

Строительные и дорожные машины

УДК 69.002.5 – 82

Математическая модель многодвигательного гидропривода строительных и дорожных машин

Вавилов А. В., Котлобай А. Я., Котлобай А. А.
Белорусский национальный технический университет

Для обеспечения синхронности работы гидравлических моторов привода ходового оборудования и активных рабочих органов многофункциональных строительных и дорожных машин применяются делители потока [1].

Двухпоточный делитель потока (рис. 1) состоит из корпуса 1, с ротором 2, вращающимся в подшипнике скольжения 3 [2]. На поверхности ротора 2 образованы продольные пазы 4 с центральными углами α , связанные с источником давления. В подшипнике скольжения 3 образованы рабочие камеры 5, 6 с центральными углами β_1, β_2 , связанные с каналами подключения полостей гидроцилиндров 7, 8, со штоками нагруженными грузом массой m_1, m_2 . Рабочие камеры 5, 6 разделены перешейками с центральными углами γ . Между полостями рабочих камер 5, 6 неизбежны перетечки [3], условно образована гидролиния с дросселем 9.

При вращении ротора 2 полости продольных пазов 4 периодически соединяются с полостями камер 5, 6, соединяя рабочие полости гидроцилиндров 7, 8 с источником давления.

Характеристики расхода рабочей жидкости по контурам потребителей [4]:

$$\left. \begin{aligned} Q_1(t) = Q_i, Q_2(t) = 0; \frac{2\pi m}{\omega_a k} \leq t < \frac{2\pi(b_1 + a_1 + m)}{\omega_a k}; \\ Q_1(t) = 0, Q_2(t) = Q_i; \\ \frac{2\pi(b_1 + a_1 + m)}{\omega_a k} \leq t < \frac{2\pi(b_1 + b_2 + 2a_1 + m)}{\omega_a k}. \end{aligned} \right\} \quad (1)$$

где $t = \frac{\varphi}{\omega_a}$, ω_a – частота вращения ротора делителя потока;
 $Q_i = q\omega_i$ – расход рабочей жидкости, подаваемой насосом в делитель потока; q – объемная постоянная насоса; ω_i – частота вращения вала насоса; Q_1, Q_2 – расход рабочей жидкости,
 $a_1 = \gamma/\theta; b_1 = \beta_1/\theta; b_2 = \beta_2/\theta; m$ – число циклов вращения ротора 2 делителя потока; θ – угол поворота ротора 2, в течение которого совершается полный цикл подачи рабочей жидкости;
 $k = 2\pi/\theta$ – коэффициент дискретизации.

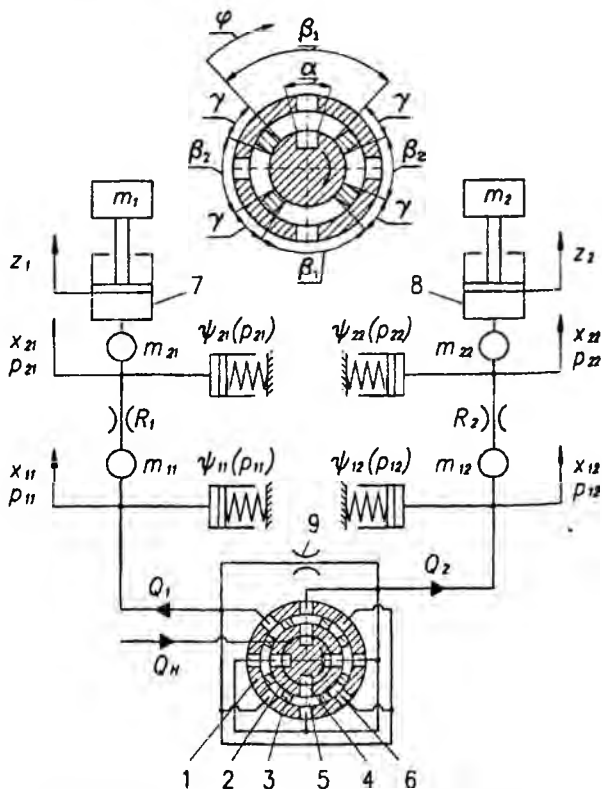


Рис. 1. Расчетная схема гидравлического привода

В математической модели [5], жидкость сосредоточена в узле Y_{1i} (массой m_{1i}) – трубопроводе длиной l_i ; и в узле Y_{2i} (массой m_{2i}) – гидроцилиндре с диаметром d_{ci} . Коэффициенты податливости $\psi_{1i}(p_{1i}), \psi_{2i}(p_{2i})$. $l_i = n_{1i}d$, $d_{ci} = n_{2i}d$, где d – условный проход. z_i – перемещение поршня гидроцилиндра; x_{1i}, x_{2i} – перемещение столба рабочей жидкости в узлах Y_{1i}, Y_{2i} ; $x_{1i} = z_i n_{2i}^2$; m_i – масса груза; i – номер линии.

Уравнение движения жидкости на участке $Y_{1i} - Y_{2i}$

$$a_{1i} \frac{d^2 z_{1i}}{dt^2} + a_{2i} \frac{dz_{1i}}{dt} + a_{3i} \left(\frac{dz_{1i}}{dt} \right)^2 \operatorname{sgn} \frac{dz_{1i}}{dt} + p_{2i} = p_{1i}, \quad (2)$$

$$a_{1i} = \rho n_1 n_2^2 d; a_{2i} = 27,5 \frac{\rho v m_i n_2^2 d}{f}; a_{3i} = n_2^2 \left(0,443 \frac{k_\varepsilon \rho n_1 d}{\sqrt{f}} + \frac{\xi \rho}{2} \right),$$

ρ – плотность жидкости; v – кинематическая вязкость жидкости; k_ε – коэффициент шероховатости трубопровода; ξ – коэффициент местного сопротивления; f – площадь шланга магистрали насоса.

Преобразуя уравнения баланса мгновенных объемных расходов жидкости для узлов Y_{1i}, Y_{2i} получим

$$\left. \begin{aligned} \frac{dz_{1i}}{dt} &= b_{1i} Q_i - b_{2i} \psi_{1i}(p_{1i}) \frac{dp_{1i}}{dt} - b_{3i} (p_{1i} - p_{1(i+1)}) \\ \frac{dz_i}{dt} &= \frac{dz_{1i}}{dt} - (z_{\min i} + z_i) \psi_{2i}(p_{2i}) \frac{dp_{2i}}{dt}, \end{aligned} \right\} \quad (3)$$

где $b_{1i} = \frac{4}{\pi n_{2i}^2 d^2}$; $b_{2i} = \frac{n_{1i} d}{n_{2i}^2}$; $b_{3i} = \frac{D s^3}{3 L v \rho n_{2i}^2 d^2}$; D – средний диаметр зазора ротора и подшипника скольжения делителя потока; s – номинальная величина зазора; L – длина зазора;

Дифференциальное уравнение движения поршня исполнительного гидроцилиндра, перемещающего груз массой m_i :

$$\frac{d^2 z_i}{dt^2} = \left(\frac{\pi}{4} n_{2i}^2 d^2 p_{2i} - G_i - k_g \frac{dz_i}{dt} - P_{mp} sqn \frac{dz_i}{dt} \right) \frac{1}{m_i}, \quad (4)$$

где G_i – нагрузка на рабочий цилиндр; k_g – коэффициент вязкого трения о стенки цилиндра; P_{mp} – сила сухого трения.

Синхронность работы исполнительных механизмов гидропривода может быть оценена относительной погрешностью

$$\Delta = \frac{|z_i(t) - z_{i+1}(t)|}{z_{i(i+1)\max}}. \quad (5)$$

Анализ уравнений (3) показывает, что величина Δ увеличивается при увеличении разности масс m_i , величины s .

Таким образом, представлена математическая модель гидропривода с делителем потока объемного типа, позволяющая обосновать параметры делителя потока при разработке многомоторных приводов строительных и дорожных машин.

Литература

1. Вавилов, А. В. Формирование структуры гидрообъемной трансмиссии компактного универсального погрузчика / А. В. Вавилов, А. Я. Котлобай, А. А. Котлобай // Строительная наука и техника. – 2007. – № 4. – С. 58 – 66.
2. Делитель потока: пат. 3362 Респ. Беларусь, МПК7 F 15B 11/22 / В. А. Коробкин, А. Я. Котлобай, А. Н. Ивановский, Ю. А. Андрияненко, Б. А. Луцков, А. А. Котлобай; заявитель Республиканское унитарное предприятие «Минский тракторный завод». – № u 20060499; заявл. 28.07.06; опубл. 28.02.07 // Афiцыйны бюл. / Нац. цэнтр інтэлектуал. уласнасці. – 2007. – № 1. – С. 189.
3. Башта, Т. М. Гидропривод и гидропневмоавтоматика / Т. М. Башта. – М.: Машиностроение, 1972. – 320 с.
4. Коробкин, В. А. Обоснование параметров агрегата дозирования гидропривода строительных и дорожных машин / В. А. Коробкин, А. Я. Котлобай, А. А. Котлобай, Ю. А. Андрияненко // Строительная наука и техника. – 2007. – № 4. – С. 51 – 57.
5. Метлюк, Н. Ф. Динамика пневматических и гидравлических приводов автомобилей / Н. Ф. Метлюк, В. П. Автушко. – М.: Машиностроение, 1980. – 231 с.