

то быстродействие их при экстренном торможении увеличивается в 1,2–1,7 раза.

На рис. 3 показаны расчетные и экспериментальные переходные характеристики для давлений в тормозной камере (p_k) и в полости В воздухораспределителя (p_B). Эти характеристики получены при экстренном торможении автопоезда для тормозного привода прицепа (рис. 1) с $V = 4,4 \cdot 10^{-3} \text{ м}^3$, $l = 18,5 \text{ м}$, $l_3 = 1,5 \text{ м}$ ($\varnothing 14 \times 1$) и диаметром дросселя в КУ, $d = 1,5 \cdot 10^{-3} \text{ м}$.

Проводилось также исследование переходных характеристик двухпроводного привода, оборудованного таким же КУ. Математическая модель и блок-схема незначительно отличаются от приведенных, поэтому в данной работе не описываются.

Выводы. 1. Разработанные математическая модель и блок-схема позволяют исследовать переходные характеристики тормозных приводов с корректирующими устройствами в виде гибкой положительной обратной связи в воздухораспределителе прицепа.

2. Аналитически установлено и экспериментально подтверждено, что корректирующее устройство в виде гибкой положительной обратной связи в воздухораспределителе значительно (в 1,2–1,7 раза) повышает быстродействие пневматического тормозного привода прицепа (полуприцепа) при экстренном торможении автопоезда и позволяет в ряде случаев решить проблему снижения времени срабатывания пневматических приводов.

Л и т е р а т у р а

1. Метлюк Н.Ф. Динамика и методы улучшения переходных характеристик тормозных приводов автомобилей и автопоездов. Докт. дис. – Минск, 1973. 2. Бартош П.Р. Исследование динамики и повышение быстродействия пневматического тормозного привода большегрузных прицепов. Канд. дис. – Минск, 1977.

УДК 629.113.001.4

Б.У.Бусел, А.И.Гришкевич, В.И.Чечик

МЕТОДИКА РАСЧЕТА НАГРУЗОЧНОГО РЕЖИМА ТРАНСМИССИИ АВТОМОБИЛЯ

Авторами разработана методика расчета характеристик нагрузочного режима деталей трансмиссии, учитывающая основные возмущающие воздействия и режимы работы трансмиссии. За-

дача решается методом математического моделирования взаимосвязанной динамической системы "автомобиль – дорога – водитель" с использованием аппарата теории случайных процессов и математической статистики. Исходными данными для расчета являются конструктивные параметры автомобиля, двигателя, трансмиссии и ходовой части, характеристики условий движения и статистические параметры, определяющие процесс управления автомобилем водителями. Кроме того, задаются показатели степени кривых усталости для зубчатых колес, подшипников и валов. Процесс решения для заданных условий движения включает в себя следующие основные этапы:

расчет режима движения автомобиля;

расчет нагруженности трансмиссии на режимах трогания с места и переключения передач;

расчет характеристик нагруженности трансмиссии на установившихся режимах;

расчет сопоставимых величин накопления усталостных повреждений в базовых деталях трансмиссии на 1 км пробега автомобиля для заданных условий движения.

1. Расчет режима движения автомобиля. Цель этого расчета – получить информацию о весовых долях характерных частных режимов нагружения трансмиссии.

В основу модели для расчета параметров режима движения положено уравнение тягового баланса автомобиля [1]. Дорога и условия движения характеризуются сопротивлением качению, продольным профилем и уровнем неровностей микропрофиля дороги, шириной проезжей части. Ограничения, накладываемые на скорость движения, обуславливаются регулированием движения (дорожные знаки, перекрестки, зоны ограниченной видимости), воздействием неровностей микропрофиля и взаимодействием автомобиля с другими единицами транспортного потока. Указанные исходные данные используются при моделировании динамики автомобиля и действий водителя по управлению (переключение передач, торможение и т.п.).

На каждом шаге решения (по пути) фиксируются: а) передача, на которой движется автомобиль; б) скорость автомобиля; в) значение среднего момента в трансмиссии.

В результате расчета и сортировки названных параметров получаем

относительные пробеги автомобиля на передачах КП $S_1, S_2, \dots, S_k, \dots, S_p$;

Таблица 1

$\bar{M} \backslash v_a$	v_1	...	v_i	...	v_n	
\bar{M}_1	p_{11}	...	p_{1i}	...	p_{1n}	$p_{\bar{M}_1}$
...
\bar{M}_j	p_{j1}	...	p_{ji}	...	p_{jn}	$p_{\bar{M}_j}$
...
\bar{M}_m	p_{m1}	...	p_{mi}	...	p_{mn}	$p_{\bar{M}_m}$
	p_{v_1}	...	p_{v_i}	...	p_{v_n}	

число включений каждой передачи на 1 км пути (отдельно при включении передачи "снизу" и "сверху") $V_1^H, V_2^H, \dots, V_k^H, \dots, V_1^B, V_2^B, \dots, V_k^B, \dots, V_p^B$;

двумерные распределения среднего момента в трансмиссии \bar{M} и скорости движения автомобиля v на каждой из передач в виде корреляционной таблицы (табл. 1).

В табл. 1 $\bar{M}_1, \dots, \bar{M}_j, \dots, \bar{M}_m$; $v_1, \dots, v_i, \dots, v_n$ - уровни квантования среднего момента трансмиссии, приведенные к карданному валу, и скорости автомобиля соответственно; p_{ji} - вероятность режима работы трансмиссии на k -й передаче с \bar{M}_j и v_i ; $p_{\bar{M}_j}$ - вероятность режима работы трансмиссии на k -й передаче с \bar{M}_j ; p_{v_i} - вероятность режима работы трансмиссии на k -й передаче с v_i .

$$\sum_{i=1}^n p_{ji} = p_{\bar{M}_j}; \quad \sum_{j=1}^m p_{ji} = p_{v_i}; \quad \sum_{i=1}^n \sum_{j=1}^m p_{ji} = 1.$$

2. Расчет нагруженности трансмиссии на режимах трогания с места и переключения передач. Выделение режимов переключения передач в качестве отдельной составляющей нагрузочного

режима связано с тем, что уровень нагруженности трансмиссии на этих режимах высокий и, несмотря на то что доля таких режимов в общем пробеге автомобиля невелика, накопление усталостных повреждений в деталях трансмиссии на них значительно. Характер нагружения на рассматриваемых режимах практически одинаков для основных звеньев трансмиссии.

Исследования показали, что процесс нагружения трансмиссии на режимах трогания с места и переключения передач при заданных конструктивных параметрах автомобиля определяется в основном временем полного включения сцепления $t_{сц}$ и моментом сопротивления движению M_c . Особенность предложенной расчетной модели в том, что в ней величины $t_{сц}$ и M_c рассматриваются как случайные, описываемые определенными распределениями. Более подробно математическая модель для расчета нагруженности трансмиссии на режимах трогания с места и переключения передачи описана в [2].

Распределение момента в трансмиссии M при включении k -й передачи (отдельно "снизу" и "сверху")^{ТР} определяется в результате суммирования распределений M^{ij} для конкретных значений $t_{сц}^i$ и M_c^j из области изменения $t_{сц}^{ТР}$ и M_c с учетом весовых значений каждого сочетания. Полученные распределения совместно с информацией о числе включений каждой передачи позволяют рассчитать распределение момента в трансмиссии для режимов переключения передач $M_{ТР}^n$.

3. Расчет характеристик нагруженности трансмиссии на установившихся режимах. В качестве исходных данных используются относительные пробеги на передачах и двумерные распределения среднего момента в трансмиссии и скорости движения автомобиля. В математической модели принято, что динамическое нагружение трансмиссии осуществляется совместным воздействием неравномерности работы двигателя и микронеровностей дороги. При этом предполагается, что распределение момента в звеньях трансмиссии от суммарного воздействия этих источников для выбранного значения среднего момента \bar{M}_j из корреляционной таблицы подчинено нормальному закону с математическим ожиданием \bar{M}_j . Последовательность расчета для k -й передачи следующая:

3.1. Задается значение среднего момента \bar{M}_j из корреляционной таблицы.

3.2. Для этого значения \bar{M}_j вычисляется распределение скоростей движения автомобиля v_i

$$p_{v_1}^j = \frac{p_{j1}}{p_{M_j}}, \dots, p_{v_i}^j = \frac{p_{ji}}{p_{M_j}}, \dots, p_{v_n}^j = \frac{p_{jn}}{p_{M_j}}. \quad (1)$$

3.3. Для каждой скорости движения автомобиля v_i рассчитываются:

а) дисперсия колебаний момента от всех k мажорных гармоник кривой суммарного индикаторного момента двигателя $\sum_k D_{дв}^1$ на следующих звеньях трансмиссии: демпфере сцепления, коробке передач, карданном валу, полуосях. В основу этого расчета положено нахождение передаточных функций от двигателя к выбранным звеньям трансмиссии линеаризованной динамической системы машинного агрегата автомобиля по методике, изложенной в [3]. Величины $\sum_k D_{дв}^1$ определяются номером включенной передачи, значением среднего момента \bar{M}_j и скоростью движения v_i . При этом от номера включенной передачи зависят параметры расчетной динамической системы, \bar{M}_j определяет среднее индикаторное давление двигателя \bar{p}_i (амплитуды гармоник от газовых сил пропорциональны \bar{p}_i [4]), по значению v_i находится соответствующая частота вращения двигателя n (n определяет частоты, при которых вычисляются значения передаточных функций, кроме того, амплитуды гармоник от инерционных сил пропорциональны n^2 [4]).

На этом этапе вычисляются также дисперсии первой и второй производной процесса колебаний момента, вызванных неравномерной работой двигателя $\sum_k D_{дв}^1 \omega_k^2$, $\sum_k D_{дв}^1 \omega_k^4$;

б) дисперсия и дисперсия первой и второй производной процесса колебаний момента от воздействия дорожных микронеровностей. При этом используется методика расчета спектральных плотностей колебаний момента, изложенная в [5]:

$$\begin{aligned} D_i^{дор} &= \sum_0^{\omega_{max}} S_M(\omega) \Delta\omega; \\ \dot{D}_i^{дор} &= \sum_0^{\omega_{max}} S_M(\omega) \omega^2 \Delta\omega; \\ \ddot{D}_i^{дор} &= \sum_0^{\omega_{max}} S_M(\omega) \omega^4 \Delta\omega. \end{aligned} \quad (2)$$

Эти величины приняты равными для основных звеньев трансмиссии и для конкретного автомобиля при движении по дороге

с заданной спектральной плотностью микропрофиля, определяются номером включенной передачи и скоростью движения v_i ;

в) общая дисперсия и дисперсия первой и второй производной процесса колебаний момента на каждом из выбранных звеньев трансмиссии для скорости v_i . При этом предполагается отсутствие корреляционной связи между колебаниями, возникающими вследствие неравномерной работы двигателя, и колебаниями, возбуждаемыми дорожными микронеровностями,

$$D_i^1 = \sum_k D_{двi}^1 + D_i^{дор};$$

$$\dot{D}_i^1 = \sum_k D_{двi}^1 \omega_k^2 + \dot{D}_i^{дор}; \quad (3)$$

$$\ddot{D}_i^1 = \sum_k D_{двi}^1 \omega_k^4 + \ddot{D}_i^{дор}.$$

3.4 Полученные в п. 3.3. величины суммируются с учетом весовых долей каждой скорости при выбранном значении \bar{M}_j :

$$D_j^1 = \sum_{i=1}^n p_{v_i}^j D_i^1;$$

$$\dot{D}_j^1 = \sum_{i=1}^n p_{v_i}^j \dot{D}_i^1; \quad (4)$$

$$\ddot{D}_j^1 = \sum_{i=1}^n p_{v_i}^j \ddot{D}_i^1.$$

3.5. Величины D_j^1 , \dot{D}_j^1 , \ddot{D}_j^1 позволяют рассчитать следующие характеристики спектра процесса колебаний момента для выбранных звеньев трансмиссии [6]:

а) среднее квадратическое отклонение $\sigma_j^1 = \sqrt{D_j^1}; \quad (5)$

б) эффективную частоту $\omega_{ej}^1 = \sqrt{\frac{\dot{D}_j^1}{D_j^1}}; \quad (6)$

в) параметр широкополостности $\beta_j^1 = \frac{\sqrt{\dot{D}_j^1 D_j^1}}{\dot{D}_j^1}. \quad (7)$

3.6. Расчет числа максимумов процесса на 1 км пробега автомобиля

$$N_{\max}^j \approx \frac{1000}{2\pi v_{\text{ср}}^j} \beta_j^1 \omega_{e_j}^1. \quad (8)$$

Здесь $v_{\text{ср}}^j$ - средняя скорость движения автомобиля при выбранном значении \bar{M}_j .

$$v_{\text{ср}}^j = \sum_{i=1}^n p_{v_i}^j v_i. \quad (9)$$

Вычисления по пунктам 3.1-3.6 выполняются для всех \bar{M}_j из табл. 1.

3.7. Расчет распределений момента на выбранных звеньях трансмиссии для k -й передачи

$$f_k^1(M) = \sum_{j=1}^m p_{\bar{M}_j} f_j^1(M). \quad (10)$$

Здесь M - текущее значение момента;

$$f_j^1(M) = \frac{1}{\sqrt{2\pi} \sigma_j^1} e^{-\frac{1}{2} \left(\frac{M - \bar{M}_j}{\sigma_j^1} \right)^2} \quad (11)$$

В эти распределения включаются распределение момента при включении k -й передачи для режимов переключения передач (разд. 2).

Аналогично рассчитываются распределения момента на других передачах.

Распределение для заданных условий движения определяется по выражению

$$f^1(M) = \sum_{k=1}^p f_k^1(M) S_k. \quad (12)$$

4. Расчет сопоставимых величин накопления усталостных повреждений в деталях трансмиссии на 1 км пробега автомобиля. В основу этого расчета положена линейная гипотеза суммирования усталостных повреждений. Принципы расчета сопоставимых величин накопления усталостных повреждений для основных деталей трансмиссии следующие.

Для зубчатых колес и подшипников действующее напряжение пропорционально крутящему моменту в соответствующем звене

трансмиссии. Сопоставимые величины накопления усталостных повреждений рассчитываются по формулам:

для зубчатых колес

$$R_1^{\text{ш}} = N_{\text{ц}} \sum_{M^y}^{M^{\text{max}}} M^m f^1(M) \Delta M \quad (13)$$

Здесь M^y - уровень момента, соответствующий минимальным напряжениям, которые оказывают повреждающее воздействие на деталь; m - показатель степени кривой усталости; $N_{\text{ц}}$ - число циклов нагружения на 1 км пробега автомобиля; ΔM - шаг счета.

$N_{\text{ц}}$ вычисляется по выражению

$$N_{\text{ц}} = \frac{1000}{2\pi r_k} a i_3, \quad (14)$$

где r_k - радиус качения ведущих колес автомобиля, м; a - число циклов нагружения зуба в течение одного оборота зубчатого колеса; i_3 - передаточное число от вала зубчатого колеса к ведущим колесам автомобиля;

для подшипников

$$R_1^n = \sum_{M^{\text{min}}}^{M^{\text{max}}} |M|^m f(M) \Delta M. \quad (15)$$

Для валов сопоставимые величины накопления усталостных повреждений определяются при каждом \bar{M}_j . В качестве величины, пропорциональной повреждающим напряжениям, используются максимумы процесса колебания момента M_{max} с учетом асимметрии нагружения. Распределение максимума рассчитывается по формуле Райса [6].

$$p(M_{\text{max}})_j^1 = \frac{1}{\sqrt{2\pi \beta_j^1 \sigma_j^1}} \left\{ \sqrt{(\beta_j^1)^2 - 1} \exp \left[-\frac{(\beta_j^1)^2 (M_{\text{max}} - \psi \bar{M}_j)^2}{2(\beta_j^1 - 1) (\sigma_j^1)^2} \right] + \sqrt{2\pi} \frac{(M_{\text{max}} - \psi \bar{M}_j)}{\sigma_j^1} \exp \left(-\frac{(M_{\text{max}} - \psi \bar{M}_j)^2}{2(\sigma_j^1)^2} \right) \Phi \left(\frac{M_{\text{max}} - \psi \bar{M}_j}{\sqrt{(\beta_j^1)^2 - 1} \sigma_j^1} \right) \right\}, \quad (16)$$

где ψ - коэффициент, учитывающий асимметрию нагружения; Φ - интегральная функция Лапласа.

Сопоставимые величины накопления усталостных повреждений при \bar{M}_j на 1 км пробега рассчитываются по выражению

$$R_1^{jB} = N_{\max}^j \sum_{M^y}^{M_{\max}^{\max}} M_{\max}^m p(M_{\max}^j) \Delta M_{\max} \quad (17)$$

Здесь ΔM_{\max} - шаг вычислений по выражению (16). Для k -й передачи

$$R_1^{kB} = \sum_{j=1}^m p_{M_j} R_1^{jB} \quad (18)$$

Для заданных условий движения

$$R_1^B = \sum_{k=1}^P R_1^{kB} S_k \quad (19)$$

Для выполнения всей приведенной выше последовательности расчетов разработан комплекс программ для ЭЦВМ на Фортране.

Расчеты по программам выполняются для всех характерных режимов эксплуатации автомобиля и затем, исходя из распределения общего пробега по видам дорог и условий движения, определяются обобщенные значения сопоставимых величин накопления усталостных повреждений в деталях трансмиссии на 1 км пробега автомобиля. Эти величины могут быть использованы для оценки эксплуатационной долговечности деталей трансмиссии.

Л и т е р а т у р а

1. Гришкевич А.И., Бусел Б.У. Методика моделирования движения автомобилей на аналоговых вычислительных машинах. - Минск, 1975.
2. Гришкевич А.И., Чечик В.И. Методика определения характеристик нагруженности трансмиссии автомобиля на режимах трогания с места и переключения передач. - Реферативный журнал "Автомобильный и городской транспорт", - М., 1977, №9.
3. Гришкевич А.И., Альгин В.Б., Чечик В.И. Нагрузки в трансмиссии автомобиля от неравномерной работы двигателя внутреннего сгорания. - В сб.: Автотракторостроение. - Минск, 1976, вып. 8.
4. Попык К.Г. Динамика автомобильных и тракторных двигателей. - М., 1970.
5. Гришкевич А.И., Бусел Б.У., Безверхий С.Ф. Инженерная методика расчета нагруженности трансмиссии при движении авто-

мобилья по неровной дороге. – В сб.: Автотракторостроение. – Минск, 1976, вып. 8. 6. Болотин В.В. Применение методов теории вероятностей и теории надежности в расчетах сооружений. – М., 1971.

УДК 629.113

Н.Ф.Метлюк, В.П.Автушко, Л.Е.Лаптев, А.К.Дручинин

О ЦЕЛЕСООБРАЗНОСТИ ПРИМЕНЕНИЯ ГИДРОПРИВОДА С ПЕРЕМЕННЫМ ПЕРЕДАТОЧНЫМ ОТНОШЕНИЕМ В ТОРМОЗНЫХ СИСТЕМАХ АВТОМОБИЛЕЙ

Современные требования эргономики обусловили два направления в создании тормозных гидроприводов легковых и малых грузовых автомобилей:

1) сочетание энергии водителя с энергией другого источника, например двигателя, которая используется посредством различного рода усилителей;

2) рациональное использование только энергии водителя, что характерно для гидроприводов с переменным передаточным отношением (ППО).

В результате развития первого направления широкое применение получили гидроприводы с вакуумным усилителем. Однако они не в состоянии полностью удовлетворить современным требованиям. В работе [1] представлен гидропривод с ППО, который обладает потенциальными возможностями удовлетворения этим требованиям, а исследованиями [2, 3] установлена его практическая работоспособность.

Поскольку гидропривод с ППО не является источником энергии, а лишь перераспределяет параметры энергозатрат, необходимо рассмотреть вопрос целесообразности применения этого привода в тормозных системах автомобилей с точки зрения энергозатрат водителя при торможении. В связи с чем требуется установить количественную оценку затрат энергии на торможение, обусловливаемых применяемыми гидравлическими тормозными системами, и сравнить их с допускаемыми требованиями стандартов и эргономики.

Величину энергозатрат, допускаемых стандартами и эргономикой, в первом приближении можно установить из следующих данных. Максимально допустимый ход тормозной педали составляет для легковых автомобилей – 150 мм, для грузовых – 180