

УДК 629.3.001; 629.3.001.24; 629.3.001.66

Т. В. Мрочек

РАЗРАБОТКА МАТЕМАТИЧЕСКОЙ МОДЕЛИ И ИССЛЕДОВАНИЕ ХАРАКТЕРИСТИК ГИДРОУСИЛИТЕЛЯ РУЛЕВОГО УПРАВЛЕНИЯ

Приведена математическая модель, позволяющая проводить исследования гидроусилителей, выполненных по всем известным компоновочным схемам. Представлены результаты исследований процесса функционирования гидроусилителя рулевого управления и влияния его основных параметров на выходные характеристики. Установлено, что при моделировании необходимо учитывать утечки через все зазоры в золотниковых устройствах, так как они оказывают существенное влияние на работоспособность гидроусилителя в целом. Определены регулировочные конструктивные параметры гидроусилителя, позволяющие решать задачи восстановления работоспособности гидроусилителя. Показаны пути восстановления выходных характеристик гидроусилителя при его эксплуатации.

Гидроусилитель рулевого управления относится к числу важнейших подсистем, обеспечивающих безопасность движения мобильной машины. Применение усилителей позволяет также улучшить условия труда водителя. В настоящее время гидроусилители устанавливаются на все типы грузовых автомобилей, большинство легковых автомобилей, тракторы и другие самоходные машины.

Известны три основные компоновочные схемы гидроусилителей (нейтрального, полуинтегрального и интегрального типов). Независимо от схемы гидроусилителя в его состав входят следующие основные устройства: гидронасос, трехлинейный регулятор расхода, гидрораспределитель и гидроцилиндр.

В процессе эксплуатации из-за износа поверхностей трения сопрягаемых деталей происходит изменение характеристик функционирования гидроусилителя, что может приводить к нарушению его работоспособности. Кроме того, как показали исследования, в процессе эксплуатации в некоторых случаях при совершении поворота возможно самовыключение гидроусилителя, что может приводить к аварийным ситуациям.

В связи с этим возникла необходимость в детальном исследовании процессов функционирования гидроусилителя и определении предельных значений параметров, при которых обеспечивается работоспособность системы управления.

Полученные результаты исследований позволят также более эффективно решать вопросы восстановления работоспособности гидроусилителя в процессе эксплуатации.

С этой целью была разработана математическая модель гидроусилителя, на основе которой возможно проведение исследований гидроусилителей, выполненных по всем известным компоновочным схемам. Следует отметить, что из известных математических моделей гидроусилителя наиболее совершенной является модель, описанная в [1]. Однако данная модель не учитывает утечки рабочей жидкости через зазоры и упругие свойства системы, а также характеристики регулятора расхода.

Разработка математической модели гидроусилителя осуществлялась на основе структурно-матричного метода [2] и включала следующие этапы: разработку динамической модели; определение параметров элементов модели; составление системы уравнений.

Разработанная динамическая модель гидроусилителя приведена на рис. 1. Для учета физических свойств гидроусилителя выделены упругие, инерционные и диссипативные элементы и учтены основные свойства гидравлической системы.

В динамической модели приняты следующие обозначения: $Q_{в1}^*$ – подача

насоса; Q_1 – расход, идущий в полость слива регулятора; $Q_{ут}$ – расход утечек в регуляторе расхода через щель, образуемую золотником и корпусом регулятора; Q_2 – расход жидкости при перемещении золотника регулятора; Q_3 – расход, проходящий через зазор между правым II пояском золотника и корпусом; Q_4 – расход через дроссель ДР1; Q_5 – расход, проходящий через дроссель ДР2; Q_6 – расход на выходе регулятора; Q_7 – расход на выходе распределителя; Q_8 – расход в гидроцилиндре; Q_9 – расход на сливе из цилиндра; $Q_{в2}^*$ – расход утечек в гидрораспределителе; $m_{г2}$, $m_{г8}$ – коэффициенты массы золотника регулятора и поршня цилиндра соответственно; x_1 , x_2 – перемещения золотника регулятора и поршня цилиндра; $p_{в1}$ – давление нагрузки на штоке цилиндра; $\mu_{гдр1}$, $\mu_{гдр2}$ – коэффициенты гидравлического сопротивления, характеризующие потери давления на дросселях ДР1 и ДР2 соответственно; $\mu_{г2}$, $\mu_{г8}$ – характеризуют потери на трение при перемещении золотника относительно корпуса регулятора и поршня относительно цилиндра соответственно; $\mu_{г6}$ – характеризует потери в гидрролинии при включении распределителя; $\mu_{г7}$, $\mu_{г9}$ – характеризуют потери в гидрролиниях; $c_{г1}$, $c_{г3}$, $c_{г4}$, $c_{г5}$, $c_{г6}$, $c_{г7}$, $c_{г8}$ – коэффициенты гидравлической жесткости соответствующих упругих элементов модели; $c_{г2}$ – коэффициент гидравлической жесткости пружины регулятора расхода.

Уравнения математической модели имеют следующий вид:

$$\frac{dQ_1}{dt} = \frac{p_{y1} - p_{y3}}{m_{г1}};$$

$$\frac{dQ_2}{dt} = \frac{p_{y3} - p_{y5} - p_{y2} - p_{д2}}{m_{г2}};$$

$$\frac{dQ_4}{dt} = \frac{p_{y1} - p_{y4} - p_{д4}}{m_{г4}};$$

$$\frac{dQ_6}{dt} = \frac{p_{y4} - p_{y6} - p_{д6}}{m_{г6}};$$

$$\frac{dQ_7}{dt} = \frac{p_{y6} - p_{y7} - p_{д7}}{m_{г7}};$$

$$\frac{dQ_8}{dt} = \frac{p_{y7} - p_{y8}/\psi - p_{д8} - p_{в1}}{m_{г8}};$$

$$\frac{dQ_9}{dt} = \frac{p_{y8} - p_{д9}}{m_{г9}};$$

$$\frac{dp_{y1}}{dt} = c_{г1} \cdot (Q_{в1}^* - Q_1 - Q_4);$$

$$\frac{dp_{y2}}{dt} = c_{г2} \cdot Q_2;$$

$$\frac{dp_{y3}}{dt} = c_{г3} \cdot (Q_1 - Q_2 - Q_{ут});$$

$$\frac{dp_{y4}}{dt} = c_{г4} \cdot (Q_4 - Q_5 - Q_6);$$

$$\frac{dp_{y5}}{dt} = c_{г5} \cdot (Q_5 - Q_3 + Q_2);$$

$$\frac{dp_{y6}}{dt} = c_{г6} \cdot (Q_6 - Q_7 - Q_{в2}^*);$$

$$\frac{dp_{y7}}{dt} = c_{г7} \cdot (Q_7 - Q_8);$$

$$\frac{dp_{y8}}{dt} = c_{г8} \cdot (Q_8/\psi - Q_9);$$

$$\frac{dx_1}{dt} = \frac{Q_2}{A_{п1}};$$

$$\frac{dx_2}{dt} = \frac{Q_8}{A_{п2}};$$

$$p_{дi} = \mu_{гi} \cdot Q_i;$$

$$p_{д6} = \mu_{гв2} \cdot Q_{в2}^*;$$

$$Q_3 = \frac{p_{y5} \cdot 2 \cdot \pi \cdot r_{зол} \cdot a_0^3}{12 \cdot \rho \cdot v \cdot l_{заз2}};$$

$$Q_5 = \mu \cdot A_{др2} \cdot \sqrt{\frac{2 \cdot (p_{y4} - p_{y5})}{\rho}};$$

$$Q_{ут} = \begin{cases} \frac{p_{y3} \cdot 2 \cdot \pi \cdot r_{зол} \cdot a_0^3}{12 \cdot \rho \cdot v \cdot l_{заз1}} & \text{при } x_1 < x_{ок}; \\ \mu \cdot A_{щ} \cdot \sqrt{\frac{2 \cdot p_{y3}}{\rho}} & \text{при } x_1 > x_{ок}, \end{cases}$$

где $p_{в1}$ – потенциал внешних воздействий, Па; p_y – потенциалы упругих элементов, Па; p_d – потенциалы диссипативных элементов, Па; $A_{п1}$, $A_{п2}$ – площади золотника регулятора расхода и поршня цилиндра соответственно, m^2 ; ψ – коэффициент мультипликации гидроцилиндра, $\psi = D^2 / (D^2 - d^2)$; μ – коэффициент расхода; i – номер узла в модели, $i = \overline{1,9}$; $r_{зол}$ – радиус золотника регулятора, м; a_0 – радиальный зазор между вторым (правым) пояском золотника и корпусом регулятора, м; v – кинематиче-

ская вязкость жидкости, m^2/c ; ρ – плотность рабочей жидкости, kg/m^3 ; $l_{заз2}$ – длина правого пояска золотника регулятора, м; $A_{щ}$ – площадь сегмента, открываемого при перемещении золотника регулятора, m^2 ; x_1 – перемещение золотника регулятора, м; $x_{ок}$ – величина перемещения золотника, при которой начинает открываться щель, м; $l_{заз1}$ – длина левого пояска золотника регулятора, $l_{заз1} = x_{ок} - x_1$.

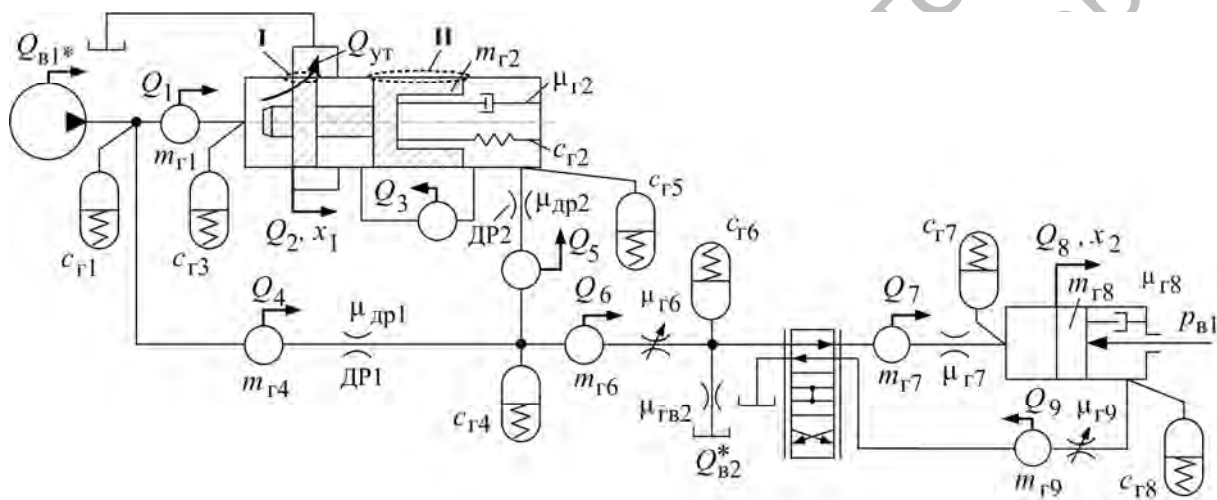


Рис. 1. Динамическая модель гидроусилителя рулевого управления

Исследованиями установлено, что при определении характеристик гидроусилителя необходимо учитывать утечки рабочей жидкости через зазоры в регуляторе расхода. В литературе по машиностроительной гидравлике при расчете золотниковых устройств, подобных рассматриваемому регулятору расхода, обычно учитываются только утечки через зазор между левым I пояском золотника и корпусом (см. рис. 1). Утечки же имеют место в зазорах между левым I и правым II поясками золотника и корпусом, причем утечки через зазор между правым пояском золотника и корпусом оказывают гораздо более значительное влияние

на характеристики регулятора, поскольку увеличение расхода этих утечек приводит к перенастройке регулятора на более низкий расход.

Регулятор расхода должен поддерживать расход Q_6 на выходе с точностью $\pm 5\%$ [3, 4]. Для исследуемой конструкции гидроусилителя номинальное значение расхода $Q_6 = 8,8$ л/мин [5].

При изготовлении регулятора расхода используется селективная сборка золотника и корпуса. Диаметр золотника находится в пределах $19,977...19,992$ мм, а диаметр отверстия в корпусе – в пределах $20,000...20,015$ мм. При селективной сборке золотники и корпуса сор-

тируются на три группы через 0,005 мм. Номинальное значение радиального зазора a_0 составляет 11,5 мкм.

Установлено, что в процессе эксплуатации величина зазора a_0 из-за износа увеличивается и может достигать 30 мкм и более.

В данном исследовании установлено, что утечки через зазор между левым пояском I золотника и корпусом при величине зазора до 30 мкм и максимальном давлении не превышают 1,2...2 л/мин. Эти утечки начинают оказывать ощутимое влияние только в том случае, если подача насоса близка к расходу, который должен поддерживать регулятор, что имеет место при плохом техническом состоянии гидронасоса.

На рис. 2 представлены результаты исследований процессов функционирования регулятора расхода при изменении усилия на штоке цилиндра гидроусилителя, характеризуемого давлением p_{y4} (на выходе регулятора). Подача насоса $Q_{в1}^*$ принималась неизменной. Исследования проводились при различных значениях величины зазора a_0 между правым пояском II золотника и корпусом регулятора расхода (см. рис. 1). В результате исследований установлено, что утечки через указанный зазор оказывают гораздо более значительное воздействие на характеристики системы и могут приводить к нарушению работоспособности гидроусилителя. Уменьшение расхода на выходе регулятора при увеличении зазора a_0 вызвано, в первую очередь, перенастройкой регулятора на меньший расход Q_6 на выходе, а также наличием расхода утечек Q_3 . Из рис. 2 видно, что, например, при p_{y4} , равном 6,5 МПа, и номинальном радиальном зазоре a_0 , равном 11,5 мкм, $\Delta p_{др2} = 290$ Па, $A_{щ} = 0,681 \cdot 10^{-6}$ м², $Q_{ут} = 3,138$ л/мин, $Q_3 = 0,023$ л/мин, $Q_6 = 8,838$ л/мин, $\Delta p_{14} = 0,144146$ МПа, а при зазоре $2,5a_0$ (28,75 мкм) $\Delta p_{др2} = 69200$ Па, $A_{щ} = 1,226 \cdot 10^{-6}$ м², $Q_{ут} = 5,611$ л/мин, $Q_3 = 0,368$ л/мин, $Q_6 = 6,020$ л/мин, $\Delta p_{14} = 0,075$ МПа. Таким образом, при увеличении зазора a_0 в

2,5 раза происходит снижение расхода с 8,838 до 6,020 л/мин (на 32 %), причем это снижение обусловлено, главным образом, перенастройкой регулятора, так как расход утечек Q_3 изменяется с 0,023 до 0,368 л/мин (возрастает на 0,345 л/мин). В результате перенастройки регулятора площадь $A_{щ}$ отверстия, открываемого при перемещении золотника регулятора (через которое жидкость уходит на слив из регулятора), увеличивается с $0,681 \cdot 10^{-6}$ до $1,226 \cdot 10^{-6}$ м² (почти в 2 раза). Следовательно, золотник регулятора при увеличенном зазоре a_0 занимает новое положение и перенастраивается на новый режим дозирования расхода, что приводит в конечном счете к снижению скорости штока цилиндра гидроусилителя.

Таким образом, проведенные исследования показывают, что при рассмотрении процессов функционирования регулятора расхода необходимо учитывать утечки через все зазоры, так как они оказывают существенное влияние на работоспособность гидроусилителя рулевого управления в целом.

С целью более детального исследования влияния конструктивных параметров регулятора расхода на характеристики гидроусилителя использовались методы планирования эксперимента и регрессионного анализа. По результатам исследований были получены регрессионные уравнения, на основе которых построены графики, представленные на рис. 3. На графиках показано влияние наиболее значимых внутренних параметров регулятора на его выходные характеристики, основной из которых является расход на выходе регулятора Q_6 . В качестве управляемых параметров принимались жесткость c и величина предварительной деформации пружины $x_{пред}$, диаметры дросселей ДР1 и ДР2 $d_{др1}$, $d_{др2}$. Как видно из графиков, наибольшее влияние на Q_6 оказывают диаметр дросселя ДР1, жесткость c и преднатяг $x_{пред}$ пружины.

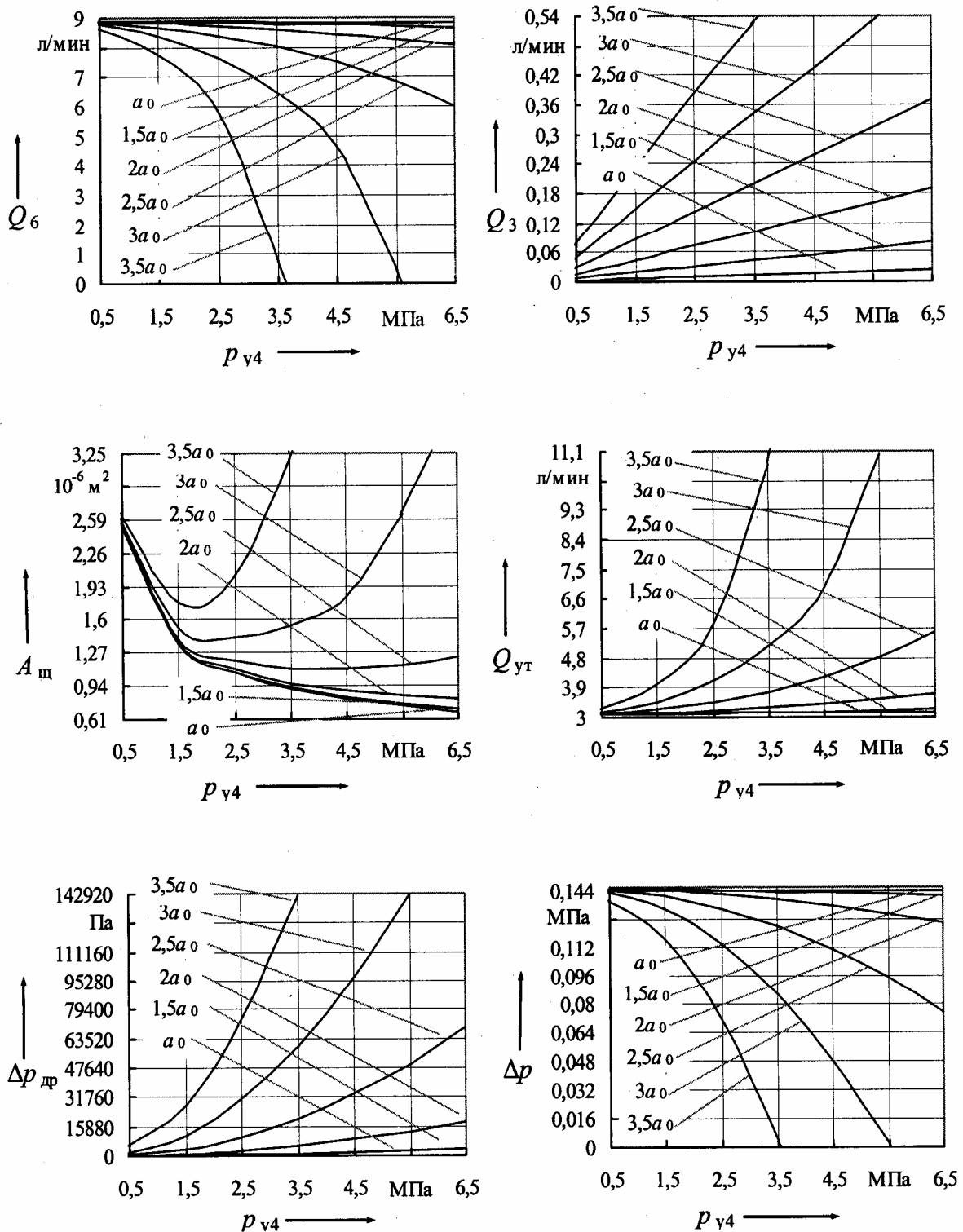


Рис. 2. Зависимости Q_6 , Q_3 , $A_{щ}$, $Q_{ут}$, $\Delta p_{др}$, Δp_{14} от давления на выходе регулятора $p_{в4}$

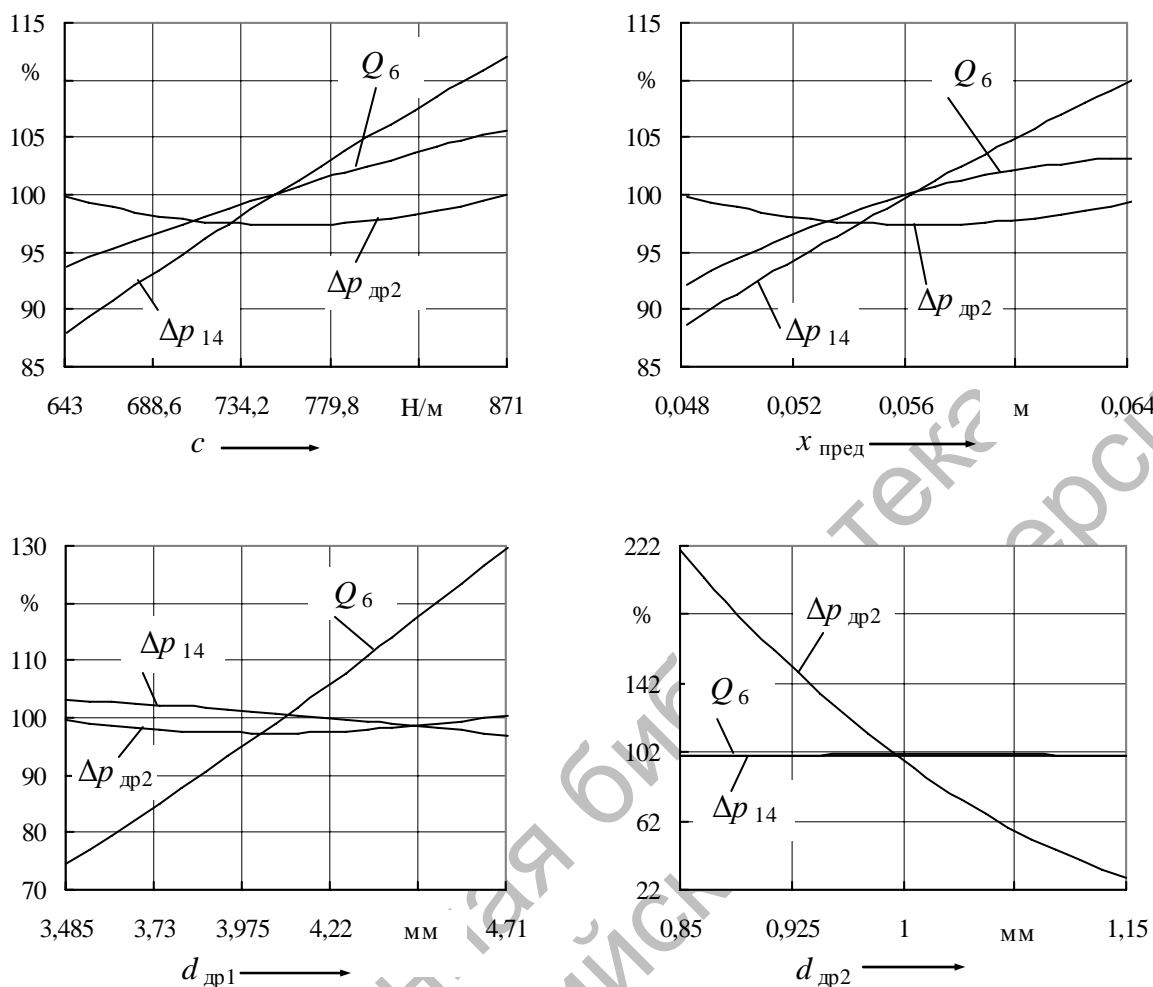


Рис. 3. Графики зависимостей расхода на выходе регулятора Q_6 , перепада давления на дросселе ДР2 $\Delta p_{др2}$ и перепада давления на регуляторе Δp_{14} от внутренних параметров регулятора расхода

В процессе эксплуатации часто возникает необходимость восстановления работоспособности гидроусилителя. В случаях, когда работоспособность нарушается из-за ухудшения технического состояния таких устройств, как регулятор расхода, распределитель и гидроцилиндр, работоспособность гидроусилителя может быть восстановлена путем введения соответствующих регулировок в регуляторе расхода. Наиболее простой регулировкой является изменение преднатяга пружины $x_{пред}$, что достигается установкой регулировочных колец, однако возможности изменения $x_{пред}$ ограничены. Изменение величины $x_{пред}$ для рассматриваемой конструкции не превышает 3...4 мм. Это позволяет, как видно из

рис. 3, обеспечить изменение расхода на выходе регулятора Q_6 в пределах 7 % от номинального значения. Из рис. 3 также видно, что жесткость c не оказывает значительного влияния на Q_6 , кроме того, при эксплуатации менять жесткость пружины довольно сложно, так как для этого требуется изготавливать новые пружины. Изменение величины зазора a_0 требует проведения сложного дорогостоящего ремонта, связанного либо с восстановлением диаметра золотника регулятора расхода, либо с изготовлением нового золотника с увеличенным диаметром поясков и установкой его в корпус после предварительной обработки корпуса.

Наибольшее влияние на расход Q_6 оказывает диаметр дросселя ДР1. Изменение диаметра $d_{др1}$ в пределах $\pm 15\%$ от номинального значения позволяет изменить расход Q_6 на 55%. В связи с этим было бы целесообразным в конструкции регулятора расхода предусмотреть возможность изменения диаметра дросселя ДР1, то есть установить регулируемый дроссель. Это позволит в процессе эксплуатации (при технически исправном насосе) восстанавливать характеристики самого регулятора

расхода, а также за счет перенастройки регулятора на более высокий расход компенсировать утечки рабочей жидкости на распределителе и гидроцилиндре.

На рис. 4 показаны возможные варианты восстановления работоспособности регулятора расхода, иллюстрирующие выводы, полученные из рис. 3. Использование данных рис. 4 позволяет определить, насколько в условиях эксплуатации целесообразен тот или иной вариант.

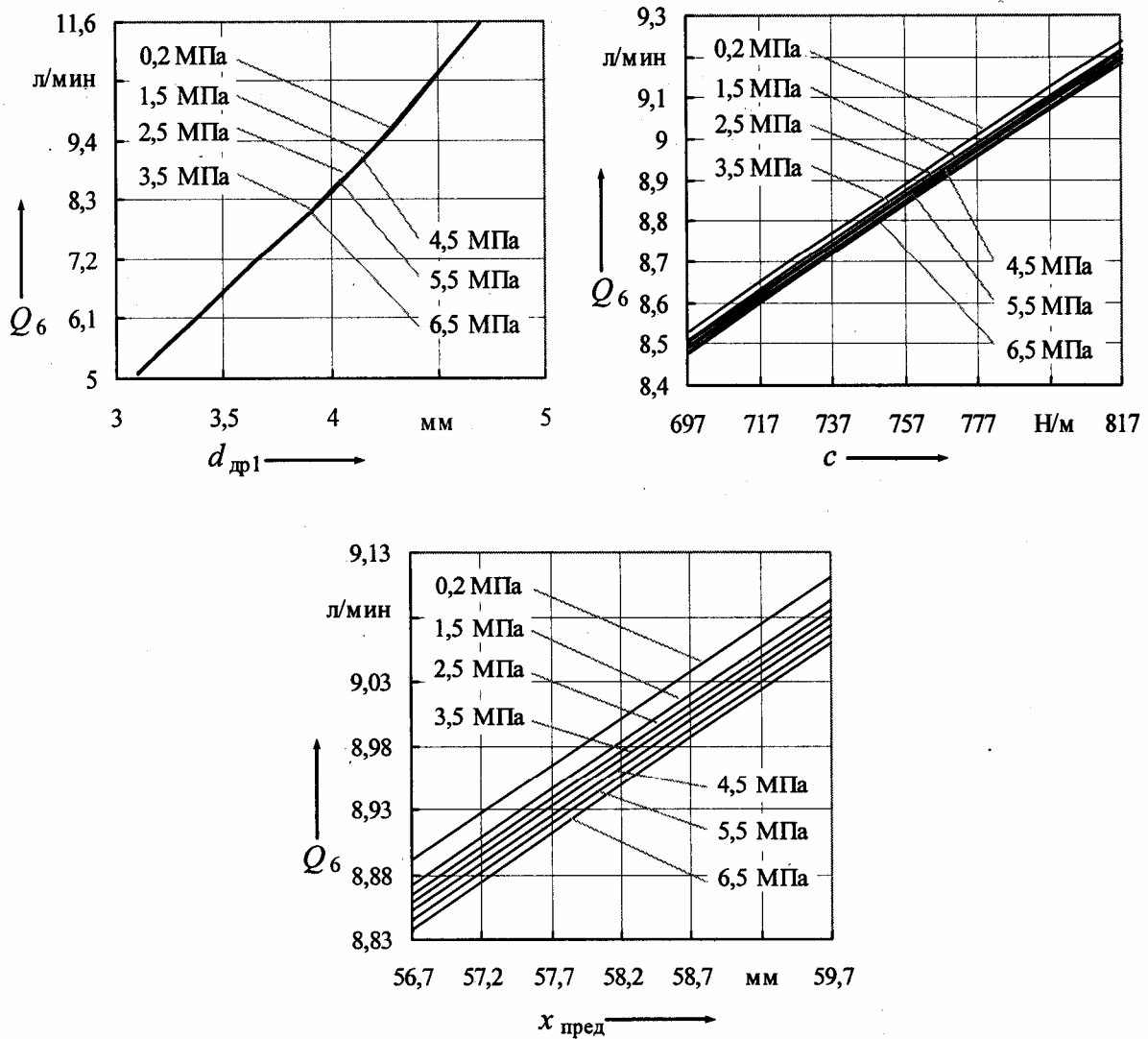


Рис. 4. Зависимости расхода на выходе регулятора Q_6 от диаметра $d_{др1}$ дросселя ДР1, жесткости пружины c и преднатяга пружины $x_{пред}$ при различных условиях нагружения цилиндра гидроусилителя при температуре рабочей жидкости 60°C

На рис. 5 представлены результаты моделирования переходных процессов, обусловленных изменением управляющего воздействия (быстрый поворот рулевого колеса и включение распределителя). Реализация модели проводилась в среде MATLAB 7.0. Анализ графиков (см. рис. 5) показывает, что с увеличением зазоров в гидросистеме, в частности, радиального зазора a_0 между золотником и корпусом регулятора расхода происходит ухудшение выходных характеристик гидроусилителя в целом. Установлено, что при величине зазора $a_0 > 20$ мкм скорость переме-

щения штока цилиндра гидроусилителя отклоняется от требуемой больше, чем на 5%. При дальнейшем увеличении зазора (в 3 раза и более по сравнению с номинальным значением) наступает момент, когда цилиндр не развивает требуемого усилия F . На рис. 5, б показано изменение скорости штока цилиндра во времени при максимальном сопротивлении повороту управляемых колес. При величине зазора, равной $3a_0$, происходит самовыключение гидроусилителя.

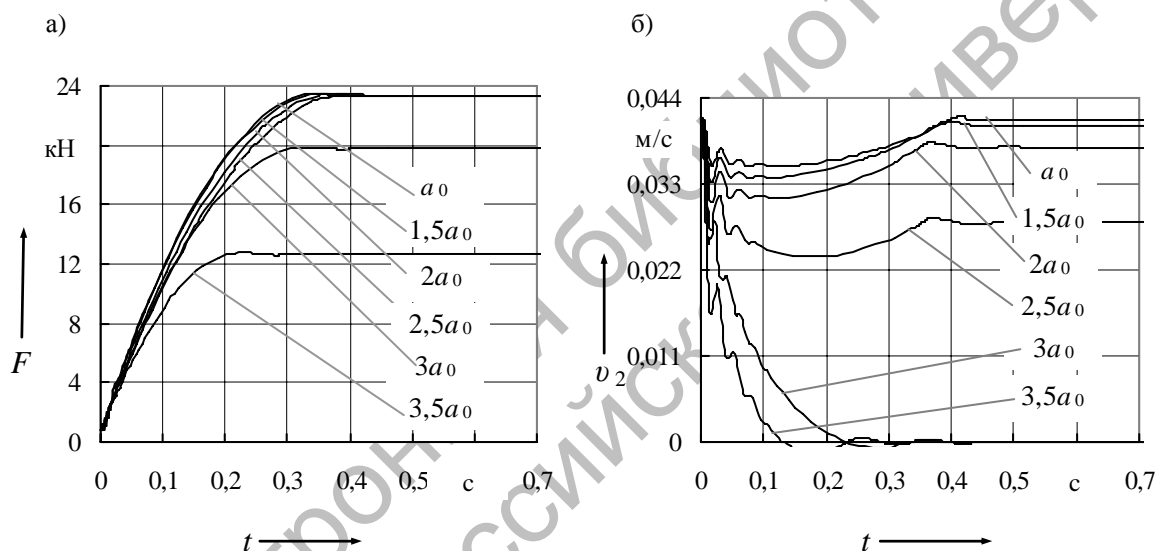


Рис. 5. Переходные характеристики регулятора расхода при различных величинах зазора между золотником и корпусом регулятора: а – усилия F , развиваемого штоком цилиндра гидроусилителя; б – скорости перемещения штока цилиндра v_2

На основе проведенных исследований можно сделать следующие выводы и обобщения.

Разработанная математическая модель позволяет проводить исследование характеристик гидроусилителей, выполненных по всем известным компоновочным схемам. Модель учитывает инерционные, упругие, диссипативные свойства гидросистемы, а также утечки в зазорах.

Проведены исследования процессов функционирования и оценено влияние параметров регулятора расхода на выходные

характеристики гидроусилителя. Установлено, что скорость штока цилиндра гидроусилителя v_2 наиболее чувствительна к изменению диаметра дросселя ДР1 регулятора расхода. Изменение диаметра дросселя $d_{др1}$ в пределах $\pm 15\%$ от номинального значения приводит к изменению v_2 на 55%. Определены допустимые значения параметров, при которых обеспечивается работоспособность системы. Оценены возможности восстановления работоспособности гидроусилителя путем проведения регу-

лировочных работ в процессе эксплуатации машины. Даны рекомендации по совершенствованию конструкции регулятора расхода, в частности, предложено дроссель ДР1 регулятора расхода выполнить регулируемым.

СПИСОК ЛИТЕРАТУРЫ

1. Метлюк, Н. Ф. Динамика пневматических и гидравлических приводов автомобилей / Н. Ф. Метлюк, В. П. Автушко. – М. : Машиностроение, 1980. – 231 с. : ил.
2. Тарасик, В. П. Математическое моделирование технических систем : учебник для вузов / В. П. Тарасик. – Минск : Дизайн ПРО, 2004. – 640 с. : ил.

3. Flow and pressure controls [Электрон. ресурс] / Ред. Russ Henke. – Diesel Progress North American Edition, 2002. – Режим доступа : [http : // findarticles.com / p / articles / mi_m0FZX / is_12_68 / ai_95954263](http://findarticles.com/p/articles/mi_m0FZX/is_12_68/ai_95954263). – Дата доступа : 28.11.2007.

4. Flow-control valves – part 1 [Электрон. ресурс] / 2005 Penton Media, Inc. – Hydraulics & Pneumatics, 2005. – Режим доступа : [http : // www.hydraulicspneumatics.com / 200 / FPE / Valves / Article / True / 6409 / Valves](http://www.hydraulicspneumatics.com/200/FPE/Valves/Article/True/6409/Valves). – Дата доступа : 07.12.2007.

5. Мрочек, Т. В. Исследование характеристик регулятора расхода гидроусилителя рулевого управления / Т. В. Мрочек // Вестн. МГТУ. – 2005. – № 1 (8). – С. 171–175.

Белорусско-Российский университет
Материал поступил 15.02.2008

T. V. Mrochek
Mathematical model building and research
of the power steering booster's characteristics

The mathematical model, which allows conducting research of hydraulic boosters executed on all known lay-out diagrams, is given in the article. The results of the studies of the process of steering booster functioning and of its main parameters influence on output characteristics are presented. It has been established that at modeling it is necessary to take into account the drains through all clearances in valve devices, as they render essential influence on working capacity of steering hydraulic booster as a whole. There are specified adjusting design values of the hydraulic booster, allowing solving the problems of the reconstruction of working capacity of hydraulic booster. Ways of the recovery of the output features of hydraulic booster during of its use are shown.