

Так, например, при освоении модернизированного семейства МАЗ-5335 было разработано 2307 технологических процессов, выполнено свыше 2,5 тыс. проектов на изготовление первичной технологической оснастки и внедрено в производство более 2 тыс. ее позиций – штампов, приспособлений, режущего, мерительного и вспомогательного инструментов. Смонтировано и внедрено 350 единиц всевозможного металлорежущего оборудования, в основном специального и специализированного. Подобные работы проводятся и на других заводах объединения.

Перед объединением поставлена задача исключительной важности – снизить расход черных металлов за пятилетку на 15%. Для этого совершенствуется конструкция машин с целью улучшения весовых характеристик, расширяется применение низколегированных сталей, гнутых профилей, периодического проката. Увеличивается объем получения деталей горячего выдавливания и безоблойной штамповки. Производится замена черных металлов алюминиевым литьем и пластмассами.

Пятилетним планом предусмотрено довести годовой выпуск автомобилей объединением БелавтоМАЗ до 42 тыс. при численности работающих 49 тыс. человек.

Белорусские автозаводы по своему классу производства автомобилей являются самыми крупными в Европе. За достигнутые успехи Минский автозавод дважды награждался орденом Ленина и один раз орденом Октябрьской Революции. Белорусский и Могилевский заводы награждены орденами Трудового Красного Знамени.

УДК 629.113 – 597.5

В.П. Автушко

## МАТЕМАТИЧЕСКАЯ МОДЕЛЬ ГИДРОПРИВОДА ПРОТИВОБЛОКИРОВОЧНОЙ ТОРМОЗНОЙ СИСТЕМЫ АВТОМОБИЛЕЙ ОСОБО БОЛЬШОЙ ГРУЗОПОДЪЕМНОСТИ

Регулирование давления в колесных цилиндрах и тормозного момента, развиваемого тормозными механизмами, состоит из начальной фазы торможения  $\Phi_H$  и циклического режима, который представляет последовательное чередование фаз оттормаживания  $\Phi_O$ , торможения  $\Phi_T$  и выдержек. По алгоритму функционирования различают двух-, трех- и четырехфазовое регулирование. Последнее, как более общий случай регулирования, кроме фаз  $\Phi_O$  и  $\Phi_T$ , включает две фазы выдержек: в течение первой  $\Phi_{B1}$  давление

в колесных цилиндрах остается постоянным на определенном нижнем уровне, а в течение второй  $\Phi_{B2}$  – на верхнем уровне. При двухфазовом отсутствуют фазы  $\Phi_{B1}$  и  $\Phi_{B2}$ , а при трехфазовом – фаза  $\Phi_{B2}$ . Трех- и четырехфазовое регулирование в отличие от двухфазового позволяет увеличивать среднее значение тормозного момента за цикл регулирования, что повышает эффективность системы.

Гидропривод (рис. 1) включает гидроцепи управления секциями тормозного крана, гидроцепи управления тормозными механизмами и питающую часть. В зависимости от требуемой эффективности работы противоблокировочной системы модуляторы могут устанавливаться либо на каждое колесо, либо один модулятор на оба колеса [1].

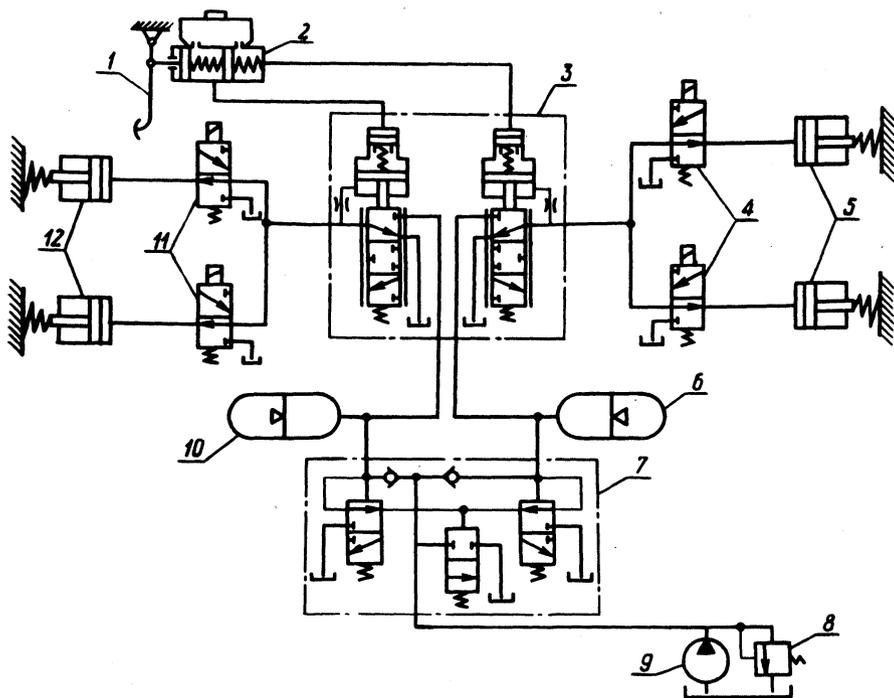


Рис. 1. Принципиальная схема гидропривода противоблокировочной тормозной системы:

- 1 – педаль; 2 – подпедальный цилиндр; 3 – тормозной кран; 4, 10 – модуляторы;
- 5, 12 – колесные цилиндры; 6, 10 – пневмогидроаккумуляторы; 7 – автомат разгрузки;
- 8 – предохранительный клапан; 9 – насос.

Для четырехфазового регулирования периодические электрические сигналы  $u'_{im}$  и  $u''_{im}$  управления соленоидами сливных и впускных клапанов  $m$ -го модулятора, поступающие от электронно-решающего блока, можно представить в виде прямоугольных импульсов различной частоты  $f_{im}$  и скважности  $\tau = t_0/T_{im}$  :

$$u'_{im} = \begin{cases} 1 & \text{при } t_{nij} + n_1 T_{im} < t \leq t_{nij} + (n_1 + \tau + \tau_{B1}) T_{im}, \\ 0 & \text{при } t_{nij} + (n_1 + \tau + \tau_{B1}) T_{im} < t \leq t_{nij} + \\ & + (n_1 + 1) T_{im}; \end{cases} \quad (1)$$

$$u''_{im} = \begin{cases} 1 & \text{при } t_{nij} + (n_1 + \tau) T_{im} < t \leq t_{nij} + (n_1 + \tau + \tau_{B1}) T_{im}, \\ 0 & \text{при } t_{nij} + (n_1 + \tau + \tau_{B1}) T_{im} < t \leq t_{nij} + (n_1 + 1 - \tau_{B2}) T_{im}, \\ 1 & \text{при } t_{nij} + (n_1 + 1 - \tau_{B2}) T_{im} < t \leq t_{nij} + (n_1 + 1 + \tau) T_{im}, \end{cases} \quad (2)$$

где  $T_{im}$  - период импульсов;  $n_1$  - порядковый номер импульса ( $n_1 = 0; 1; 2; \dots$ );  $\tau_{B1} = t_{B1}/T_{im}$  и  $\tau_{B2} = t_{B2}/T_{im}$  - относительная продолжительность фаз  $\Phi_{B1}$  и  $\Phi_{B2}$ ;  $t_0$ ,  $t_{B1}$  и  $t_{B2}$  - продолжительность соответственно фаз  $\Phi_0$ ,  $\Phi_{B1}$  и  $\Phi_{B2}$ ;  $t_{nij}$  - продолжительность начальных фаз  $\Phi_n$  для  $j$ -го тормозного цилиндра  $i$ -й оси;  $i, j$  и  $m$  - порядковые номера соответственно оси автомобиля, тормозного цилиндра, и модулятора на  $i$ -й оси ( $i = 1; 2 \dots$   $j = 1; m = 1; 2 \dots$ ).

Принимая скачкообразным перемещение клапанов модуляторов, коэффициенты местных сопротивлений  $\xi'_{mim}$  и  $\xi_{mim}$  их клапанов представим в виде

$$\xi'_{mim} = \begin{cases} \xi'_{mim} & \text{при } t_{nij} + n_1 T_{im} + \Delta t_1 < t \leq t_{nij} + \\ & + (n_1 + \tau + \tau_{B1}) T_{im} + \Delta t_2, \\ 0 & \text{при } t_{nij} + (n_1 + \tau + \tau_{B1}) T_{im} + \Delta t_2 < t \leq t_{nij} + \\ & + (n_1 + 1) T_{im} + \Delta t_1; \end{cases} \quad (3)$$

$$\xi_{\text{mim}} \left\{ \begin{array}{l} 0 \text{ при } t_{\text{нij}} + n_1 T_{\text{im}} + \Delta t_1 < t \leq t_{\text{нij}} + (n_1 + \tau + \tau_{\text{в1}}) T_{\text{im}} + \Delta t_3, \\ \xi_{\text{mim}} \text{ при } t_{\text{нij}} + (n_1 + \tau + \tau_{\text{в1}}) T_{\text{im}} + \Delta t_3 < t \leq t_{\text{нij}} + (n_1 + 1 - \\ - \tau_{\text{в2}}) T_{\text{im}} + \Delta t_4, \\ 0 \text{ при } t_{\text{нij}} + (n_1 + 1 - \tau_{\text{в2}}) T_{\text{im}} + \Delta t_4 < t \leq t_{\text{нij}} + (n_1 + 1 + \tau + \tau_{\text{в1}}) T_{\text{im}} + \\ + \Delta t_3, \end{array} \right. \quad (4)$$

где  $\Delta t_1, \Delta t_3$  - запаздывание открытия клапанов модулятора;  $\Delta t_2, \Delta t_4$  - запаздывание закрытия клапанов.

В зависимостях (1) - (4) при двухфазовом режиме  $\tau_{\text{в1}} = \tau_{\text{в2}} = 0$ , а при трехфазовом  $\tau_{\text{в2}} = 0$ .

При математическом описании динамики гидропривода принимается модель с сосредоточенными параметрами (масса жидкости  $m$  и гидравлическое сопротивление  $R$ ) при учете податливостей основных элементов гидроцепей (на динамических схемах в дальнейшем  $m$  и  $R$  обозначены с соответствующими индексами, характеризующими различные магистрали). Для составления дифференциальных уравнений используется закон узлов, закон контуров [2], а также учитываются нелинейная расходная характеристика крана, нелинейные характеристики тормозного механизма, релейная характеристика автомата разгрузки (АР), зоны нечувствительности в кране, подпедальном цилиндре, тормозном механизме, а также пренебрегаются силы трения и инерции поршней цилиндров и клапанов крана.

Динамика процессов, происходящих в питающей части гидропривода во всех фазах работы противоблокировочной тормозной системы, согласно динамической схеме рис. 2 и рекомендациям [3], описывается уравнениями:

$$\frac{\rho l_{\text{H}}}{f_{\text{H}}} \frac{dQ_{\text{H}}}{dt} + 27,5 \frac{\rho v l_{\text{H}}}{f_{\text{H}}^2} Q_{\text{H}} + \left( 0,443 \frac{k \epsilon l_{\text{H}}}{\sqrt{f_{\text{H}}}} + \right. \\ \left. + \frac{\xi_{\text{H}}}{2} \right) \frac{\rho}{f_{\text{H}}} Q_{\text{H}}^2 \text{sgn} Q_{\text{H}} + p_{\text{p}} - p_{\text{H}} = 0; \quad (5)$$

$$\frac{\rho l_{ai}}{f_{ai}} \frac{dQ_{ai}}{dt} + 27,5 \frac{\rho \nu l_{ai}}{f_{ai}^2} Q_{ai} + (0,443 \frac{k_{\epsilon} l_{ai}}{\sqrt{f_{ai}}} + \frac{\xi_{ai}}{2}) \frac{\rho}{f_{ai}^2} Q_{ai}^2 \operatorname{sgn} Q_{ai} + p_{ai} - p_{bi} = 0; \quad (6)$$

$$V_{\max} \left\{ \frac{1}{np_{ai}} \left( \frac{p_{\Sigma}}{p_{ai}} \right)^{1/n} + \psi_{ai} \left[ 1 - \left( \frac{p_{\Sigma}}{p_{ai}} \right)^{1/n} + \frac{l_{ai} f_{ai}}{V_{\max}} \right] \right\} \frac{dp_{ai}}{dt} + Q_{ki} - Q_i = 0; \quad (7)$$

$$Q_H = \begin{cases} q\omega(1 - bp_H) & \text{при } p_p = p_{aimin}, \\ 0 & \text{при } p_p = 1; \end{cases} \quad (8)$$

$$p_p = \begin{cases} 1 & \left. \begin{array}{l} p_H - p_{jH} - p_{lH} - p_{MH} \text{ при } p_{aimin} < p_{max} \\ \text{при } p_{aimin} \geq p_{max} \end{array} \right\} \text{при } \frac{dp_{aimin}}{dt} > 0, \\ 1 & \text{при } p_{aimin} \geq p_{min} \\ p_H - p_{jH} - p_{lH} - p_{MH} \text{ при } p_{aimin} < p_{min} \end{cases} \left. \right\} \text{при } \frac{dp_{aimin}}{dt} < 0; \quad (9)$$

$$Q_i = \begin{cases} 0,5Q_H & \text{при } p_{ai} < p_{max} \\ 0 & \text{при } p_{ai} \geq p_{max} \\ 0 & \text{при } p_{ai} \geq p_{min} \\ 0,5Q_H & \text{при } p_{ai} < p_{min} \end{cases} \left. \right\} \frac{dp_{ai}}{dt} > 0, \quad (10)$$

$$\left. \right\} \frac{dp_{ai}}{dt} < 0;$$

$$p_{jH} = \frac{\rho l}{f_H} \frac{dQ_H}{dt}; \quad p_{lH} = (27,5\nu + 0,443 \frac{k_\epsilon Q_H}{\sqrt{f_H}}) \frac{\rho l}{f_H^2} Q_H;$$

$$p_{MH} = \frac{\rho \xi_H}{2f_H^2} Q_H^2,$$

где  $\rho$  и  $\nu$  - плотность и вязкость жидкости;  $k_\epsilon$  - коэффициент, учитывающий влияние шероховатости магистрали на потери давления по длине;  $l, f, \xi$  - длина, проходное сечение и суммарный коэффициент местных сопротивлений для магистралей (индексы при этих символах означают:  $a_i$  - для магистрали АР -  $i$ -й пневмогидроаккумулятор (ПГА);  $H$  - для магистрали насос - АР);  $Q_H$  и  $p_H$  - объемная производительность насоса и давление, создаваемое им;  $q$  - объем жидкости, вытесняемой из насоса при  $p_H = 1$ , при отсутствии утечек и при повороте его вала на угол, равный радиану;  $Q_{ai}$ ,

$Q_{ki}, Q_i$  - расход жидкости в магистрали соответственно к  $i$ -му ПГА, через впускной клапан  $i$ -й секции крана, в контуре  $i$ -й оси;  $V_{max}$  - полный объем ПГА;  $n$  - показатель политропы;  $\psi_{ai}$  - коэффициент податливости элементов магистрали от АР к  $i$ -му ПГА;  $p_{ai}$  и  $p_{bi}$  - давление жидкости в  $i$ -м ПГА и на выходе в  $i$ -ю секцию крана;  $p_3$  - давление зарядки ПГА;  $\omega$  - угловая скорость вращения вала насоса;  $\nu$  - коэффициент, учитывающий влияние давления на производительность насоса;  $p_p$  - давление жидкости в релейном регуляторе АР;  $p_{amin}$  - меньшее значение из величин текущих давлений жидкости в ПГА;  $p_{max}$  и  $p_{min}$  - верхний и нижний пределы регулирования давления регулятором АР;  $p_{jH}, p_{lH}, p_{MH}$  - потери инерционные, по длине и местные потери давления в магистрали насос - АР.

Следует иметь в виду, что уравнение (10) справедливо при зарядке двух ПГА, т.е. когда каждое  $Q_i \neq 0$ . Если же один из ПГА заряжен, то насос продолжает зарядку второго ПГА, т.е. при  $Q_1 = 0 \quad Q_2 = Q_H$ , а при  $Q_2 = 0 \quad Q_1 = Q_H$ .

Динамика гидропривода в фазе  $\Phi_H$ , согласно динамическим схемам (рис. 2 и 3, а), описывается уравнениями:

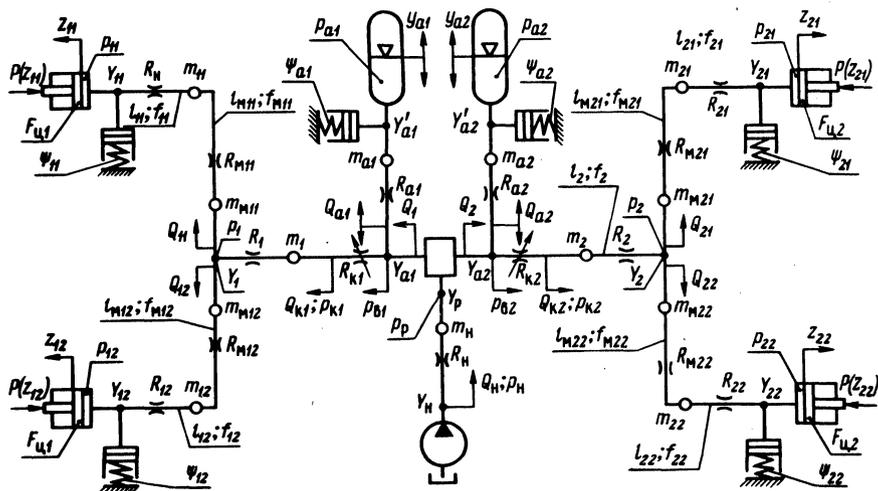


Рис. 2. Динамическая схема питающей части и гидроцепей управления тормозными механизмами.

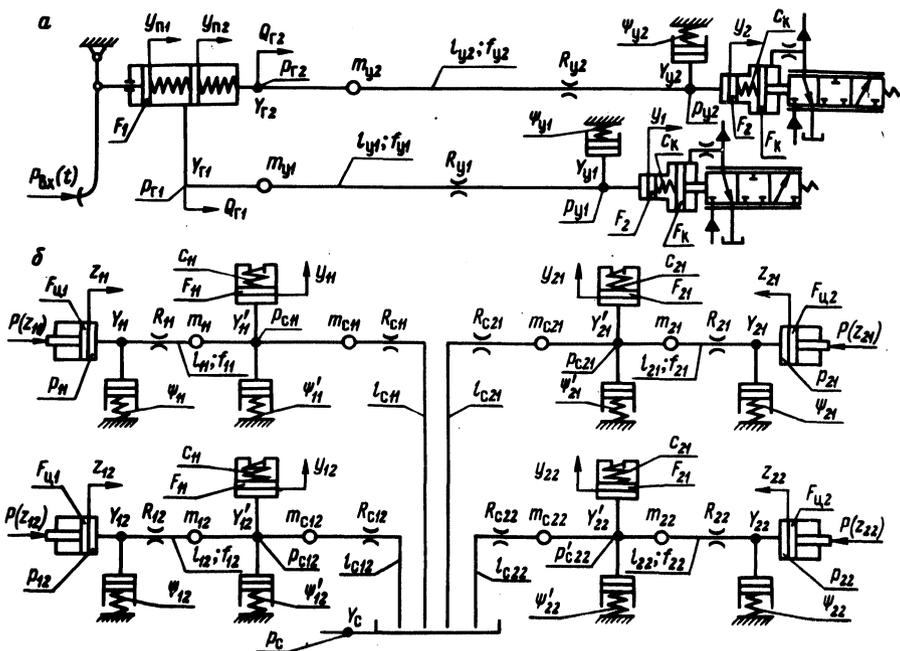


Рис. 3. Динамические схемы гидроцепей управления краном (а) и тормозными механизмами в фазе оттормаживания (б).

$$\frac{\rho l_{yi}}{f_{yi}} \frac{dQ_{ri}}{dt} + 27,5 \frac{\rho \nu l_{yi}}{f_{yi}^2} Q_{ri} + \left( 0,443 \frac{k_{\epsilon} l_{yi}}{\sqrt{f_{yi}}} + \right. \\ \left. + \frac{\xi_{yi}}{2} \right) \frac{\rho}{f_{yi}^2} Q_{ri}^2 \operatorname{sgn} Q_{ri} + p_{yi} - p_{Bx} = 0; \quad (11)$$

$$V_{\kappa yi} \psi_{yi} \frac{dp_{yi}}{dt} + F_2 \frac{dy_{i.}}{dt} - Q_{ri} = 0; \quad (12)$$

$$\frac{\rho l_i}{f_i} \frac{dQ_{ki}}{dt} + 27,5 \frac{\rho \nu l_i}{f_i^2} Q_{ki} + \left( 0,443 \frac{k_{\epsilon} l_i}{\sqrt{f_i}} + \right. \\ \left. + \frac{\xi_i}{2} \right) \frac{\rho}{f_i^2} Q_{ki}^2 \operatorname{sgn} Q_{ki} + p_i - p_{ki} = 0; \quad (13)$$

$$\frac{\rho (l_{ij} + l_{Mim})}{f_{ij}} \frac{dQ_{ij}}{dt} + 27,5 \frac{\rho \nu (l_{ij} + l_{Mim})}{f_{ij}^2} Q_{ij} + \\ + \left[ 0,443 \frac{k_{\epsilon} (l_{ij} + l_{Mim})}{\sqrt{f_{ij}}} + (\xi_{ij} + \xi_{Mim}) \frac{\rho}{2f_{ij}^2} \right] Q_{ij}^2 \operatorname{sgn} Q_{ij} + \\ + \frac{P(z_{ij})}{F_{ui}} - p_i = 0; \quad (14)$$

$$F_{ii} \frac{dz_{ij}}{dt} + \left[ V_{0j} + F_{ii} z_{ij} + (l_{ij} + l_{mim}) f_{ij} + \frac{l_{ii}}{2} \right] \psi_{ij} \frac{1}{F_{ii}} \frac{d[P(z_{ij})]}{dt} - Q_{ij} = 0; \quad (15)$$

$$p_{ki} = p_{Bi} - \frac{\rho Q_{ki}^2}{2(\pi d_k \mu_k h_1)^2}; \quad (16)$$

$$P(z_{ij}) = \begin{cases} A_{2i} z_{ij}^2 + A_{1i} z_{ij} + A_{0i} & \text{при } \frac{dz_{ij}}{dt} > 0; \\ \mu_{P_{ij}} \left( \frac{A'_{3i}}{\mu_{zij}^2} \cdot z_{ij}^3 + \frac{A'_{2i}}{\mu_{zij}} z_{ij}^2 + A'_{1i} z_{ij} + A'_{0i} \mu_{zij} \right) & \\ \text{при } \frac{dz_{ij}}{dt} < 0; \end{cases} \quad (17)$$

$$M_T(p_{ij}) = \begin{cases} B_{2i} p_{ij}^2 + B_{1i} p_{ij} + B_{0i} & \text{при } \frac{dz_{ij}}{dt} > 0, \\ \mu_{pij} \left( B'_{3i} \frac{p_{ij}^3}{\mu_{pij}^2} + B'_{2i} \frac{p_{ij}^2}{\mu_{pij}} + B'_{1i} p_{ij} + B'_{0i} \mu_{pij} \right) & \\ \text{при } \frac{dz_{ij}}{dt} < 0; \end{cases} \quad (18)$$

$$p_{\text{вх}} = \begin{cases} 0 & \text{при } 0 < t \leq \tau_3, \\ (P_{\text{max}}/t_{\text{max}} F_1)t & \text{при } \tau_3 < t \leq t_{\text{max}}, \\ P_{\text{max}}/F_1 & \text{при } t > t_{\text{max}}; \end{cases} \quad (19)$$

$$h_i = \begin{cases} 0 & \text{при } 0 < y_i \leq h_0, \\ y_i - h_i - \delta_0 & \text{при } y_i > h_0; \end{cases} \quad (20)$$

$$\delta_i = \begin{cases} 0 & \text{при } 0 < p_{ki} \leq p_{0k}, \\ F_k p_{ki}/c_k - \delta_0 & \text{при } p_{0k} < p_{ki} \leq p'_{ki}, \\ F_k p'_{ki}/c_k - \delta_0 & \text{при } p_{ki} > p'_{ki}, \end{cases} \quad (21)$$

где  $Q_{\Gamma i}$  и  $Q_{ij}$  - расход жидкости соответственно в магистрали управления  $i$ -й секцией крана и в магистрали  $i$ -е разветвление -  $j$ -й колесный цилиндр;  $p_{\text{вх}}$  и  $p_{yi}$  - давление жидкости в подпедальном цилиндре и цилиндре управления  $i$ -й секцией крана;  $V_{\text{жy}i}$  - объем жидкости в  $i$ -й магистрали и цилиндре управления краном;  $\Psi_{yi}$  и  $\Psi_{ij}$  - коэффициенты податливости элементов гидроцепи управления соответственно краном и тормозными механизмами;  $p_i$  - давление в узле разветвления  $i$ -й оси;  $F_1$  и  $F_2$  - площадь поршней соответственно подпедального цилиндра и цилиндра управления краном;  $\mu_k$ ,  $d_k$  и  $h_i$  - коэффициент расхода, диаметр проходного сечения и перемещение впускного клапана секции крана;  $F_{\text{ц}i}$  - площадь поршня колесного цилиндра  $i$ -й оси;  $P(z_{ij})$  и  $M_{\text{T}}(p_{ij})$  - характеристика усилия и момента, развиваемого  $j$ -м тормозным механизмом  $i$ -й оси;  $V_{0j}$  - начальный объем жидкости в  $j$ -м колесном цилиндре;  $z_{ij}$  - перемещение поршней колесного цилиндра;  $t_{\text{max}}$  - время нарастания усилия на педали до максимальной величины  $P_{\text{max}}$ ;

$\tau_3$  - время запаздывания давления в подпедальном цилиндре;  $y_i$  - перемещение поршня цилиндра управления  $i$ -й секцией крана;  $\delta_0$  и  $\delta_i$  - предварительная и общая деформации уравновешивающей пружины, имеющей жесткость  $c_k$ , для  $i$ -й секции крана;  $p_{ок}$  - давление в кране, соответствующее  $\delta_0$ ;  $p_{ki}$  - давление, при котором исчезает следящее действие крана;  $h_0$  - зазор между штоком и клапаном в кране;  $F_k$  - площадь поршня механизма слежения в кране;  $A_{oi} - A_{2i}, A'_{oi} - A'_{2i}$  - коэффициенты аппроксимации зависимости  $P(z_{ij}); \mu_{P_{ij}}$  и  $\mu_{z_{ij}}$  - масштабные коэффициенты для зависимости  $P(z_{ij})$  в фазе отгормаживания;  $B_{oi} - B_{2i}, B'_{oi} - B'_{2i}$  - коэффициенты аппроксимации зависимости  $M_T(p_{ij}); \mu_{T_{ij}}$  и  $\mu_{p_{ij}}$  - масштабные коэффициенты для зависимости  $M_T(p_{ij})$  в фазе  $\Phi_0$ ; индексы при параметрах  $l, f$  и  $\xi$  означают:  $ij$  - для магистрали подпедальный цилиндр -  $i$ -я секция крана;  $i$  - для магистрали секция крана -  $i$ -е разветвление;  $Mim$  - для питающей магистрали  $i$ -е разветвление -  $m$ -й модулятор;  $ij$  - для магистрали  $m$ -й модулятор -  $j$ -й колесный цилиндр.

Динамика гидропривода в фазе  $\Phi_0$  (динамическая схема рис. 3, б) описывается уравнениями:

$$\begin{aligned}
 & \frac{\rho l_{ij}}{f_{ij}} \frac{dQ_{ij}}{dt} + 27,5 \frac{\rho \nu l_{ij}}{f_{ij}^2} Q_{ij} + \left( 0,443 \frac{k \epsilon^1_{ij}}{\sqrt{f_{ij}}} + \right. \\
 & \left. + \frac{\xi_{ij}}{2} \right) \frac{\rho}{f_{ij}^2} Q_{ij}^2 \operatorname{sgn} Q_{ij} + p_{ij} - p_{cim} = 0; \quad (22)
 \end{aligned}$$

$$\begin{aligned}
 & \frac{\rho l_{cim}}{f_{cim}} \frac{dQ_{cim}}{dt} + 27,5 \frac{\rho \nu l_{cim}}{f_{cim}^2} Q_{cim} + \left( 0,443 \frac{k \epsilon^1_{cim}}{\sqrt{f_{cim}}} + \right. \\
 & \left. + \frac{\xi_{cim} + \xi'_{mim}}{2} \right) \frac{\rho}{f_{cim}^2} Q_{cim}^2 \operatorname{sgn} Q_{cim} + p_{cim} - p_c = 0; \quad (23)
 \end{aligned}$$

$$F_{\Pi i} \frac{dz_{ij}}{dt} + (V_{Oj} + F_{\Pi i} z_{ij} + l_{ij} f_{ij}) \psi_{ij} \frac{1}{F_{\Pi i}} \frac{d[P(z_{ij})]}{dt} - Q_{ij} = 0; \quad (24)$$

$$l_{cim} f_{cim} \psi'_{im} \frac{dp_{cim}}{dt} + Q_{cim} + F_{im} \frac{dy_{im}}{dt} - Q_{ij} = 0; \quad (25)$$

$$m_{\Pi i} \frac{d^2 y_{im}}{dt^2} + c_{im} y_{im} - F_{im} p_{cim} = 0; \quad (26)$$

где  $Q_{cim}$  - расход жидкости в сливной магистрали;  $p_{cim}$  и  $p$  - давление на выходе из модулятора и в конце сливной магистрали;  $\psi'_{im}$  - коэффициент податливости элементов сливной магистрали;  $y_{im}$  и  $c_{im}$  - перемещение поршня и жесткость пружины корректирующего устройства;  $m_{\Pi i}$  и  $F_{im}$  - масса и площадь поршня корректирующего устройства;  $l_{cim}$ ,  $f_{cim}$ ,  $\xi_{cim}$  - длина, площадь проходного сечения и суммарный коэффициент местных потерь сливной магистрали.

Динамика гидропривода в фазе  $\Phi_T$  (динамическая схема на рис. 2) описывается уравнениями (13) - (18). При этом в уравнении (16)  $h_i = h_{imax}$  ( $h_{imax}$  - максимальное открытие клапана крана).

Таким образом, динамика гидропривода противоблокировочной тормозной системы описывается уравнениями (1) - (26). Полученная математическая модель позволяет исследовать различные схемы установки модуляторов на автомобиле, а также различные алгоритмы регулирования давления и тормозного момента. Эта модель является составной частью общей математической модели всей противоблокировочной тормозной системы автомобилей особо большой грузоподъемности, которая дополнительно включает модель электронно-решающего блока и пространственную модель движения автомобиля при торможении.

#### Л и т е р а т у р а

1. Гуревич Л.В., Меламуд Р.А. Тормозное управление автомобиля. - М., 1978.
2. Метлюк Н.Ф., Автушко В.П. Динамика пневматических и гидравлических приводов автомо-

билей. - М., 1980. З. Автушко В.П. Математическая модель питающей части гидравлического привода автомобиля. - В сб.: Автотракторостроение. Автоматические системы управления мобильными машинами, 1979, вып. 12, с. 106 - 112.

УДК 621.822.6

Е.Н.Азямова, Е.В.Камоско, П.В.Кислейко,  
Л.И.Оффенгейм, В.И.Поляков

## ВЛИЯНИЕ РАДИАЛЬНОГО ЗАЗОРА НА НАГРУЖЕННОСТЬ РАДИАЛЬНЫХ ПОДШИПНИКОВ КАЧЕНИЯ

Исследованию влияния радиального зазора на нагруженность радиальных-подшипников посвящены работы Г.А.Игнатьева [1], Б.В.Цыпкина [2], В.Н.Трейера [3], Румбаргера [4] и других авторов. В большинстве этих работ изложено лишь выведение общих зависимостей для определения усилий на тела качения. Рекомендации по учету влияния радиального зазора на срок службы подшипника имеются в работах [2] и [4], однако из-за сложности они не нашли широкого применения в расчетной практике. В упомянутой литературе работоспособность подшипника при данном зазоре оценивается по отношению к нулевому зазору, что, по нашему мнению, неверно.

В связи с тем, что радиальные подшипники широко используются в автомобилестроении, было решено теоретически и экспериментально исследовать влияние радиального зазора в радиальных подшипниках на их работоспособность. Были поставлены следующие основные задачи:

- 1) определить нагруженность тел качения в радиальных подшипниках в зависимости от величины радиального посадочного зазора и уровня радиальной нагрузки;
- 2) определить параметры, характеризующие распределение нагрузки в радиальных подшипниках;
- 3) разработать рекомендации по учету радиального зазора при расчете долговечности радиальных подшипников.

Для экспериментальных исследований были взяты радиальные однорядные подшипники легкой серии класса точности "О" по ГОСТ 520 - 71 - шариковые №207 и роликовые № 2207. По каждому типу подшипника подбирались образцы с различными начальными радиальными зазорами  $\Delta_n$ .

Нагруженность тел качения в подшипнике исследовалась тензометрическим методом с помощью тензодатчика, наклеенного на внутреннее вращающееся кольцо. Испытания прово-