

КРУТИЛЬНЫЕ КОЛЕБАНИЯ ДОТРАНСФОРМАТОРНОГО УЧАСТКА ТРАНСМИССИИ ПРИ ЗАПУСКЕ ДВИГАТЕЛЯ В ЗАВИСИМОСТИ ОТ ПАРАМЕТРОВ УПРУГО-ФРИКЦИОННОГО ДЕМПФЕРА

В полноприводных автомобилях большой грузоподъемности, оборудованных гидромеханической трансмиссией, применяется отдельная установка двигателя внутреннего сгорания и трансмиссии по условиям компоновки и в целях обеспечения простоты обслуживания. Дотрансформаторный участок трансмиссии является самостоятельной колебательной системой, обычно состоящей из двигателя, согласующего редуктора и насосного колеса гидротрансформатора.

Расчеты показывают, что частоты главных гармоник возмущающего момента двигателя совпадают с первой частотой собственных колебаний дотрансформаторного участка трансмиссии при частоте вращения двигателя порядка 200...300 об/мин. Это должно приводить к развитию значительных по амплитуде резонансных колебаний при запуске двигателя. Этот вывод подтверждают результаты замеров амплитуд колебаний упругого момента в дотрансформаторном участке трансмиссии полноприводного автомобиля, выполненные в Минском автомобильном заводе [1].

Влиянию параметров демпфера на колебания в трансмиссии автомобиля, которые возникают при установившихся режимах работы двигателя, посвящено достаточно работ [2, 3, 4]. В то же время поведение трансмиссии при пусковых резонансных колебаниях изучено недостаточно. При запуске двигателя тяжелого автомобиля с гидромеханической трансмиссией явление резонанса практически неизбежно.

Основными параметрами упруго-фрикционного демпфера, которые без каких-либо изменений его конструкции поддаются варьированию, являются жесткость демпфера (c_2), момент трения ($M_{тр}$), момент предварительного натяжения пружин ($M_{пр}$) и момент замыкания демпфера (M_3).

Динамическая модель дотрансформаторного участка трансмиссии показана на рис. 1. Поведение ее описывается системой дифференциальных уравнений:

$$\left. \begin{aligned} I_1 \ddot{\varphi}_1 + M(\varphi_{1,2}) &= M_{дв}; \\ I_2 \ddot{\varphi}_2 - M(\varphi_{1,2}) + c_{2,3}(\varphi_2 - \varphi_3) + k_{2,3}(\dot{\varphi}_2 - \dot{\varphi}_3) &= 0; \\ I_3 \ddot{\varphi}_3 - c_{2,3}(\varphi_2 - \varphi_3) - k_{2,3}(\dot{\varphi}_2 - \dot{\varphi}_3) + c_{3,4}(\varphi_3 - \varphi_4) + \\ + k_{3,4}(\dot{\varphi}_3 - \dot{\varphi}_4) &= 0; \\ I_4 \ddot{\varphi}_4 - c_{3,4}(\varphi_3 - \varphi_4) - k_{3,4}(\dot{\varphi}_3 - \dot{\varphi}_4) &= -M_c, \end{aligned} \right\} \quad (1)$$

где I — моменты инерции масс системы; $M(\varphi_{1,2})$ — момент в демпфере; c_i — жесткости линейных звеньев; k_i — коэффициенты вязкого трения в линейных звеньях; φ_i — углы поворота масс; $\varphi_{1,2}$ — угол поворота демпфера

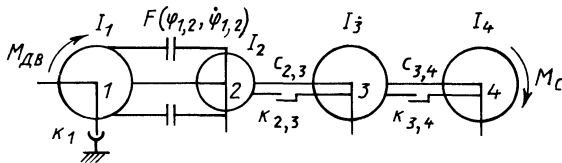


Рис. 1. Расчетная динамическая модель дотрансформаторного участка трансмиссии

$(\varphi_{1,2} = \varphi_1 - \varphi_2)$; M_c – момент сопротивления, который определяется в основном трением фрикционов в коробке передач; $M_{дв}$ – возмущающий момент двигателя.

Момент в упруго-фрикционном демпфере, расчетная характеристика которого носит кусочно-линейный характер, определяется по формулам:

$$M(\varphi_{1,2}) = \begin{cases} f_{1,2} & \text{при } \varphi_{1,2} < \Delta_1, \varphi_{1,2} > \Delta_2; \\ f_{1,2} + M_{тр} \operatorname{sign} \dot{\varphi}_{1,2} & \text{при } \Delta_1 \leq \varphi_{1,2} \leq \Delta_2, \end{cases}$$

где

$$f_{1,2} = \{c_1 |\varphi_{1,2}| + (c_1 - c_2) [(|\varphi_{1,2}| - \Delta_2) \eta(\Delta_2) - (|\varphi_{1,2}| - \Delta_1) \eta(\Delta_1)] \} \operatorname{sign} \varphi_{1,2};$$

$$\eta(\Delta) = \begin{cases} 1 & \text{при } \varphi_{1,2} > \Delta; \\ 0 & \text{при } \varphi_{1,2} \leq \Delta, \end{cases}$$

c_1 – жесткость демпфера на нерабочих участках его характеристики; c_2 – жесткость демпфера на рабочих участках характеристики; Δ_1, Δ_2 – абсциссы точек перегиба характеристики демпфера: $\Delta_1 = M_{пр} / c_1$, $\Delta_2 = \Delta_1 + (M_3 - M_{пр}) / c_2$.

Крутящий момент двигателя, входящий в уравнения (1), представлялся в виде суммы среднего момента $M_{дв.ср}$ и центрированной относительно нуля переменной составляющей:

$$M_{дв} = M_{дв.ср} + M_{в}(\varphi_1).$$

Средний момент двигателя считался постоянным в течение всего процесса запуска. Текущее значение переменной составляющей находилось суммированием центрированных моментов от газовых и инерционных сил двигателя. Если известны зависимости газовых $M_{г}(\varphi_1)$ и инерционных $M_{и}(\varphi_1)$ моментов двигателя от угла поворота коленчатого вала φ_1 , найденные для номинального режима, то возмущающий момент

$$M_{в}(\varphi_1) = M_{г}(\varphi_1) \frac{M_{дв.ср}}{M_{н}} + M_{и}(\varphi_1) \left(\frac{\dot{\varphi}_1}{\omega_{н}} \right)^2,$$

где $M_{н}$ – номинальный момент двигателя; $\omega_{н}$ – номинальная угловая скорость.

Для оценки влияния параметров фрикционного демпфера на нагруженность исследуемого звена использовался показатель накопления повреждений:

$$R = U \frac{\sum (T_i + \psi T_{cp})^m}{t},$$

где U — доля моторесурса двигателя, соответствующая его работе в пусковом скоростном диапазоне; T_i — амплитуда упругого момента в исследуемом звене в i -й момент времени; ψ — коэффициент асимметрии цикла нагружения; T_{cp} — средний момент в упругом звене; m — показатель степени кривой усталости (для валов $m = 4$); t — продолжительность запуска двигателя.

Амплитудой упругого момента считается положительная разность упругого момента и среднего момента в звене, которая вычисляется в точках перегиба кривой временной зависимости упругого момента.

Сначала изучалось влияние жесткости и момента трения демпфера на крутильные колебания дотрансформаторного участка трансмиссии при запуске двигателя. Для этой цели вычислялись показатели накопления повреждений при различных сочетаниях жесткости и момента трения демпфера для наиболее нагруженного участка, которым оказалось звено 2, 3. Момент $M_{тр}$ принимался равным нулю. Полученные результаты приведены на рис. 2, из которого видно, что при каждом сочетании жесткости и момента трения минимум накопления повреждений наблюдается при $M_{тр}$, приблизительно составляющем 0,18...0,22 максимального момента двигателя $M_{e\max}$. Иначе говоря, при увеличении до определенного предела момента трения уменьшается нагруженность дотрансформаторного участка трансмиссии, а затем она возрастает. Уменьшение жесткости демпфера способствует снижению показателя R , но при малой жесткости (кривая 2 из рис. 2) и малом моменте трения настолько возрастают максимальные динамические моменты при резонансе, что могут

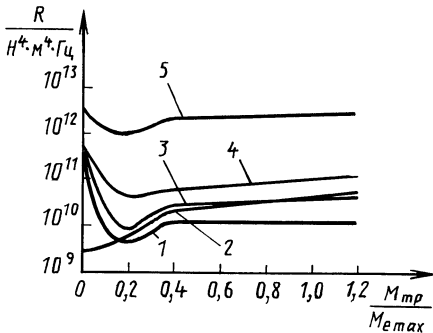


Рис. 2. Зависимость показателя накопления повреждений в звене 2, 3 от момента трения демпфера:

1 — при относительной жесткости демпфера на рабочем участке его характеристики $c_2/M_{e\max} = 2,22 \text{ рад}^{-1}$; 2 — 8,89; 3 — 17,79; 4 — 35,59; 5 — 142,34 рад^{-1}

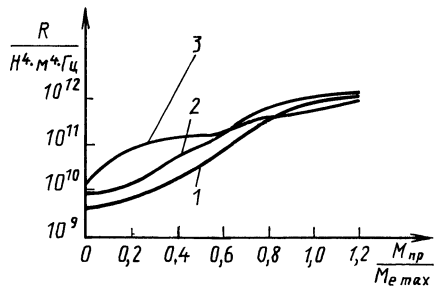


Рис. 3. Зависимость показателя накопления повреждений в звене 2, 3 от момента предварительного натяжения пружин демпфера:

1 — $c_2/M_{e\max} = 8,89 \text{ рад}^{-1}$, $M_{тр}/M_{e\max} = 0,19$; 2 — $c_2/M_{e\max} = 17,79 \text{ рад}^{-1}$, $M_{тр}/M_{e\max} = 0,19$; 3 — $c_2/M_{e\max} = 8,89 \text{ рад}^{-1}$, $M_{тр}/M_{e\max} = 0,74$

вызвать разрушение конструкции. Малые значения R в данном случае обусловлены тем, что система быстро проходит узкую резонансную зону, за пределами которой амплитуды колебаний малы.

Для ряда сочетаний c_2 и $M_{\text{тр}}$, которые соответствуют минимуму показателя накопления повреждений, подбирался момент предварительного натяжения пружин демпфера. Из рис. 3 видно, что при оптимальном моменте трения (кривые 1 и 2) увеличение $M_{\text{пр}}$ до $0,19M_{e\text{max}}$ существенно не сказывается на нагруженности исследуемого звена. Дальнейший же рост $M_{\text{пр}}$ приводит к значительному увеличению динамических нагрузок на трансмиссию. Это объясняется тем, что демпфер вступает в работу, только когда упругий момент превысит $M_{\text{пр}}$.

Таким образом, для гашения колебаний в дотрансформаторном участке трансмиссии наилучшим из исследованных представляется сочетание жесткости демпфера $c_2 = 8,9M_{e\text{max}}$ и момента трения $0,18M_{e\text{max}}$. При этом, если M_3 превышает $1,48M_{e\text{max}}$, исключаются удары витков тангенциальных пружин друг о друга. Момент предварительного натяжения пружин следует выбирать не более необходимого для удержания в своих гнездах тангенциальных пружин.

ЛИТЕРАТУРА

1. Результаты экспериментального исследования упруго-фрикционного демпфера и антивибратора моторно-трансмиссионной установки большегрузного автомобиля / Е.С. Лебедев, Л.Н. Дубровский, Б.М. Рабинович и др. – В кн.: Прогрессивные методы конструирования и производства деталей автомобилей. – Минск, 1982, с. 131–136. 2. Вульфсон И.И., Коловский М.З. Нелинейные задачи динамики машин. – Л., 1968. – 284 с. 3. Проектирование трансмиссий автомобилей/Под общ. ред. А.И. Гришкевича. – М., 1984. – 272 с. 4. Геккер Ф.Ф. К методике определения оптимального момента трения демпфера трансмиссий автомобилей. – Автомобильная промышленность, 1969, № 2, с. 15–18.

УДК 621.226.5:629.114.2

М.С. ЛЕБЕДЕВ,
А.А. ГУБИЦКИЙ, канд.техн.наук,
В.М. СТАСКЕВИЧ (БПИ)

ОПРЕДЕЛЕНИЕ КПД ГИДРООБЪЕМНОЙ ТРАНСМИССИИ ПО КОНСТРУКТИВНЫМ ПАРАМЕТРАМ ГИДРОМАШИН

Для установившегося или медленно изменяющегося режима работы КПД гидромашин

$$\eta_1 = \frac{N_i - N_y}{N_i + N_{\text{тр}}} ; \eta_2 = \frac{N_i - N_{\text{тр}}}{N_i + N_y} ,$$

где N_i – индикаторная мощность; $N_i = W_0 \omega_{\text{ре}}$; N_y – потери мощности, свя-