

Н.Ф. Метлюк, В.П. Автушко, А.Г. Денисов,
В.В. Капустин

ИССЛЕДОВАНИЕ ДИНАМИЧЕСКИХ ХАРАКТЕРИСТИК КОНТУРА ГИДРАВЛИЧЕСКОЙ СИСТЕМЫ "ЭЛЕКТРОКЛАПАН--ТОРМОЗНОЙ ЦИЛИНДР"

В общем комплексе задач по разработке ПБУ первостепенное значение имеет исследование статических и динамических характеристик звеньев тормозной системы. Наиболее часто динамические свойства звеньев гидропривода описываются амплитудно-частотными и фазо-частотными характеристиками (АЧХ и ФЧХ). При уточненном динамическом анализе возникает необходимость учета нелинейности тормозного гидропривода (гистерезис тормозного механизма и электроклапана, трение в золотнике и тормозном цилиндре и др).

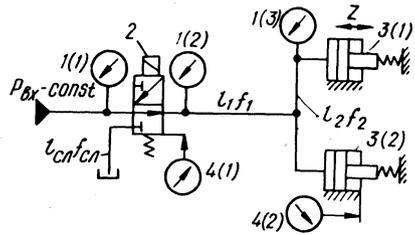
В литературе по автоматическому управлению систем широко освещается методика определения АЧХ и ФЧХ преимущественно электрических и электронных устройств с линеаризованными математическими моделями [1, 2]. При исследовании частотных характеристик этих устройств формирование гармонического входного сигнала переменной частоты и постоянной амплитуды не вызывает затруднений. Формирование гармонических колебаний давления на входе пневматического или гидравлического контура реального тормозного привода практически невозможно из-за наличия нелинейности и сил трения в генераторе колебаний и в контуре привода.

Работа контура гидравлического тормозного привода типа БелАЗ-549 с ПБУ осуществляется в циклическом режиме с переменными частотой, скважностью и уровнем давления. Поэтому при исследовании частотных характеристик контура гидроаккумулятор — тормозной кран — электроклапан (модулятор) — гидроцилиндры в широких пределах изменялись частота и скважность ($\tau = \frac{t_1}{T}$) силовых сигналов электроклапана

2 (рис. 1), величина давления на входе в электроклапан устанавливалась тормозным краном (на рис. 1 тормозной кран и гидроаккумулятор не показаны). Кроме того, менялось расположение электроклапана 2 в магистрали $1_1 f_1$.

Испытания показали, что при расположении электроклапана 2 на расстоянии 2,5 м от гидроаккумулятора (трубка $\varnothing 14$ мм) давление на входе электроклапана при его циклической работе

Рис. 1. Схема контура "электроклапан—тормозной цилиндр":
 1(1,2,3)—датчики давлений ;
 2—электроклапан; 3(1,2) —
 колесные тормозные цилиндры;
 4(1,2)—датчики перемещений.



изменяется незначительно (не более 6% от $p_{вх} = 120 \cdot 10^5$ Па).
 Это обстоятельство позволяет при исследовании частотных характеристик принять допущение, что давление $p_{вх}$ на входе в электроклапан при вышеуказанном его расположении постоянно.

Периодический сигнал электроклапана можно представить как

$$x(t) = \begin{cases} 1 & \text{при } nT - \frac{t_1}{2} < t < nT + \frac{t_1}{2} ; \\ 0 & \text{при } nT + \frac{t_1}{2} < t < (n+1)T - \frac{t_1}{2} , \end{cases}$$

где T — период импульсов; t_1 — время сигнала (оттормаживание контура); n — любое целое число.

Амплитудная характеристика определяется как отношение

$$A(f) = \frac{A(p_{ц})}{p_{к}} , \quad (1)$$

где $A(p_{ц})$ — амплитуды давления в тормозных цилиндрах 3(1,2) ;
 $p_{к}$ — давление на входе клапана 2.

Фазовый сдвиг в градусах равен

$$\varphi_f = \frac{180 \sum \Delta f}{T} , \quad (2)$$

где $\sum \Delta f$ — суммарный фазовый сдвиг за период.

Периодический сигнал можно также разложить в ряд Фурье и представить в виде дискретного спектра гармонических составляющих, однако такой метод весьма трудоемкий и применим лишь при постоянных значениях периода T , скважности

$\tau = \frac{t_1}{T}$ и при постоянной форме входного сигнала.

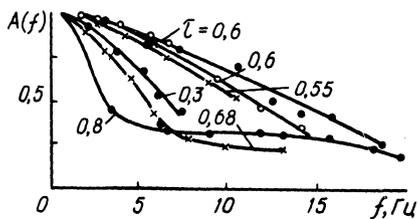


Рис. 2. Амплитудная характеристика контура "электроклапан—тормозной цилиндр":
 —•— трубопровод $\phi = 8$ мм; $l_1 + l_2 = 3200$ мм; —х— трубопровод $\phi = 14$ мм; $l_1 + l_2 = 4500$ мм; —о— шланг $\phi = 16$ мм; $l_1 + l_2 = 3200$ мм.

Для экспериментальных исследований была совместно с БелАЗ изготовлена установка, которая моделировала гидравлическую тормозную систему БелАЗ-549 и включала гидроаккумулятор с питающим насосом, тормозной кран, электроклапан, тормозные цилиндры с заданной характеристикой нагрузок. Для измерений переменных величин применялись датчики давлений 1 (1, 2, 3) и перемещений 4 (1, 2), показанные на рис. 1.

Для управления работой электроклапана 2 с переменной частотой и скважностью был разработан и изготовлен специальный генератор электрических сигналов. Показания датчиков и электрического сигнала питания клапана записывались с помощью осциллографа К-12-22.

Особый интерес представляет определение максимальной амплитуды и частоты колебательного контура, что в конечном итоге может дать ответ на вопрос, где рационально устанавливать модуляторы ПБУ в тормозной системе автомобиля. С этой целью экспериментальным путем определялась характеристика контура с различной длиной и диаметром трубопровода. На рис. 2 показаны графики относительных амплитудных характеристик $A(f)$ контура для различных величин скважности τ . На изменение величины $A(f)$ влияют как величина частоты f , так и скважность входного сигнала τ . Так, например, согласно рис. 2, изменение скважности с 0,6 до 0,3 или до 0,8 для одного и того же трубопровода $\phi = 8$ мм приводит к резкому уменьшению амплитуды давления в тормозном цилиндре при сравнительно низкой частоте входного воздействия.

Однако графики амплитудных характеристик не дают полной картины о размещении изменяющегося давления в поле подведенного давления к клапану.

Преобразуем уравнение (1) к виду

$$A(f) = \frac{p_{\max}(f) - p_{\min}(f)}{p_k} = \frac{p_{\max}(f)}{p_k} - \frac{p_{\min}(f)}{p_k}, \quad (3)$$

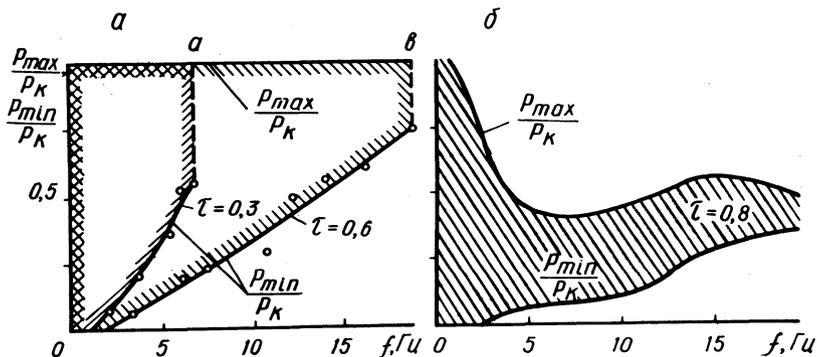


Рис. 3. Кривые торможения и растормаживания контура с трубопроводом $\phi = 8$ мм; $l_1 + l_2 = 3200$ мм при различных τ : а — $\tau = 0,3; 0,6$; б — $\tau = 0,8$.

где $p_{\max}(f)$ — максимальное давление в тормозном цилиндре, функционально зависящее от частоты f ; $p_{\min}(f)$ — минимальное давление оттормаживания, являющееся функцией f ; p_k — давление на входе клапана.

Функции $p_{\max}(f)$ и $p_{\min}(f)$ описываются уравнением регрессии по результатам эксперимента или решения уравнений динамики гидравлического привода. На рис. 3 построены огибающие кривые $\frac{p_{\max}}{p_k}$ и $\frac{p_{\min}}{p_k}$ при разной частоте f

входного сигнала и его скважности $\tau = 0,8$. Заштрихованная зона, заключенная между этими кривыми, определяет поле распределения амплитуды давления в тормозном цилиндре. При этом для $\tau = 0,3; 0,6$ контур на всем диапазоне частот устойчивой работы клапана имеет давление торможения p_{\max} , близкое к давлению силового сигнала p_k .

На динамические характеристики звена существенно влияет гистерезис соленоида электроклапана 2, перекрытие в золотниковой паре, трение и люфт. Эти нелинейности образуют зону нечувствительности как по сигналу включения, так и выключения клапана. Зона нечувствительности существенно влияет на работу тормозных систем с ПБУ. Запаздывание включения или выключения клапана на 0,03 с приводит к изменению давления в тормозном цилиндре на величину $(10--12) \cdot 10^5$ Па.

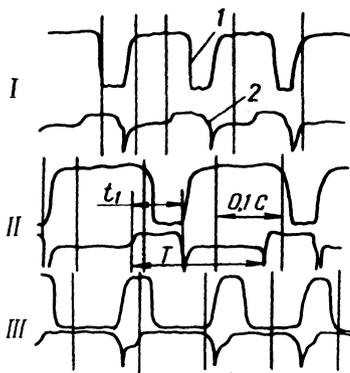


Рис. 4. Осциллограмма работы электроклапана: 1—перемещение золотника; 2—электрический сигнал включения и выключения электроклапана; I—без форсирования; II—с конденсатором; III—с диодом и добавочным сопротивлением.

Форсированное включение и отключение тока питания клапана предполагает в первом случае быстрое накопление определенной энергии, во втором, наоборот, рассеивание энергии, накопленной к моменту отключения.

Один из способов уменьшения времени отключения тока — включение конденсатора параллельно нагрузке или транзистору. В этом случае энергия передается в емкость, а затем рассеивается в активном сопротивлении соленоида.

Из приведенной осциллограммы (рис. 4) следует, что установка конденсатора ($C = 15$ мкф) параллельно транзистору почти полностью исключает время запаздывания отключения клапана.

Следует отметить, что применение диода и добавочного сопротивления не привело к заметному форсированию отключения (рис. 4). Отключение клапана сопровождается еще и возникновением э.д.с. самоиндукции, которая тем больше, чем меньше время отключения. Величина э.д.с. самоиндукции может достигать значений, в несколько раз превышающих подведенное напряжение к клапану рис. 4, что может привести к пробое изоляции провода питания. Для обеспечения защиты цепи управления применялись конденсаторы такой емкости.

Время запаздывания включения клапана обычно оставалось постоянным и составляло $0,02--0,03$ с.

Учитывая, что на автомобиле имеется один источник постоянного напряжения, форсированное включение возможно за счет энергии, запасенной в емкостном приемнике при отключении клапана. При этом необходимо исключить разрядку конденсатора в активное сопротивление соленоида после отключения тока.

Форсированное включение и выключение модуляторов ПБУ требует дальнейших теоретических и экспериментальных исследований наряду с выбором материала сердечника, определением схемы и конструктивных параметров клапана.

Для учета влияния нелинейностей гидропривода и электроклапана на частотные характеристики контура необходимо изменять величину входного давления и тока питания.

Разработанная методика и приведенные экспериментальные исследования динамических характеристик гидравлического тормозного контура позволяют сделать следующие выводы: а) управление давлением в тормозных цилиндрах может осуществляться изменением как частоты, так и скважности сигнала электроклапана; б) гистерезис нефорсированного управления электроклапаном существенно влияет на динамические характеристики контура.

Л и т е р а т у р а

1. Теория автоматического управления. Под ред. Нетушила А.В. М., 1968. 2. Бесекерский В.А. Динамический синтез систем автоматического регулирования. М., 1970.

А.И. Гришкевич, Б.У. Бусел, С.Ф. Безверхий

ИНЖЕНЕРНАЯ МЕТОДИКА РАСЧЕТА НАГРУЖЕННОСТИ ТРАНСМИССИИ ПРИ ДВИЖЕНИИ АВТОМОБИЛЯ ПО НЕРОВНОЙ ДОРОГЕ

В работе [1] был описан метод расчета с помощью аналоговых вычислительных машин нагрузок в трансмиссии, обусловленных взаимодействием автомобиля с неровностями дороги. При этом связь между колебаниями поступательно движущихся масс автомобиля и колебаниями масс трансмиссии рассматривалась через вертикальные и горизонтальные составляющие реакции дороги. Движение поддрессоренных и неподдрессоренных масс автомобиля и масс трансмиссии описывалось системой нелинейных дифференциальных уравнений. Нелинейность уравнений определялась нелинейностью коэффициентов (нелинейность