

Положение автотранспортного средства относительно разделяющей линии будет определять тип дорожных условий. Тогда, зная в каждый момент времени положение центров контактов колес в плоскости дороги, можно определить и коэффициент сцепления для каждого колеса. Аналитически это можно представить следующими уравнениями:
для первого типа дорожных условий

$$\varphi_1 = \begin{cases} \varphi_1, & \text{если } X_k < C_1; \\ \varphi_2, & \text{если } X_k \geq C_1; \end{cases}$$

для второго типа дорожных условий

$$\varphi = \begin{cases} \varphi_1, & \text{если } Y_k \geq C_2; \\ \varphi_2, & \text{если } Y_k < C_2, \end{cases}$$

где X_k , Y_k – координаты центра контакта колеса с опорной поверхностью; φ_1 , φ_2 – коэффициенты сцепления с учетом формул (2) ... (6).

В заключение отметим, что использование предложенных зависимостей для определения значений коэффициента сцепления и задания дорожных условий в теоретических исследованиях процесса торможения автотранспортного средства позволяет получить результаты, хорошо согласующиеся с экспериментально полученными данными. Расхождение не превышает 7...9 %.

ЛИТЕРАТУРА

1. Петров В.А. Противоблокировочные системы и их алгоритмы функционирования // Автомоб. пром-сть. – 1979. – № 7. – С. 20–24.
2. Петров М.А. Работа автомобильного колеса в тормозном режиме. – Новосибирск: Зап.-Сиб. кн. изд-во, 1973. – 224 с.
3. Розанов В.Г. Торможение автомобиля и автопоезда. – М.: Машиностроение, 1964. – 243 с.
4. Кнороз В.И., Кленников Е.В. Шины и колеса. – М.: Машиностроение, 1975. – 184 с.
5. Флерко И.М. Исследование характеристик взаимодействия загоряжаемого колеса с дорогой, устойчивости и эффективности торможения большегрузных автомобилей с противоблокировочной системой: Автореф. дис. ... канд. техн. наук. – Минск, 1981. – 25 с.

УДК 629.113

Г.Е. АТЛАС (БПИ)

АЛГОРИТМ ВЫБОРА ОПТИМАЛЬНЫХ РЕЖИМОВ СТЕНДОВЫХ РЕСУРСНЫХ ИСПЫТАНИЙ ГИДРОМЕХАНИЧЕСКОЙ ТРАНСМИССИИ АВТОПОГРУЗЧИКА

При ускоренных испытаниях гидромеханических трансмиссий (ГМТ) колесных машин широкое распространение получили методы выбора комплексных режимов нагружения, обеспечивающих то же количество накопленных повреждений деталей трансмиссий, что и в течение нормируемого времени эксплуатации машин. Условие равенства накопленных повреждений в деталях трансмиссии [1] за время работы автопогрузчика в эксплуатации и за время испытаний может быть представлено в виде

$$\sigma_{\text{п.э}}^m K_{\text{п.э}} n_{\text{э}} N_{\text{э}} = \sigma_{\text{п.у}}^m K_{\text{п.у}} n_{\text{у}} N_{\text{у}}, \quad (1)$$

где $\sigma_{\text{э}}^m$, $\sigma_{\text{у}}^m$ — напряжения в материале детали, вызванные расчетными нагрузками $M_{\text{п.э}}$ и $M_{\text{п.у}}$ ("э" — обозначает условия эксплуатации, "у" — ускоренные испытания); $K_{\text{п.э}}$, $K_{\text{п.у}}$ — коэффициенты приведения действительного числа циклов нагружения детали при случайном характере изменения нагрузки к эквивалентному числу циклов нагружения при действии нагрузки постоянного уровня $M_{\text{р}}$; $n_{\text{э}}$, $n_{\text{у}}$ — действительное число циклов нагружения детали соответственно за один типовой технологический цикл работы погрузчика в условиях эксплуатации и за один цикл ускоренных испытаний в режиме "трогание—разгон—торможение"; $N_{\text{э}}$, $N_{\text{у}}$ — соответственно количество типовых технологических циклов за время эксплуатации и количество циклов "трогание—разгон—торможение" в общем объеме ресурсных испытаний.

Если принять $M_{\text{п.э}} = M_{\text{п.у}}$ и обозначить $K_{\text{п}} n = R$, равенство (1) преобразуется к виду

$$R_{\text{э}} N_{\text{э}} = R_{\text{у}} N_{\text{у}}. \quad (2)$$

Значение R характеризует число циклов нагружения при расчетном моменте постоянного уровня — $M_{\text{р}}$, эквивалентное по накоплению повреждений сопоставляемому режиму реально действующих нагрузок. Оно является показателем повреждающих воздействий и используется для сравнения степени повреждаемости деталей трансмиссии на различных режимах нагружения.

К числу основных факторов интенсификации режима нагружения ГМТ, наиболее существенно влияющих на накопление усталостных повреждений ее базовых элементов, относятся: частота вращения коленчатого вала двигателя в момент включения передачи при трогании автопозрузчика с места — X_1 ; скорость перемещения педали подачи топлива при разгоне — X_2 ; момент сил сопротивления движению — X_3 ; продолжительность режима нагружения трансмиссии — X_4 . Зависимость сопоставимых показателей повреждающих воздействий R от значений факторов интенсификации нагружения X для совокупности базовых элементов трансмиссии может быть представлена в виде системы регрессионных уравнений, полученной методом планирования эксперимента:

$$R_{y_i} = f_i(X_1, X_2, X_3, X_4), \quad i = 1, 2, \dots, m, \quad (3)$$

где R_{y_i} — сопоставимые показатели повреждающих воздействий, принимаемые в качестве выходных параметров при планировании эксперимента; X_1 , X_2 , X_3 , X_4 — соответствующие кодированные значения факторов нагружения в интервале варьирования от -1 до $+1$; m — число выходных параметров.

Примем $N_{\text{у}} = T_{\text{у}}/t_{\text{у}}$ и $N_{\text{э}} = T_{\text{э}}/t_{\text{э}}$, где $T_{\text{у}}$, $T_{\text{э}}$ — соответственно общее время ускоренных ресурсных испытаний и планируемый срок службы автопозрузчика; $t_{\text{у}}$, $t_{\text{э}}$ — длительность соответственно одного стенового цикла нагружения трансмиссии в режиме "трогание—разгон—торможение" и в типовом технологическом цикле работы автопозрузчика в условиях эксплуатации.

Тогда для m выходных параметров на основании уравнения (2) получим систему уравнений

$$R_{yi} = R_{zi} \frac{T_3 T_y}{t_3 T_y} \quad (4)$$

Так как отношение T_3/T_y представляет собой коэффициент ускорения испытаний K_Φ , система (4) преобразуется к виду

$$R_{yi} = R_{zi} K_\Phi \frac{t_y}{t_3} \quad (5)$$

Приравняв правые части выражений (3) и (5), получим систему уравнений

$$f_i(X_1, X_2, X_3, X_4) = R_{zi} K_\Phi (t_y/t_3) \quad (6)$$

Задача выбора режима ускоренных ресурсных испытаний ГМТ автопогрузчика сводится к определению факторов X_1, X_2, X_3, X_4 , при которых система (6) будет иметь наилучшее согласование, т. е. невязки

$$\epsilon_i = f_i(X_1, X_2, X_3, X_4) - R_{zi} K_\Phi (t_y/t_3) \quad (7)$$

должны быть возможно малыми по абсолютной величине. Эта задача может быть решена численным методом определения параметров эмпирической формулы [2].

Значения факторов X_j выразим через грубые значения X_j^0 и соответствующие поправки a_j , которые считаются "малыми":

$$X_j = X_j^0 + a_j \quad (8)$$

Подставив значения X_j в уравнения системы (7) и разложив правые части полученных уравнений по степеням поправок a_j , удерживая лишь члены первого порядка относительно этих поправок, получим систему условных уравнений вида

$$\epsilon_i = \sum_{j=1}^m A_{ji} a_j \quad (9)$$

где $A_{ji} = f'_{X_j}(X_j^0)$; j – номер фактора интенсификации нагружения.

Система условных уравнений (9) в общем случае является несовместной, для ее решения используем метод наименьших квадратов. Согласно этому методу, за меру отклонения полинома от данной функции ϵ принимается значение S_M , равное сумме квадратов отклонений полинома $A_{1i}a_1 + A_{2i}a_2 + A_{3i}a_3 + A_{4i}a_4$ от функции ϵ_i , т. е.

$$S_M = \sum_{i=1}^m (A_{1i}a_1 + A_{2i}a_2 + A_{3i}a_3 + A_{4i}a_4 - \epsilon_i)^2 = \min.$$

Приравняв нулю частные производные от функции S_M по X_i , получим систему четырех линейных уравнений с четырьмя неизвестными:

$$\left(\sum_{i=1}^m A_{1i}^2 \right) a_1 + \left(\sum_{i=1}^m A_{1i} A_{2i} \right) a_2 + \left(\sum_{i=1}^m A_{1i} A_{3i} \right) a_3 +$$

$$\begin{aligned}
& + \left(\sum_{i=1}^m A_{1i} A_{4i} \right) \alpha_4 = \sum_{i=1}^m A_{1i} \epsilon_i ; \\
& \left(\sum_{i=1}^m A_{1i} A_{2i} \right) \alpha_1 + \left(\sum_{i=1}^m A_{2i}^2 \right) \alpha_2 + \left(\sum_{i=1}^m A_{2i} A_{3i} \right) \alpha_3 + \\
& + \left(\sum_{i=1}^m A_{2i} A_{4i} \right) \alpha_4 = \sum_{i=1}^m A_{2i} \epsilon_i ; \\
& \left(\sum_{i=1}^m A_{1i} A_{3i} \right) \alpha_1 + \left(\sum_{i=1}^m A_{2i} A_{3i} \right) \alpha_2 + \left(\sum_{i=1}^m A_{3i}^2 \right) \alpha_3 + \\
& + \left(\sum_{i=1}^m A_{3i} A_{4i} \right) \alpha_4 = \sum_{i=1}^m A_{3i} \epsilon_i ; \\
& \left(\sum_{i=1}^m A_{1i} A_{4i} \right) \alpha_1 + \left(\sum_{i=1}^m A_{2i} A_{4i} \right) \alpha_2 + \left(\sum_{i=1}^m A_{3i} A_{4i} \right) \alpha_3 + \\
& + \left(\sum_{i=1}^m A_{4i}^2 \right) \alpha_4 = \sum_{i=1}^m A_{4i} \epsilon_i .
\end{aligned} \tag{10}$$

Решая систему (10), определяем значения поправок α_i . По выражению (8) находим новые значения X_j и, подставив их в систему (7), получаем новые соответствующие невязки $\epsilon_i^{(k)}$. Процесс вычислений повторяется до тех пор, пока значения невязок $\epsilon_i^{(k)}$ не станут меньше некоторого заданного значения δ . Минимальный объем испытаний устанавливается по коэффициенту ускорения испытаний K_{Φ} , последовательно наращиваемому до наибольшего значения, при котором возможно решение системы (6) с заданной степенью точности.

На основании изложенного выше алгоритма разработана программа расчета на ЭВМ факторов интенсификации режима нагружения ГМТ автопогрузчика при проведении его комплексных ускоренных ресурсных испытаний на стенде с беговыми барабанами. Полученные в результате расчета на ЭВМ параметры стендовых режимов нагружения ГМТ автопогрузчика модели 4085 обеспечили продолжительность стендовых испытаний, соответствующую коэффициенту ускорения $K_{\Phi} = 8 \dots 10$.

ЛИТЕРАТУРА

1. Яценко Н.Н. Колебания, прочность и форсированные испытания грузовых автомобилей. — М.: Машиностроение, 1972. — 372 с.
2. Демидович Б.П., Марон И.А., Шувалова Э.З. Численные методы анализа. — М.: Наука, 1967. — 368 с.