

УДК 629.365-522

СРАВНИТЕЛЬНЫЙ АНАЛИЗ НЕЛИНЕЙНОСТЕЙ МАТЕМАТИЧЕСКОЙ МОДЕЛИ РУЛЕВОГО МЕХАНИЗМА ДВУХЗВЕННОГО ТРАНСПОРТЕРА «ВИТЯЗЬ» С ГИДРАВЛИЧЕСКОЙ ОБРАТНОЙ СВЯЗЬЮ

А. И. Ильин¹, А. М. Пугин², В. А. Целищев³, Д. З. Хуснутдинов⁴,
Т. Р. Сайфеев⁵, Ч. А. Яруллин⁶

^{1,5} skb-t@mail.ru, ² pugin_am@mail.ru, ³ pgl.ugatu@mail.ru, ⁴ dz_rhusnutdinov@mail.ru, ⁶ ifugatu@yandex.ru

^{1,5} ОАО «Машиностроительная компания «Витязь»

^{2-4,6} ФГБОУ ВПО «Уфимский государственный авиационный технический университет» (УГАТУ)

Поступила в редакцию 06.06.2013

Аннотация. Разработаны линейная и нелинейные математические модели рулевого механизма двухзвенного транспортера «Витязь» с гидравлической обратной связью. Представлены анализ и результаты вычислительных экспериментов. Обоснована необходимость использования нелинейной модели при расчете рулевого механизма.

Ключевые слова: транспортер «Витязь»; гидравлический привод руля; гидравлическая обратная связь; имитационное моделирование.

ВВЕДЕНИЕ

Двухзвенные гусеничные транспортеры (ДГТ) ОАО «МК «Витязь» (рис. 1), предназначены для работы в особо тяжелых дорожно-климатических условиях Крайнего Севера, Заполярья и Антарктиды. Они используются для передвижения и перевозки грузов по заснеженной, болотистой, сильнопересеченной местности в экстремальных климатических условиях.

Повышение путевой устойчивости и управляемости болотоходов является одной из главных задач совершенствования ДГТ. В настоящее время в ОАО «МК «Витязь» ведутся работы в этом направлении.

Особенностью управления болотоходом является то, что поворот гусеничного вездехода осуществляется изменением углового положения переднего и заднего звеньев относительно друг друга с помощью силовых гидроцилиндров. 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 управляющего гидрораспределителя можно управлять только скоростью изменения угло-

вого 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.



Рис. 1. Двухзвенный транспортер «Витязь»

Описанная выше схема не обеспечивает пропорционального управления поворотом и является, по сути, разомкнутой в виду отсутствия обратной связи по угловому положению. Это создает большие неудобства в управлении так как требует специальных навыков и высокого искусства водителя.

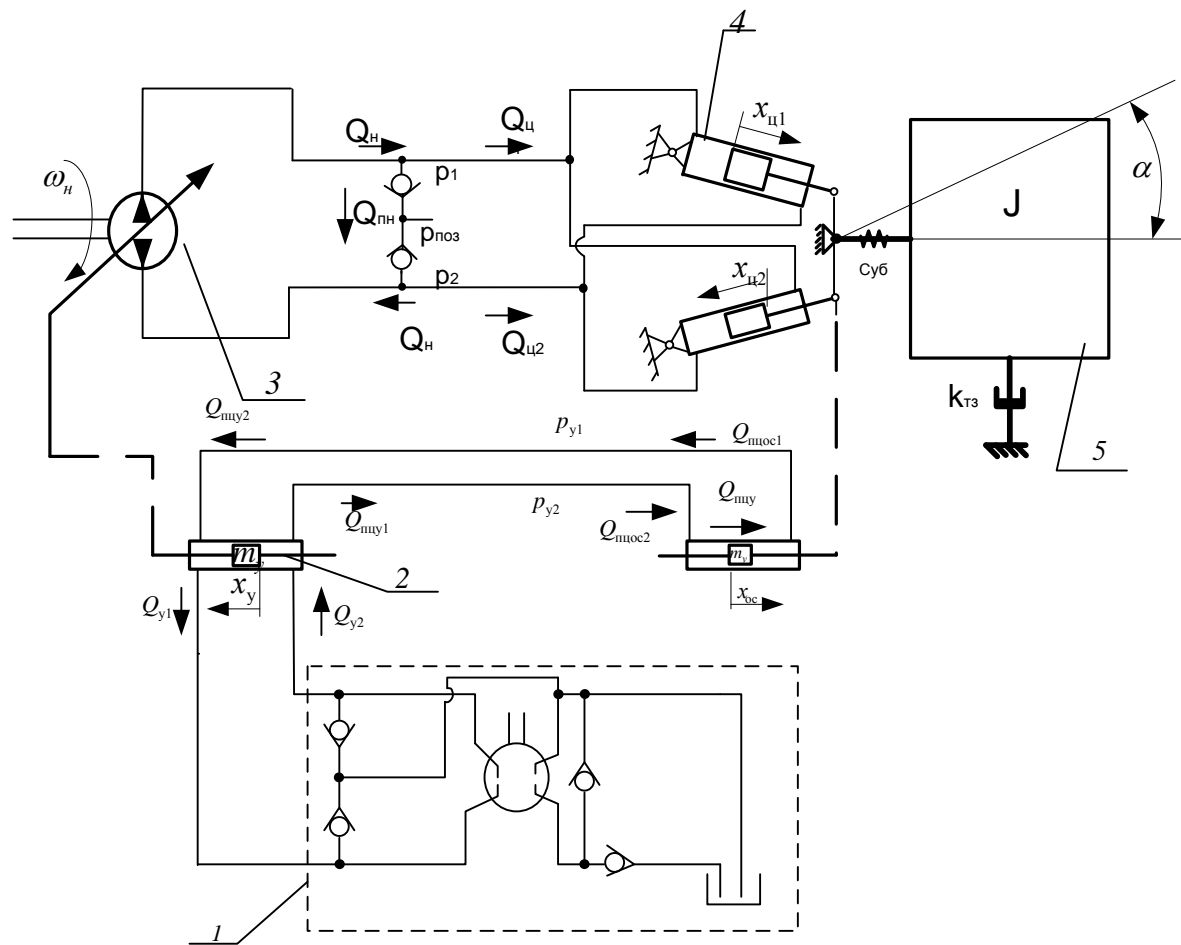


Рис. 2. Расчетная схема рулевого механизма

Поэтому задача разработки пропорционального гидравлического привода рулевого управления транспортера является актуальной.

ОБЪЕКТ ИССЛЕДОВАНИЯ

Авторами предложена схема рулевого привода с гидравлической обратной связью, представленная на рис. 2. Схема работает следующим образом: при повороте руля влево, 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 звена поршень цилиндра обратной связи 6, который механически связан с поворотным-сцепным устройством, перемещается вправо, и жидкость из правой полости цилиндра обратной связи нагнетается в левую полость цилиндра управления 2. В то же время жидкость из правой по-

лости цилиндра управления перетекает в левую полость цилиндра обратной связи. Шток цилиндра 2 и шайба насоса 3 возвращаются в исходное положение и угловое движение звена прекращается. Таким образом, звено поворачивается при повороте руля и фиксируется при его остановке.

МАТЕМАТИЧЕСКИЕ МОДЕЛИ

Имитационное математическое моделирование рулевого механизма вездехода является одним из методов, применяемых при проектировании подобных объектов. Модель позволяет проводить численные эксперименты, посредством которых можно анализировать характеристики рулевого механизма и разработать методики расчета и идентификации. С помощью модели можно изучить свойства гидропривода и исследовать его работу в особых режимах.

В соответствии с расчетной схемой, приведенной на рис. 2, авторами составлена линей-

ная модель рулевого механизма с гидравлической обратной связью.

В результате анализа этой модели выявлены два устройства, к характеристикам которых наиболее чувствительна динамика рулевого механизма. Это аксиально-поршневой насос (3) и цилиндр управления (2). С учетом конструктивных особенностей этих узлов и нелинейностей были составлены нелинейные модели рулевого привода.

При составлении моделей были приняты следующие допущения [1]:

- 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.

Линейная математическая модель

Линейный вариант математической модели описывается следующими уравнениями:

Уравнения движения поршней силовых цилиндров:

$$m \frac{dx_i^2}{dt^2} + \kappa_{mp} (l \cdot \frac{dx_i}{dt} - \frac{d\alpha}{dt}) + c_{y\phi} (l \cdot x_i - \alpha) = F(p_1 - p_2), \quad (1)$$

где x_i – перемещение штоков цилиндров управления, $i = 1, 2$; p_1, p_2 – давления в поршневой и штоковой полостях соответственно.

Уравнение движения звена транспортера:

$$J \frac{d\alpha^2}{dt^2} + k_{тз} \frac{d\alpha}{dt} = \kappa_{тп} (l \frac{dx_1}{dt} - \frac{d\alpha}{dt}) + c_{y\phi} (lx_1 - \alpha) + \kappa_{тп} (l \frac{dx_2}{dt} - \frac{d\alpha}{dt}) + c_{y\phi} (lx_2 - \alpha), \quad (2)$$

где J – момент инерции звена транспортера; $\kappa_{тз}$ – коэффициент трения между транспортером и грунтом; l – расстояние между шарниром поворотного-цепного 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:

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

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

Баланс расходов рабочей жидкости

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

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

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

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

где $q_n(\gamma_n)$ – 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:

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

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

где $V_{п}, V_{ш}$ – объемы поршневой и штоковой полостей силового цилиндра соответственно, $B_{жс}$ – модуль объёмной упругости жидкости.

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

$$Q_n = F \frac{dx}{dt} + \frac{V_y + (x_0 + x)}{B_{жс}} \cdot \frac{dp_1}{dt} + k_{кл} p_1, \quad (9)$$

$$Q_n = F \frac{dx}{dt} - \frac{V_{тш} + (x_0 - x)}{B_{жс}} \cdot \frac{dp_2}{dt} - k_{кл} p_2,$$

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

$$\begin{aligned} Q_{нд} &= Q_y + Q_{oc} + \Delta Q_{сжy1}, \\ Q_{нд} &= Q_y + Q_{oc} - \Delta Q_{сжy2}, \end{aligned} \quad (10)$$

где $Q_{нд}$ – подача насоса дозатора;

Q_y – расход жидкости цилиндра управления;

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

$\Delta Q_{сжy1}$, $\Delta Q_{сжy2}$ – учет сжатия жидкости:

$$\Delta Q_{сжy1} = \frac{V_{yn}}{B_{ж}} \cdot \frac{dp_{y1}}{dt}, \quad \Delta Q_{сжy2} = \frac{V_{ysh}}{B_{ж}} \cdot \frac{dp_{y2}}{dt}, \quad (12)$$

$$V_{yn} = V_{yt} + (x_{y0} + x_y), \quad V_{ysh} = V_{yts} + (x_{y0} - x_y),$$

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

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

$$Q_{нд} = F_y \frac{dx_y}{dt} + \frac{V_{yt} + (x_{y0} + x_y)}{B_{ж}} \cdot \frac{dp_{y1}}{dt} + F_{oc} \frac{dx_{oc}}{dt}, \quad (13)$$

$$Q_{нд} = F_y \frac{dx}{dt} - \frac{V_{yts} + (x_{y0} - x_y)}{B_{ж}} \cdot \frac{dp_{y2}}{dt} + F_{oc} \frac{dx_{oc}}{dt},$$

Динамика насоса-дозатора описывается выражением уравнением:

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

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

Уравнения (1)–(14) представляют собой линейную математическую модель рулевого механизма двухзвенного транспортера «Витязь» с гидравлической обратной связью.

Учет нелинейностей

В рассматриваемом объекте моделирования важными с точки зрения динамики являются цилиндр управления (ЦУ) и аксиально-поршневой насос (АПН). ЦУ одновременно реагирует на рулевое воздействие водителя машины и на сигнал обратной связи, исполняя роль сравнивающего устройства. То есть ЦУ работает с задающим потенциалом и потенциалом, вызванным инерционными силами со стороны звеньев транспортера. Поэтому даже малые изменения переменных ЦУ, не учтенные в модели, могут привести к значительным

неточностям в вычислительных экспериментах. Это обуславливает необходимость учета нелинейностей в работе этого органа.

В работах [1–3] АПН рассматривается как безинерционное звено. В нашем случае такое описание насоса приводит к неточностям, так как импульсный характер работы АПН может вызвать нежелательные явления ввиду сложности конструкции схемы рулевого механизма. Известные допущения относительно модели АПН могут привести к неадекватности модели и не позволяют исследовать влияние работы насоса на объект моделирования в полной мере [4].

В соответствии с изложенным, в модели объекта учтены нелинейности:

- «ограничение хода» золотника управления,
- нелинейная сила скоростного сопротивления,
- нелинейное распределение подачи плунжерных пар АПН.

Нелинейность «ограничение хода»

Данную нелинейность можно учесть с помощью алгоритмического определения скорости движения штока и некоторого коэффициента «с» в уравнении 3:

$$m_y \frac{dx_y^2}{dt^2} + \kappa_{mpy} \frac{dx_y}{dt} = F_y (p_{y1} - p_{y2}) \cdot c, \quad (15)$$

где

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

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

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

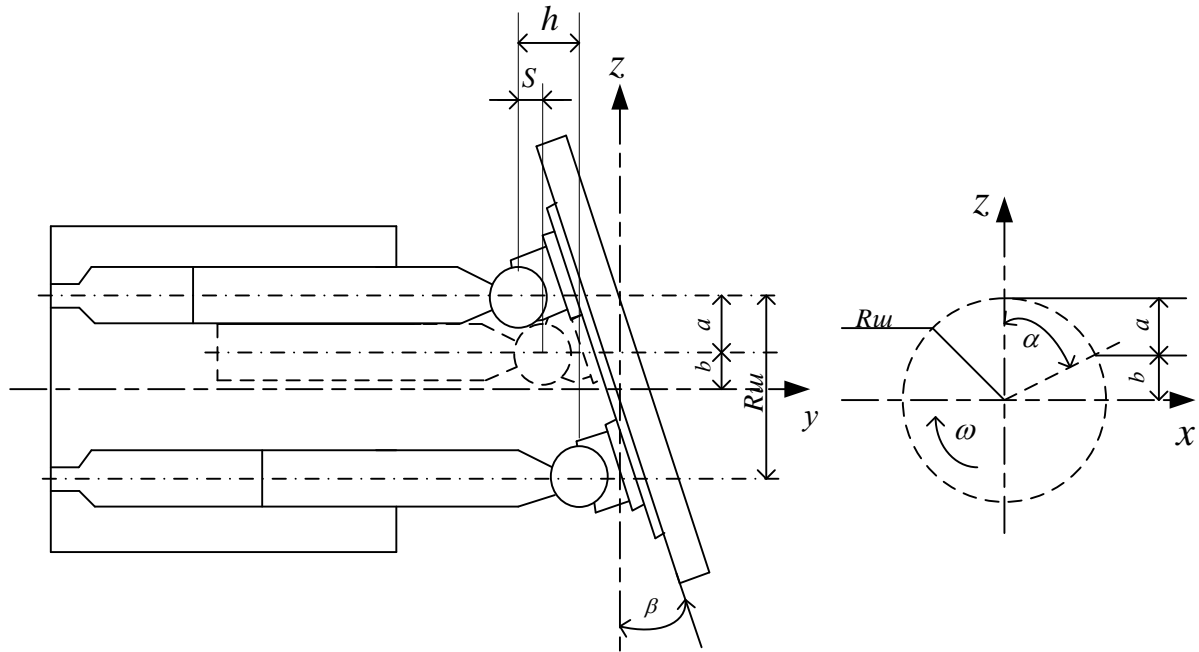


Рис.3. Расчетная схема аксиально-поршневого насоса

Нелинейная сила скоростного сопротивления

Определение нелинейного коэффициента трения достигается его алгоритмическим описанием в уравнении (3):

$$k_{mpy} = \begin{cases} \frac{v_y}{0,2}, & \text{если } (-1 \leq v_y \leq 1); \\ -\frac{5}{6}v_y + \frac{7}{6}, & \text{если } (-0,2 \leq v_y \leq 0,65); \\ -\frac{5}{6}v_y - \frac{7}{6}, & \text{если } (-0,65 \leq v_y \leq -0,2); \\ 0,75, & \text{если } 0,05 < v_y; \\ -0,75, & \text{если } -0,05 < v_y. \end{cases}$$

Нелинейное распределение подач плунжерных пар насоса

Модель аксиально-поршневого силового насоса учитывает геометрические и конструктивные особенности. Расчетная схема насоса представлена на рисунке 3.

Суммарная геометрическая подача:

$$Q_k = \omega \frac{\pi d^2 R_p}{4} \operatorname{tg} \beta \sum_{k=1}^{m-1} \sin(\omega t - k\alpha), \quad (16)$$

где Q_k – суммарная геометрическая подача насоса, ω – угловая скорость вала насоса, d – диаметр поршня, β – угол наклона шайбы, m – номер поршня, α – сдвиг по фазе, k – порядковый номер плунжерной пары.

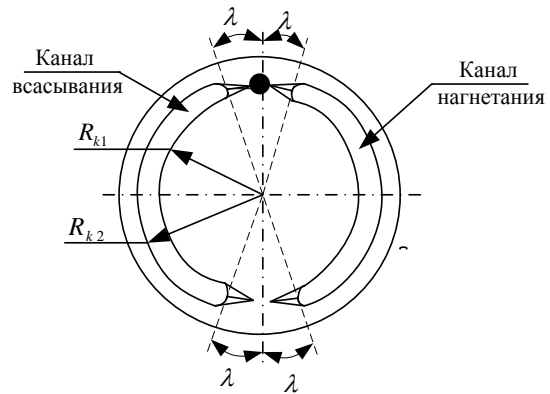


Рис. 4. Распределительный золотник насоса

На рис. 4 представлен распределительный золотник насоса. Учитывая конструкцию шайбы, уравнение подачи плунжерной пары насоса (16) для уравнения баланса расходов нагнетательной силовой линии примет вид:

$$Q_{ki} = \omega \frac{\pi d^2 R_p}{4} \operatorname{tg} \beta \cdot Q_{uyi},$$

где Q_{uyi} – нелинейный элемент подачи плунжерной пары насоса.

$$Q_{ув} = \begin{cases} \sin(\omega t - k\alpha), & \text{если } (\lambda < \omega t - k\alpha < \\ < (180 - \lambda)); \\ 0, & \text{иначе.} \end{cases}$$

Для уравнения баланса расходов всасывающей линии

$$Q_{ув} = \begin{cases} \sin(\omega t - k\alpha), & \text{если } (180 + \lambda) < \\ < \sin(\omega t - k\alpha) < (360 - \lambda); \\ 0, & \text{иначе.} \end{cases}$$

Для анализа учета нелинейностей в работе сравниваются:

- линейная модель объекта,
- модель с учетом нелинейности «ограничение хода»,
- модель с учетом нелинейного распределения подач плунжерных пар насоса и коэффициента трения поршня управляющего цилиндра,
- модель с учетом нелинейного распределения подач плунжерных пар АПН и без учета коэффициента трения поршня управляющего цилиндра.

РЕЗУЛЬТАТЫ ЧИСЛЕННОГО МОДЕЛИРОВАНИЯ

Описанные варианты математических моделей реализованы в пакете MathCAD. Результаты численных экспериментов представлены на рис. 6–13. Обозначения на графиках:

1 – для линейной системы;

2 – для модели с учетом нелинейности «ограничение хода»;

3 – для модели с учетом нелинейного распределения подач плунжерных пар АПН и коэффициента трения поршня управляющего цилиндра;

4 – для модели с учетом нелинейного распределения подач плунжерных пар АПН и без учета коэффициента трения поршня управляющего цилиндра.

На рис. 5 и 6 показаны кривая воздействия водителя на рулевой механизм и расход насоса дозатора. На рисунках, где не показаны кривые 4, совпадение между кривыми 3 и 4 не превышает 1%. На рис. 5 и 6 показаны кривая воздействия водителя на рулевой механизм и расход насоса дозатора. По кривым видно, насос работает синхронно с входным сигналом. Время работы составляет 1,25 с.

Учет нелинейности типа «ограничение хода» приводит к уменьшению коэффициента передачи относительно линейной системы на 8%.

Очевидно, что это вызвано ограничением хода штока цилиндра управления.

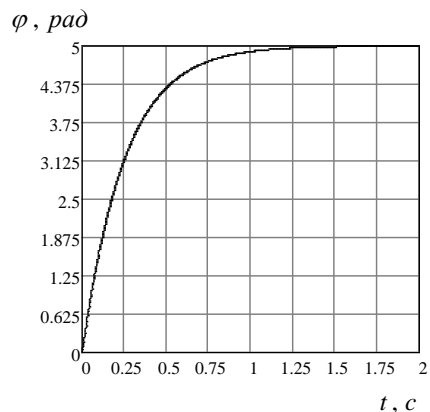


Рис.5. Угловое положение руля

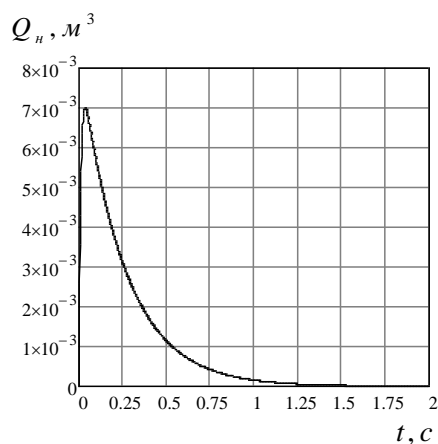


Рис. 6. Расход насоса дозатора

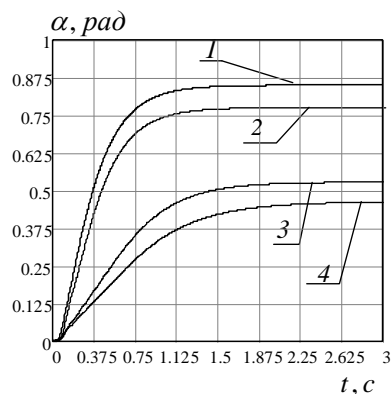


Рис. 7. Угловое положение звеньев друг относительно друга

Сравнение кривых перемещения штока линейной и нелинейной системы показано на рис. 9. Учет нелинейной подачи АПН резко ухудшает быстродействие и на 40% снижает коэффициент передачи всего рулевого механизма.

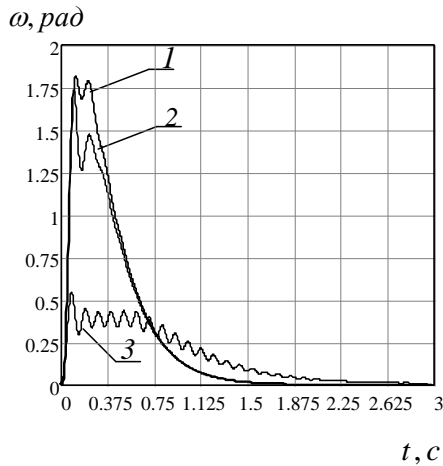


Рис. 8. Угловая скорость движения звеньев друг относительно друга

Ухудшение динамических характеристик наблюдаются и по остальным координатам системы. Так на рис. 8 видно, что скорость вращения звеньев относительно друг друга уменьшается и приобретает колебательный характер.

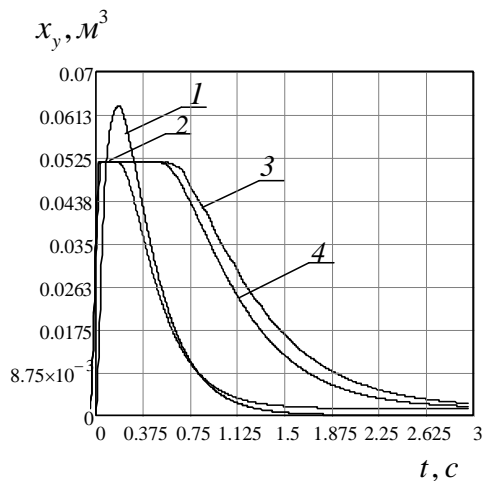


Рис. 9. Положение штока управляющего цилиндра

Характер изменения давления в полостях силовых цилиндров так же заметно изменяется. В сравнении с моделью без учета нелинейного распределения подач плунжерных пар АПН, проявляются меньшие гармоники колебаний, при демпфировании больших. Вероятнее допустить, что малые гармоники колебаний возникают, с учетом нелинейной подачи АПН. Большие гармоники гасятся в связи с уменьшением общего количества жидкости насоса. При этом максимальные значения давления уменьшаются.

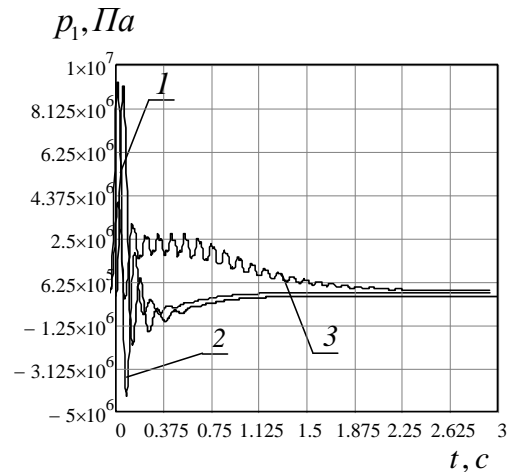


Рис. 10. Давление в нагнетающей полости рабочего цилиндра

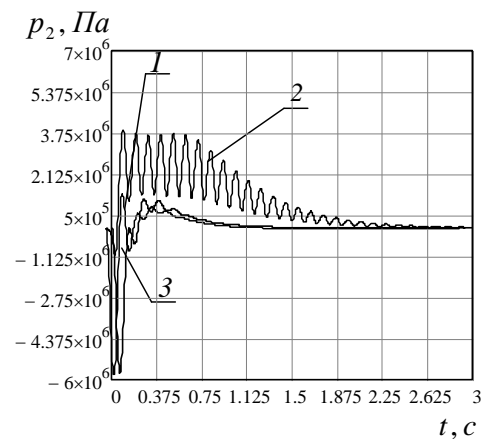


Рис. 11. Давление в обратной полости рабочего цилиндра

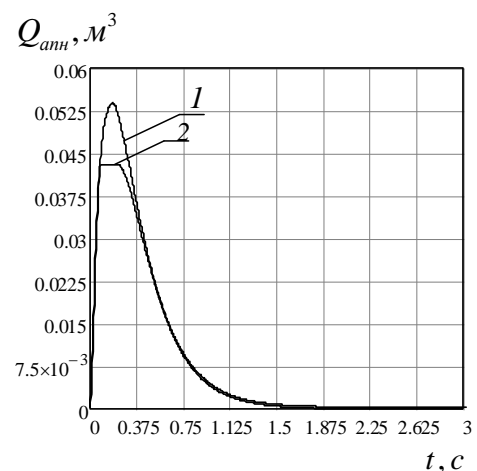


Рис. 12. Подача силового насоса

Необходимо отметить, что в полости слива жидкости силового цилиндра модель без учета

нелинейной подачи АПН показывает наличие отрицательных значений давления.

Все колебания фазовых координат демпфируются массой машины, и колебания выходной координаты незаметны.

Из рис. 12 и 13 видно, при учете нелинейностей связанных с учетом нелинейного распределения подач плунжерных пар АПН кривая расхода насоса принимает реальную форму (рис. 13, кривая 4).

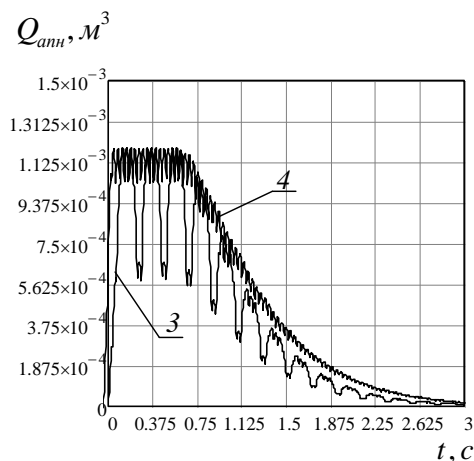


Рис. 13. Подача жидкости силового насоса

При учете коэффициента трения поршня цилиндра управления появляется дополнительная гармоника колебаний в подаче АПН.

ЗАКЛЮЧЕНИЕ

1. Получены линейная и нелинейные модели рулевого механизма двухзвенного транспортера с гидравлической обратной связью. Проведен сравнительный анализ моделей.

2. Получены результаты вычислительных экспериментов, выявлены воздействия нелинейностей на динамику объекта.

Учет нелинейности типа «ограничение хода» уменьшает общий коэффициент передачи объекта на 8 % относительно линейного. Это вызвано ограничением хода управляющего цилиндра. Чтобы использовать весь энергетический потенциал силового насоса, необходима оптимизация параметров привода, в результате чего можно повысить эффективность привода на 8 %.

Учет нелинейной подачи АПН на 40 % уменьшает общий коэффициент передачи и вносит колебательный характер в движение системы. Эффект от учета данной нелинейности вызван наличием импульсов в подаче реального силового насоса.

Влияние нелинейной силы скоростного сопротивления цилиндра управления на динамику объекта несущественно.

3. При учете всех нелинейностей, модель выдает кривые изменения переменных системы, характерные для работы гидрофицированного рулевого механизма с гидравлической обратной связью. Это позволяет предположить, что разработанные модели могут служить основой для создания инженерной методики расчета гидрофицированного рулевого привода ДГТ «Витязь» с гидравлической обратной связью.

СПИСОК ЛИТЕРАТУРЫ

1. Боровин Г. К., Костюк А. В. Математическое моделирование гидравлического привода с LS-управлением шагающей машины. Препринт № 54. М.: Ин-т прикл. мат. тем. им. М. В. Келдыша РАН, 2001.
2. Бенькович Е. С., Колесов Ю. Б., Сенечников Ю. Б. Практическое моделирование динамических систем // СПб., БХВ-Петербург, 2002. 461 с.
3. Линевиц В. П., Горошко В. Ф. Расчет и моделирование гидроприводов станков с применением ЭВМ. Мн.: Выс. школа, 1981. 158 с.
4. Петров П. В., Сунарчин Р. А., Целищев В. А. Технология проведения вычислительного эксперимента применительно к гидромеханическому следящему приводу / П. В. Петров, Р. А. Сунарчин, В. А. Целищев // Вестник УГАТУ. 2008. Т. 10, № 1 (26). С. 30–35.

ОБ АВТОРАХ

Ильин Александр Иванович, гл. конст. Дипл. инж. по автоматизации машиностроения (УАИ, 1983).

Пугин Андрей Михайлович, доц. каф. техн. кибернетики. Дипл. инж.-электромех. (УАИ, 1975). Канд. техн. наук по элтам и устр. выч. техн. и систем управления (УАИ, 1981). Иссл. в обл. упр. сист. жизнеобеспечения.

Сайфеев Тимур Рафинадович, ст. преп. филиала в г. Ишимбае. Дипл. инж. проектир. и испыт. сельхозтехники (БГАУ, 2003). Проектир. и иссл. гидромех. сист. для транспортера «Витязь».

Хуснутдинов Дим Зинфирович, ст. преп. филиала в г. Ишимбае. Дипл. инж. по автоматиз. технол. проц. и произв. (УГАТУ, 2006). Иссл. в обл. систем упр. с гидравл. исп. механизмами.

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

Яруллин Чингиз Асхатович, дир. филиала в г. Ишимбае, профессор. Дипл. инж.-мех. по авиац. двиг. (УАИ, 1971). Канд. техн. наук по динамике, баллистике и упр. ЛА (МАИ, 1983). Иссл. в обл. упр. сл. системами.

METADATA

Title: Comparative analysis of nonlinear mathematical models steering feeds machines with two links "Vityaz" with hydraulic feedback.

Authors: A.I. Ilin¹, A. M. Pugin², V. A. Celishev³, D. Z. Khusnutdinov⁴, T.R. Saifeev⁵, C.A. Yarullin⁶.

Affiliation:

^{1,5} Machine Building Company 'Vityaz', Russia.

^{2-4,6} Ufa State Aviation Technical University (UGATU), Russia

Email: ⁴ dz_rhusnutdinov@mail.ru.

Language: Russian.

Source: Vestnik UGATU (scientific journal of Ufa State Aviation Technical University), vol. 17, no. 4 (57), pp. 61-69, 2013. ISSN 2225-2789 (Online), ISSN 1992-6502 (Print).

Abstract: Developed linear and non-linear mathematical model of steering machines with two links "Vityaz" with hydraulic feedback. The analysis and the results of computational experiments. The necessity of using non-linear model in the calculation of the steering mechanism.

Key words: Transporter "Vityaz", hydraulic steering, hydraulic feedback; simulation.

References (English Transliteration):

1. G. K. Borovin and A. V. Kostruk, *Mathematical Modeling of a Hydraulic Actuator with LS-controlled Walking Machine*, (in Russian), Preprint no. 54. Moscow: Keldysh Institute of Applied Mathematics, 2001.
2. E. S. Benkovich, U. B. Kolesov, and U. B. Senichenkov, *Practical Modeling of Dynamic Systems*, (in Russian). Sankt-Petersburg: BHV-Peterburg, 2002.
3. V. P. Linevich and V. P. Goroshko, *Calculation and Simulation of Hydraulic Drives of Machine Tools with the Use of Computers*. Moscow: Vysshaya Shkola, 1981.
2. P. V. Petrov, R. A. Sunarchin, and V. A. Celishev, "The technology of computer simulation as applied to the hydro-mechanical servo drive," (in Russian), *Vestnik UGATU*, vol. 10, no. 1 (26), pp. 30-35, 2008.

About authors:

Ilyin, Aleksandr Ivanovich, Chief Designer. Automation Engineer (UGATU, 1973).

Pugin, Andrey Mikhailovich, Docent, Dept. of Technical Cybernetics. Dipl. Mechanical Engineer (UGATU, 1975). Cand. (PhD) Tech. Sci. (UGATU, 1981).

Saifeev, Timur Rafinadovich, Dipl. Design and Testing Engineer (Bashkir State Agrarian University, 2003).

Khusnutdinov, Dim Zinfirovich, Dipl. Engineer on Automation of Technological Processes (UGATU, 2006).

Celishev, Vladimir Aleksandrovich, Prof., Dept. of Applied Hydromechanics. Dipl. Engineer on hydraulic machines (UGATU, 1982), Dr. (Habil.) Tech. Sci. (UGATU, 2000).

Yarullin, Chingiz Askhatovich, Docent. Dipl. Engineer on airplane engines (UGATU, 1971). Cand. (PhD) Tech. Sci. (MAI, 1983).