



Исследование условий неустойчивой работы трехлинейного золотникового регулятора расхода

Рассмотрены статическая и динамическая модели работы трехлинейного золотникового регулятора расхода с учетом динамики подвижных элементов и испытаний усовершенствованного трехлинейного золотникового регулятора расхода. Приведены статические рабочие характеристики и рекомендации по выбору геометрии золотника. Сформулированы направления для дальнейшего исследования.

Ключевые слова: гидравлика, золотниковые регуляторы, гидравлические регуляторы, характеристики золотниковых устройств, регулятор расхода, устойчивость, моделирование работы.

Введение

Трехлинейные золотниковые регуляторы расхода (ЗРР) широко применяются в гидроприводах с дроссельным регулированием для ограничения объемного расхода, подаваемого к исполнительным органам в широком диапазоне нагрузок. В общем случае к ЗРР предъявляют требования к устойчивости и быстродействию, при этом к ЗРР грузоподъемных машин специальных требований к быстродействию не предъявляется, но должна быть обеспечена устойчивость их работы.

Рассматриваемый регулятор применяется в гидроприводе высокой грузоподъемности, для которого не предъявляются высокие требования к быстродействию. При функционировании привода, в состав которого входит ЗРР, в некоторых случаях наблюдались посторонние шумы в гидросистеме, вызванные колебаниями подвижных элементов ЗРР. Уровень акустического шума и колебания давления, наблюдаемые при этом, позволяют говорить о резонансных явлениях в гидросистеме и ЗРР.

ЗРР представляет собой гидравлическое устройство, предназначенное для поддержания постоянным объемного расхода Q_2 , подаваемого к рабочему органу вне зависимости от давления p_2 нагрузки на нем. Конструктивно регулятор расхода состоит из параллельно установленных дросселя A_2 и золотниковой пары золотник – втулка. Чувствительным элементом регулятора является дроссель A_2 регулируемого сечения. Настройкой его сопротивления определяется объемный расход Q_2 , пропускаемый ЗРР к давлению p_2 нагрузки. Исполнительным элементом является золот-

ник, регулирующий сопротивление сливной магистрали, через который сбрасывается избыточный объемный расход Q_1 . Для демпфирования возможных колебаний в конструкции ЗРР предусмотрен гидравлический линейный дроссель B_2 . Очевидно, что демпфирующих свойств демпфера B_2 оказалось недостаточно для обеспечения устойчивой работы ЗРР. В настоящей статье приведены результаты анализа характеристик ЗРР и поиска причин его неустойчивой работы.

Известно, что неустойчивая работа ЗРР может быть обусловлена резонансными явлениями, возникающими вследствие:

- ошибочно выбранных геометрических и физических характеристик элементов ЗРР (жесткости пружины, условий перекрытия, гидравлического демпфирования и др.);
- колебаний объемного расхода и давления в напорной линии, вызванных работой насоса;
- колебаний нагрузки на исполнительном органе гидропривода;
- действия на исполнительный элемент (золотник) внутренних возмущающих сил (турбулентности потока, кавитации, условий трения в золотниковой паре и др.).

Статические рабочие характеристики ЗРР

По результатам анализа конструкции ЗРР было сделано предположение, что возможной причиной его неустойчивой работы является неудачный выбор геометрических параметров перекрытия дроссельной щели в паре золотник – втулка. Для определения рабочих характеристик ЗРР была построена статическая модель его работы, расчетная схема которой приведена на рис. 1.

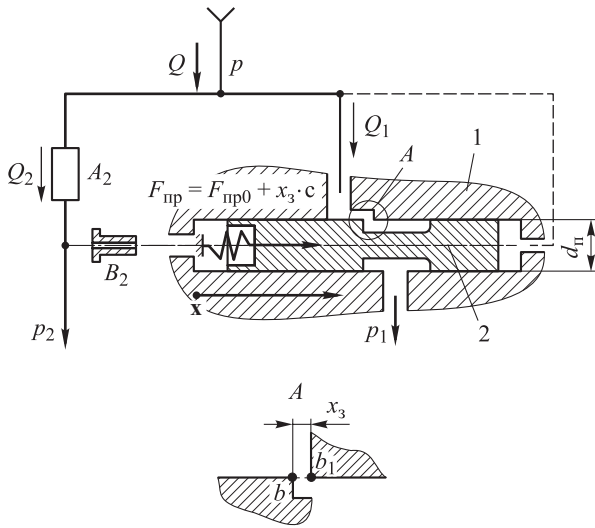
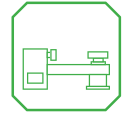


Рис. 1. Расчетная схема статической модели трехлинейного ЗРР:
1 – втулка; 2 – золотник; A – выносной элемент;
x – координатный вектор

При разработке математической модели, описывающей статическое состояние ЗРР, были приняты следующие допущения:

- рабочая жидкость несжимаема;
- коэффициент расхода ξ через дроссельную щель в золотниковой паре не зависит от положения золотника, $\xi = 2$;
- силы трения золотника о втулку пренебрежимо малы;
- гидродинамическая сила, действующая на золотник, пренебрежимо мала;
- при прохождении через дроссельную щель поток движется перпендикулярно линии $b - b_1$.

Запишем математическую модель работы ЗРР:

$$\begin{cases} p - p_2 = A_2 Q_2^2; \\ Q = Q_1 + Q_2; \\ p - p_1 = \frac{\rho \xi Q_1^2}{2(2\pi \cdot 0,5 d_{\text{п}} x_3)^2}; \\ (p - p_2) f_{\text{п}} = F_{\text{пр}0} + x_3 c, \end{cases} \quad (1)$$

где p – давление на входе в ЗРР;
 p_2 – давление нагрузки;
 A_2 – коэффициент местного сопротивления дросселя;
 Q_2 – объемный расход через дроссель;
 Q – объемный расход, подаваемый насосом к регулятору;

Q_1 – объемный расход через дроссельную щель золотниковой пары золотник – втулка (избыточный расход);

p_1 – давление за золотником (давление слива), принимаем $p = \text{const}$;

ρ – плотность жидкости, равная 860 кг/м^3 ;

x_3 – ход золотника;

$d_{\text{п}}$ – диаметр поршня золотника;

$F_{\text{пр}0}$ – предварительное поджатие пружины при $x_3 = 0$;

c – жесткость пружины;

$f_{\text{п}}$ – рабочая площадь поршня золотника.

Результаты математического моделирования приведены на рис. 2.

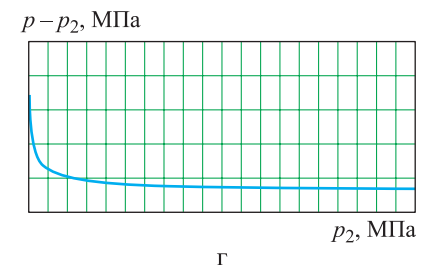
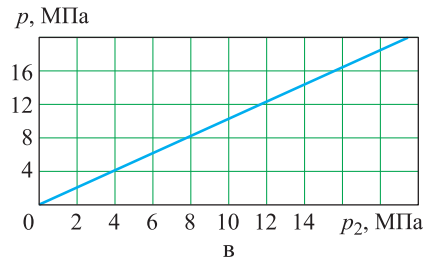
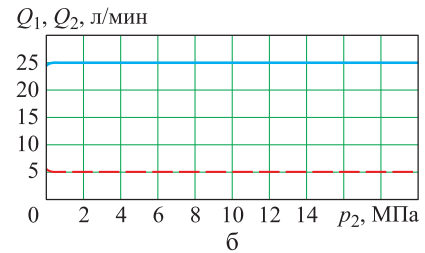
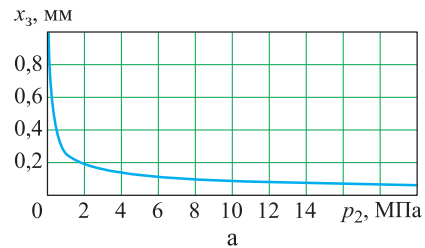


Рис. 2. Статические рабочие характеристики ЗРР:
а – зависимость положения золотника x_3 от давления нагрузки p_2 ; б – зависимость объемных расходов Q_1 и Q_2 через ЗРР от давления нагрузки;
в – зависимость давления p на входе в ЗРР от давления нагрузки p_2 ; г – зависимость перепада давления на ЗРР от давления нагрузки



Из рис. 2, а видно, что зависимость хода золотника x_3 от давления p_2 нагрузки очень жесткая. К примеру, при изменении давления нагрузки в диапазоне $p_2 = 60 \dots 200$ кгс/см² рабочее положение золотника меняется в диапазоне $x_3 = 0,05 \dots 0,10$ мм. Обнаруженная особенность стала причиной поиска и других геометрических решений рабочей кромки золотника, обеспечивающих менее жесткие характеристики $x_3(p_2)$.

Представив уравнение, описывающее сопротивление дроссельной щели в виде

$$p - p_1 = \frac{\rho \xi Q_1^2}{2(2\pi R x_3)^2} = \frac{\rho \xi Q_1^2}{2(f(x_3))^2} = A_1(x_3) Q_1^2, \quad (2)$$

можно построить рабочие характеристики ЗРР с различными видами зависимости площади дроссельной щели от хода золотника $f(x_3)$.

На рис. 3 представлены некоторые из рассмотренных вариантов геометрии золотника, а на рис. 4 – их рабочие характеристики.

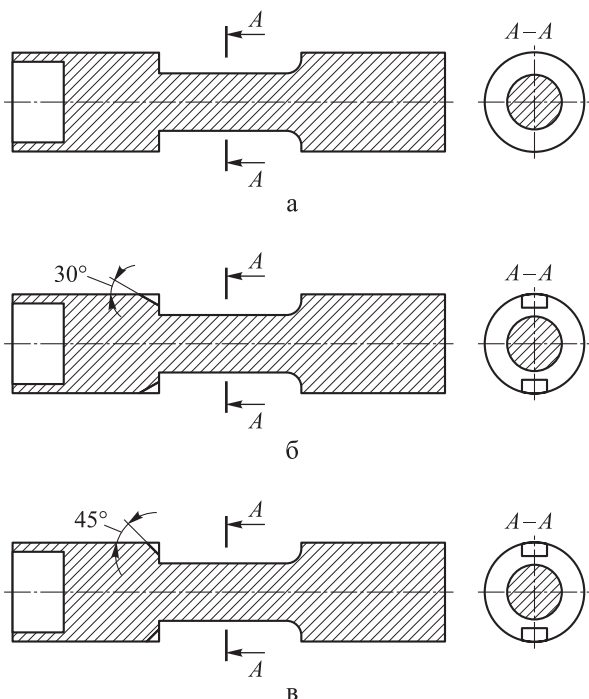


Рис. 3. Некоторые варианты геометрии золотника: а – золотник с острой кромкой (№ 1); б – золотник с двумя канавками с углом 45° (№ 2); в – золотник с двумя канавками с углом 30° (№ 3)

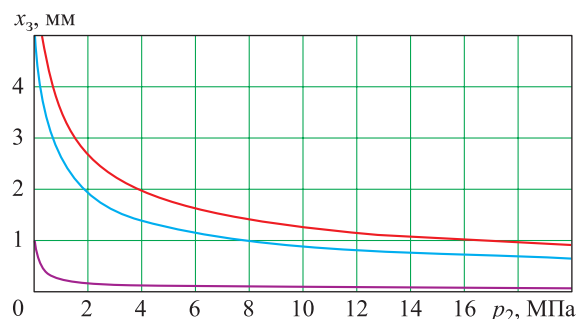


Рис. 4. Зависимости положения на золотниках x_3 от давления нагрузки для золотников: — острой кромкой; — с двумя канавками с углом 45°; — с двумя канавками с углом 30°

Относительно жесткости рабочей характеристики наилучшим вариантом из рассмотренных является ЗРР с золотником № 3. Однако, несмотря на то что приведенные результаты косвенно подтверждают предположение о неудачной геометрии золотника как о причине неустойчивой работы ЗРР, этого недостаточно для однозначного определения причины неустойчивой работы ЗРР.

Динамическая модель работы ЗРР

Для определения условий, при которых возникает неустойчивая работа ЗРР, была создана динамическая математическая модель трехлинейного ЗРР, представленная на рис. 5.

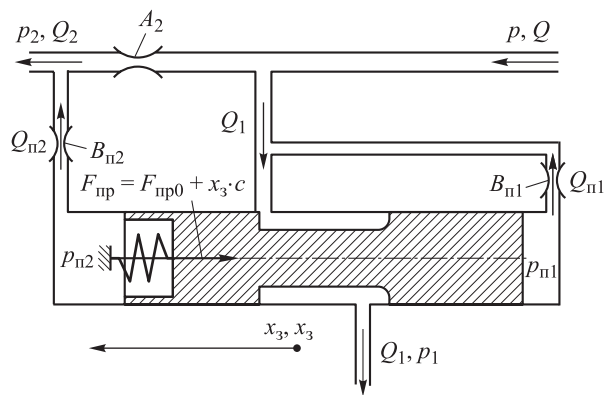
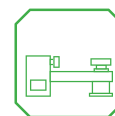


Рис. 5. Расчетная схема динамической модели трехлинейного ЗРР

При разработке динамической математической модели учитывались следующие факторы:

- сжимаемость рабочей жидкости в подпоршневых полостях золотника, магистрали нагрузки и напорной магистрали;



- движение рабочей жидкости из подпоршневых полостей, вызванное смещением золотника.

При этом вследствие малости не учитывались:

- гидродинамические силы, действующие на золотник;
- присоединенные массы рабочей жидкости в подпоршневых полостях золотника;
- силы трения в золотниковой паре.

Динамическая математическая модель ЗРР представляет собой систему дифференциально-алгебраических уравнений:

$$\begin{aligned}
 m\ddot{x} &= -F_{\text{пр}0} - xc - p_{\text{п}2}f_3 + p_{\text{п}1}f_3; \\
 \dot{p}_{\text{п}1} &= E \frac{-\dot{x}_3 f_3 - Q_{\text{п}1}}{V_{0\text{п}1} + x_3 f_3}; \\
 \dot{p}_{\text{п}2} &= E \frac{\dot{x}_3 f_3 - Q_{\text{п}2}}{V_{0\text{п}2} - x_3 f_3}; \\
 \dot{p} &= E \frac{Q - Q_2 - Q_1 + Q_{\text{п}1}}{V}; \\
 \dot{p}_2 &= E \frac{Q_{\text{п}2}}{V_2}; \\
 p &= f(t); \\
 Q &= f(t); \\
 Q_2 &= \sqrt{\frac{p - p_2}{A_2}}; \\
 Q_1 &= \sqrt{\frac{p - p_1}{A_1(x_3)}}; \\
 Q_{\text{п}2} &= \frac{p_{\text{п}2} - p_2}{B_{\text{п}2}}; \\
 Q_{\text{п}1} &= \frac{p_{\text{п}1} - p}{B_{\text{п}1}},
 \end{aligned} \tag{3}$$

где m , \ddot{x} , \dot{x}_3 – масса, ускорение и скорость золотника соответственно;

$p_{\text{п}1}$, $p_{\text{п}2}$ – давление в подпоршневых полостях золотника;

$\dot{p}_{\text{п}1}$, $\dot{p}_{\text{п}2}$ – скорость изменения подпоршневого давления;

E – объемный модуль упругости рабочей жидкости;

$Q_{\text{п}1}$, $Q_{\text{п}2}$ – объемный расход из подпоршневых полостей золотника, вызванный его движением;

$V_{0\text{п}1}$, $V_{0\text{п}2}$ – конструктивный объем подпоршневых полостей;

V – конструктивный объем напорной магистрали;

V_2 – конструктивный объем магистралей и исполнительных органов нагрузки;

$A_1(x_3)$ – сопротивление дроссельной щели в золотниковой паре в зависимости от хода золотника x_3 (см. уравнение (2));

$B_{\text{п}1}$, $B_{\text{п}2}$ – коэффициенты сопротивления линейных демпфирующих дросселей; в оригинальной конструкции ЗРР линейный демпфирующий дроссель $B_{\text{п}2}$ не предусмотрен, однако в математическую модель он введен для оценки влияния его возможной установки.

Поиск решения системы дифференциально-алгебраических уравнений (3) производился последовательным решением дифференциальной части методом Рунге – Кутты четвертого порядка и прямым решением алгебраической части.

При проведении испытаний косвенно было определено, что частота колебаний золотника в ЗРР составляет $\omega_Q = 40 \dots 60$ Гц. Колебания на этих частотах могут быть связаны колебаниями входного объемного расхода Q , вызванными работой гидронасоса.

По результатам моделирования было установлено, что при воздействии на систему расхода $Q = 30$ л/мин с частотой ω_Q , равной 40, 50 и 60 Гц и амплитудой $A_Q = 5$ л/мин, ЗРР не входит в резонансный режим и колебаний золотника не наблюдается. Результаты моделирования для колебаний входного расхода Q с частотой $\omega_Q = 50$ Гц приведены на рис. 6.

Таким образом, моделирование работы ЗРР с использованием построенной динамической модели не показало неустойчивой работы при колебаниях входного расхода с параметрами, определенными при проведении испытаний. При использовании предложенного подхода поиск значений входного воздействия, приводящих к неустойчивой работе ЗРР, сводится к перебору или случайному поиску, поэтому от прямого моделирования работы ЗРР для поиска зон устойчивости в них пришлось отказаться.

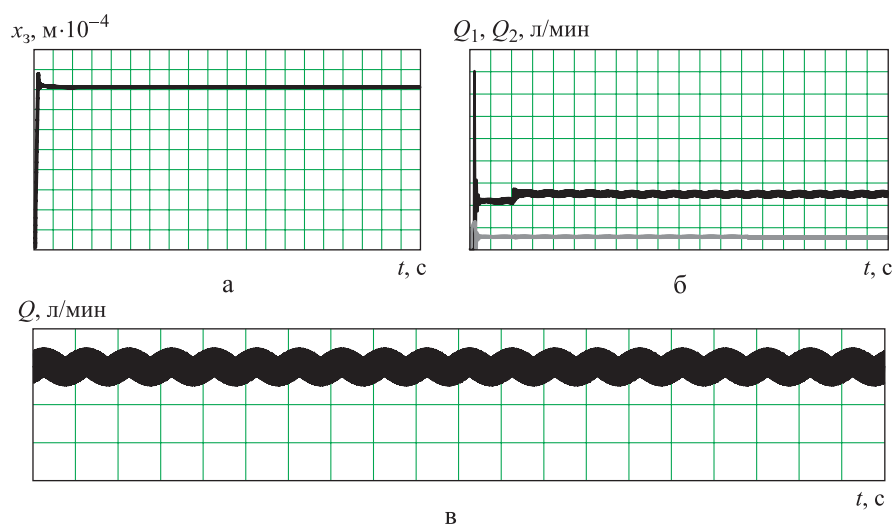


Рис. 6. Результаты моделирования при колебании входного расхода $Q = 30$ л/мин с частотой $\omega_Q = 50$ Гц и амплитудой $A_Q = 5$ л/мин: а – зависимость хода золотника от времени t ; б – зависимость расходов через дроссельную щель золотниковой пары Q_1 и через дроссель Q_2 от времени; в – зависимость расхода Q , подводимого к ЗРР, от времени t

Заключение

Результаты определения статических рабочих характеристик и моделирования работы ЗРР при колебаниях входного расхода позволяют утверждать следующее.

1. При имеющейся геометрии золотника с цилиндрической формой рабочего торца, обеспечивающего дроссельную щель в золотниковой паре, реализуется очень жесткая рабочая характеристика, при которой рабочее положение золотника колеблется в диапазоне $0,05 \dots 0,10$ мм.

2. Лучшими характеристиками по сравнению с имеющимися должен обладать золотник с двумя канавками, выполненными под углом 45° , что обеспечивает рабочее положение золотника в диапазоне $0,70 \dots 1,25$ мм.

3. Построенная динамическая модель не показывает наличие неустойчивой работы ЗРР при колебаниях входного расхода в диапазоне частот $40 \dots 50$ Гц.

На основе проведенных исследований была изменена конструкция ЗРР, в частности, введены две канавки на торце золотника, выполненные под углом 45° , усилены демпфирующие свойства демпфера $B_{п2}$ и введен демпфер $B_{п1}$. Эксперимент показал, что в совокупности произведенные доработки обеспечили устойчивую работу ЗРР. Однако при этом влияние изменения давления нагрузки p_2 на

величину регулируемого объемного расхода Q_2 заметно возросло, что может свидетельствовать о чрезмерном демпфировании.

Приведенные результаты моделирования не позволяют точно определить причину неустойчивой работы ЗРР. Поиск причин и исследование факторов, влияющих на устойчивость работы ЗРР, а также диапазонов его устойчивости предполагается проводить, используя два способа:

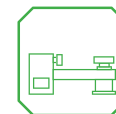
1) уточнение динамической модели работы ЗРР путем введения модели гидродинамических сил, действующих на золотник и возникающих вследствие истечения рабочей жидкости через дроссельную щель в золотниковой паре;

2) линеаризация, построение амплитудно-частотной и фазочастотной характеристик и поиск зон устойчивости предложенной динамической модели ЗРР.

Список литературы

1. Арзуманов Э. С. Гидравлические регулирующие органы систем автоматического управления. М.: Машиностроение, 1985. 256 с.
2. Баишта Т. М. Машиностроительная гидравлика. М.: Машиностроение, 1971. 672 с.
3. Попов Д. Н. Динамика и регулирование гидро- и пневмосистем. М.: Машиностроение, 1976. 424 с.

Поступила 30.11.17



Храмов Борис Андреевич – кандидат технических наук, профессор, доцент кафедры «Стартовые и технические комплексы ракет и космических аппаратов» Балтийского государственного технического университета «ВОЕНМЕХ» им. Д. Ф. Устинова, г. Санкт-Петербург.

Область научных интересов: специальное машиностроение, динамика металлоконструкций, системы стабилизации и горизонтирования, системы и механизмы грузоподъемных машин.

Гусев Андрей Вячеславович – инженер-конструктор первой категории Акционерного общества «Конструкторское бюро специального машиностроения», аспирант кафедры «Стартовые и технические комплексы ракет и космических аппаратов» Балтийского государственного технического университета «ВОЕНМЕХ» им. Д. Ф. Устинова, г. Санкт-Петербург.

Область научных интересов: специальное машиностроение, гидравлика, система гидравлического регулирования, системы горизонтирования и стабилизации.

Study of unsteady operating conditions of a three-port spool flow control valve

The paper focuses on static and dynamic models of operation of a three-port spool flow control valve. The study takes into account dynamics of moving elements and tests of an improved three-port spool flow control valve. The static performance characteristics and spool geometry selection guidelines are provided. Finally, the areas of further research are specified.

Keywords: hydraulics, spool valve, hydraulic control, characteristics of spool devices, flow control valve, steadiness, work simulation.

Khramov Boris Andreevich – Candidate of Engineering Sciences, Professor, Associate Professor, Department of Missile and Spacecraft Launching and Technical Areas, Baltic State Technical University “VOENMEH” named D. F. Ustinov, Saint Petersburg.

Science research interests: special mechanical engineering, dynamics of metal structures, stabilization and horizontalizing systems, systems and mechanisms of hoisting machinery.

Gusev Andrey Vyacheslavovich – Design Engineer of first category, Joint Stock Company Design Bureau for Special Mechanical Engineering, post-graduate student of the Department of Missile and Spacecraft Launching and Technical Areas, Baltic State Technical University “VOENMEH” named D. F. Ustinov, Saint Petersburg.

Science research interests: special mechanical engineering, hydraulics, hydraulic control system, stabilization and horizontalizing systems.