

ВЫВОДЫ

1. Анализ мехатронных систем управления фрикционными сцеплениями показал, что ввиду возможного отказа электроники, отсутствия или утечки воздуха из питающей/управляющей магистрали автоматизированного привода система должна обеспечивать реализацию аварийной функции, позволяющей сохранить подвижность транспортного средства.

2. Спроектированный дуплексный привод сухого фрикционного сцепления полностью работоспособен и при его интеграции в мехатронную систему управления силовым агрегатом позволит повысить ее надежность за счет использования двухрычажной конструкции узла выключения сцепления, обеспечивающей независимость работы двух контуров для сохранения функции управления фрикционным сцеплением в аварийной ситуации.

3. Как видно из представленной осциллограммы, диапазон регулирования управляющего сигнала недостаточно широк и составляет приблизительно 16–18 % ШИМ, что не позволяет осуществлять «тонкое» управление процессом включения сцепления. Для расширения диапазона и, следовательно, качества управления необходимо согласовать упругую характеристику нажимного устройства сцепления с геометрическими параметрами исполнительного механизма, рабочей характеристикой электромагнитного пропорционального клапана и выходным каскадом контроллера.

ЛИТЕРАТУРА

1. **Road transport:** Volvo FE gets I-Sync automatic transmission. [Electronic resource] / B. Weatherley, W. Shiers. – Movable Type Enterprise, 2009. – Mode of access: <http://www.RoadTransport/VolvoFEgetsISyncautomatictransmission.Moretwo-pedaltravelsfromBigLorryblog!-BigLorryBlog.html>. – Date of access: 20.11.2009.
2. **Механизм** автоматизированного переключения передач в механической ступенчатой коробке передач: пат. 2192973 С2 Рос. Федерация, МПК7 B60K20/00, МПК7 B60K20/02 / Р. М. Фадеев; заявитель ОАО «КамАЗ». – № 2001104251/28; заявл. 13.02.01; опубл. 20.11.02. – 6 с.
3. **ZF – AS Tronic®** // ZF tech. information. – Sheet-No 1327 750 102a. – ZF Friedrichshafen AG, Germany, 2001. – 23 p.
4. **Fuller®Automated Transmissions:** Fuller®UltraShift® LST -LHP, -LEP // Eaton tech. information: condensed specifications TRSL-0300, -0318 807 2.5M/WP, TRSL – 0314 807 2M/WP. – Eaton Corporation, USA, 2007. – 6 p.
5. **Method** of controlling an automated mechanical transmission shift mechanism: пат. 5325029 USA, int. Cl.5 B60K 17/12 / D. P. Janecke, L. A. Kominek, S. A. Edelen; assignee Eaton Corporation. – № 985190; filed 11.30.92; date of patent 28.06.94. – 14 p.
6. **ZF AS Tronic и ZF AS Tronic mid:** техническое руководство по установке, работе и вводу в эксплуатацию // ZF tech. Information. – Sheet-No 1328 765 901f21. – ZF Friedrichshafen AG, Germany, 2005. – 105 p.
7. **Opticruise: description of operation and work description** // Scania tech. information 05:05-02. – Sheet-No 1 585 369. – Scania CV AB, Sweden, 1995. – 84 p.
8. **Fuller®Automated Transmissions:** AutoShift™ 18-Speed / Eaton tech. information: condensed specifications TRSL-0285 806 2M/WP. – Eaton Corp., USA, 2006. – 2 p.
9. **Карпиевич, Ю. Д.** Теоретические основы создания систем бортового диагностирования тормозов автомобилей: автореф. дис. ... д-ра техн. наук: 05.05.03 / Ю. Д. Карпиевич. – Минск, 2003. – 42 с.

Поступила 18.10.2012

УДК 681.527.34

ОБОСНОВАНИЕ КОНСТРУКЦИОННЫХ ПАРАМЕТРОВ ЭЛЕКТРОГИДРАВЛИЧЕСКОГО РЕГУЛЯТОРА НАВЕСНОГО УСТРОЙСТВА

Канд. техн. наук, доц. **СТРОК Е. Я.¹⁾**, канд. техн. наук **БЕЛЬЧИК Л. Д.¹⁾**,
инж. **АЛЕКСАНДРОВА Т. Л.¹⁾**, канд. техн. наук **ГОРАВСКИЙ С. Л.²⁾**

¹⁾ГНУ «Объединенный институт машиностроения НАН Беларуси»,

²⁾Минский электротехнический завод имени В. И. Козлова

Энергонасыщенные тракторы для управления технологическим оборудованием посредством навесных устройств широко оснащают-

ся автоматизированным гидроприводом. Опыт функционирования тракторных агрегатов показывает, что применение тяжелых орудий тре-

бует ограничения скорости их опускания, которая, например для массивных оборотных плугов, может приблизиться к скорости свободного падения. Следствием такой работы регулирующих устройств может быть поломка деталей почвообрабатывающих орудий. Кроме этого, при автоматическом регулировании глубины пахоты требуется соответствие величины коррекции положения навесного устройства рассогласованию между уставкой и сигналом силоизмерительных датчиков в шарнирах нижних тяг. Это обстоятельство также требует обеспечения независимости скорости опускания от веса орудий. Таким образом, при работе сельскохозяйственного мобильного агрегата гидросистема должна обеспечивать плавность и точность движения рабочих органов.

В качестве объекта исследования выбран опытный образец электрогидравлического регулятора, который имеет ряд общих конструктивных признаков с компонентами гидравлической системы навески трактора [1]. Известные из литературных источников [2, 3] методики исследования гидравлических приводов не учитывают взаимного влияния конструктивных параметров клапанно-золотниковых элементов электрогидравлического регулятора на его выходные характеристики в режиме опускания навесного устройства, т. е. вопрос определения их рациональных значений рассматривался как однофакторный. В связи с этим была поставлена задача разработать методику обоснования конструктивных параметров электрогидравлического регулятора при опускании навесного устройства на основе многофакторного анализа планируемых вычислительных реализаций математической модели на компьютере. При этом необходимо выявить зависимость скорости опускания навесного устройства трактора от веса орудий, а также весовой порог ограничения этой скорости.

Составление математического описания.

Функционирование электрогидравлического регулятора в режиме опускания навесного устройства описывается дифференциальными и алгебраическими уравнениями согласно принципиальной и расчетной схемам, которые отражают его конструкцию. Принципиальная схема контура опускания электрогидравлического регулятора навесного устройства представлена на рис. 1.

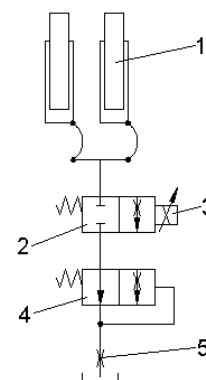


Рис. 1. Принципиальная схема контура опускания электрогидравлического регулятора навесного устройства

Опускание навесного устройства осуществляется посредством гидроцилиндров 1 при вытеснении рабочей жидкости через подпружиненный выпускной клапан 2, управляемый электромагнитом 3. Ограничение скорости опускания навесного устройства реализуется за счет изменения гидравлической проводимости подпружиненного золотника 4, который смещается в сторону закрытия под действием перепада давления рабочей жидкости на измерительном дросселе 5.

При составлении математического описания согласно расчетной схеме приняты следующие допущения: величиной сухого трения вследствие ее незначительности можно пренебречь; волновые процессы в трубопроводах из-за их малой длины не влияют на динамику привода; модуль упругости рабочей жидкости является постоянной величиной, которая не зависит от давления и температуры; нерастворенный воздух в жидкости отсутствует; коэффициенты вязкости жидкости и расхода управляемых дросселей регулятора – постоянные величины; гидравлические потери в трубопроводах и каналах малы, поэтому ими можно пренебречь.

Расчетная схема контура опускания электрогидравлического регулятора навесного устройства представлена на рис. 2 в виде физических аналогов конструктивных элементов (масса, податливость, вязкое трение, гидравлическая проводимость, скорости перемещения подпружиненных масс и др.).

На схеме показано, что под действием силы веса G рабочего органа массой M поршни гидроцилиндров навесного устройства площа-

дью $f/2$ перемещаются со скоростью $\dot{x}$, а рабочая жидкость сжимается в объеме $V/2$ под давлением p и поступает последовательно в дроссели выпускного клапана и подпружиненного золотника соответственно с проходными сечениями k_1 и k_2 .

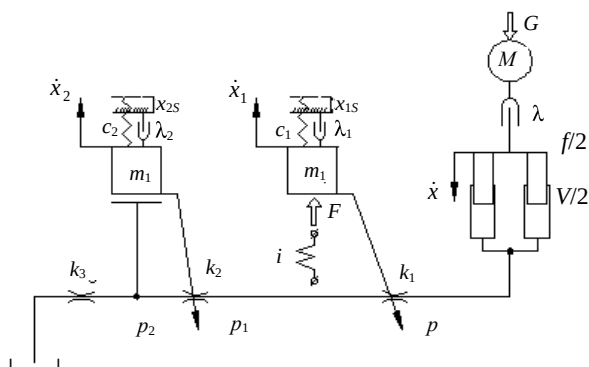


Рис. 2. Расчетная схема контура опускания электрогидравлического регулятора навесного устройства

Для управления перемещением x_1 выпускного клапана с массой m_1 , подпружиненного с жесткостью c_1 , в условиях вязкого трения λ_1 и начального поджатия x_{1s} электромагнит регулятора навесного устройства реализует перестановочное усилие F при токе i , формируя гидравлическую проводимость k_1 и давление p_1 . Перепад давления p_2 на измерительном дросселе с гидравлической проводимостью k_3 золотника с массой m_2 , подпружиненного с жесткостью c_2 , в условиях вязкого трения λ_2 и начального поджатия x_{2s} , позволяет ограничить скорость опускания $\dot{x}$ гидроцилиндров навесного устройства.

При отключенном электромагните имеют место следующие соотношения:

$$x_s = 0; \dot{x}_s = 0; x_{1s} = 0; \dot{x}_{1s} = 0; x_{2s} = 0;$$

$$\dot{x}_{2s} = 0; p_{1s} = 0; p_{2s} = 0; i_s = 0; k_{1s} = 0;$$

$$k_{2s} = 0,00000149 \text{ м}^{1/3} \text{ кг}^{1/2};$$

$$k_{3s} = 0,5719 \cdot 10^{-6} \text{ м}^{1/3} \text{ кг}^{1/2}, \text{ причем}$$

$$M = \frac{G}{g}; p_s = \frac{Gk_G}{f},$$

где k_G – коэффициент передачи навесного устройства.

Изменение тока i в обмотке электромагнита описывается во временной координате t при квантовании с шагом Δt и предыдущими зна-

чениями t_0 и i_0 путем вычислительных реализаций следующих соотношений между напряжением U , активным сопротивлением R и постоянной времени T :

$$t = t_0 + \Delta t;$$

$$\frac{di}{dt} = \left(\frac{U}{R} - i_0 \right) \frac{1}{T};$$

$$i = i_0 + \frac{di}{dt} \Delta t.$$

Движение выпускного клапана описывается следующими формулами с учетом предыдущих значений перемещения x_{10} :

$$\frac{d^2 x_1}{dt^2} = \frac{1}{m_1} \left(k_e i - \lambda_1 \frac{dx_{10}}{dt} - c_1 x_{10} - N_1 \right);$$

$$\frac{dx_1}{dt} = \left(\frac{dx_1}{dt} \right)_0 + \frac{d^2 x_1}{dt^2} \Delta t;$$

$$x_1 = x_{10} + \frac{dx_1}{dt} \Delta t,$$

где N_1 – усилие предварительного поджатия возвратной пружины; k_e – коэффициент передачи электромагнита.

Граничные условия в этом случае имеют вид:

$$\text{если } x_1 \leq 0, \text{ то } x_1 = 0, \frac{dx_1}{dt} = 0;$$

$$\text{если } x_1 \geq 3 \cdot 10^{-3}, \text{ то } x_1 = 3 \cdot 10^{-3}, \frac{dx_1}{dt} = 0.$$

Площадь и гидравлическая проводимость дросселя выпускного клапана определяются по формулам:

$$f_1 = \frac{3b_{\max}}{h} x_1^2; \quad k_1 = \mu f_1 \sqrt{\frac{2}{\rho}},$$

где μ и ρ – коэффициент расхода и плотность рабочей жидкости; $b_{\max}$, h – геометрические параметры дросселирующих пазов.

Давление в полости гидроцилиндра и перемещение его поршня можно определить с учетом предыдущих значений p_0 и p_{10} согласно уравнениям:

$$\frac{dp}{dt} = \frac{E}{V} \left(f \frac{dx_0}{dt} - k_1 \sqrt{p_0 - p_{10}} \right);$$

$$p = p_0 + \frac{dp}{dt} \Delta t;$$

$$\frac{d^2 x}{dt^2} = \frac{1}{Mk_G^2} \left(Gk_G - \lambda \frac{dx_0}{dt} - fp \right);$$

$$\frac{dx}{dt} = \left(\frac{dx}{dt} \right)_0 + \frac{d^2 x}{dt^2} \Delta t;$$

$$x = x_0 + \frac{dx}{dt} \Delta t,$$

где E – модуль упругости рабочей жидкости.

Давления рабочей жидкости p_1 и p_2 на участках гидросистемы определяются согласно балансу расходов в узлах контура опускания:

$$k_1 \sqrt{p - p_1} = k_2 \sqrt{p_1 - p_2};$$

$$k_2 \sqrt{p_1 - p_2} = k_3 \sqrt{p_2}.$$

Путем алгебраических преобразований получаем выражения:

$$p_1 = \frac{k_1^2 p + k_2^2 p_2}{k_1^2 + k_2^2};$$

$$p_2 = \frac{k_1^2 k_2^2}{(k_1^2 + k_2^2)(k_2^2 + k_3^2) - k_2^4} p.$$

Площади и гидравлические проводимости дросселя подпружиненного золотника и измерительного дросселя определяются по формулам:

$$f_2 = 4,7(h - x_2)^2; \quad k_2 = \mu f_2 \sqrt{\frac{2}{\rho}};$$

$$f_3 = \frac{\pi}{4} d_3^2; \quad k_3 = \mu f_3 \sqrt{\frac{2}{\rho}},$$

где d_3 – диаметр измерительного дросселя.

Движение подпружиненного золотника, ограничивающего скорость опускания рабочего органа, вычисляется согласно дифференциальным уравнениям:

$$\frac{d^2 x_2}{dt^2} = \frac{1}{m_2} \left(\Delta f p_2 - \lambda_2 \left(\frac{dx_2}{dt} \right)_0 - c_2 x_{20} - N_2 \right);$$

$$\frac{dx_2}{dt} = \left(\frac{dx_2}{dt} \right)_0 + \frac{d^2 x_2}{dt^2} \Delta t;$$

$$x_2 = x_{20} + \frac{dx_2}{dt} \Delta t,$$

где Δf – активная площадь подпружиненного золотника; N_2 – усилие предварительного поджатия пружины; x_{20} – предыдущее значение перемещения.

Граничные условия при этом имеют вид:

$$\text{если } x_2 \leq 0, \text{ то } x_2 = 0, \quad \frac{dx_2}{dt} = 0;$$

$$\text{если } x_2 \geq 0,003, \text{ то } x_2 = 0,003, \quad \frac{dx_2}{dt} = 0.$$

Исходные данные для расчета выходных характеристик контура опускания, отражающие конструкцию его компонентов, следующие:

$$k_e = 12,5 \text{ Н/А}; \quad R = 1,7 \text{ Ом}; \quad T = 0,012 \text{ с};$$

$$\lambda = 50000 \text{ Н·с/м}; \quad g = 9,8 \text{ м/с}^2; \quad G = 10000 \text{ Н};$$

$$f = 0,01 \text{ м}^2; \quad k_G = 3; \quad V = 0,0021 \text{ м}^3; \quad E = 1,5 \cdot 10^9 \text{ Па};$$

$$\rho = 900 \text{ кг/м}^3; \quad N_1 = 10 \text{ Н}; \quad \mu = 0,62;$$

$$\lambda_1 = 300 \text{ Н·с/м}; \quad \pi = 3,14;$$

$$c_1 = 7500 \text{ Н/м}; \quad h = 0,003 \text{ м}; \quad b_{\max} = 0,00471 \text{ м};$$

$$\Delta f = 75,36 \cdot 10^{-6} \text{ м}^2; \quad N_2 = 76 \text{ Н}; \quad \lambda_2 = 100 \text{ Н·с/м};$$

$$c_2 = 3160 \text{ Н/м}; \quad d_3 = 0,005 \text{ м}.$$

Для обоснования конструкционных параметров электрогидравлического регулятора навесного устройства выполним многофакторный анализ с использованием компьютерного моделирования процесса функционирования контура опускания [4]. Откликом, или выходным параметром, интерполяционной модели является скорость опускания навесного устройства.

Для проведения многофакторного анализа необходимо выбрать факторы и установить для них интервалы варьирования (табл. 1).

Результаты вычислительного эксперимента представлены в виде матрицы планирования (табл. 2), где строки соответствуют различным опытам, а столбцы – значениям факторов.

Таблица 1

Уровни факторов и интервалы варьирования

Фактор, размерность	Уровень фактора			Интервал варьирования I_j
	-1	0	+1	
$\tilde{x}_1$ – активная площадь золотника ограничения скорости опускания, мм ²	67,9	75,4	82,9	7,5
$\tilde{x}_2$ – максимальная площадь дросселирующих отверстий выпускного клапана, мм ²	38,2	42,4	46,6	4,2
$\tilde{x}_3$ – жесткость пружины золотника ограничения скорости опускания, Н/мм	2845	3160	3475	315

Таблица 2

Матрица планирования и результаты вычислительного эксперимента

Номер опыта	Кодированные значения факторов				Параметр y
	x_0	x_1	x_2	x_3	
1	+	–	–	+	61,847
2	+	–	+	–	61,657
3	+	+	–	–	55,956
4	+	+	+	+	56,238
5	+	–	–	–	61,616
6	+	–	+	+	61,898
7	+	+	–	+	56,209
8	+	+	+	–	55,980
b_j^*	58,925	–2,830	0,018	0,123	

* Коэффициент уравнения регрессии.

При планировании вычислительного эксперимента выполнялось требование совместности факторов, а также их независимости, т. е. отсутствия корреляции между факторами. Условие некоррелированности не означает, что между факторами нет связи. Достаточно, чтобы указанная связь не была линейной.

Уравнение регрессии, описывающее влияние конструктивных параметров на изменение выходного параметра y , имеет вид линейной интерполяционной модели при допущении отсутствия взаимодействия факторов

$$y = 58,925 - 2,83x_1 + 0,018x_2 + 0,123x_3.$$

Анализ полученного уравнения регрессии показывает, что в области исследуемых параметров на величину скорости опускания навесного устройства наибольшее влияние оказывает активная площадь подпружиненного золотника ее ограничения. С помощью этой зависимости можно определить величину предельной скорости опускания навесного устройства при любом

сочетании конструктивных параметров электрогидравлического регулятора.

С целью определения оптимальных конструктивных параметров контура опускания электрогидравлического регулятора на базе интерполяционной модели провели расчет крутого восхождения, результаты которого приведены в табл. 3. В качестве критерия оптимизации принимали отклонение скорости опускания навесного устройства от ее нормированного значения. При этом целью оптимизации являлась минимизация указанного отклонения.

Таблица 3

Результаты расчета крутого восхождения

Условие движения по градиенту	Фактор			Параметр y
	$\tilde{x}_1$	$\tilde{x}_2$	$\tilde{x}_3$	
$b_j \times I_j$	–21, 225	0,076	38,745	
Шаг при изменении $\tilde{x}_2$ на 0,005	–1,415	0,005	2,58	
Опыт 9	73,985	42,405	3162,58	59,460
10	72,570	42,410	3165,16	59,995
11	71,155	42,415	3167,74	60,530
12	69,740	42,420	3170,32	61,065
13	68,325	42,425	3172,90	61,600
14	66,910	42,430	3172,48	62,135

Из анализа результатов опытов крутого восхождения видно, что наибольшее приближение к эксплуатационным нормам по критерию оптимизации имеет опыт 10 (активная площадь золотника ограничения скорости опускания – 72,57 мм²; максимальная площадь дросселирующих отверстий выпускного клапана – 42,41 мм²; жесткость пружины золотника ограничения скорости опускания – 3165,16 Н/мм).

Выбранные конструктивные параметры позволяют ограничить скорость опускания для рабочих органов различного веса (рис. 3).

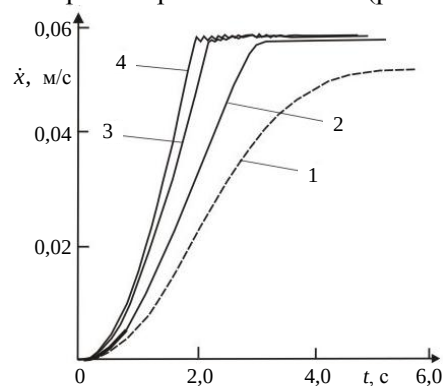


Рис. 3. Зависимость скорости опускания навесного устройства от различных весовых параметров рабочих органов: 1 – $G_1 = 5000$ Н; 2 – $G_2 = 10000$ Н; 3 – $G_3 = 15000$ Н; 4 – $G_4 = 20000$ Н

Таким образом, для рабочих органов весом менее 5000 Н скорость опускания не достигает по своей величине нормированного значения, так как при выбранных конструкционных параметрах перепад давления на измерительном дросселе оказывается недостаточным для смещения подпружиненного золотника, ограничивающего скорость опускания навесного устройства, которая зависит только от гидравлической проводимости выпускного клапана. При весе рабочих органов более 10000 Н скорость опускания ограничена значением 0,06 м/с, что соответствует эксплуатационным требованиям.

ВЫВОДЫ

1. В области исследуемых конструкционных параметров электрогидравлического регулятора согласно полученной интерполяционной зависимости наибольшее влияние на величину скорости опускания навесного устройства с рабочими органами оказывает активная площадь подпружиненного золотника ограничения скорости опускания.

2. С использованием компьютерного моделирования процесса функционирования контура опускания и многофакторного анализа вычислительного эксперимента по критерию минимизации отклонения скорости опускания от нормированного значения определены следующие рациональные конструкционные пара-

метры: активная площадь подпружиненного золотника ограничения скорости опускания – 72,57 мм², максимальная площадь дросселирующих отверстий выпускного клапана – 42,41 мм², жесткость пружины золотника ограничения скорости опускания – 3165,16 Н/мм.

3. В результате вычислительных реализаций установлено, что ограничение скорости опускания рабочих органов до значения 0,06 м/с, что соответствует эксплуатационным требованиям, осуществляется при их весе более 10000 Н.

ЛИТЕРАТУРА

1. **Гидравлическая** система навески трактора: пат. 2933 Респ. Беларусь, МПК7 A01 B 63/10 / С. А. Канаев, Н. А. Клышко; заявитель ПО «Минский тракторный завод им. В. И. Ленина». – № 9610384; заявл. 05.11.1996; опубл. 30.09.1999 // Официальный бюл. / Гос. патент. комитет Республики Беларусь. – 1999. – № 3 (37). – С. 233.
2. **Горавский, С. Л.** Обоснование параметров серво-распределителя для активной компенсации утечек рабочей жидкости в гидронавесной системе трактора: автореф. дис. ... канд. техн. наук: 05.02.02 / С. Л. Горавский. – Минск, 2010. – 22 с.
3. **Лурье, З. Я.** Математическое моделирование динамики гидроагрегата навесного оборудования трактора / З. Я. Лурье, В. А. Макей, Е. Н. Цента // Восточно-Европейский журнал передовых технологий. – 2008. – № 2/4 (32). – С. 36–41.
4. **Ящерицын, П. И.** Планирование эксперимента в машиностроении / П. И. Ящерицын, Е. И. Махаринский. – Минск: Вышэйш. шк., 1985. – 286 с.

Поступила 22.11.2012

УДК 656.13.338.47:656.13.658

НЕКОТОРЫЕ ЗАКОНОДАТЕЛЬНЫЕ ИНИЦИАТИВЫ УКРАИНЫ В ОБЛАСТИ ОБЕСПЕЧЕНИЯ БЕЗОПАСНОСТИ ДОРОЖНОГО ДВИЖЕНИЯ

БУДНИК С. И.

Центр безопасности дорожного движения и автоматизированных систем при МВД Украины

От уровня безопасности функционирования транспортной системы в значительной мере зависит успешное решение социально-экономи-

ческих программ украинского государства. Но вместе с развитием транспортной системы и ростом количества транспортных средств по-