

ВЫБОР ПАРАМЕТРОВ ИСПОЛНИТЕЛЬНОГО МЕХАНИЗМА СИСТЕМЫ АВТОМАТИЗИРОВАННОГО УПРАВЛЕНИЯ СИНХРОНИЗИРОВАННОЙ КОРОБКОЙ ПЕРЕДАЧ

Исполнительные механизмы (ИМ) являются важнейшим элементом систем автоматизированного переключения передач (САПП). Они осуществляют непосредственное воздействие на объекты управления: двигатель, сцепление, коробку передач автомобиля. Работоспособность и надежность САПП во многом определяются надежностью ИМ. Долговечность и безотказность узлов и агрегатов, на которые воздействуют ИМ, в свою очередь также определяются их характеристиками.

При создании первых образцов ИМ коробок передач предполагалось, что инерционные синхронизаторы обеспечат безударное включение передач на всех режимах переключения. Более поздние исследования показали, что это не всегда выполнялось. В результате неточной работы наблюдалось повышенное изнашивание и преждевременный выход из строя деталей синхронизатора, в первую очередь блокирующих элементов и зубчатых муфт. Это объясняется тем, что при выборе параметров ИМ не учитывались особенности инерционных синхронизаторов.

Для обеспечения надежной работы ИМ и коробки передач возможны два пути: 1) создание специальных конструкций синхронизаторов (например, многоконусных) [1]; 2) создание ИМ, характеристики которых согласованы с параметрами синхронизаторов, применяемых в коробках передач с ручным управлением [2].

Первый путь требует кардинального изменения конструкции существующих синхронизаторов, влечет за собой увеличение трудоемкости изготовления и стоимости коробок передач. Второй путь более перспективен.

Для согласования параметров ИМ и синхронизатора необходимо выявить причины, из-за которых уменьшается срок службы последнего.

Как показали стендовые испытания коробки передач ЯМЗ-238П, оборудованной пневматическим ИМ, и анализ работы синхронизатора, основной причиной преждевременного выхода синхронизатора из строя является его неблокирование при включении передачи на период выравнивания угловых скоростей соединяемых инерционных масс трансмиссии. Этап блокирования синхронизатора оказывает решающее влияние на весь процесс включения передачи. В случае "пробоя" синхронизатора нарушается сам принцип его работы и поверхности трения в работу не вступают, а некоторое выравнивание угловых скоростей соединяемых элементов трансмиссии происходит за счет ударов торцов зубчатой муфты. При блокировании синхронизатора разность угловых скоростей включаемой шестерни и скользящей зубчатой муфты составляет от 0,5 до 3 рад/с к моменту замыкания муфты, при "пробоях" – от 9,5 до 16 рад/с [2].

Для определения условий переключения, обеспечивающих блокирование синхронизатора, необходимо выбрать параметр, характеризующий процесс

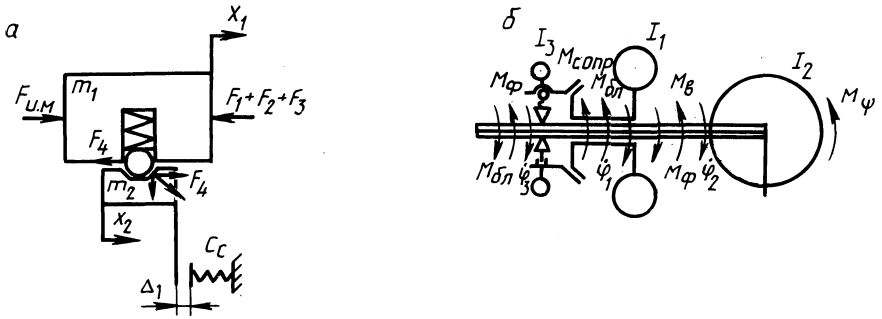


Рис. 1. Динамическая модель системы "исполнительный механизм – коробка передач":
 а – динамическая модель исполнительного механизма; б – динамическая система коробки передач

блокирования. В качестве такого параметра выступает угол поворота $\Delta\varphi$ запирающего звена (обоймы либо кольца) относительно скользящей зубчатой муфты в момент снятия последней с фиксаторов. Если к этому моменту $\Delta\varphi$ оказывается меньше угла $\varphi_{\text{бл}}$ блокирования, определяемого конструкцией синхронизатора, синхронизатор не заблокирован.

Для исследования влияния различных факторов на значение $\Delta\varphi$ была составлена динамическая модель системы ИМ – коробка передач (рис. 1), состоящая из двух взаимодействующих частей.

Первая часть (рис. 1, а) описывает поступательное движение масс ИМ, механизма переключения и синхронизатора. Масса m_1 включает массу поршня со штоком ИМ, штока механизма переключения с вилкой, скользящей зубчатой муфты; m_2 – масса обоймы синхронизатора. На массу m_1 воздействует усилие $F_{\text{и.м}}$, при ее смещении из нейтрального положения возникают силы сопротивления движению. Массы m_1 и m_2 связаны посредством фиксаторов синхронизатора.

Вторая часть описывает вращательное движение элементов трансмиссии с помощью трехмассовой динамической системы. Выбор данной системы обусловлен тем, что на этапе включения передачи, соответствующем блокированию синхронизатора, сцепление разомкнуто и коробка передач находится в нейтральном состоянии. В этом случае для удобства рассмотрения процесса блокировки синхронизатора можно выделить три отдельных элемента коробки передач: 1) первичный вал и связанные с ним элементы сцепления и коробки передач; 2) вторичный вал с элементами трансмиссии; 3) обойму синхронизатора. На рис. 1, б I_1 – момент инерции ведомой части сцепления, первичного вала, включаемой шестерни, промежуточного вала и связанных с ним шестерен, свободно вращающихся на вторичном валу, вращающихся частей демультипликатора, приведенные ко вторичному валу; I_2 – момент инерции вторичного вала и связанных с ним деталей, а также остальных элементов трансмиссии и поступательно движущаяся масса автомобиля, приведенные ко вторичному валу; I_3 – момент инерции обоймы синхронизатора.

При включении высшей передачи в момент соприкосновения поверхно-

стей трения синхронизатора динамическая модель описывается системой уравнений:

$$m_1 \ddot{x}_1 = F_{\text{и.м}} - (F_1 + F_2 + F_3 + F_4) \text{sign } \dot{x}_1 ;$$

$$m_2 \ddot{x}_2 = F_4 - (x_1 - \Delta_1) c_c ;$$

$$I_1 \ddot{\varphi}_1 = -M_{\text{сопр}} - M_{\text{бл}} ;$$

$$I_2 \ddot{\varphi}_2 = -M_{\psi} - M_{\phi} - M_{\text{в}} ;$$

$$I_3 \ddot{\varphi}_3 = M_{\text{бл}} - M_{\phi} ;$$

$$\Delta\varphi = -\varphi_2 + \varphi_3 ,$$

где $F_{\text{и.м}}$ — усилие ИМ; F_1 — усилие фиксатора штока механизма переключения; F_2 — сила трения в ИМ и механизме переключения; F_3 — сила трения в шлицевом соединении зубчатая муфта — вторичный вал; F_4 — осевое усилие фиксаторов синхронизатора; Δ_1 — расстояние между поверхностями трения синхронизатора; C_c — осевая жесткость синхронизатора; $M_{\text{сопр}}$ — момент сопротивления вращению массы I_1 ; $M_{\text{бл}}$ — блокирующий момент сопротивления повороту обоймы синхронизатора; $M_{\text{в}}$ — момент трения скользящей зубчатой муфты об вилок.

Зависимости для расчета F_1 , F_2 , F_3 , F_4 , $M_{\text{сопр}}$, M_{ψ} , M_{ϕ} , $M_{\text{в}}$ можно найти в работах [1, 3]. Методика моделирования усилия $F_{\text{и.м}}$ для пневматических ИМ приведена в статье [4].

Блокирующий момент $M_{\text{бл}}$ является аналогом синхронизирующего момента и определяется по формуле

$$M_{\text{бл}} = F_4 (fR_c / \sin \gamma) ,$$

где f — коэффициент трения на конусах синхронизатора; R_c — средний радиус поверхностей трения; γ — половина угла при вершине конуса синхронизатора.

На первом этапе анализа блокировки синхронизатора были выявлены факторы, оказывающие существенное влияние на угол $\Delta\varphi$. Задачи подобного типа решают с помощью многофакторного дисперсионного анализа. Для дисперсионного анализа были отобраны следующие факторы: скорость перемещения штока \dot{x}_1 ; коэффициент трения f ; момент сопротивления повороту обоймы синхронизатора M_{ϕ} ; момент сопротивления движению автомобиля M_{ψ} ; масса обоймы с момента инерции I_3 .

При получении материалов для проведения анализа в ходе моделирования использовались планы полнофакторного эксперимента типа 2^n . Принятые интервалы варьирования соответствовали: для I_3 , f , M_{ϕ} — параметрам коробки передач ЯМЗ-238А; для M_{ψ} — условиям эксплуатации на дорогах I и II категорий; для \dot{x}_1 — результатам моделирования и стендовых испытаний.

Дисперсионный анализ показал, что значимыми факторами являются \dot{x}_1 и f , т. е. $\Delta\varphi = f(\dot{x}_1, f)$.

Следующей задачей является выявление факторов, определяющих значе-

ние \dot{x}_1 в момент соприкосновения поверхностей трения синхронизатора. Для ее решения также были использованы методы дисперсионного анализа и планирования эксперимента. В качестве объекта исследования был принят ИМ с пневматическим силовым элементом для включения передач.

Анализировалось влияние на \dot{x}_1 следующих параметров: пропускной способности впускной и выпускной магистралей пневмоцилиндра μA_1 и μA_2 ; массы m_1 ; начального усилия фиксатора механизма переключения F_1 ; рабочего давления в пневмосистеме p_0 . Интервалы варьирования для F_1 приняты с учетом разброса усилий пружин фиксаторов различных моделей коробок передач грузовых автомобилей. Значения μA_1 и μA_2 , m_1 определены с учетом характеристик имеющихся ИМ, а диапазон изменения p_0 — на основании характеристик пневмосистем.

В результате дисперсионного анализа было получено, что для \dot{x}_1 значимыми факторами являются μA_1 , μA_2 и p_0 , т. е.

$$\dot{x}_1 = \psi(\mu A_1, \mu A_2, p_0). \quad (1)$$

Вторым этапом исследований являлось получение зависимостей для вычисления $\Delta\varphi$ и \dot{x}_1 для конкретной модели коробки передач и ИМ. Эта задача решалась методами регрессионного анализа.

В искомую зависимость для определения $\Delta\varphi$ в качестве регрессоров были включены факторы \dot{x}_1 , f , признанные значимыми по результатам дисперсионного анализа, а также момент инерции I_3 обоймы синхронизатора. С учетом того, что M_ψ признан не значимым фактором, $\varphi_2 = 0$ и искомая зависимость принимает вид

$$\Delta\varphi = \varphi = f(\dot{x}_1, f, I_3). \quad (2)$$

При получении материала, необходимого для проведения регрессионного анализа, использовались планы полнофакторного эксперимента типа 3^n .

Вычисление коэффициентов уравнения (2) производилось на ЭВМ "Электроника ДЗ-28", и в результате была получена зависимость

$$\varphi_3 = 0,11 - 0,25x_1 + 0,60f - 2,44I_3 \quad (3)$$

при коэффициенте детерминации $R^2 = 0,845$ и среднеквадратическом отклонении $Se = 0,97 \cdot 10^{-2}$ рад.

Полученная регрессионная модель (3) позволяет определить допускаемую скорость перемещения штока \dot{x}_1 исходя из конструктивных параметров коробки передач и синхронизатора.

Для определения параметров пневмопривода, обеспечивающих заданную скорость перемещения штока \dot{x}_1 , была получена регрессионная модель зависимости (1)

$$\dot{x}_1 = -0,25 + 3277,09 \mu A_1 + 49124,7 \mu A_2 + 0,35 \cdot 10^{-6} p_0 \quad (4)$$

при $R^2 = 0,845$, $Se = 0,79 \cdot 10^{-1}$ м/с.

Уравнение регрессии (4) позволяет определить основные параметры пневмоприводов, обеспечивающие необходимую скорость перемещения штока \dot{x}_1 для конкретной модели ИМ.

Предлагаемая методика дает возможность определять основные парамет-

ры ИМ на стадии проектирования в зависимости от параметров коробки передач и синхронизаторов.

ЛИТЕРАТУРА

1. Красненьков В.И., Егоркин В.В. Синхронизаторы в ступенчатых трансмиссиях. — М.: Машиностроение, 1967. — 198 с. 2. Гришкевич А.И., Куцеволов В.А. К вопросу выбора типа исполнительного механизма для системы переключения механической ступенчатой коробки передач. — Минск, 1982. — 10 с. — Деп. в БелНИИНТИ 3.10.1983, № 530 Бе-Д83. 3. Недялков А.П. Исследование процесса синхронизации в коробках передач, работающих с пневматическим приводом // Тр. НАМИ. 1965. — Вып. 72. — С. 135–190. 4. Гришкевич А.И., Куцеволов В.А. Моделирование работы пневматических исполнительных механизмов механических ступенчатых коробок передач. — Минск, 1982. — 13 с. — Деп. в БелНИИНТИ 3.01.1983, № 531 Бе-Д83.

УДК 629.113-592,52

Н.Ф. МЕТЛЮК, д-р техн. наук,
П.Р. БАРТОШ, канд. техн. наук,
Ф.К. КРАВЕЦ, канд. техн. наук (БПИ)

ОПРЕДЕЛЕНИЕ ПОДАЧИ КОМПРЕССОРА ПРОТИВОБЛОКИРОВОЧНОЙ ТОРМОЗНОЙ СИСТЕМЫ АВТОМОБИЛЯ

Пневмопривод противоблокировочной тормозной системы (ПБС) в процессе торможения работает в циклическом режиме, что приводит к увеличению расхода сжатого воздуха по сравнению с торможением без применения ПБС. Подача серийного компрессора, удовлетворяющая нормативным требованиям [1] по времени заполнения пневмосистемы сжатым воздухом, оказывается недостаточной для обеспечения необходимого давления в ресиверах при работе ПБС. В связи с этим возникла необходимость в разработке методики определения подачи и выбора конструктивных параметров компрессора при оснащении пневматического тормозного привода ПБС. Выбор подачи компрессора в этом случае целесообразно проводить по динамическим характеристикам питающей части с учетом условий работы тормозного привода в процессе эксплуатации.

Объемная подача воздуха в ресивер (подача компрессора $Q_{\text{пр}}$, $\text{м}^3 \cdot \text{с}^{-1}$) определяется рабочим объемом $V_{\text{раб}}$, коэффициентом подачи η_V и частотой вращения вала n_k компрессора [2]:

$$Q_{\text{пр}} = V_{\text{раб}} \eta_V n_k. \quad (1)$$

Рабочий объем компрессора (м^3):

$$V_{\text{раб}} = \frac{\pi d^2}{4} S i_{\text{ц}} = V_{\text{ц}} i_{\text{ц}},$$

где d и S — диаметр и ход поршня компрессора, м; $i_{\text{ц}}$ — число цилиндров компрессора; $V_{\text{ц}}$ — рабочий объем цилиндра, м^3 .