

А. И. Ильин, Т. Р. Сайфиев, Д. З. Хуснутдинов, В. А. Целищев, Ч. А. Яруллин

МАТЕМАТИЧЕСКОЕ МОДЕЛИРОВАНИЕ РУЛЕВОГО МЕХАНИЗМА ДВУХЗВЕННОГО ТРАНСПОРТЕРА «ВИТЯЗЬ» С ГИДРАВЛИЧЕСКОЙ ОБРАТНОЙ СВЯЗЬЮ

Разработана математическая модель рулевого механизма двухзвенного транспортера «Витязь» с гидравлической обратной связью. Представлены результаты вычислительного эксперимента. Обоснована целесообразность внедрения пропорционального привода руля с гидравлической обратной связью. Модель предлагается в качестве метода расчета и идентификации гидропривода руля двухзвенного транспортера «Витязь». *Транспортер Витязь; гидравлический привод руля; гидравлическая обратная связь; имитационное моделирование*

В условиях вечной мерзлоты, болотистой местности и бездорожья вездеходная машина является незаменимым средством передвижения и выполняет важную роль в деятельности человека. Поэтому совершенствование и модернизацию двухзвенных транспортеров «Витязь» можно обозначить как одну из приоритетных направлений техники.

Основой управления движения болотохода является принцип двузвенности. Поворот гусеничного вездехода осуществляется изменением углового положения переднего и заднего звеньев относительно друг друга с помощью силовых гидроцилиндров (рис. 1). Руль управления транспортером механически связан с золотником, питающим жидкостью рабочие силовые цилиндры, под действием которых совершается поворот звеньев относительно друг друга. При этом изменением степени открытия золотника можно управлять только скоростью изменения углового положения. При любой степени открытия золотника движение поршней силовых цилиндров будет продолжаться до «упора». Для фиксации угла поворота руль машины необходимо вернуть в начальное положение.

Описанная выше схема не обеспечивает пропорционального управления поворотом и является, по сути, разомкнутой с отсутствием обратной связи по угловому положению. Это создает большие неудобства в управлении так как требует специальных навыков и высокого искусства водителя. В настоящее время актуальной является задача разработки пропорционального гидравлического привода рулевого управления транспортера. Важным этапом решения этой задачи является создание математи-

ческой модели системы рулевого гидромеханизма для проведения численных экспериментов, посредством которых можно оценить предварительные характеристики системы и разработать методику расчета и идентификации рулевого механизма. Благодаря этому можно изучить свойства гидропривода руля или исследовать его работу в особых режимах.

ОБЪЕКТ ИССЛЕДОВАНИЯ

Авторами предлагается система пропорционального управления двухзвенным транспортером с гидравлической обратной связью, принципиальная гидравлическая схема которой представлена на рис. 2, где НД – насос дозатор; ЦУН – цилиндр управления насосом; РАПН – регулируемый аксиально-поршневой насос; ПСУ – поворотное-сцепное устройство; ЦОС – цилиндр обратной связи.

Расчетная схема привода представлена на рис. 3. Схема работает следующим образом: при повороте руля насос дозатор 1 питает правую полость цилиндра управления 2 рабочей жидкостью. В результате чего, шток цилиндра управления перемещает шайбу аксиально-поршневого насоса 3 влево и жидкость от насоса поступает в рабочие цилиндры 4, которые создают угловое перемещение звену транспортера против часовой стрелки. В процессе поворота звеньев поршень цилиндра обратной связи 6, который механически связан с поворотным-сцепным устройством, перемещается вправо, жидкость из правой полости цилиндра обратной связи нагнетается в левую полость цилиндра управления 2. В то же время жидкость из правой полости цилиндра управления перетекает в левую полость цилиндра обратной связи.



Рис. 1. Поворотно-сцепное устройство двухзвенного транспортера «Витязь»

Шток цилиндра 2 и шайба насоса 3 возвращаются в исходное положение и угловое движение звена останавливается. Таким образом, звено поворачивается пропорционально повороту руля и фиксируется в заданном положении.

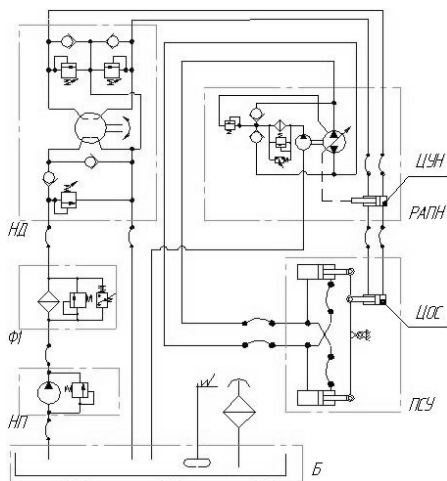


Рис. 2. Принципиальная гидравлическая схема привода

МАТЕМАТИЧЕСКАЯ МОДЕЛЬ

При составлении модели гидропривода были приняты следующие допущения:

- перетечки рабочей жидкости через радиальные зазоры отсутствуют;
- масса движущихся частей насоса приведена к массе штока управляющего гидроцилиндра;
- величины вязкости и модуля объёмной упругости постоянны;
- упругие силы, возникающие при деформации системы, не учитываются.

Уравнения механической части системы

Уравнения движения поршней силовых цилиндров:

$$m \frac{dx_i^2}{dt^2} + \kappa_{тр} \left(l \frac{dx_i}{dt} - \frac{d\alpha}{dt} \right) + c_{y6} (lx_i - \alpha) = F(p_1 - p_2), \quad (1)$$

где m – масса; c_{y6} – коэффициент упругости балки; $\kappa_{тр}$ – коэффициент трения; x_i – перемещение штоков цилиндров управления, $i = 1, 2$; p_1, p_2 – давления в поршневой и штоковой полостях соответственно.

Уравнение движения звена транспортера:

$$J \frac{d\alpha^2}{dt^2} + k_{т3} \frac{d\alpha}{dt} = \kappa_{тр} \left(l \cdot \frac{dx_1}{dt} - \frac{d\alpha}{dt} \right) + c_{y6} (l \cdot x_1 - \alpha) + \kappa_{тр} \left(l \cdot \frac{dx_2}{dt} - \frac{d\alpha}{dt} \right) + c_{y6} (l \cdot x_2 - \alpha), \quad (2)$$

где J – момент инерции. Звена транспортера; $\kappa_{т3}$ – коэффициент трения между транспортером и грунтом; l – расстояние между шарниром поворотного сцепного устройства и штоком цилиндра; α – угловое перемещение звеньев относительно друг друга, p_{y1}, p_{y2} – давления в поршневой и штоковой полостях соответственно.

Уравнение движения штока цилиндра управления:

$$m_y \frac{dx_y^2}{dt^2} + \kappa_{тpy} \frac{dx_y}{dt} = F_y (p_{y1} - p_{y2}) \cdot c, \quad (3)$$

где m_y – масса; $\kappa_{тpy}$ – коэффициент трения; x_y – перемещение штока цилиндра управления, p_{y1}, p_{y2} – давления в поршневой и штоковой полостях соответственно,

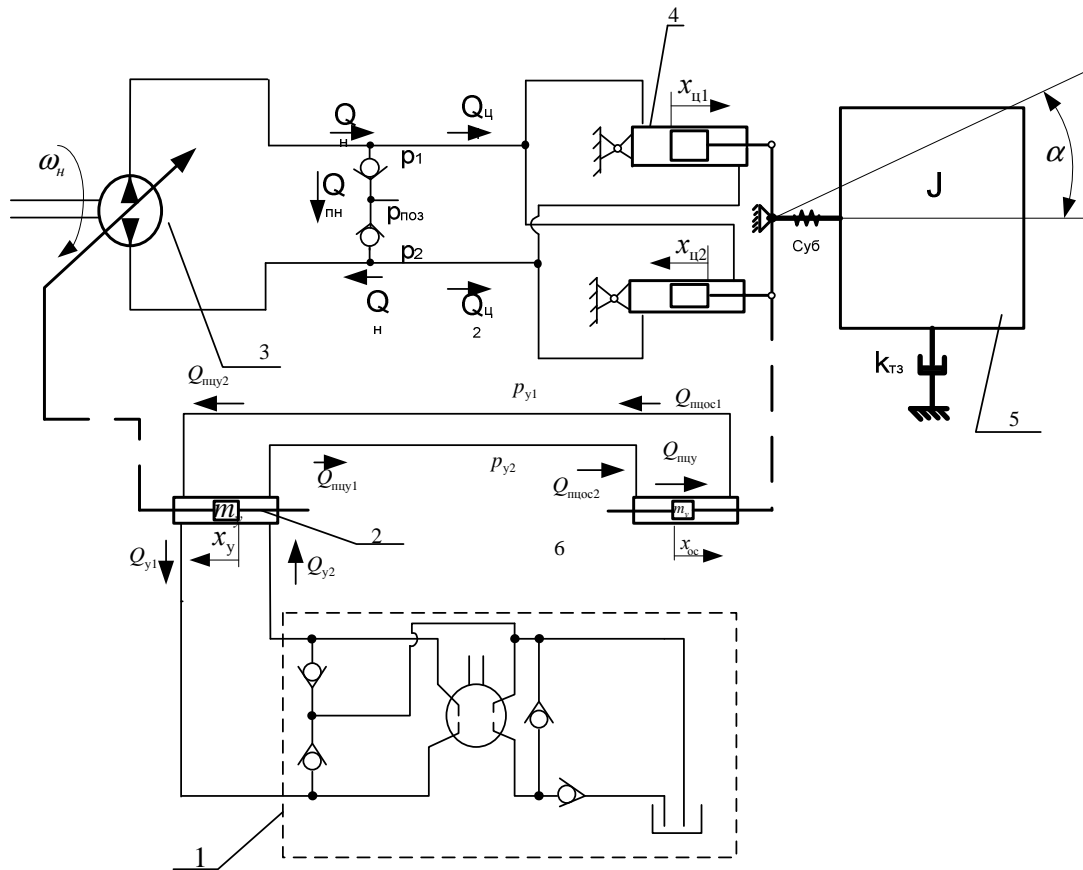


Рис. 3. Расчетная схема рулевого механизма

$$v_y = \begin{cases} v_y, & \text{если } (-l_{пр} \leq x_y \leq l_{пр}); \\ v_y, & \text{если } (x_y \geq l_{пр}) \text{ и } (v_y < 0); \\ v_y, & \text{если } (x_y \leq -l_{пр}) \text{ и } (v_y > 0); \\ 0, & \text{в иных случаях.} \end{cases}$$

$$c = \begin{cases} 1, & \text{если } (-l_{пр} \leq x_y \leq l_{пр}); \\ 1, & \text{если } (x_y \geq l_{пр}) \text{ и } (p_{y1} < p_{y2}); \\ 1, & \text{если } (x_y \leq -l_{пр}) \text{ и } (p_{y1} > p_{y2}); \\ 0, & \text{в иных случаях.} \end{cases}$$

Данные условные переходы ограничивают координату штока управляющего золотника в предельном значении $l_{пр}$, и скорость штока «обнуляется» при достижении штоком значения $l_{пр}$ за счет коэффициента c . При изменении знака разности давлений в полостях цилиндра, увеличение значения скорости начинается с нуля.

Уравнения гидравлической части системы

Уравнения расходов для силовой части системы с давлениями p_1 и p_2 соответственно, имеют вид:

$$\begin{aligned} Q_n &= Q_{ц} + \Delta Q_{сж1}, \\ Q_n &= Q_{ц} - \Delta Q_{сж2}, \end{aligned} \quad (4)$$

Q_n – расход насоса. Величину Q_n выразим в виде зависимости от угла γ_n наклона шайбы:

$$Q_n = q_n(\gamma_n)\Omega_n,$$

$q_n(\gamma_n)$ – характеристический объем насоса, приведенный к одному радиану угла поворота его вала.

Для аксиально-поршневого насоса:

$$Q_n = K_{Qy} \cdot \gamma_n, \quad (5)$$

где K_{Qy} – коэффициент передачи насоса

$$K_{Qy} = \frac{F_n z_n D_n \Omega_n}{2\pi}, \quad (6)$$

$Q_{ц}$ – расход жидкости силового цилиндра:

$$Q_{ц} = F \frac{dx}{dt}, \quad (7)$$

$\Delta Q_{сж1}, \Delta Q_{сж2}$ – учет сжатия жидкости:

$$\Delta Q_{сж1} = \frac{V_n}{B_{ж}} \cdot \frac{dp_1}{dt}, \Delta Q_{сж2} = \frac{V_{ш}}{B_{ж}} \cdot \frac{dp_2}{dt}, \quad (8)$$

$$V_n = V_T + (x_0 + x), \quad V_{ш} = V_{тш} + (x_0 - x),$$

$V_n, V_{ш}$ – объемы поршневой и штоковой полостей силового цилиндра соответственно, $B_{ж}$ – модуль объемной упругости.

Подставляя выражения (5)–(8) в выражения (4), получим:

$$\begin{aligned} Q_{и1} &= F \frac{dx}{dt} + \frac{V_y + (x_0 + x)}{B_{ж}} \cdot \frac{dp_1}{dt} + k_{кл} p_1, \\ Q_{и2} &= F \frac{dx}{dt} - \frac{V_{тш} + (x_0 - x)}{B_{ж}} \cdot \frac{dp_2}{dt} - k_{кл} p_2. \end{aligned} \quad (9)$$

Уравнения расходов для трубопроводов обратной связи системы с давлениями p_{y1} и p_{y2} соответственно имеют вид:

$$\begin{aligned} Q_{нд} &= Q_y + Q_{ос} + \Delta Q_{сжж1}, \\ Q_{нд} &= Q_y + Q_{ос} - \Delta Q_{сжж2}, \end{aligned} \quad (10)$$

где $Q_{нд}$ – расход насоса дозатора.

Q_y – расход жидкости цилиндра управления:

$$Q_y = F_y \frac{dx}{dt}. \quad (11)$$

$\Delta Q_{сжж1}$, $\Delta Q_{сжж2}$ – учет сжатия жидкости:

$$\Delta Q_{сжж1} = \frac{V_{уп}}{B_{ж}} \cdot \frac{dp_{y1}}{dt}, \Delta Q_{сжж2} = \frac{V_{уш}}{B_{ж}} \cdot \frac{dp_{y2}}{dt}, \quad (12)$$

$$V_{уп} = V_{yт} + (x_{y0} + x_y), V_{уш} = V_{yтш} + (x_{y0} - x_y),$$

$V_{уп}$, $V_{уш}$ – объемы поршневой и штоковой полостей цилиндра обратной связи соответственно, $B_{ж}$ – модуль объемной упругости.

Подставляя выражения (11), (12) в выражения (10), получим:

$$\begin{aligned} Q_{нд} &= F_y \frac{dx_y}{dt} + \frac{V_{yт} + (x_{y0} + x_y)}{B_{ж}} \cdot \frac{dp_{y1}}{dt} + F_{ос} \frac{dx_{ос}}{dt}, \\ Q_{нд} &= F_y \frac{dx}{dt} - \frac{V_{yтш} + (x_{y0} - x_y)}{B_{ж}} \cdot \frac{dp_{y2}}{dt} + F_{ос} \frac{dx_{ос}}{dt}, \end{aligned} \quad (13)$$

Динамика насоса дозатора может быть выражена уравнением:

$$T_d \frac{dQ_{нд}}{dt} + Q_{нд} = k_d \frac{d\phi}{dt}, \quad (14)$$

где T_d – постоянная времени дозатора, k_d – коэффициент передачи дозатора, ϕ – угол поворота руля.

РЕЗУЛЬТАТЫ ЧИСЛЕННОГО МОДЕЛИРОВАНИЯ

Описанная математическая модель реализована в пакете MathCAD. Интегральные кривые при различных значениях входного угла поворота руля представлены на рис. 4–11, где кривые 1 – при $\alpha = 1$ рад, 2 – при $\alpha = 1$ рад, 3 – при $\alpha = 2$ рад, 4 – при $\alpha = 4$ рад, 5 – при $\alpha = 6$ рад. По кривым рис. 4 и 5 видно, что общий коэффициент передачи системы имеет непостоянный характер и на больших значениях угла руля чув-

ствительность системы к входным воздействиям уменьшается.

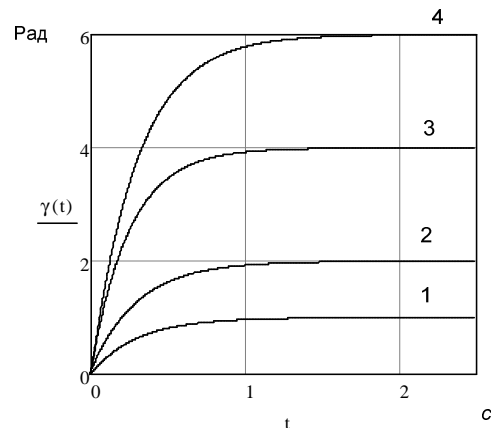


Рис. 4. Угловое положение руля

Это вызвано ограничением золотника управления. Наличие нелинейности ограничивает площадь под графиком положения цилиндра управления при больших входных воздействиях (см. рис. 4).

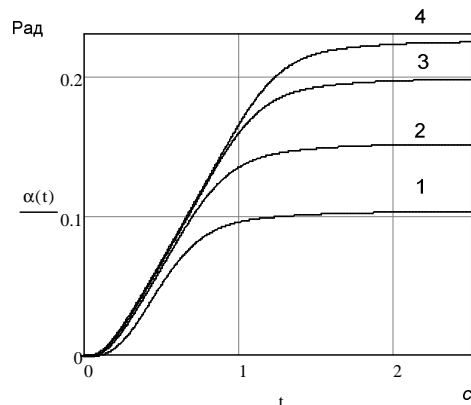


Рис. 5. Угловое положение звеньев относительно друг друга

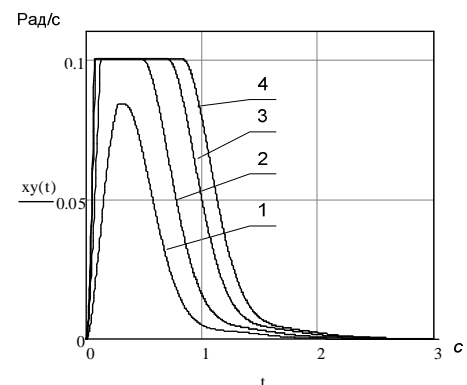


Рис. 6. Положение штока управляющего цилиндра

На аperiodическое воздействие с временем установившегося значения $t_{вх} = 1,5$ с система отвечает кривой с временем регулирования $t_{вх} = 1,8$ с. Выходной сигнал имеет примерно одинаковую скорость изменения в переходной зоне. На рис. 6 показано сравнение кривой выхода реального объекта с непропорциональным управлением при радиусе поворота $R = 15$ м и выходного сигнала математической модели при времени переходного процесса равном $t_{вх} = 4,5$ с. Экстремальный участок кривой модели имеет линейный вид. Это вызвано ограничением перемещения золотника управления.

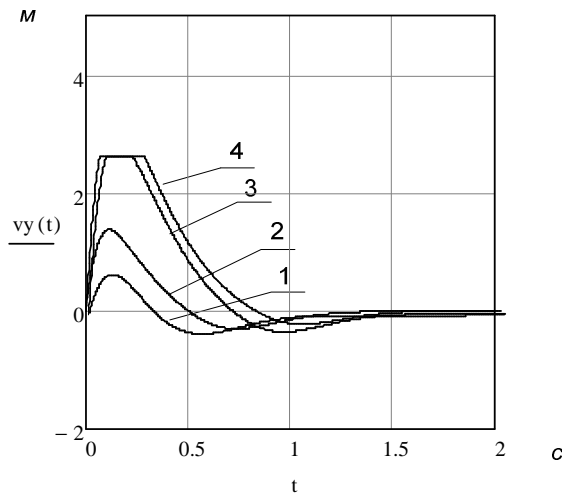


Рис. 7. Скорость движения штоков управляющего цилиндра

На рис. 12–15 представлены кривые зависимости площадей рабочего цилиндра, цилиндра обратной связи и цилиндра управления на параметры поворота звеньев относительно друг друга.

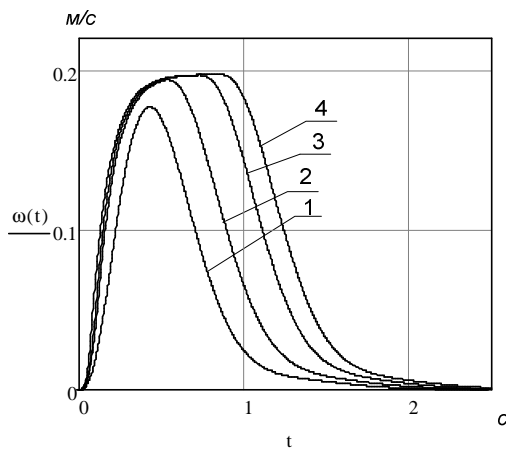


Рис. 8. Угловая скорость движения звеньев относительно друг друга

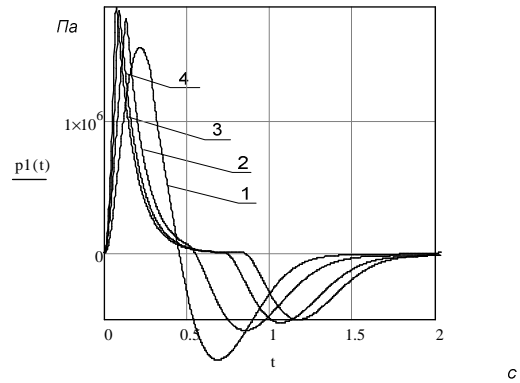


Рис. 9. Давление в нагнетающей полости рабочего цилиндра

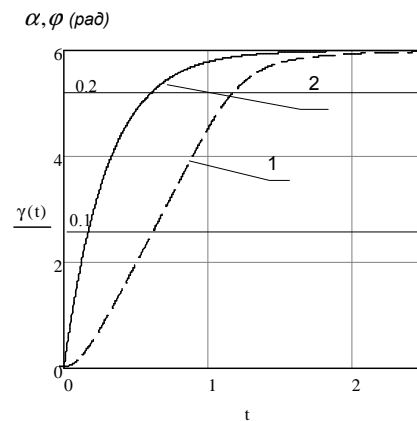


Рис. 10. Выходная (1) и входная (2) и кривые

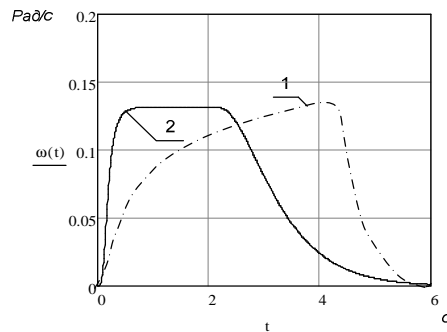


Рис. 11. К сравнению расчетной (2) и экспериментальной (1) кривых

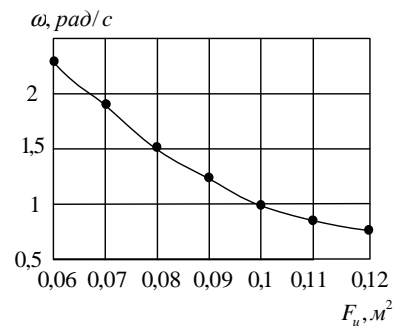


Рис. 12. Зависимость между площадью поршня рабочего цилиндра и скоростью поворота транспортера

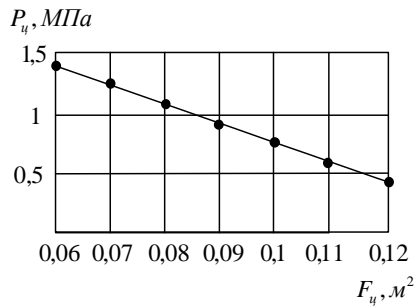


Рис. 13. Зависимость между площадью поршня и давлением в полости рабочего цилиндра

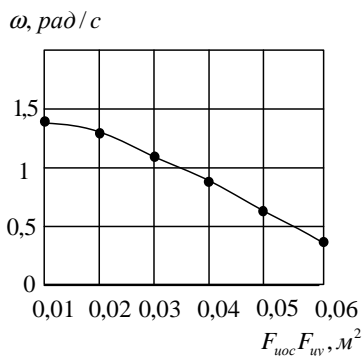


Рис. 14. Зависимость между площадью поршней ЦОС, ЦУ и скоростью поворотов транспортера

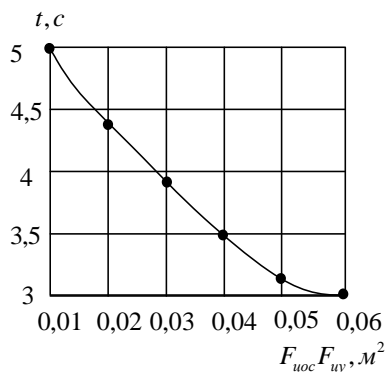


Рис. 15. Зависимость между площадью поршней ЦОС, ЦУ и временем поворотов

ЗАКЛЮЧЕНИЕ

Предложена математическая модель для расчета и проектирования рулевого механизма для двухзвенных транспортеров «Витязь» с гидравлической ОС. Получены зависимости между параметрами объекта и динамическими характеристиками транспортера позволяющие эффективно разрабатывать рулевые механизмы для различных типоразмеров двухзвенных машин.

СПИСОК ЛИТЕРАТУРЫ

1. **Бенькович Е. С., Колесов Ю. Б., Сениченков Ю. Б.** Практическое моделирование динамических систем. СПб, БХВ-Петербург, 2002. 461 с.
2. **Линевич В. П., Горошко В. Ф.** Расчет и моделирование гидроприводов станков с применением ЭВМ // Мн.: Выс. школа, 1981. 158 с.
3. **Попов Д. Н.** Динамика регулирования гидро- и пневмосистем: учебник для машиностроительных вузов. М.: Машиностроение, 1976. 424 с.
4. **Макаров Е. Г.** Инженерные расчеты в Mathcad. Учебный курс. СПб.: Питер, 2005. 448 с.
5. **Яруллин Ч. А., Хуснутдинов Д. З.** Моделирование гидравлического привода руля двухзвенного транспортера. Научно-практической конференции (г. Ишимбай, 14–15 мая 2010 г.). Уфа: УГАТУ, 2010. 104 с.

ОБ АВТОРАХ

Ильин Александр Иванович главн. констр. ОАО «МК «Витязь». Дипл. инженер автоматизации машиностроения (УАИ, 1983)

Сайфиев Тимур Рафиналович ст. преп. каф. ОПД филиала УГАТУ в г. Ишимбае. Дипл. инженер проектир. и испыт. сельхозтехники (БГАУ, 2003). Иссл. в обл. проектир. исслед. гидромех. сист. для транспортера «Витязь».

Хуснутдинов Дим Зинфирович, ст. преп. каф. автоматиз. производ. процес. филиала УГАТУ в г. Ишимбае. Дипл. инженер автоматизации технологических процессов и производств (филиал УГАТУ в г. Ишимбае, 2006). Иссл. в обл. систем управлен. с гидравлическ. исполнит. механизмами.

Целищев Владимир Александрович, проф. каф. прикладной гидромеханики. Дипл. инж.-мех. по гидравлическим машинам (УАИ, 1982). Д.-р техн. наук по тепловым двигателям (УГАТУ 2000). Иссл. в обл. автоматики энергетических установок.

Яруллин Чингиз Асхатович директор филиала УГАТУ в г. Ишимбае, профессор каф. ОПД. Дипл. инженер-механик по авиац. двигателям (УАИ, 1971). Канд. техн. наук по динамике баллистике и управлению ЛА (УАИ, 1983). Иссл. в обл. управл. сложн. системами.