

Учет влияния эксплуатационной массы автомобиля на нагрузочный режим трансмиссии с использованием статистических показателей весовых состояний в эксплуатации позволит более точно прогнозировать долговечность и нормирование расхода запасных частей трансмиссии.

Анализ полученных результатов с точки зрения возможностей оптимизации форсированных полигонных испытаний показывает, что использование в программе испытаний режимов с различной загрузкой автомобилей и автопоездов позволяет получить более близкие значения коэффициентов приведения форсированных испытаний по базовым деталям агрегатов трансмиссии.

ЛИТЕРАТУРА

1. Цитович И.С., Каноник И.В., Вавуло В.А. Трансмиссии автомобилей. — Минск: Наука и техника, 1979. — 256 с. 2. Бусел Б.У., Гришкевич А.И., Чечик В.И. Методика расчета нагрузочного режима трансмиссии автомобиля. — В кн.: Автогакторостроение: Теория и конструирование мобильных машин. Минск: Выш. шк. 1979, вып. 13, с. 13—22. 3. Высокый М.С. Основы проектирования автомобилей и автопоездов большой грузоподъемности. — Минск: Наука и техника, 1980. — 200 с.

УДК 629.114.4—519.687

В.В. ВАРВКО, Н.Н. ПЕРВЫШИН (БПИ)

К РАСЧЕТУ МОДУЛЯТОРА ПРОТИВОБЛОКИРОВОЧНОЙ ТОРМОЗНОЙ СИСТЕМЫ АВТОМОБИЛЯ

Модулятор противоблокировочной тормозной системы (ПБС) должен удовлетворять требованиям технического задания по быстродействию и надежности функционирования во всем диапазоне изменения частоты управляющего сигнала. Расширение этого диапазона, называемого рабочим, — актуальная задача, решаемая в процессе создания адаптивной ПБС посредством разработки быстродействующих модуляторов — золотниковых гидрораспределителей, к которым предъявляются также повышенные требования тормозной системой (как местом их размещения) по уменьшению создаваемого гидравлического сопротивления, упрощению конструктивной схемы.

Расчет параметров модулятора, отвечающего требованиям технического задания в широком частотном диапазоне функционирования, — задача многопараметрической оптимизации. Решается она методами математического программирования [1].

Настоящая работа содержит:

— формулировку задачи расчета модулятора с требуемой частотой функционирования;

- алгоритм решения, формализованный в блок-схеме;
- пример расчета конкретной конструкции.

Формулировка задачи расчета с требуемой частотой функционирования. Задача параметрической оптимизации в общем случае формулируется следующим образом [2]: необходимо найти минимум (максимум) критерия качества $Q = f(\beta_1, \dots, \beta_m)$ при выполнении ограничений

$$\Psi_j(\beta_1, \dots, \beta_m) \leq \overline{\Psi_j}, j = \overline{1, n},$$

$$\beta_i^{\min} \leq \beta_i \leq \beta_i^{\max}$$

где β_i , $i = \overline{1, m}$ — параметры оптимизации; β_i^{\min} , β_i^{\max} — наименьшее и наибольшее допустимые значения параметров оптимизации; $\overline{\Psi_j}$ — заданные функциональные ограничения.

Структура решения рассматриваемой задачи принимается следующей: 1) выбор параметров оптимизации; 2) формирование критерия качества; 3) формирование ограничений; 4) выбор метода поиска, обеспечивающего решение задачи.

В качестве оптимизируемых параметров модулятора целесообразно использовать (рис. 1) диаметр золотника d , его ход x , жест-

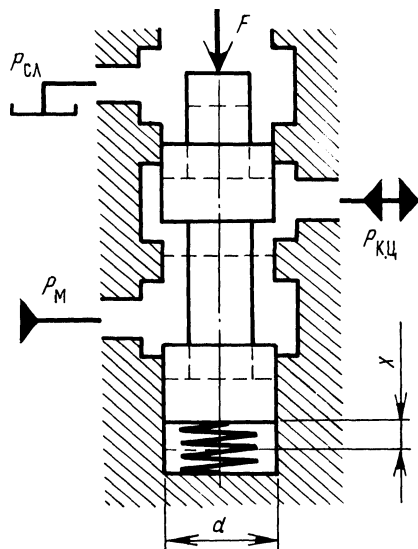


Рис. 1. Расчетная схема золотниково-вой пары модулятора.

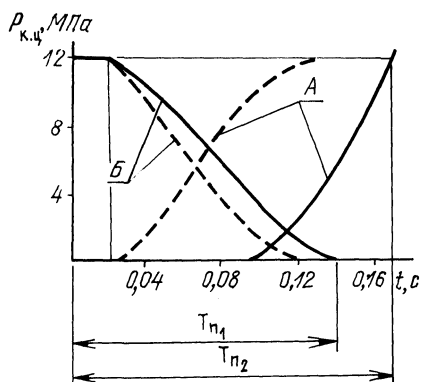


Рис. 2. Динамические характеристики модуляторов: А — при подводе; Б — при сливе рабочей жидкости; — — — существующего; - - - - разработанного.

кость возвратной пружины s , массу подвижных элементов m , требуемое усилие перемещения золотника F , в явном виде входящих в динамическую модель модулятора [3]. Качество функционирования модулятора как динамической системы будем оценивать по времени переходного процесса (рис. 2): при включении — от пода-

чи управляющего сигнала на соленоид и до достижения давления за модулятором номинальной величины $T_{п2}$, а затем при выключении — от снятия управляющего сигнала и до снижения давления до атмосферного $T_{п1}$. Это позволит сократить время, затрачиваемое на перемещение подвижных элементов, и не допустить снижения интенсивности процесса изменения давления соответственно при наполнении и сливе.

Таким образом, критерий качества для рассматриваемой задачи имеет вид

$$Q = \int_{t_0}^{T_{п}} I(d, x, c, m, F) dt,$$

где t_0 — начальный момент времени переходного процесса ($t_0 = 0$); $T_{п}$ — конечный момент времени переходного процесса.

Ограничения выделяются в пространстве, соответствующем требованиям технического задания и дополнительным рекомендациям области возможных состояний модулятора. При постановке задачи оптимального расчета гидравлического модулятора давления были сформулированы следующие ограничения:

1. Оптимизируемые параметры могут принимать только положительные значения

$$\beta_i > 0, i = \overline{1,5}. \quad (1)$$

Данное условие введем в виде функции штрафа

$$Q = t - 10^6 \sum_{i=1}^5 \beta_i.$$

2. Требуемое усилие перемещения золотника модулятора не должно превышать усилия, развиваемого электромагнитом управления

$$\beta_5 \leq 100 \text{ Н}. \quad (2)$$

Штрафная функция в этом случае имеет вид

$$Q = t + 10^6 (\beta_5 - 100).$$

3. Разрабатываемый модулятор должен иметь расходную характеристику не хуже существующего [3]

$$\Psi_j(\beta_1) \geq 108 \cdot 10^{-5} \text{ м}^3/\text{с}. \quad (3)$$

4. Частота циклической работы исполнительных элементов модулятора не должна быть ниже требуемой для его эффективного функционирования в составе адаптивной ПБС ($f = 20$ Гц) [7], и таким образом искомая величина принятого критерия качества должна удовлетворять условию

$$Q(\beta_j) \leq 0,05 \text{ с.} \quad (4)$$

В этом случае функцию штрафа определим как $Q = t - 10^6(0,05 - t)$.

Алгоритм решения задачи. Он должен обеспечить выбор параметров оптимизации (d, x, m, c, F) таким образом, чтобы при выполнении ограничений (1–4) критерий качества имел минимальное значение.

Для решения этой задачи в качестве инструментария была использована диалоговая система [4], в рамках которой осуществлялось взаимодействие с математической моделью проектируемого модулятора. Была построена полуэвристическая процедура параметрической оптимизации, блок-схема которой приведена на рис.3. В рамках этой процедуры оптимизация проводилась методами Розенброка, Пауэлла и деформируемого многогранника [5] с автоматическим построением внешней штрафной функции, имеющей вид

$$\Phi(\beta, a) = a \sum_{j=1}^m (\max(0, \psi_j(0, \psi_j(\beta)))^2,$$

где

$$\max(0, \psi_j(\beta)) = \begin{cases} 0, & \text{если } \psi_j(\beta) \leq \psi_{j3}; \\ \psi_j(\beta), & \text{если } \psi_j(\beta) > \psi_{j3}. \end{cases}$$

В процессе поиска оптимального решения были введены коэффициенты P_i на скорости изменения оптимизируемых параметров, позволившие устранить диспропорцию их физических величин, был определен оптимальный шаг интегрирования системы дифференциальных уравнений, динамически уточнялась область изменения функциональных параметров, осуществлялась оценка эффективности и переключение методов оптимизации. Оценка эффективности работы методов оптимизации вычислялась по формуле

$$\varphi(S, T, N) = K_1 \exp\left(\frac{N}{\sqrt{T}}\right) + K_2 \exp(S),$$

где S — изменение целевой функции на последнем удачном шаге; T — время работы метода оптимизации с момента его подключения; N — число оптимизируемых параметров; K_1, K_2 — весовые коэффициенты, определяемые экспериментальным путем.

Пример расчета. Определим параметры модулятора давления для ПБС автомобиля БелАЗ-549, удовлетворяющего следующим техническим требованиям:

- максимальный расход $Q = 108 \cdot 10^{-5} \text{ м}^3/\text{с}$;
- диапазон изменения давления — $p_{\text{к.п.}} 0-12 \text{ МПа}$ и обеспечивающего диапазон частот циклической работы исполнительных элементов не менее $0 < f < 20 \text{ Гц}$.

В качестве исходной точки поиска были выбраны характеристики существующего модулятора ПБС для гидродинамического при-

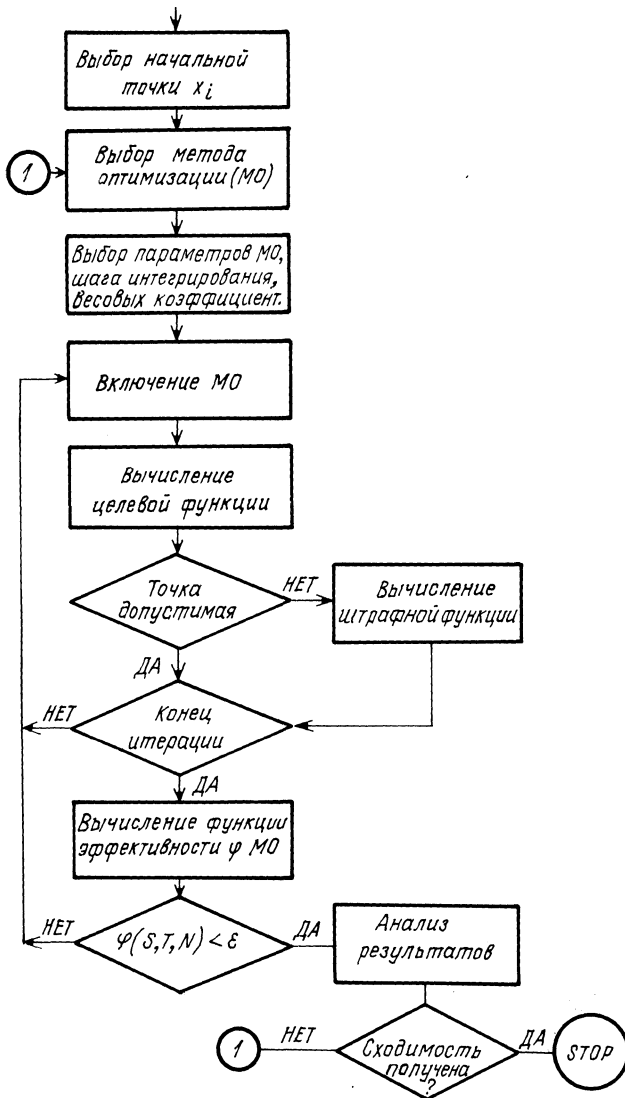


Рис. 3. Блок-схема алгоритма оптимизации параметров модулятора.

вода тормозов [3] со следующими конструктивными и эксплуатационными параметрами:

эксплуатационные параметры: $p_{к.ц \max} = 12,0$ МПа, $T_{п1} = 0,166$ с, $T_{п2} = 0,125$ с, $\mu = 0,6$;

конструктивные параметры: $d = 0,012$ м; $x = 0,0014$ м; $m = 0,2$ Н; $c = 7 \cdot 10^5$ Н/м.

В процессе решения были найдены следующие значения оптимизируемых параметров модулятора $c = 7,0925 \cdot 10^5$ Н/м; $m = 0,15$ Н; $x = 0,002$ м; $d = 0,01614$ м, обеспечивающие снижение времени переходного процесса при наполнении до $T_{п1} = 0,129$ и при сливе $T_{п2} = 0,12$, что позволило также уменьшить время перемещения исполнительного элемента (период инерционной задержки) (см. рис. 2) при наполнении соответственно с 0,095 до 0,029 с и оставить неизменной аналогичную составляющую при сливе (0,02 с).

По результатам расчета был разработан [6] и изготовлен модулятор, испытания которого подтвердили возможность функционирования его исполнительных элементов в требуемом диапазоне частот.

ЛИТЕРАТУРА

1. Ч у е в Ю.В., С п е х о в а Г.П. Технические задания исследования операций. — М.: Сов. радио, 1971. — 244 с.
2. Б о я р и н о в А.И., К а ф а р о в В.В. Методы оптимизации в химической технологии. — М.: Химия, 1969. — 575 с.
3. П е р в ы ш и н Н.Н. К вопросу о динамическом моделировании электрогидравлического распределителя. Рукопись деп. в БелНИИТИ 22.06.82, № 437—82. Деп. — 9 с.
4. Ф у р у н ж и е в Р.И., В а р а в к о В.В. Диалоговая система оптимизации и идентификации динамических систем. Рукопись деп. в БелНИИТИ 22.04.81, № 259—81. Деп. — 20 с.
5. Х и м м е л ь б л а у Д. Прикладное нелинейное программирование. — М.: Мир, 1975. — 532 с.
6. А.с. 927600 (СССР). Модулятор давления для противоблокировочной тормозной системы транспортного средства/Н.Н. П е р в ы ш и н, В.В. К а п у с т и н, Н.Ф. М е т л ю к, П.Р. Б а р т о ш. — Оpubл. в Б.И., 1982, № 18.
7. Das Antiblockiersystem von Bosch: Elektronik kooperiert mit Hydraulik. — Kfz-Werkstatte, 1981, N 6, S. 34—36.

УДК 629.114.42—592

П.Н. КИШКЕВИЧ, канд.техн.наук (БПИ)

ОСНОВНЫЕ НЕЛИНЕЙНОСТИ ПНЕВМАТИЧЕСКОГО ТОРМОЗНОГО ПРИВОДА

Пневматический тормозной привод автомобилей имеет ряд нелинейностей: насыщение характеристики вследствие ограничения давления; переменный объем тормозных камер; переменная площадь диафрагмы; нелинейность и гистерезис силовой характеристики тормозных механизмов. Рассмотрим эти основные нелинейности.

Переменная площадь диафрагмы (мембраны) тормозной камеры. На быстродействие и качество переходных процессов пневматического тормозного привода существенное влияние оказывает переменный объем тормозной камеры. В общем случае текущее значение переменного объема является функцией площади мембра-