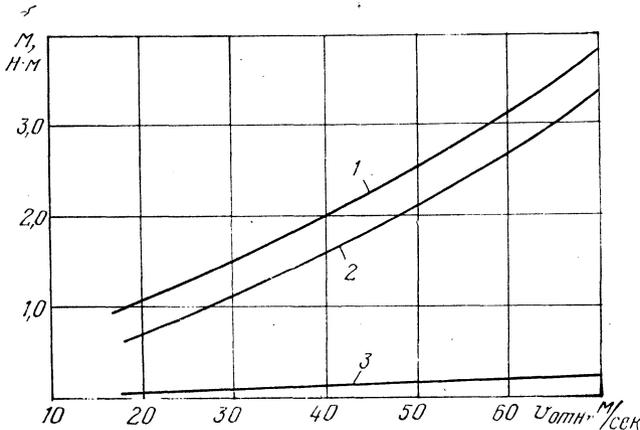


Рис. 1. Зависимость момента холостых потерь от относительной скорости:

1 — $Q = 4$ л/мин; 2 — $Q = 2$ л/мин; 3 — $Q = 0$.

Результаты расчета представлены на графике (рис. 1), где показаны зависимости момента холостых потерь от относительной скорости и количества подаваемого масла.

Данная формула может быть использована для оценки потерь в многодисковых фрикционных муфтах как на стадии проектирования, так и при анализе существующих конструкций. Основываясь на этих расчетах, можно определить наиболее оптимальные конструктивные параметры муфт, такие, как зазор, радиусы и число дисков, и т. д. Ниже представлен порядок расчета.

1. Исходные данные:

$\rho_{\text{в}}$, $\rho_{\text{м}}$ — плотность воздуха и масла, кг/м^3 ;

$\mu_{\text{в}}$, $\mu_{\text{м}}$ — динамические коэффициенты вязкости воздуха и масла, $\text{н}\cdot\text{сек/м}^2$;

Q — количество подаваемого масла, л/сек;

ω_1, ω_2 — угловые скорости дисков, сек⁻¹;

s — зазор между дисками, м;

R_2, R_1 — радиусы дисков, м;

n — число поверхностей трения.

2. Определить физические свойства среды по формулам (1) и (2), т. е. $\rho_{\text{пр}}, \mu_{\text{пр}}$.

3. Определить режимы работы фрикционной муфты:

$$v_{\text{отн}} = (\omega_1 - \omega_2) R_{\text{ср}} \text{ [м/сек]}.$$

4. Определить α_1 — соотношение между радиальной и тангенциальной составляющими касательного напряжения трения по формуле (9).

5. Произвести расчет момента холостых потерь M [н·м] многодисковой фрикционной муфты для всех режимов.

Л и т е р а т у р а

[1] Митяев А. Ф. Исследование работы многодисковых фрикционных муфт в выключенном состоянии. — Труды семинара «Гидромеханические передачи автомобилей» 12—15 декабря 1967 г., кн. 2. М., 1970. [2] Бялоцкий В. Ф. Исследование работы фрикционных муфт в гидромеханической передаче автобуса. Канд. дисс. М., 1968. [3] Экспресс-информация. Детали машин, № 38. 1972. [4] Improvements in or relating to clutches. Англ. пат., кл. F2С (F16d 27/00), № 1261717. [5] Snoy Joseph B., White Basil. Friction plate clutch having means to dampen plate flutter. Пат. США, кл. 192—70—17 (F 16d 13/68, F 16d 13/52), № 3631953. [6] Терехов А. С. Тепловой расчет автомобильных коробок передач. Автореф. докт. дис. М., 1973. [7] Дорфман Л. А. Гидродинамическое сопротивление и теплоотдача вращающихся тел. М., 1960.

Н. Л. Островерхов, И. К. Русецкий

ВЛИЯНИЕ ПАРАМЕТРОВ ДЕМПФЕРА НА КРУТИЛЬНЫЕ КОЛЕБАНИЯ В ТРАНСМИССИИ АВТОМОБИЛЯ

Трансмиссия автомобиля состоит из большого количества маховых масс, соединенных между собой упругими элементами различной жесткости, и представляет собой сложную крутильно-колебательную систему со значительным числом частот собственных колебаний. Периодическая величина крутящего момента двигателя внутреннего сгорания, действующего на трансмиссию, приводит к появлению в последней крутильных колебаний, а при совпадении или кратности частот пульсаций крутящего момента двигателя и одной из частот собственных колебаний трансмиссии — к возникновению резонансов. Эти явления вызывают снижение долговечности деталей силовой передачи, а иногда и их поломки, шум и вибрации, ухудшающие комфортабельность езды.

Таким образом, качественное подавление крутильных колебаний, возникающих в трансмиссии, в немалой степени способствует выполнению требований долговечности и комфортабельности, которые предъявляются к современному автомобилю. В связи с этим вопросу исследования крутильных колебаний в трансмиссиях автомобилей в последнее время уделяется значительное внимание.

Необходимость исследования крутильных колебаний в трансмиссии автомобиля МАЗ диктовалась тем, что 6-цилиндровые V-образные двигатели ЯМЗ-236, которые устанавливаются на серийные автомобили Минского автозавода, обладают большой степенью неравномерности крутящего момента [1]. Кроме того, с переходом на выпуск автомобилей семейства МАЗ-500А в трансмиссии автомобилей устанавливается двухдисковое сцепление, значения параметров демпферного устройства которого, в сравнении с однодисковым, удвоились и не соответствуют оптимальным.

Демпфер, как правило, устанавливается в ведомом диске сцепления и состоит из упругой муфты (чаще всего цилиндрических пружин, расположенных тангенциально в окнах ведущего и ведомого элементов демпфера) и поглотителя энергии крутильных колебаний (элемента механического трения, который также устанавливается между ведущими и ведомыми деталями демпфера).

Такие демпферы относятся к типу пружинно-фрикционных и получили в автомобилестроении наибольшее распространение;

демпфером этого типа снабжаются и силовые агрегаты ЯМЗ-236. Момент трения M_T , жесткость упругого элемента c_d , момент M_3 и угол φ_3 замыкания демпфера являются наиболее важными параметрами демпферов.

В настоящей работе приводятся результаты исследования влияния первых трех из названных параметров на характер крутильных колебаний в трансмиссии экспериментального автомобиля МАЗ-511А (самосвал с боковой разгрузкой). Угол замыкания демпфера во всех случаях оставался неизменным и равным $\varphi_3 = 3^\circ 30'$.

Колебания крутящего момента одновременно замерялись на первичном валу коробки передач, карданном валу и кожухе полуоси заднего моста, для чего были использованы фольговые тензорезисторы 2ФКРВ, ртутные токосъемники, тензоусилитель ТА-5 и осциллограф Н-700. Обороты двигателя и карданного вала фиксировались с помощью индукционных датчиков оборотов.

Колебательный процесс, происходящий в трансмиссии автомобиля в режиме разгона, записывался в виде осциллограммы, образцы которой показаны на рис. 1.

Заезды проводились по ровному участку асфальтированного шоссе; методика испытаний также была неизменной; автомобиль на определенной передаче разгонялся от минимально устойчивой скорости до максимальной. Указанная методика более подробно описана в работах [2, 3].

После обработки результатов испытаний были построены амплитудно-частотные характеристики крутильных колебаний в трансмиссии автомобиля. Наибольшие амплитуды колебаний крутящего момента возникают при движении автомобиля на четвертой (прямой) передаче; в этом случае податливость трансмиссии и, следовательно, естественное демпфирование имеют минимальные значения. Уровень крутильных колебаний достигал наибольших значений на первичном валу коробки передач. На карданном

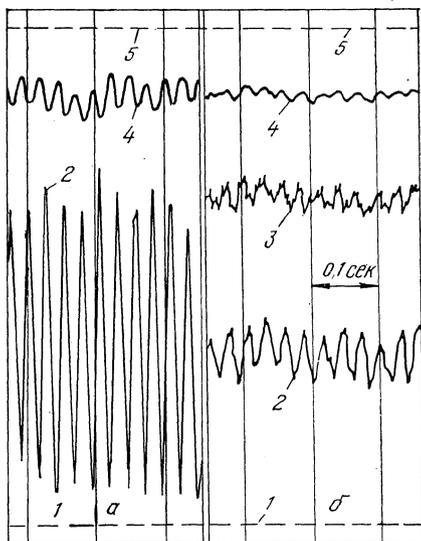


Рис. 1. Осциллограммы с записью колебаний крутящего момента в трансмиссии при разгоне на четвертой передаче без демпфера (а) и с демпфером (б):

1 и 5 — отметка чисел оборотов двигателя и карданного вала; 2, 3, 4 — соответственно кривые колебаний крутящего момента на первичном валу КПП, на карданном валу и кожухе полуоси заднего моста.

валу в зависимости от характеристик демпфера — на 20—30% ниже, еще больше снижаясь на кожухе полуоси.

Таким образом, наибольшую опасность будут представлять крутильные колебания на первичном валу КПП. На рис. 2 кривой 1

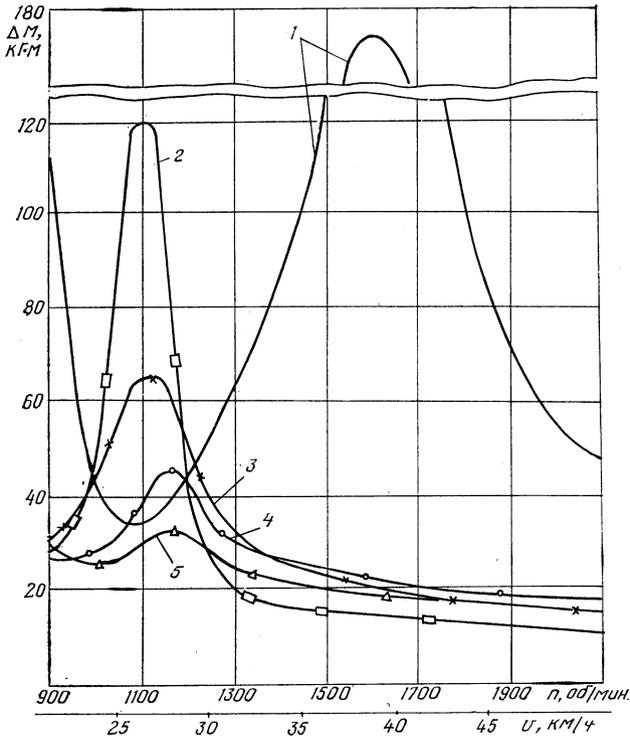


Рис. 2. Изменение размахов крутильных колебаний на первичном валу коробки передач автомобиля МАЗ-511А:

1 — трансмиссия без демпфера; 2 — трансмиссия с упругой муфтой с жесткостью $s=20$ кг·м/град, $M_{II}=20$ кг·м и $M_3=90$ кг·м в ведомом диске сцепления; 3, 4, 5 — трансмиссия с демпфером в ведомом диске: параметры момента трения поглотителя M_T соответственно 1,6; 1,3 и 9 кг·м, упругая муфта с параметрами $M_{II}=20$ кг·м и $M_3=90$ кг·м (сцепление однодисковое).

обозначено изменение размахов (двойных амплитуд) крутильных колебаний ΔM на первичном валу КПП при отсутствии в трансмиссии демпферного устройства. В этом случае имеют место два резонанса при 800 и 1600 об/мин. Величина наибольших размахов колебаний в рабочей зоне оборотов, равная 175 кг·м, учитывая, что максимальный эффективный крутящий момент двигателя равен 68 кг·м, недопустимо высока. Эта кривая — своеобразный эталон для оценки эффективности применения демпфера.

Частота колебаний при наибольших размахах для обоих резонансов равна 40 *гц*. Источником возмущения второго резонанса крутильных колебаний явилась полуторная (основная для шестицилиндрового V-образного двигателя ЯМЗ-236) гармоника крутящего момента; возмущение первого резонанса вызывалось гармоникой третьего порядка.

Установка в сцепление ведомого диска с упругой муфтой (демпферное устройство с отключенным поглотителем), имеющей жесткость $c=20 \text{ кг}\cdot\text{м}/\text{град}$, $M_n=20 \text{ кг}\cdot\text{м}$ и $M_3=90 \text{ кг}\cdot\text{м}$, смещает резонансную зону с 1600 *об/мин* в более низкую зону (1100 *об/мин*). В этом случае резонанс более чем в три раза сузился по диапазону оборотов, а наибольшие размахи колебаний крутящего момента на первичном валу уменьшились до $\Delta M=120 \text{ кг}\cdot\text{м}$ (кривая 2, рис. 2).

Уменьшение максимальных размахов колебаний крутящего момента произошло за счет некоторого увеличения естественного демпфирования трансмиссии, связанного с установкой упругой муфты, и благодаря тому, что в узкой зоне резонанса двигатель не успевает внести в систему необходимый запас энергии для развития больших резонансных амплитуд, хотя источником возмущения является основная гармоника двигателя.

Включение в работу совместно с упругой муфтой поглотителя даже с небольшим моментом трения заметно уменьшает величину крутильных колебаний в трансмиссии (кривая 3, рис. 2).

Минимальные значения резонансных размахов крутильных колебаний были зафиксированы при установке демпфера с трением поглотителя $M_t=9-10 \text{ кг}\cdot\text{м}$ (кривая 5). Такая величина трения поглотителя является оптимальной для трансмиссии автомобиля МАЗ-511А как с однодисковым, так и с двухдисковым сцеплением. Дальнейшее увеличение момента трения поглотителя приводит к увеличению амплитуд резонансных колебаний (кривая 4).

Анализ полученных результатов показывает, что трение поглотителя влияет на интенсивность крутильных колебаний на резонансных режимах не однозначно, а носит ярко выраженный экстремальный характер (кривая 1, рис. 3).

Это объясняется тем, что малая величина трения поглотителя не в состоянии рассеять в достаточной степени энергию крутильных колебаний, а чрезмерное увеличение момента трения делает демпферный узел жестким, что также отрицательно влияет на демпфирование колебаний.

При исследовании работы демпферных устройств автомобиля с двухосным сцеплением (сцепление автомобилей семейства МАЗ-500А) изменялись как момент трения поглотителя, так и характеристики упругой муфты. Анализ ряда амплитудно-частотных характеристик трансмиссии с различными значениями моментов замыкания демпферов показал, что этот параметр демпфера так-

же должен иметь оптимальное значение для данной трансмиссии (кривая 2, рис. 3). Низкие (менее $90 \text{ кг}\cdot\text{м}$) значения момента замыкания приводят к тому, что демпфер часто блокируется, а это приводит к увеличению размахов колебаний. Большие значения момента замыкания (порядка $160\text{--}180 \text{ кг}\cdot\text{м}$), снижая податливость, делают демпферный узел более жестким.

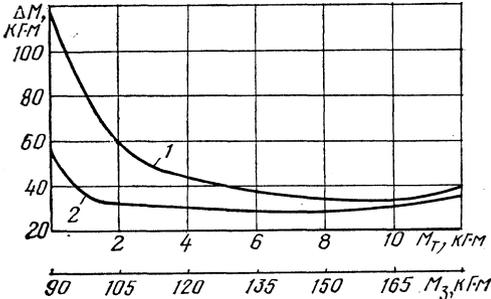


Рис. 3. Зависимость размахов резонансов крутильных колебаний от момента трения поглотителя 1 ($\varphi_3 = 3^\circ 30'$; $M_3 = 90 \text{ кг}\cdot\text{м}$) и момента замыкания демпфера 2 ($\varphi_3 = 3^\circ 30'$; $M_T = 19 \text{ кг}\cdot\text{м}$).

На рис. 4 показано изменение размахов крутильных колебаний на первичном валу коробки передач автомобиля МАЗ-511А с двухдисковым сцеплением для случая серийного (кривая 1) и оптимального (кривая 2) демпферов, которые имели параметры момента трения 19 и $9,6 \text{ кг}\cdot\text{м}$ и момента замыкания демпфера 180 и $135 \text{ кг}\cdot\text{м}$ соответственно.

Во всех случаях применения демпферных устройств резонансные частоты находились в пределах $27\text{--}30 \text{ гц}$, источником возмущения резонансов была полуторная гармоника двигателя.

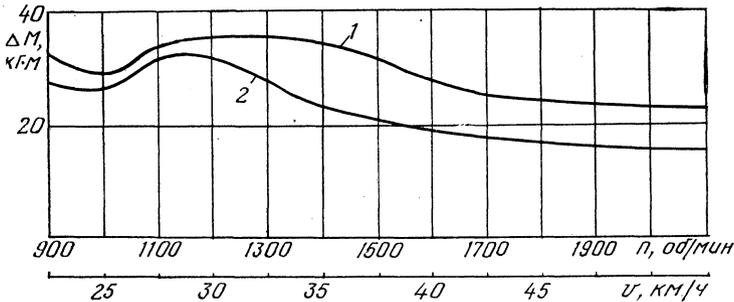


Рис. 4. Амплитудно-частотные характеристики трансмиссии МАЗ-511А с параметрами серийного 1 и оптимального 2 демпферов.

Таким образом, проведенные исследования расширили представление о характере крутильных колебаний в трансмиссии автомобиля большой грузоподъемности и позволили установить влияние некоторых характеристик демпферного устройства на развитие крутильных колебаний.

Демпферы пружинно-фрикционного типа — эффективное средство гашения крутильных колебаний в трансмиссии автомо-

бия, если параметры их выбраны правильно. Как показали исследования, для автомобилей семейства МАЗ-500А оптимальными параметрами демпферов с углом замыкания $\varphi_3 = 3^\circ 30'$ следует считать $M_n = 20-25$ кг·м; $M_3 = 130-140$ кг·м; $M_T = 10$ кг·м. Использование демпферов с оптимальными характеристиками позволит снизить уровень крутильных колебаний в трансмиссии серийных автомобилей Минского автозавода в сравнении с существующим на 10—30%, что благоприятно скажется на их долговечности.

Л и т е р а т у р а

[1] Стефанович Ю. Г. О выборе демпферов сцепления для грузовых автомобилей. — «Автомобильная промышленность», 1961, № 7. [2] Лукин П. П. Влияние демпферов сцепления на нагрузочные режимы в трансмиссии автомобиля «Москвич». — «Автомобильная промышленность», 1961, № 9. [3] Стефанович Ю. Г. К определению динамических нагрузок в трансмиссии автомобиля. — В сб.: О динамических нагрузках в трансмиссии автомобилей. Труды НАМИ. М., 1962, вып. 43.

РЕФЕРАТЫ

УДК 629.114.2

Потери мощности на буксование колесной машины 4×4 с дифференциальным межосевым приводом. Лефаров А. Х., Кабанов В. И., Васильев В. Т. «Автомобиле- и тракторостроение. Динамика и долговечность тягово-транспортных машин». 1974, вып. 5, с. 3—8.

Предлагается методика расчетного определения к. п. д., учитывающего потери мощности на буксование для колесной машины 4×4 с межосевым дифференциальным приводом. На основе этой методики проведен анализ влияния передаточного числа межосевого дифференциала на потери мощности от буксования ведущих колес. Илл. 2. Библ. 5.

УДК 629.114.2.001.2

Потери мощности на буксование колесного трактора 4×2 . Кабанов В. И., Лефаров А. Х. «Автомобиле- и тракторостроение. Динамика и долговечность тягово-транспортных машин». 1974, вып. 5, с. 9—12.

Предлагается методика расчетного определения к. п. д., учитывающего потери мощности на буксование трактора 4×3 при различных сцепных условиях ведущих колес в зависимости от тяговой нагрузки при блокированном и дифференциальном приводах. Приводится пример к. п. д. применительно к трактору, близкому по параметрам Т-40. Илл. 1. Библ. 3.

УДК 629.114.2:629.1.075

Влияние распределения тяговых усилий по ведущим осям трактора 4×4 на его управляемость. Лефаров А. Х., Атаманов Ю. Е. «Автомобиле- и тракторостроение. Динамика и долговечность тягово-транспортных машин». 1974, вып. 5, с. 13—18.

Исследуется управляемость колесного трактора 4×4 с блокированным межосевым приводом. Рассматривается закон распределения тяговых усилий по ведущим осям как основного фактора, определяющего изменение радиуса поворота относительно теоретического. На примере трактора МТЗ-52 произведен расчет и построены соответственные графики. Илл. 2. Табл. 1. Библ. 2.

УДК 629.114.2:62-592

К вопросу определения статических и динамических характеристик приводов тормозных систем тракторного поезда. Гуськов В. В., Черноморец Н. А., Грибко Г. П., Разоренов Н. А., Симоненко К. И. «Автомобиле- и тракторостроение. Динамика и долговечность тягово-транспортных машин». 1974, вып. 5, с. 19—23.

Рассматриваются два вида характеристик привода к тормозам транспортного агрегата — статическая и динамическая, анализируются методы их определения. Приводится описание разработанного стенда для снятия статических и динамических характеристик тормозной системы тракторного поезда. Илл. 2. Библ. 3.

УДК 629.114.2:62-592

Некоторые вопросы торможения тракторного поезда на базе трактора кл. 1,4 т. Гуськов В. В., Грибко Г. П., Черноморец Н. А. «Автомобиле- и тракторостроение. Динамика и долговечность тягово-транспортных машин». 1974, вып. 5, с. 24—30.

Содержится теоретическое исследование динамики торможения трехзвенного тракторного поезда. Рассматривается взаимодействие звеньев поезда при торможении. Выведены формулы для определения максимально возможных парциальных замедлений звеньев поезда. Приведены результаты расчетов на АВМ. Илл. 4. Табл. 1. Библ. 2.

УДК 629.114.2

К вопросу создания семейства тракторов кл. 1,4 т, включающего колесные и гусеничные модификации. Гуськов В. В., Комиссарчук А. М. «Автомобиле- и тракторостроение. Динамика и долговечность тягово-транспортных машин». 1974, вып. 5, с. 31—37.

Рассматриваются вопросы несоответствия тракторов по весовым показателям при создании гусеничных модификаций на базе колесного трактора кл. 1,4 т. Илл. 4. Табл. 1. Библ. 6.

УДК 621.81.003.12:389.6.338.581

Унификация на предприятиях автотракторной промышленности Белоруссии. Сарапин А. Н., Афилов Э. А., Королев В. А. «Автомобиле- и тракторостроение. Динамика и долговечность тягово-транспортных машин» 1974, вып. 5, с. 38—42.

Дается анализ работ, проведенных на предприятиях автотракторной промышленности Белоруссии по унификации изделий основного производства.

Рассмотрены вопросы внутризаводской унификации изделий автомобилей и тракторов путем разработки на основании базовых моделей новых модификаций с высокой степенью унификации. Дано описание состояния межзаводской унификации, проводимой путем разработки ряда ограничительных нормалей на применяемые детали и узлы.

Также освещен вопрос унификации быстроизнашиваемых деталей, обеспечивающих снижение затрат в сфере эксплуатации. Табл. 1.

УДК 629.114.2.001.2

Распределение крутящих моментов по колесам заблокированной оси. Будько В. В., Лефаров А. Х. «Автомобиле- и тракторостроение. Динамика и долговечность тягово-транспортных машин». 1974, вып. 5, с. 43—50.

Исследуется распределение крутящих моментов по колесам заблокированной оси в зависимости от жесткости полуосей, величины радиусов качения в ведомом режиме и коэффициентов тангенциальной жесткости шин оси. Рассматривается закон изменения упругого момента в системе заблокированной оси. Приведены кривые распределения крутящих моментов по колесам заблокированной оси при трогании. Илл. 2. Библ. 2.

УДК 629.114.2:624.131.001.24

Взаимодействие колеса с опорной поверхностью. Андреев А. Ф. «Автомобиле- и тракторостроение. Динамика и долговечность тягово-транспортных машин». 1974, вып. 5, с. 51—60.

На основе упрощенных положений выводятся формулы для определения глубины колеи и деформации шины при качении пневматического колеса по грунту. Предлагается приближенный метод определения коэффициента объемной жесткости шины и степени ее деформируемости по нагрузочной характеристике. Илл. 5. Библ. 5.

УДК 629.113.013

Вероятностные расчеты деталей трансмиссий транспортных и тяговых машин. Цитович И. С. «Автомобиле- и тракторостроение. Динамика и долговечность тягово-транспортных машин». 1974, вып. 5, с. 62—70.

Рассматривается существо вероятностных расчетов валов, шестерен и подшипников качения. Расчеты рекомендуется производить по предельным состояниям и с использованием вероятностных характеристик свойств металлов и коэффициентов пробегга. Илл. 3. Табл. 1. Библ. 4.

УДК 629.113.013:519.2+517.9

Зависимость между угловыми колебаниями агрегатов и крутильными колебаниями трансмиссии автомобиля. Микулик Н. А. «Автомобиле- и тракторостроение. Динамика и долговечность тягово-транспортных машин». 1974, вып. 5, с. 71—80.

Рассматривается связь между угловыми перемещениями силового агрегата, ведущего моста и поддрессоренной массы автомобиля и колебаниями крутящего момента на полуоси автомобиля.

Экспериментальные данные обработаны методами математической статистики, что позволило установить зависимость между колебаниями крутящего момента на полуоси с угловыми колебаниями силового агрегата, угловыми колебаниями ведущего моста и поддрессоренной массы автомобиля при переезде через единичную неровность и при движении по булыжнику.

Приведена расчетная динамическая схема машинного агрегата и система дифференциальных уравнений движения. Илл. 3. Табл. 3. Библ. 2.

УДК 629.113.013

Проектирование гидросистем управления многоступенчатыми передачами с помощью методов синтеза релейных устройств. Красневский Л. Г. «Автомобиле- и тракторостроение. Динамика и долговечность тягово-транспортных машин». 1974, вып. 5, с. 81—91.

Рассматриваются задачи, возникающие при проектировании гидравлических систем управления многоступенчатыми передачами МП, в которых переключение ступеней осуществляется посредством фрикционных элементов, снабженных гидроцилиндрами. Дан анализ некоторых специфических свойств МП как управляемого объекта. Рассматривается влияние ее кинематических параметров на структуру системы управления. Предлагается способ синтеза систем управлений, исключающий аварийные ситуации, которые могут возникнуть в результате наиболее опасных отказов. Способ основан на использовании методов синтеза релейных устройств, однако представлен в виде, позволяющем пользоваться им формально. Илл. 5. Табл. 3. Библ. 6.

УДК 629.11.01.013.3

К вопросу исследования процесса включения фрикционных муфт гидромеханических передач. Тарасик В. П. «Автомобиле- и тракторостроение. Динамика и долговечность тягово-транспортных машин». 1974, вып. 5, с. 92—104.

Рассмотрены различные устройства плавного включения фрикционных муфт, применяемых в гидромеханических передачах отечественных и зарубежных автомобилей. Предложены математические выражения, описывающие закономерности регулирования давления в исполнительных цилиндрах и усилия сжатия фрикционных дисков, обеспечиваемые устройствами плавного включения. Илл. 5. Библ. 5.

УДК 629.114

Электронные модели процессов трогания с места и переключения передач на ходу колесного трактора. Руктешель О. С. «Автомобиле- и тракторостроение. Динамика и долговечность тягово-транспортных машин». 1974, вып. 5, с. 105—113.

Дано математическое описание и приведены электронные модели процессов трогания с места и переключения передач на ходу колесного трактора.

Результаты расчета сравниваются с опытными данными.

Предлагаемые электронные модели могут быть использованы для расчета максимальных динамических нагрузок, возникающих в различных условиях эксплуатации в трансмиссии колесного трактора с переключением передач на ходу. Илл. 3. Библ. 3.

УДК 629.114.2.07 (001.5)

Определение оптимальных значений тяговых усилий и удельной мощности гусеничных тракторов промышленного назначения. Магарилло Б. Л., Позин Б. М. «Автомобиле- и тракторостроение. Динамика и долговечность тягово-транспортных машин». 1974, вып. 5, с. 114—119.

В работе даются уравнения взаимосвязи оптимальных параметров трактора промышленного назначения. Рассматриваются оптимальные тяговые усилия для землеройного агрегата, работающего в циклическом режиме, с точки зрения обеспечения максимальной производительности.

Полученные соотношения целесообразно применять для определения оптимальной силы тяги при работе гусеничного трактора со ступенчатой коробкой передач. Илл. 2. Библ. 5.

УДК 629.113.013

Эффективность применения параллельной работы гидроаппаратов в трансмиссиях транспортных машин. Сабуров Ф. Ф. «Автомобиле- и тракторостроение. Динамика и долговечность тягово-транспортных машин». 1974, вып. 5, с. 120—127.

В трансмиссиях транспортных машин (тепловозах) находят применение гидромеханические передачи с двумя параллельно включенными гидроаппаратами. Эти передачи обеспечивают плавный переход с одной ступени на вторую без разрыва мощностью потока и провала в тяговой характеристике.

В данной статье рассмотрены мощностные и экономические показатели таких передач при параллельной работе комплексных гидротрансформаторов. Илл. 3. Библ. 2.

УДК 629.113.012.3:629.113.012.52

Исследование кинематических параметров различных шин. Макаров С. Г. и др. «Автомобиле- и тракторостроение. Динамика и долговечность тягово-транспортных машин». 1974, вып. 5, с. 128—133.

Рассматривается влияние кинематических параметров шин на работу блокированного привода автомобиля, вызывающих кинематическое рассогласование между мостами и возникновение дополнительных сил сопротивления.

Приводятся экспериментальные данные изменения свободного радиуса от внутреннего давления воздуха, радиуса качения в ведомом режиме от вертикальной нагрузки для различных моделей шин. Определено также влияние внутреннего давления воздуха и вертикальной нагрузки на коэффициент тангенциальной эластичности шин. Илл. 3. Табл. 1. Библ. 2.

УДК 629.144.6.001.5

Влияние некоторых параметров трансмиссии на интенсивность разгона и максимальную скорость легкового автомобиля. Шмидт А. Г. «Автомобиле- и тракторостроение. Динамика и долговечность тягово-транспортных машин». 1974, вып. 5, с. 134—142.

Рассмотрено влияние некоторых параметров трансмиссии, в частности величины потерь холостого хода, числа ступеней, способа выбора передаточных чисел промежуточных передач и передаточного числа главной передачи, а также моментов инерции колес и моментов переключения передач на интенсивность разгона и максимальную скорость легковых автомобилей с удельной мощностью 20 и 60 л. с./т.

Работа выполнена экспериментально-расчетным методом. Исходные данные для проведения расчетов на ЭВМ получены в результате проведения лабораторно-дорожных испытаний автомобилей.

Работа проведена в НАМИ в Лаборатории стендовых исследований автомобилей. Илл. 4. Табл. 5. Библ. 6.

УДК 629.012.8

О влиянии параметров поддрессирования на нагруженность трансмиссии грузового автомобиля. Федоров С. А. «Автомобиле- и тракторостроение. Динамика и долговечность тягово-транспортных машин». 1974, вып. 5, с. 143—151.

Исследуется влияние жесткости рессор и сопротивления амортизаторов на динамическую нагруженность подвески. Подвеска автомобиля рассматривается как разомкнутая система автоматического регулирования с линейными параметрами. Илл. 5. Табл. 1. Библ. 5.

УДК 629.113

Исследование переходных режимов гидротрансформатора. Карпов А. В., Таубес Л. Е. «Автомобиле- и тракторостроение. Динамика и долговечность тягово-транспортных машин». 1974, вып. 5, с. 152—161.

Дается теоретическое исследование нестационарных режимов гидротрансформатора. Выведены нелинейные дифференциальные уравнения, описывающие движение жидкости в круге циркуляции и рабочих колес гидротрансформатора в общем случае движения. На основании системы нелинейных дифференциальных уравнений составлена блок-схема аналоговой модели. Приведен расчет амплитудно-фазовой характеристики гидротрансформатора. Дано сравнение результатов расчета по статической характеристике и по уравнениям динамики гидротрансформатора. Илл. 4. Библ. 2.

УДК 629.1.032

Режимы для расчета силовых передач транспортных гусеничных машин. Сухоруков А. К., Чернов Л. Б. «Автомобиле- и тракторостроение. Динамика и долговечность тягово-транспортных машин». 1974, вып. 5, с. 162—169.

Предлагается методика определения режимов работы для расчета циклически нагруженных деталей силовых передач транспортных гусеничных машин.

Дано описание результатов экспериментального исследования режимов работы гусеничных машин и применяемой при этом аппаратуры. Полученные значения относительного пути и математического ожидания коэффициента нагрузки дают возможность определить эквивалентность нагружения для нестационарного нагружения деталей силовых передач транспортных гусеничных машин. Илл. 4. Библ. 6.

УДК 621.01

Исследование связи между собственными частотами и динамическими нагрузками в трансмиссиях транспортных машин. Молибошко Л. А. «Автомобиле- и тракторостроение. Динамика и долговечность тягово-транспортных машин». 1974, вып. 5, с. 170—182.

Показано, что при проектировании и доводке трансмиссий транспортных машин необходимо стремиться к тому, чтобы, с одной стороны, квадраты собственных частот представляли арифметическую прогрессию, а с другой — чтобы третья частота превышала первую не меньше чем в четыре раза. При соблюдении этих условий система будет обладать динамичностью, близкой к минимальной. Илл. 4. Библ. 7.

УДК 629.114.2.01-23:681.33

Анализ динамической нагруженности механической и гидромеханической трансмиссий трактора Т-130. Ревский В. Г., Цереня А. А. «Автомобиле- и тракторостроение. Динамика и долговечность тягово-транспортных машин». 1974, вып. 5, с. 183—188.

Рассматриваются динамическая схема и блок-схема гидромеханической трансмиссии трактора Т-130, описание аналогичных схем для механической трансмиссии.

Дается метод расчета на АВМ динамической нагруженности трансмиссий от действия единичных нагрузок различной длительности на входе в трансмиссию.

Сопоставлением величин нагрузок на выходе трансмиссий выявлена меньшая нагруженность гидромеханической трансмиссии по сравнению с механической в аналогичных условиях работы. Илл. 2. Библ. 6.

УДК 629.1.014

Влияние привода к управляемым ведущим колесам на нагрузочные режимы трансмиссии и управляемость автомобиля. Голомидов А. М. «Автомобиле- и тракторостроение. Динамика и долговечность тягово-транспортных машин». 1974, вып. 5, с. 189—194.

В работе приводятся результаты теоретического и экспериментального исследования применения простого кардана Гука в приводе к управляемым ведущим колесам на нагруженность узлов трансмиссии и управляемость автомобиля. Делается вывод о нецелесообразности применения простого кардана Гука в приводах на передние ведущие колеса. Илл. 4. Табл. 1.

УДК 629.114.2.013

К расчету долговечности карданных подшипников. Щербов В. М. «Автомобиле- и тракторостроение. Динамика и долговечность тягово-транспортных машин». 1974, вып. 5, с. 195—203.

Приведен анализ существующих методов расчета карданных подшипников, указаны недостатки этих методов. Выведена расчетная формула для определения долговечности карданных подшипников, которая позволяет учесть ряд важных факторов, не находивших отражения в общепринятых методах расчета: конструктивные особенности несущих деталей и их жесткость, радиальные зазоры, перекося осей и особенности контактирования деталей при возвратно-поступательном движении с малыми амплитудами. Илл. 1. Библ. 5.

УДК 629.113.004.6-23

Определение предельно допустимых износов шлицевых соединений трансмиссий автомобилей. Ковальков А. Т. «Автомобиле- и тракторостроение. Динамика и долговечность тягово-транспортных машин». 1974, вып. 5, с. 204—209.

Дается методика определения предельно допустимых износов шлицевых соединений трансмиссий автомобилей, в которой за показатель работоспособности агрегата принят суммарный угловой зазор. Методика иллюстрируется на примере коробки передач ЗИЛ-130. Приводятся результаты исследования износов шлицевых соединений коробок передач автомобиля ЗИЛ-130, полученные автором на Минском авторемонтном заводе. Работа может быть использована для разработки методов контроля качества изготовления и ремонта агрегатов трансмиссий автомобилей. Илл. 1. Табл. 5. Библ. 4.

УДК 629.114.2.001

К вопросу о стабилизации управляемых колес автомобиля. Лепешко И. И. «Автомобиле- и тракторостроение. Динамика и долговечность тягово-транспортных машин». 1974, вып. 5, с. 210—215.

Рассмотрены процессы стабилизации управляемых колес автомобиля обычной компоновки при автоматическом выходе из поворота. Выведены дифференциальные уравнения движения для различных режимов выхода из поворота, в результате решения которых получены критерии оценки динамической системы автомобиль — управляемые колеса.

Рассмотрены вопросы стабилизации управляемых колес при прямолинейном движении автомобиля. Составлены уравнения изменения курсового угла управляемых колес в абсолютном движении и уравнения отклонений от заданного направления движения.

На основании анализа прямолинейного движения установлены требования к стабилизирующим устройствам. Илл. 2. Библ. 4.

УДК 629.11.012.83

Определение сил сухого трения в пневмогидравлических подвесках большегрузных автомобилей. Журавлев С. С. «Автомобиле- и тракторостроение. Динамика и долговечность тягово-транспортных машин». 1974, вып. 5, с. 216—218.

Описана методика определения сил трения в подвеске опытного большегрузного автомобиля БелАЗ-549 с помощью измерения давлений в пневмогидравлических цилиндрах подвески при их растяжении и сжатии.

Приведена осциллограмма записи давлений в цилиндрах пневмогидравлической подвески, по которой можно определить величину сил сухого трения в подвеске отдельно для сжатия и растяжения, а также определить количественно соотношение между трением покоя и движения. Илл. 1. Библ. 3.

УДК 629.114.2.624.131.001.24

Оценка влияния прогиба шин и действия при этом гироскопических моментов вращающихся масс мостов на поперечный крен большегрузных автомобилей при повороте. Суrowегин Ю. В. «Автомобиле- и тракторостроение. Динамика и долговечность тягово-транспортных машин». 1974, вып. 5, с. 219—226.

Дается исследование влияния конструктивных факторов на поперечный крен, а следовательно, и на безопасность работы большегрузных автомобилей с учетом их работы в условиях бездорожья и на поперечном склоне. Приводятся уравнения, охватывающие большинство важнейших факторов, влияющих на поперечный крен машины. По этим уравнениям можно получить необходимую графическую зависимость. Илл. 2. Табл. 1. Библ. 3.

УДК 629.011.012.3-233.2

Исследование влияния некоторых эксплуатационных параметров на нагруженность подшипников ходовой части автомобиля. Савич А. С. «Автомобиле- и тракторостроение. Динамика и долговечность тягово-транспортных машин», 1974, вып. 5, с. 227—234.

Изложена методика и результаты экспериментального исследования нагруженности подшипников ходовой части автомобиля МАЗ-500В в различных эксплуатационных условиях. Выявлено влияние типа и состояния дороги, а также скорости движения автомобиля на нагруженность подшипников ступиц колес. Предложена методика расчета коэффициента динамической нагрузки исходя из характера действительных переменных нагрузок, действующих в реальных условиях эксплуатации автомобиля. Илл. 3. Табл. 3.

УДК 629.113.013

Основы расчета момента холостых потерь в многодисковых фрикционных муфтах. Лебедев М. С. «Автомобиле- и тракторостроение. Динамика и долговечность тягово-транспортных машин», вып. 5, с. 235—239.

Рассмотрены причины возникновения потерь в многодисковых фрикционных муфтах.

Предложена формула для определения момента холостых потерь и показана его зависимость от различных параметров.

Приводится порядок расчета момента холостых потерь в многодисковых фрикционных муфтах. Илл. 1. Библ. 7.

УДК 629.113.013-752

Влияние параметров демпфера на крутильные колебания в трансмиссии автомобиля. Островерхов Н. Л., Русецкий И. К. «Автомобиле- и тракторостроение. Динамика и долговечность тягово-транспортных машин», 1973, вып. 5, с. 240—245.

Приведены результаты исследований эффективности работы демпферов по снижению крутильных колебаний в трансмиссии автомобиля МАЗ-5ПА с двигателем ЯМЗ-236.

Показано влияние некоторых параметров демпфера на крутильные колебания в трансмиссии автомобиля. В результате были определены оптимальные параметры демпферов для автомобилей МАЗ с одно- и двухдисковым сцеплением. Илл. 4. Библ. 3.

СОДЕРЖАНИЕ

А. Х. Лефаров, В. И. Кабанов, В. Т. Васильев. Потери мощности на буксование колесной машины 4×4 с дифференциальным межосевым приводом	3
В. И. Кабанов, А. Х. Лефаров. Потери мощности на буксование колесного трактора 4×2	9
А. Х. Лефаров, Ю. Е. Атаманов. Влияние распределения тяговых усилий по ведущим осям трактора 4×4 на его управляемость	13
В. В. Гуськов, Н. А. Черноморец, Г. П. Грибко, Н. А. Разоренов, К. И. Симоненко. К вопросу определения статических и динамических характеристик приводов тормозных систем тракторного поезда	19
В. В. Гуськов, Г. П. Грибко, Н. А. Черноморец. Некоторые вопросы торможения тракторного поезда на базе трактора кл. 1,4 т	24
А. М. Комиссарчук, В. В. Гуськов. К вопросу создания семейства тракторов кл. 1,4 т, включающего колесные и гусеничные модификации	31
А. Н. Сарапин, Э. А. Афитов, В. А. Королев. Унификация на предприятиях автотракторной промышленности Белоруссии	38
В. В. Будько, А. Х. Лефаров. Распределение крутящих моментов по колесам заблокированной оси	43
А. Ф. Андреев. Взаимодействие колеса с опорной поверхностью	51
И. С. Цитович. Вероятностные расчеты деталей трансмиссий транспортных и тяговых машин	62
Н. А. Микулик. Зависимость между угловыми колебаниями агрегатов и крутильными колебаниями трансмиссии автомобиля	71
Л. Г. Красневский. Проектирование гидросистем управления многоступенчатыми передачами с помощью методов синтеза релейных устройств	81
В. П. Тарасик. К вопросу исследования процесса включения фрикционных муфт гидромеханических передач	92
О. С. Руктешель. Электронные модели процессов трогания с места и переключения передач на ходу колесного трактора	105
Б. Л. Магарилло, Б. М. Позин. Определение оптимальных значений тяговых усилий и удельной мощности гусеничных тракторов промышленного назначения	114
Ф. Ф. Сабуров. Эффективность применения параллельной работы гидроаппаратов в трансмиссиях транспортных машин	120
С. Г. Макаров, П. П. Пугин, А. В. Филюшкин, В. И. Гусев, Н. Ф. Бочаров. Исследование кинематических параметров различных шин	128

А. Г. Шмидт. Влияние некоторых параметров трансмиссии на интенсивность разгона и максимальную скорость легкового автомобиля	134
С. А. Федоров. О влиянии параметров поддресоривания на нагруженность трансмиссии грузового автомобиля	143
А. В. Карпов, Л. Е. Таубес. Исследование переходных режимов гидротрансформатора	152
А. К. Сухоруков, Л. Б. Чернов. Режимы для расчета силовых передач транспортных гусеничных машин	162
Л. А. Молибшко. Исследование связи между собственными частотами и динамическими нагрузками в трансмиссиях транспортных машин	170
В. Г. Ревский, А. А. Цереня. Анализ динамической нагруженности механической и гидромеханической трансмиссий трактора Т-130	183
А. М. Голомидов. Влияние привода к управляемым ведущим колесам на нагрузочные режимы трансмиссии и управляемость автомобиля	189
В. М. Щебров. К расчету долговечности карданных подшипников	195
А. Т. Ковальков. Определение предельно допустимых износов шлицевых соединений трансмиссий автомобилей	204
И. И. Лепешко. К вопросу о стабилизации управляемых колес автомобиля	210
С. С. Журавлев. Определение сил сухого трения в пневмогидравлических подвесках большегрузных автомобилей	216
Ю. В. Суровегин. Оценка влияния прогиба шин и действия при этом гироскопических моментов вращающихся масс мостов на поперечный крен большегрузных автомобилей при повороте	219
А. С. Савич. Исследование влияния некоторых эксплуатационных параметров на нагруженность подшипников ходовой части автомобиля	227
М. С. Лебедев. Основы расчета момента холостых потерь в многодисковых фрикционных муфтах	235
Н. Л. Островерхов, И. К. Русецкий. Влияние параметров демпфера на крутильные колебания в трансмиссии автомобиля	240
Рефераты	246

АВТОМОБИЛЕ- И ТРАКТОРОСТРОЕНИЕ

Динамика и долговечность тягово-транспортных машин. В ы п. 5

Редактор *Л. Дубровская*
Худож. редактор *И. Белевская*
Техн. редактор *М. Кислякова*
Корректор *Р. Логинова*

АТ 17102. Сдано в набор 15/III 1972 г. Подписано в печать 4/XII 1973 г. Бумага 60×90 1/16 тип. № 3. Печ. л. 16. Уч.-изд. л. 16,77. Изд. № 71—89. Тип. заказ 537. Тираж 400 экз. Цена 1 р. 69 коп. Издательство «Высшая школа» Государственного комитета Совета Министров БССР по делам издательств, полиграфии и книжной торговли. Редакция межведомственных сборников и заказной литературы. Минск, ул. Кирова, 24. Полиграфкомбинат им. Я. Коласа Государственного комитета Совета Министров БССР по делам издательств, полиграфии и книжной торговли, Минск, ул. Красная, 23.