

УДК 621.548:621.002-52

Ф. Д. Байрамов, доктор технических наук, профессор, Камская государственная инженерно-экономическая академия, Набережные Челны

Б. Ф. Байрамов, аспирант, Камская государственная инженерно-экономическая академия, Набережные Челны

А. Р. Фардеев, кандидат технических наук, Камская государственная инженерно-экономическая академия, Набережные Челны

АВТОМАТИЗАЦИЯ И ИССЛЕДОВАНИЕ ДИНАМИКИ ПРОЦЕССА РЕГУЛИРОВАНИЯ СКОРОСТИ ВЫХОДНОГО ЗВЕНА ГИДРОПРИВОДА С ВЕТРОНАСОСНЫМ АГРЕГАТОМ

Для привода насоса в гидроприводе предлагается использовать ветродвигатель с центробежным регулятором, позволяющим регулировать скорость выходного звена гидродвигателя. Проведено математическое моделирование динамики и получены условия устойчивости номинального режима работы гидропривода.

Ключевые слова: гидропривод, ветронасосный агрегат, регулирование выходного звена гидродвигателя, математическое моделирование динамики, устойчивость работы.

В технологических процессах с применением гидроприводов часто требуется регулировать скорость движения выходного звена гидродвигателя (скорость движения поршня гидроцилиндра или частоту вращения вала гидромотора). На практике это осуществляется двумя способами: дроссельным или объемным регулированием расхода рабочей жидкости в гидроприводе. При дроссельном регулировании часть потока жидкости, поступающей от насоса, минуя гидродвигатель, непроизводительно сливается в гидробак. При объемном регулировании регулирование расхода жидкости производится за счет изменения рабочего объема либо насоса, либо гидромотора, либо обоих гидромашин. В этом случае непроизводительный отвод жидкости отсутствует, следовательно, КПД гидропривода будет выше. Однако гидромашин с регулируемым объемом значительно дороже нерегулируемых. Наиболее экономичным является регулирование расхода жидкости управлением частотой вращения вала двигателя, приводящего в действие насос. Для привода насосов обычно служат электрические или тепловые двигатели. Однако постоянно растущие цены на электроэнергию, традиционные виды органического топлива, особенно на нефтепродукты и газ, а также проблема их ограниченности и проблемы экологического характера делают перспективным использование в гидросистемах ветронасосных агрегатов, когда для привода насосов применяются ветродвигатели (ВД). При этом ВД будет использоваться в сочетании с электрическим или тепловым двигателем, заменяющим ВД при малой скорости ветра.

Из сравнительного анализа различных ВД следует, что для привода насосов в гидроприводах наиболее подходит роторный ВД с вертикальной осью вращения и воздухозаборником. Один модуль ВД представляет собой ротор 1 с центральным валом 6 и изогнутыми лопастями 3, который вращается внутри воздухозаборника 2 с направляющими 4. Последние предназначены для направления воздушного

потока только на вогнутую сторону лопастей, исключая сопротивление потока на лопасти, идущие против ветра. Поступивший внутрь ротора воздушный поток выходит наружу через эжекторы 7, увеличивая эффективность установки. Для регулирования поступления воздуха в ротор предусмотрены жалюзи 5 (рис. 1).

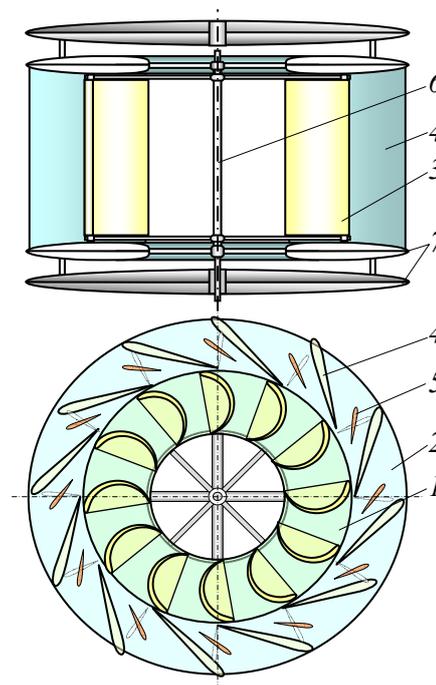


Рис. 1. Схема одного модуля ветродвигателя

ВД снабжен центробежным регулятором (рис. 2). Настройка регулятора на расчетное значение частоты вращения вала ВД, следовательно, и расхода рабочей жидкости в гидроприводе производится соответствующей затяжкой пружины 2. Регулятор с помощью рычажной системы 3 управляет положением жалюзи 4, уменьшая или увеличивая расход воздушного

потока, поступающего в ротор, следовательно, и расхода рабочей жидкости в гидроприводе.

Принципиальная схема гидропривода (рис. 3) состоит из роторного ВД 1 с центробежным регулятором 2, передаточного вала 4, соединительных муфт 3 и 5, насоса 6, трубопровода 7 гидромотора 8 и гидробака для рабочей жидкости 9. Трубопровод может содержать различного рода гидроаппаратуру (гидроклапаны, гидрораспределители), кондиционеры рабочей жидкости (фильтры, сепараторы, теплообменники) и другие элементы. При расчетах они учитываются как местные сопротивления.

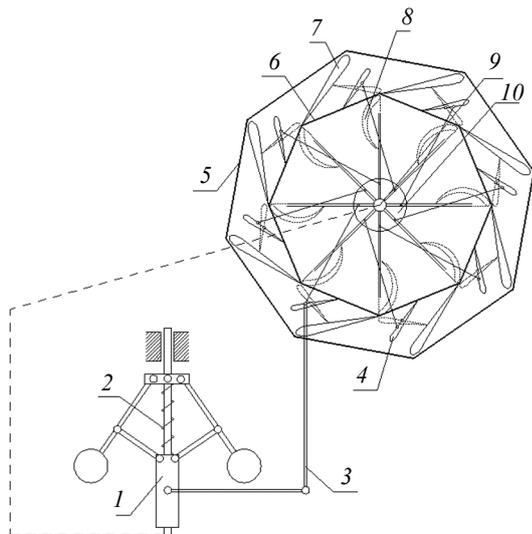


Рис. 2. Принципиальная схема центробежного регулирования: 1 – центробежный механизм; 2 – пружина; 3 – рычажная система привода жалюзи; 4 – жалюзи; 5, 6 – наружный и внутренний контуры статора; 7 – направляющие статора; 8, 9 – лопасти и ступица ротора; 10 – синхронизатор привода жалюзи

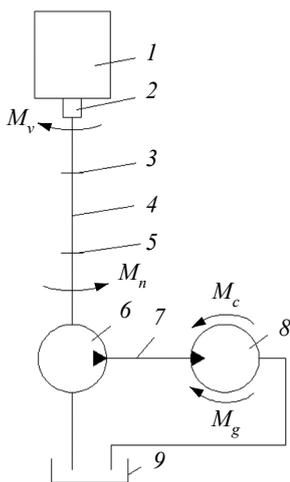


Рис. 3. Принципиальная схема гидропривода с ветронасосным агрегатом

Математическая модель. Уравнения динамики запишем для отдельных звеньев в отклонениях от номинального (расчетного) режима работы гидропривода [2, 3]:

– для ВД

$$2\pi J_v \frac{d\Delta n}{dt} = \Delta M_v - \Delta M_n; \quad (1)$$

– для насоса (напорная характеристика насоса)

$$\Delta p_n = \Delta p_{n0} - \left(\frac{\partial p_n}{\partial G} \right)_* \Delta G + \left(\frac{\partial p_n}{\partial n} \right)_* \Delta n; \quad (2)$$

– для трубопровода

$$\frac{l_t}{F_t} \frac{d\Delta G}{dt} = \Delta p_n - \Delta p_g - K_t \Delta G; \quad (3)$$

– для гидромотора

$$2\pi J_g \frac{d\Delta n_g}{dt} = \Delta M_g - \Delta M_c; \quad (4)$$

– для центробежного механизма

$$S_m = K_1 \Delta n; \quad (5)$$

– для жалюзи 4 с рычажной системой 3

$$\Delta \varphi = K_2 S_m, \quad (6)$$

где $\Delta n = n - n_*$; $\Delta n_g = n_g - n_{g*}$; $\Delta G = G - G_*$; $\Delta p_n = p_n - p_{n*}$; $\Delta p_{n0} = p_{n0} - p_{n0*}$; $\Delta p_g = p_g - p_{g*}$; $\Delta \varphi = \varphi - \varphi_*$; $\Delta M_v = M_v - M_{v*}$; $\Delta M_n = M_n - M_{n*}$; $\Delta M_g = M_g - M_{g*}$; $\Delta M_c = M_c - M_{c*}$; индекс * указывает на значение величин в расчетном (номинальном) режиме; n, n_g – частота вращения вала ВД и гидромотора; p_n, p_{n0} – давление жидкости на входе в насос и на выходе из него; G – расход рабочей жидкости; p_g – давление жидкости на входе в гидромотор; S_m – смещение муфты центробежного механизма; φ – угол поворота жалюзи; J_v, J_g – суммарные моменты инерции всех тел, кинематически связанных с валом ВД и гидромотора; l_t, F_t – длина и площадь поперечного сечения трубопровода; K_t – коэффициент, характеризующий сопротивление в трубопроводе; K_1, K_2 – положительные коэффициенты пропорциональности; M_v, M_n, M_g – крутящие моменты ВД, насоса и гидромотора; M_c – внешний момент сопротивления на валу гидромотора.

Момент M_v является нелинейной функцией от n, φ и скорости ветра V . Моментные характеристики ВД $M_v = M_v(n, \varphi, V)$ обычно задаются в виде экспериментальных графиков. Разлагая функцию M_v в ряд Тейлора в окрестности номинального режима и ограничиваясь членами первой степени относительно приращений, найдем:

$$\Delta M_v = \left(\frac{\partial M_v}{\partial n} \right) \Delta n + \left(\frac{\partial M_v}{\partial V} \right) \Delta V + \left(\frac{\partial M_v}{\partial \varphi} \right) \Delta \varphi, \quad (7)$$

где $\Delta V = V - V_*$, V_* – расчетная скорость ветра, соответствующая номинальному режиму.

Из выражений для крутящего момента насоса и гидромотора [3]

$$M_n = \frac{w_n (p_n - p_{n0})}{2\pi\eta_n}; \quad M_g = \frac{w_g (p_g - p_{g0})\eta_g}{2\pi},$$

где w_n, w_g и η_n, η_g – рабочий объем и механический КПД насоса и гидромотора; p_{g0} – давление на выходе из гидромотора, получим:

$$\begin{aligned} \Delta M_n &= \left(\frac{\partial M_n}{\partial p_n} \right)_* \Delta p_n - \left(\frac{\partial M_n}{\partial p_{n0}} \right)_* \Delta p_{n0}; \\ \Delta M_g &= \left(\frac{\partial M_g}{\partial p_g} \right)_* \Delta p_g + \left(\frac{\partial M_g}{\partial p_{g0}} \right)_* \Delta p_{g0}. \end{aligned} \quad (8)$$

Расход жидкости через гидромотор связан с частотой вращения его вала формулой [3]

$$G = w_g \rho \eta_o n_g = K_3 n_g,$$

где ρ – плотность жидкости; η_o – объемный КПД гидромотора; $K_3 = w_g \rho \eta_o$. Следовательно,

$$\Delta G = K_3 \Delta n_g. \quad (9)$$

При номинальном режиме будем считать, что $M_{v*} = M_{n*} = \text{const}$, $M_{g*} = M_{c*} = \text{const}$, все переменные постоянные, и $S_m = 0$, т. е. регулятор находится в нейтральном положении.

Далее будем предполагать, что $\Delta p_{n0} = \Delta p_{g0} = 0$, т. е. возмущениями давлений на входе в насос и на выходе из гидродвигателя пренебрегаем.

Систему (1)–(9), исключая переменные $S_m, \Delta\varphi, \Delta p_n, \Delta p_g, \Delta n_g$, запишем в относительных отклонениях от номинального режима в безразмерной форме:

$$\begin{aligned} T_1 \frac{dx_1}{dt} &= a_{11}x_1 - a_{12}x_2 + b\alpha_1; \\ T_2 \frac{dx_2}{dt} &= a_{21}x_1 - a_{22}x_2 + \alpha_2, \end{aligned} \quad (10)$$

где $x_1 = \frac{\Delta n}{n_*}$; $x_2 = \frac{\Delta G}{G_*}$; $\alpha_1 = \frac{\Delta V}{V_*}$; $\alpha_2 = \frac{\Delta M_c}{M_{c*}}$;

$$a_{11} = \left[\left(\frac{\partial M_v}{\partial n} \right)_* - \left(\frac{\partial M_n}{\partial p_n} \right)_* \left(\frac{\partial p_n}{\partial n} \right)_* + K_1 K_2 \left(\frac{\partial M_n}{\partial \varphi} \right)_* \right] \frac{n_*}{M_{v*}};$$

$$a_{12} = \left(\frac{\partial M_n}{\partial p_n} \right)_* \left(\frac{\partial p_n}{\partial G} \right)_* \frac{G_*}{M_{n*}}; \quad a_{21} = \left(\frac{\partial p_n}{\partial n} \right)_* \left(\frac{\partial M_g}{\partial p_g} \right)_* \frac{n_*}{M_{g*}};$$

$$a_{22} = \left[\left(\frac{\partial p_n}{\partial G} \right)_* + K_t \right] \left(\frac{\partial M_g}{\partial p_g} \right)_* \frac{G_*}{M_{g*}}; \quad b = \left(\frac{\partial M_v}{\partial V} \right)_* \frac{V_*}{M_{v*}};$$

$$T_1 = \frac{2\pi J_v n_*}{M_{v*}}; \quad T_2 = \left[\left(\frac{\partial M_g}{\partial p_g} \right)_* \frac{l_t}{F_t} + \frac{2\pi J_g}{K_3} \right] \frac{G_*}{M_{g*}}.$$

Здесь T_1 – постоянная времени ВД; T_2 – постоянная времени системы «трубопровод + гидромотор»; остальные величины – безразмерные коэффициенты усиления.

Устойчивость. Пусть скорость ветра $V = V_* = \text{const}$, и внешний момент сопротивления на

валу гидромотора равен расчетному значению. Тогда в уравнениях (10) внешние возмущения отсутствуют, т. е. $\alpha_1 = \alpha_2 = 0$. Характеристическое уравнение системы (10) при $\alpha_1 = \alpha_2 = 0$

$$\lambda^2 + \frac{a_{22}T_1 - a_{11}T_2}{T_1T_2} \lambda + \frac{a_{12}a_{21} - a_{11}a_{22}}{T_1T_2} = 0$$

будет иметь корни с отрицательными вещественными частями при выполнении неравенств

$$a_{22}T_1 > a_{11}T_2; \quad a_{12}a_{21} > a_{11}a_{22}, \quad (11)$$

которые согласно критерию Рауса – Гурвица являются необходимыми и достаточными условиями асимптотической устойчивости системы (10) ($\alpha_1 = \alpha_2 = 0$), т. е. номинального режима работы гидропривода с гидромотором.

Гидропривод с гидроцилиндром. В этом случае гидромотор 8 (см. рис. 3) заменяется на гидроцилиндр 1 с гидрораспределителем 2 (рис. 4).

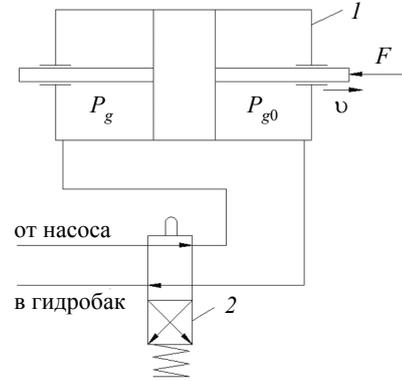


Рис. 4. Схема гидроцилиндра с гидрораспределителем

Пусть поршень гидроцилиндра движется вправо, преодолевая внешнюю силу на штоке F . Уравнение динамики поршня гидроцилиндра в отклонениях от номинального режима запишется так:

$$m \frac{d\Delta v}{dt} = (\Delta p_g - \Delta p_{g0}) S - \Delta F, \quad (12)$$

где $\Delta v = v - v_*$; $\Delta p_g = p_g - p_{g*}$; $\Delta p_{g0} = p_{g0} - p_{g0*}$; $\Delta F = F - F_*$; m, v – соответственно, масса и скорость движения поршня; S – кольцевая площадь поршня; p_g, p_{g0} – давление на входе в гидроцилиндр и выходе из него.

Уравнение (9) заменяем аналогичным уравнением

$$\Delta G = S\rho\Delta v. \quad (13)$$

Динамика гидропривода с гидроцилиндром описывается уравнениями (1)–(3), (5)–(8), (12), (13). Исключая из них переменные $S_m, \Delta\varphi, \Delta p_n, \Delta p_g, \Delta v$ и переходя к относительным отклонениям, получим систему уравнений в безразмерной форме, аналогичную системе (10). Условия устойчивости номинального режима работы гидропривода с гидроцилиндром запишутся в таком же виде (11).

Библиографические ссылки

1. Пат. на изобретение № 2168060, МПК7 F 03 Д 3/04. Ветроустановка / Ф. Д. Байрамов, Н. С. Галимов, Р. Ф. Ибрагимов. – Б. И. – 2001. – № 15.
2. Байрамов Ф. Д., Мардамышин И. Г. Исследование функционирования гидравлических систем с ветронасосным агрегатом // Изв. вузов. Авиационная техника. – 2008. – № 3. – С. 59–62.
3. Лепешкин А. В., Михайлин А. А., Шейнак А. А. Гидравлика и гидропривод. В 2 ч. – Ч. 2. Гидравлические машины и гидропневмопривод. – М. : МГИУ, 2005. – 352 с.
4. Махин В. А., Присяжков Б. Ф., Белик Н. П. Динамика жидкостных ракетных двигателей. – М. : Машиностроение, 1969. – 334 с.

F. D. Bairamov, Doctor of Technical Sciences, Professor, Kama State Academy of Engineering and Economics, Naberezhnye Chelny

B. F. Bairamov, Postgraduate Student, Kama State Academy of Engineering and Economics, Naberezhnye Chelny

A. R. Fardeyev, Candidate of Technical Sciences, Associate Professor, Kama State Academy of Engineering and Economics, Naberezhnye Chelny

Automation and Research of Speed Regulation Dynamics of the Hydraulic Drive Output Stage with a Windpumping Unit

It is proposed to use a wind engine with a centrifugal governor to drive a hydraulic drive pump. The wind engine allows regulating the speed of the hydraulic actuator output. The dynamics mathematical modeling was performed and the stability nominal conditions of the hydraulic drive operation were found.

Key words: hydraulic drive, windpumping unit; hydraulic drive output regulation, dynamics mathematical modeling, stability of operation.