

- проведены функционально-структурные исследования функционально-ориентированных технологий и разработаны их общие классификации;
- предложены основы функционально-структурного синтеза схем технологических воздействий и свойств функциональных элементов изделий.

Список литературы: 1. Рыжов Э.В. Технологические методы повышения износостойкости деталей машин. – Киев: Наукова думка, 1984. – 272 с. 2. Базров Б.М. Модульные технологии. – М.: Машиностроение, 2000. – 368 с. 3. Суслов А.Г. Качество поверхностного слоя деталей машин. – М.: Машиностроение, 2000. – 320 с. 4. Михайлов А.Н., Михайлов В.А., Михайлова Е.А. Ионно-плазменные вакуумные покрытия – основа широкого повышения качества изделий машиностроения. // Прогрессивные технологии и системы машиностроения: Международный сб. научных трудов. – Донецк: ДонНТУ, 2004. Вып. 28. С. 108-116. 5. Михайлов А.Н., Михайлов В.А., Михайлова Е.А. Методика и основные принципы синтеза функционально-ориентированных вакуумных ионно-плазменных покрытий изделий машиностроения. // Упрочняющие технологии и покрытия. – М.: Машиностроение, №7. 2005. С. 3–9. 6. Михайлов А.Н. Общий подход в создании функционально-ориентированных и интегрированных технологий машиностроения // Машиностроение и техносфера XXI века. Сборник трудов XII международной научно-технической конференции в г. Севастополе 12-17 сентября 2005 г. В 5-ти томах. – Донецк: ДонНТУ, 2005. Т. 2. С. 261-275. 7. Михайлов А.Н. Основные принципы и особенности синтеза функционально-ориентированных технологий машиностроения. // Машиностроение и техносфера XXI века. Сборник трудов XIII международной научно-технической конференции в г. Севастополе 11-16 сентября 2006 г. В 5-ти томах. – Донецк: ДонНТУ, 2006. Т. 3. С. 61-77. 8. Михайлов А.Н. Общие особенности функционально-ориентированных технологий и принципы ориентации их технологических воздействий и свойств изделий. // Машиностроение и техносфера XXI века. Сборник трудов XIV международной научно-технической конференции в г. Севастополе 17-22 сентября 2007 г. В 5-ти томах. – Донецк: ДонНТУ, 2007. Т. 3. С. 38-52. 9. Математический энциклопедический словарь. - М.: Советская энциклопедия, 1988. - 847 с.

Сдано в редакцию 23.01.08

СИНТЕЗ ЦИФРОВОГО РОБАСТНОГО УПРАВЛЕНИЯ ТРЕХОПОРНОЙ УПРАВЛЯЕМОЙ ПЛАТФОРМОЙ

Никитина Т.Б. (НТУ «ХПИ», г. Харьков, Украина)

This article deals with the mathematical model, digital robust control and digital robust observe for three-point guided platform as three-mass electrical mechanical systems. There is example of the digital robust control for three-point guided platform.

Введение. Одной из важнейших проблем современной теории и практики систем автоматического регулирования является создание быстродействующих следящих приводов с широким диапазоном регулирования скорости при обеспечении высокой точности и плавности отработки входных воздействий. В целом ряде случаев обеспечение плавного движения исполнительной оси следящего привода является решающей задачей, так как неплавное перемещение объекта снижает его выходные характеристики, а иногда не позволяет вообще их обеспечить. Так, неплавное

перемещение оптического или телевизионного прибора резко снижает их разрешающую способность; неплавное перемещение режущего инструмента станка снижает точность обработки детали и т.д. К тому же неплавное перемещение исполнительной оси следящего привода и его составных частей вызывает ударные нагрузки в элементах, снижая надежность привода [1-5]. Причины неплавного перемещения следящим приводом нагрузки - внутренние и внешние возмущения, действующие на элементы привода, такие как нелинейность характеристики трения, кинематические погрешности и упругие деформации механических передач, помехи датчиков обратных связей, изменение коэффициентов усиления элементов и т.д.

Постановка проблемы. В настоящее время проблема обеспечения плавной работы следящих приводов пока до конца не решена. Еще далеко не закончена работа по исследованию влияния на плавность перемещения нагрузки того или иного возмущающего фактора. Нет и разработанных методов синтеза следящих приводов с учетом обеспечения требований по плавности при действии целого ряда возмущений.

Влияние на устойчивость, точность, качество переходных процессов следящего привода параметров механических передач: люфта, упругости, кинематических погрешностей, инерционности – это классические задачи, которые исследованы достаточно полно для практического использования их результатов. Но есть и целый ряд вопросов, которые остаются и сегодня проблемными: обеспечение необходимой плавности перемещения объекта регулирования и установление связей показателей плавности с параметрами механической передачи; эффективное использование необратимых передач в следящих приводах; обеспечение высокого коэффициента полезного действия механических передач; обеспечение требуемых показателей качества приводов при переменном передаточном числе и переменных параметрах нагрузки [1-5]. Эти вопросы в целом ряде конкретных задач являются определяющими, а поэтому их рассмотрение при исследовании следящих приводов с механическими передачами являются актуальным [6-13].

Многие современные системы управления измерительными приборами построенные на основе использования трехопорных управляемых платформ, построенных по различным схемам и имеющим несколько степеней свободы [14]. В последнее время наиболее широкое распространение получили трехопорные платформы, управляемые двумя и более исполнительными двигателями по двум углам поворота относительно третьей неподвижной опоры. В таких платформах можно значительно компенсировать, а в некоторых случаях полностью устранить основные недостатки, присущие управляемым платформам, построенным на принципах Карданного подвеса и сферической опоры. В трехопорных управляемых платформах используются следящие приводы с исполнительными механизмами линейного перемещения, что позволяет легко обеспечить выборку люфтов, так как весовая нагрузка на платформу знакопостоянна. Кроме того, в таких платформах можно обеспечить более высокую жесткость, так как нет перехода с одной рамки на другую рамку Карданного подвеса, а также более высокую плавность и точность перемещения нагрузки за счет применения многозаходности винтовой передачи или непосредственной связи гидроцилиндров с нагрузкой.

Анализ литературы. Одной из особенностей следящего привода трехопорных управляемых платформ является неуравновешенность нагрузки. Это обстоятельство в сочетании с необходимостью удержания нагрузки в произвольном угловом положении при выключенном приводе явилось причиной широкого распространения в качестве исполнительных механизмов линейных перемещений самотормозящих передач. При этом могут быть получены и дополнительные преимущества: большое передаточное

число при малых габаритных размерах, высокая размерность перемещения в тяговом режиме, возможность удержания нагрузки благодаря детектирующим свойствам передачи. Однако, в динамических режимах, при определенных условиях работа самотормозящих передач сопровождается автоколебаниями, что недопустимо для следящего привода [1-6].

Характер динамических процессов в режимах буксования машин в значительной степени определяются наличием упругих элементов в кинематической цепи электромеханической системы от приводного двигателя до рабочего органа. Возникновение колебаний в режиме буксования в основном обусловлено наличием падающего участка в характеристике внешнего трения. Причем, такой падающий участок особенно характерен при работе электромеханических систем на низких скоростях движения рабочего органа, что часто сопровождается его неплавным движением. Синтез таких систем рассмотрен в [7-10]. Однако синтезированные таким образом системы обладают различными динамическими характеристиками при работе на восходящем и падающем участках характеристики внешнего трения.

Цель работы. Целью работы является снижение чувствительности системы цифрового робастного управления трехопорной управляемой платформой к изменению параметров объекта управления для стабилизации её динамических характеристик путем применения теории робастного управления.

Задачи. Задачами работы является синтез и исследование динамических характеристик цифровой робастной системы управления трехопорной управляемой платформой как трехмассовой электромеханической системы при изменении рабочих точек на характеристиках внешнего трения.

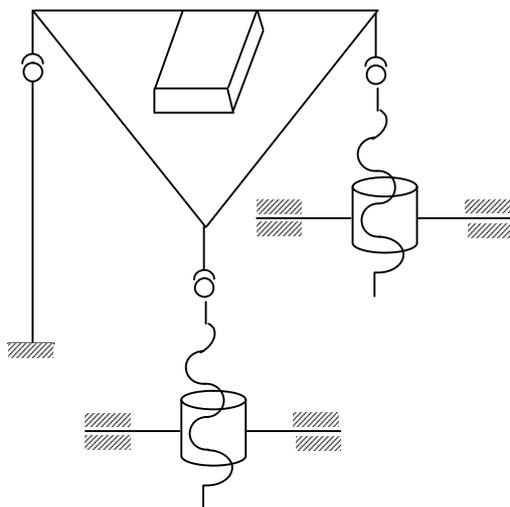


Рис.1 Схема трехопорной платформы

Изложение материала исследования, полученных научных результатов. Схема трехопорной платформы показана на рис.1. Основу трехопорной управляемой платформы составляет рама, на которой расположена нагрузка. Две неподвижные опоры с помощью сферических шарниров соединены с приводными винтами исполнительных двигателей, за счет чего осуществляется перемещение двух подвижных опор относительно третьей неподвижной. Приводы соединены с основанием через шарниры, обеспечивающие поворот исполнительных двигателей относительно основания. Следует заметить, что такая

платформа может быть установлена на подвижном основании.

Схема самотормозящегося исполнительного механизма линейных перемещений показана на рис. 2. Исследуем динамику привода с самотормозящим исполнительного механизма линейных перемещений. Представим самотормозящийся исполнительный механизм линейных перемещений в виде трехмассовой электромеханической системы, схема которой показана на рис.3. При этом роль первой массы играет момент инерции ротора электродвигателя Д, роль второй массы играет ходовая гайка 1 совместно с ходовым винтом 2, а роль третьей массы играет неуравновешенная нагрузка 3. При этом жесткость зубчатого редуктора, штока с опорным устройством привода является

эквивалентной жесткостью между первой и второй массой, а жесткостью между второй и третьей массой является жесткость винта, соединяющая привод с управляемой платформой.

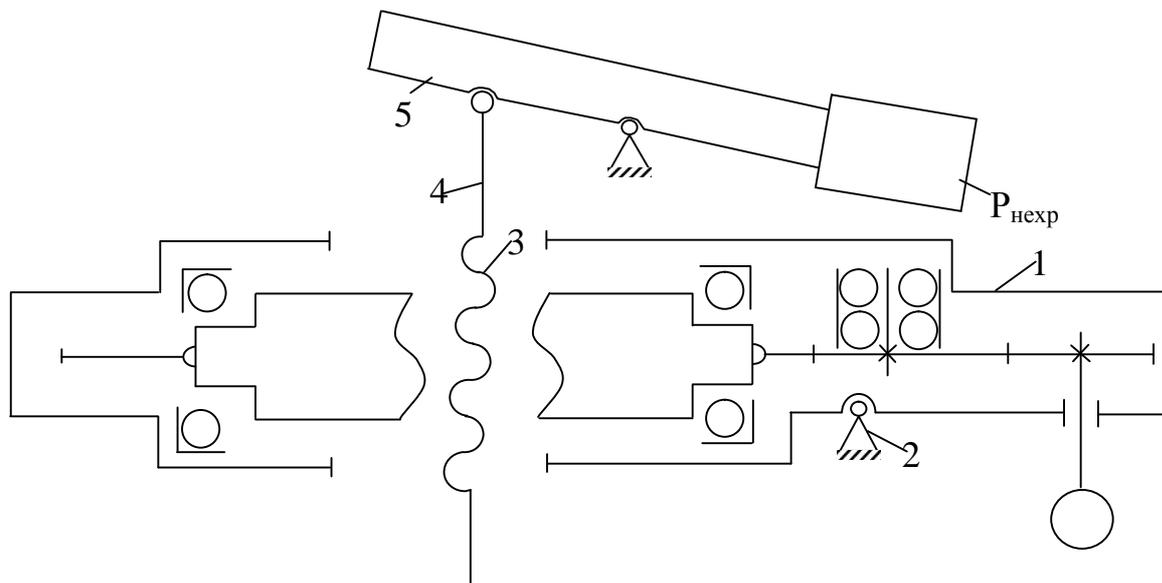


Рис. 2. Схема исполнительного механизма линейного перемещения: 1 – корпус исполнительного механизма линейных перемещений; 2 – ось вращения корпуса; 3 – ходовой винт; 4 – шток; 5 – нагрузка; 6 – ось вращения нагрузки.

Заметим, что между первой массой и неподвижным основанием и между третьей массой и подвижной платформой имеются силы трения, препятствующие движению этих масс. Эквивалентная вторая масса представляет собой объединение массы ходовой гайки и ходового винта, так что при движении ходовой гайки относительно ходового винта возникает сила трения, и, кроме того, возникают силы трения между вращающейся ходовой гайкой и неподвижным основанием и вращающимся ходовым винтом и основанием привода.

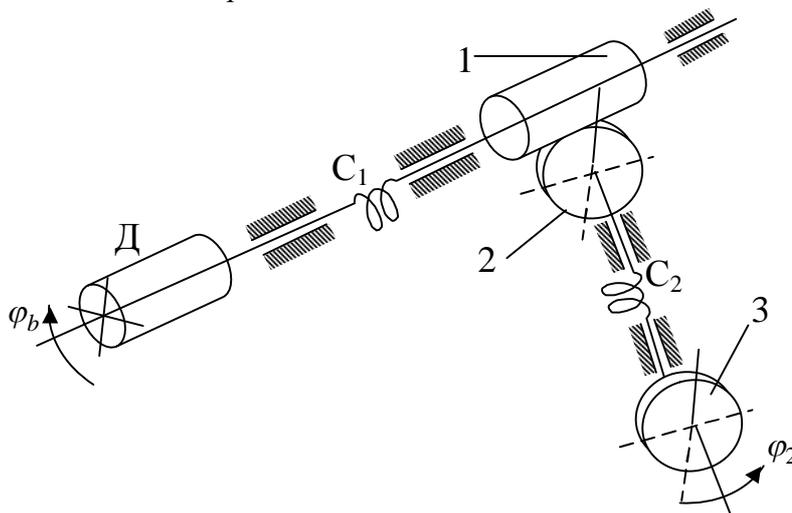


Рис.3. Схема исполнительного механизма линейных перемещений в виде трехмассовой системы.

За расчетную схему исполнительного механизма с передачей винт – гайка и неуравновешенной нагрузкой примем схему клинового механизма, показанную на рис. 4.

Для упрощения анализа предполагаем, что двигатель перемещается с постоянной приведенной скоростью v . За начало отсчета координат принимаем положение системы, при котором упругие связи недеформированы. Учитывая, что $x_1 = vt$, $x_3 = x_2 tg \beta$, принимаем за обобщенные координаты x_2 и x_4 .

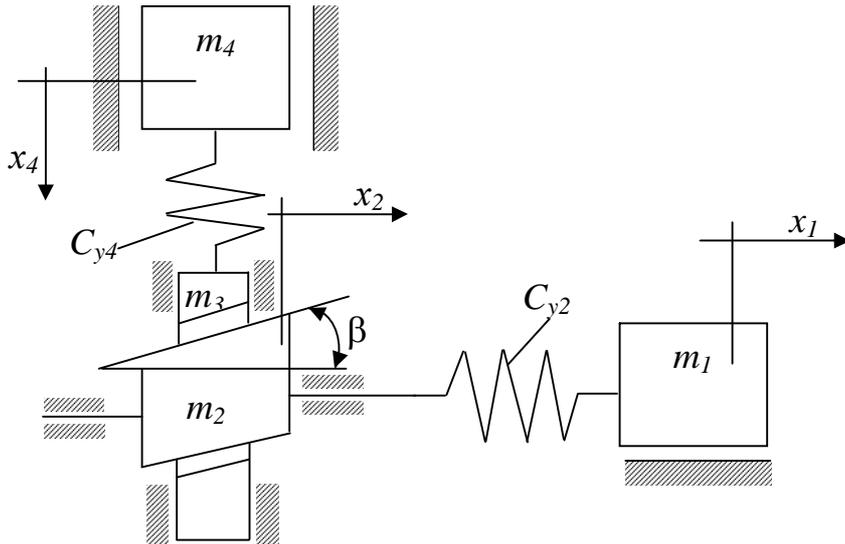


Рис. 4. Клиновой механизм: m_i - масса; P_i - вес; C_{y2} , C_{y4} - жесткости зубчатого редуктора, штока с опорным устройством привода; x_i - координата; β - угол подъема резьбы винта; $i = \overline{1,4}$ (1 - электродвигатель; 2 - ходовая гайка; 3 - ходовой винт; 4 - неуравновешенная нагрузка)

Составим уравнения Лагранжа для рассматриваемой системы:

$$\frac{d}{dt} \left(\frac{\partial T}{\partial \dot{x}_2} \right) - \frac{\partial T}{\partial x_2} + \frac{\partial v}{\partial x_2} = Q_2,$$

$$\frac{d}{dt} \left(\frac{\partial T}{\partial \dot{x}_4} \right) - \frac{\partial T}{\partial x_4} + \frac{\partial v}{\partial x_4} = Q_4.$$

Кинетическая энергия системы

$$T = \frac{m_2 x_2^2}{2} + \frac{m_3 x_2^2 tg^2 \beta}{2} + \frac{m_4 x_4^2}{2}.$$

Потенциальная энергия системы

$$U = \frac{C_{y2} (vt - x_2)^2}{2} + \frac{C_{y3} (x_2 tg \beta - x_4)^2}{2} - P_3 x_2 tg \beta - T_4 x_4.$$

Возможная работа по перемещению по координате x_2 , совершаемая силой трения в сопряжении «винт – гайка» и силами вязкого сопротивления при деформациях редуктора и штока,

$$\delta A_2 = - (F_{mp} \cos \beta) \delta x_2 - (F_{mp} \sin \beta) \delta x_2 tg \beta - C_{\partial 2} (x_2 - v) \delta x_2 - C_{\partial 4} (x_2 tg \beta - x_4) \delta x_2 tg \beta,$$

где δx_2 - возможное перемещение; F_{mp} - сила трения в сопряжении «винт – гайка»; $C_{\delta 2}$, $C_{\delta 4}$ – коэффициенты вязкого сопротивления. Сила трения определяется по формуле

$$F_{mp} = f(x)|N|,$$

где $f(x)$ - коэффициент трения, являющийся функцией скорости движения \dot{x} ; $|N|$ - модель нормальной силы в сопряжении «винт – гайка».

При покое ($\dot{x}_2 = 0$) сила трения F_{mp} находится в равновесии с активными сдвигающими силами и может изменяться от нуля до своего предельного значения при трогании с места. Соответственно, коэффициент трения покоя изменяется в пределах $-f_0 \leq f(\dot{x}_2) \leq f_0$, где f_0 - предельный коэффициент трения покоя. При движении ($\dot{x} \neq 0$) $f_2(\dot{x}_2) = f_1(\dot{x}_2) \text{sign} \dot{x}_2$, где $f_1(\dot{x}_2)$ - коэффициент трения движения. В данном случае в выражении для силы трения входит модуль нормальной силы, контакты резьбы переключаются с одной стороны на другую, а направление силы трения остается противоположным направлению движения [11-14].

Для определения реакции N применим принцип Д'Аламбера. Составим сумму проекций на ось винта всех сил, действующих на винт, включая силу инерции:

$$-m_3 \ddot{x}_2 \text{tg} \beta - C_{y4}(x_2 \text{tg} \beta - x_4) - C_{\delta 4}(x_2 \text{tg} \beta - x_4) - \cos \beta - f(\dot{x}_2)N \sin \beta + P_3 = 0.$$

Отсюда

$$N = \frac{C_{y4}(x_4 - x_2 \text{tg} \beta) + C_{\delta 4}(\dot{x}_4 - \dot{x}_2 \text{tg} \beta) - m_3 \ddot{x}_2 \text{tg} \beta + P_3}{\cos \beta + f(\dot{x}_2) \sin \beta}.$$

Тогда обобщенная сила по координате x_2

$$Q_2 = \frac{\delta A_2}{\delta x_2} = -f(\dot{x}_2) \left[C_{y4}(x_4 - x_2 \text{tg} \beta) + C_{\delta 4}(\dot{x}_4 - \dot{x}_2 \text{tg} \beta) - m_3 \ddot{x}_2 \text{tg} \beta + P_3 \right] \frac{1 + \text{tg}^2 \beta}{1 + f(\dot{x}_2) \text{tg} \beta} - C_{\delta 2}(\dot{x}_2 - v) - C_{\delta 4}(\dot{x}_2 \text{tg} \beta - \dot{x}_4) \text{tg} \beta.$$

Возможная работа по координате x_4 совершается силой вязкого сопротивления при деформации штока $\delta A_4 = -C_{\delta 4}(\dot{x}_4 - \dot{x}_2 \text{tg} \beta) \delta x_4$. Обобщенная сила

$$Q_4 = \frac{\delta A_4}{\delta x_4} = -C_{\delta 4}(\dot{x}_4 - \dot{x}_2 \text{tg} \beta).$$

Подставив выражения кинетической потенциальной энергий и обобщенных сил в уравнения Лагранжа, получим дифференциальные уравнения движения системы

$$\begin{aligned} & (m_2 + m_3 \text{tg}^2 \beta) \ddot{x}_2 + C_{y2}(x_2 - vt) - C_{y4}(x_4 - x_2 \text{tg} \beta) \text{tg} \beta + \\ & + f(\dot{x}_2) \left[C_{y4}(x_4 - x_2 \text{tg} \beta) + C_{\delta 4}(\dot{x}_4 - \dot{x}_2 \text{tg} \beta) - m_3 \ddot{x}_2 \text{tg} \beta + P \right] \frac{1 + \text{tg}^2 \beta}{1 + f(\dot{x}_2) \text{tg} \beta} + \\ & + C_{\delta 2}(\dot{x}_2 - v) + C_{\delta 4}(\dot{x}_2 \text{tg} \beta - \dot{x}_4) \text{tg} \beta = P_3 \text{tg} \beta; \\ & m_4 \ddot{x}_4 + C_{y4}(x_4 - x_2 \text{tg} \beta) + C_{\delta 4}(\dot{x}_4 - \dot{x}_2 \text{tg} \beta) = P_4. \end{aligned}$$

Если угол подъема резьбы $\beta < 12^\circ$, а коэффициент трения $|f(\dot{x})| \leq 0,15$, то с достаточной точностью можно считать, что

$$\frac{1 + \text{tg}^2 \beta}{1 + f(\dot{x}_2) \text{tg} \beta} \approx 1.$$

Тогда первое дифференциальное уравнение упростится следующим образом:

$$\begin{aligned} & (m_2 + m_3 t g^2 \beta) \ddot{x}_2 + C_{\partial 2}(\dot{x}_2 - v) + C_{\partial 4}(\dot{x}_2 t g \beta - \dot{x}_4) t g \beta + \\ & + C_{y2}(x_2 - vt) - C_{y4}(x_4 - x_2 t g \beta) t g \beta + f(\dot{x}_2) \left[C_{y4}(x_4 - x_2 t g \beta) + \right. \\ & \left. + C_{\partial 4}(\dot{x}_4 - \dot{x}_2 t g \beta) - m_2 \ddot{x}_2 t g \beta + P_3 \right] = P_3 t g \beta \end{aligned}$$

Для рассматриваемой системы масса винта, приведенная к оси гайки, на два порядка меньше массы гайки, поэтому массой винта можно пренебречь. Окончательно получим следующую систему дифференциальных уравнений:

$$\begin{aligned} & m_2 \ddot{x}_2 + C_{\partial 2}(\dot{x}_2 - v) + C_{\partial 4}(\dot{x}_2 t g \beta - \dot{x}_4) t g \beta + C_{y2}(x_2 - vt) - \\ & - C_{y4}(x_4 - x_2 t g \beta) t g \beta + f(\dot{x}_2) \left[C_{y4}(x_4 - x_2 t g \beta) + C_{\partial 4}(\dot{x}_4 - \dot{x}_2 t g \beta) \right] = 0, \\ & m_4 \ddot{x}_4 + C_{\partial 4}(\dot{x}_4 - \dot{x}_2 t g \beta) + C_{y4}(x_4 - x_2 t g \beta) = P_4. \end{aligned}$$

Для решения этой системы дифференциальных уравнений приведем ее к виду, удобному для моделирования:

$$\begin{aligned} \ddot{x}_2 &= -\frac{1}{m_2} \left[C_{\partial 2}(\dot{x}_2 - v) + C_{\partial 4}(\dot{x}_2 t g \beta - \dot{x}_4) t g \beta + C_{y2}(x_2 - vt) - \right. \\ & \left. - C_{y4}(x_4 - x_2 t g \beta) t g \beta - f(\dot{x}_2) \left[C_{y4}(x_4 - x_2 t g \beta) + C_{\partial 4}(\dot{x}_4 - \dot{x}_2 t g \beta) \right] \right]; \\ \ddot{x}_4 &= -\frac{1}{m_4} \left[C_{\partial 4}(\dot{x}_4 - \dot{x}_2 t g \beta) + C_{y4}(x_4 - x_2 t g \beta) - P_4 \right]. \end{aligned}$$

В качестве приводного двигателя используется асинхронный двигатель с частотным преобразователем и векторным управлением. В системе управления реализован алгоритм прямого управления моментом двигателя.

Метод решения. Современные системы управления реализуются на микропроцессорной элементной базе и, следовательно, рассматриваемая система становится дискретной. Решение задачи дискретной H^∞ оптимизации первоначально было получено в частотной области и связано с операциями факторизации соответствующих матриц передаточных функций. Физический смысл критерия H^∞ есть энергия выхода системы при подаче на вход сигнала с единичной энергией. Для системы с одним входом и одним выходом - H^∞ норма представляет максимальное значение амплитудно – частотной характеристики системы по всему частотному диапазону.

Рассмотрим исходный дискретный объект управления, заданный матрицей передаточных функций $P(z)$, связывающей вектора внешних воздействий \vec{w} и управляющих воздействий \vec{u} с векторами контролируемых параметров \vec{z} и измеряемых переменных \vec{y} соотношением

$$\begin{bmatrix} \vec{z} \\ \vec{y} \end{bmatrix} = \begin{bmatrix} P_{11}(z) & P_{12}(z) \\ P_{21}(z) & P_{22}(z) \end{bmatrix} \begin{bmatrix} \vec{w} \\ \vec{u} \end{bmatrix},$$

в котором $P_{ij}(z)$ - блоки матрицы $P(z)$.

Тогда матрица передаточных функций $G_{zw}(P(z), K(z))$, связывающая вектор внешних воздействий $\vec{w}(k)$ с вектором контролируемых параметров $\vec{z}(k)$ в системе замкнутой робастным регулятором с матрицей передаточных функций $K(z)$ может быть записана в следующем виде

$$G_{zw}(P(z), K(z)) = P_{11}(z) + P_{12}(z) K(z) \times (I + P_{22}(z) K(z))^{-1} P_{21}(z).$$

Задача синтеза цифрового робастного регулятора формулируется как задача определения такой матрицы передаточной функции регулятора $K(z)$, которая обеспечивает нижнюю грань максимального собственного значения матрицы замкнутой системы $G_{zw}(P(z), K(z))$ так, что

$$\|G(z)\|_{\infty} = \sup_{\theta \in [0, 2\pi]} \sigma_{\max}(G(e^{j\theta})).$$

Эта задача решается итеративно заданием уровня толерантности робастного регулятора γ и решением задачи нахождения такого регулятора $K(z)$, который обеспечивает выполнение следующего неравенства

$$\|G_{zw}(P(z), K(z))\|_{\infty} < \gamma.$$

В настоящее время наиболее широкое распространение получило решение задачи цифрового робастного управления во временной области [15-17]. Для нахождения цифрового робастного регулятора необходимо решить уравнение Риккати по управлению

$$X = \bar{C}^T \bar{J} \bar{C} + A^T X A - \bar{L}^T R^{-1} \bar{L},$$

где

$$\bar{R} = \bar{D}^T \bar{J} \bar{D} + B^T X B,$$

$$\bar{L} = \bar{D}^T \bar{J} \bar{C} + B^T X A.$$

Здесь

$$\bar{C} = \begin{bmatrix} C_1 \\ 0 \end{bmatrix}, \bar{D} = \begin{bmatrix} D_{11} & D_{12} \\ I_l & 0 \end{bmatrix}, \bar{J} = \begin{bmatrix} I_p & 0 \\ 0 & -\gamma^2 I_l \end{bmatrix}.$$

Для нахождения цифрового робастного наблюдателя необходимо решить уравнение Риккати по наблюдению

$$Z_q = \hat{B} \hat{J} \hat{B}^T + \hat{A} Z \hat{A}^T - \hat{L} \hat{R}^{-1} \hat{L}^T,$$

где

$$\hat{R} = \hat{D} \hat{J} \hat{D}^T + \hat{C} Z \hat{C}^T,$$

$$\hat{L} = \hat{B} \hat{J} \hat{D}^T + \hat{A} Z \hat{C}^T,$$

$$\hat{J} = \begin{bmatrix} I_l & 0 \\ 0 & -\gamma^2 I_m \end{bmatrix}.$$

Результаты расчета на ЭВМ. Как показали экспериментальные исследования, наибольшее влияние на динамические характеристики оказывают падающие участки характеристик внешнего трения - ротора приводного двигателя, силы трения между третьей массой и подвижной платформой и, особенно, в червячном редукторе при вращении ходовой гайки. Поэтому в данной работе были проведены исследования влияния наклонов этих трех характеристик внешнего трения на динамические характеристики синтезируемой робастной системы управления. При исследовании системы управления выбирались такие наклоны падающих участков этих характеристик внешнего трения, при которых исходная непрерывная система становилась неустойчивой. При таких значениях коэффициентов внешнего трения цифровая система робастного управления трехпорной платформой остается устойчивой, однако при этом существенно увеличивается колебательность переходных процессов. Причем, наибольшую колебательность имеют переходные процессы именно той массы, в которой характеристика внешнего трения имеет наибольший наклон

падающего участка. В качестве примера на рис. 5 показаны переходные процессы а) скорости платформы, б) момента упругости ходового винта и в) скорости редуктора по моменту сопротивления в цифровой робастной системе управления, соответствующей наибольшему наклону характеристики внешнего трения в редукторе.

Заключение. Таким образом, в данной работе для стабилизации динамических характеристик трехопорной управляемой платформы как трехмассовой электромеханической системы в режиме буксования при ее работе на различных участках характеристики внешнего трения предложено использовать цифровое робастное управление. Для синтеза цифрового робастного управления необходимо решать два уравнения Риккати по управлению по наблюдению. С помощью цифрового робастного регулятора удалось получить удовлетворительные переходные процессы при работе системы на различных участках характеристик внешнего трения.

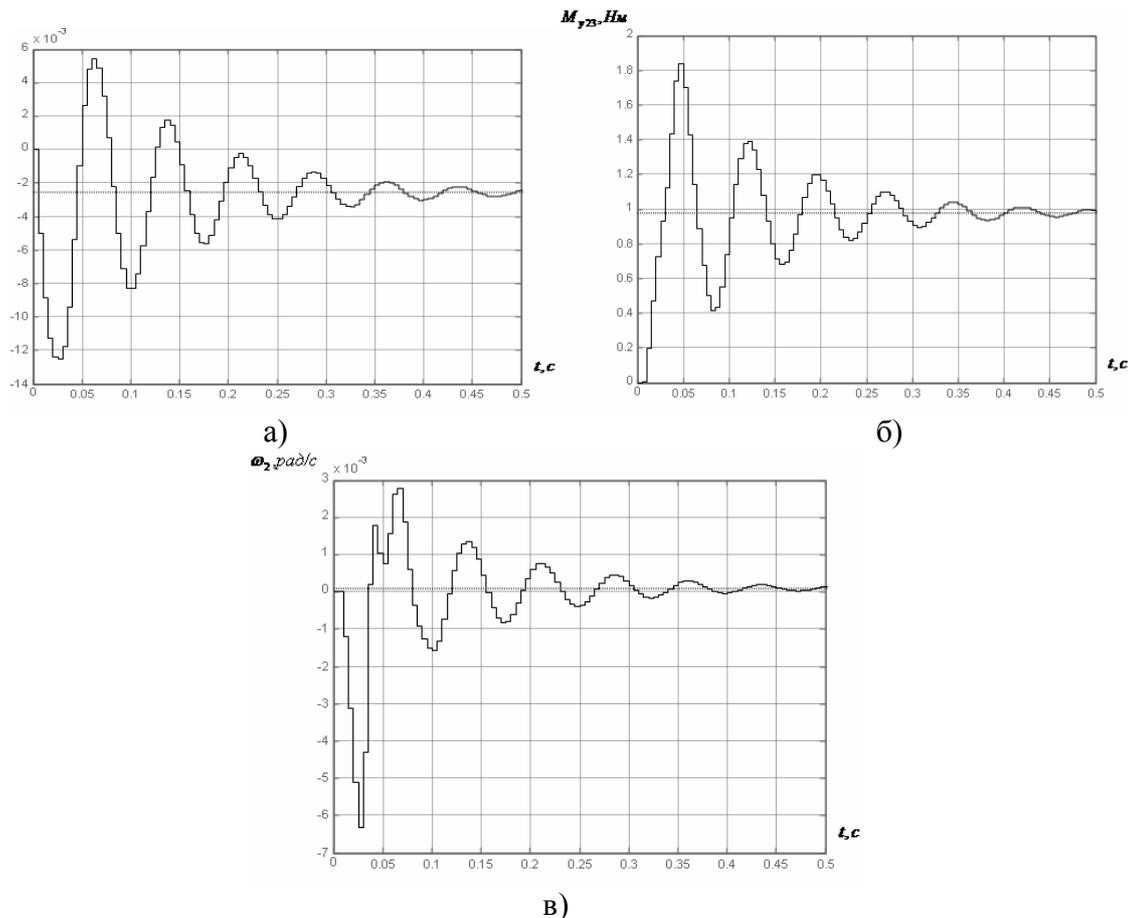


Рис. 5. Переходные процессы а) скорости платформы, б) момента упругости ходового винта и в) скорости редуктора по моменту сопротивления в цифровой робастной системе управления

Список литературы: 1. Никитина Т.Б. Синтез нелинейных многоканальных систем повышенной точности/Вісник Кременчуцького державного політехнічного університету. Кременчуг.- 2005. №4/2005 (33). С. 39 – 42. 2. Никитина Т.Б. Робастное управление многоканальными итерационными электроприводами по H^2 и H^∞ критериям. Електромашинобудування та електрообладнання. Міжвідомчий науково – технічний збірник. Одеса - 2006. Випуск №67. С. 13 – 17. 3. Никитина Т.Б. Синтез робастных регуляторов многоканальных итерационных систем// Радиоэлектроника и

информатика. Научно – технический журнал: Харьков. ХНУР. 2007. №4(35). - С. 24 – 30. **4.** Никитина Т.Б. Синтез цифровых робастных регуляторов многоканальных электромеханических систем//Збірник наукових праць Дніпродзержинського державного технічного університету (технічні науки). Тематичний випуск «Проблеми автоматизованого електропривода. Теорія і практика». /Дніпродзержинськ: ДГТУ, 2007. – С. 391– 392. **5.** Никитина Т.Б. Синтез цифровых нелинейных робастных регуляторов каналов многоканальных систем при последовательном синтезе. Автоматизація виробничих процесів.// Київ – 2006.- №2 (23).- С.109 -114. **6.** Никитина Т.Б. Исследование чувствительности робастных регуляторов трехмассовой модели обмоточной машины/ Вісник Кременчуцького державного політехнічного університету. Кременчук. - 2007. №4/2007 (45). Частина 1 С. 144 – 148. **7.** Никитина Т.Б. Синтез приближенно – оптимальных нелинейных систем цифрового управления технологическими процессами с аналитическими нелинейностями. //Автоматизація виробничих процесів. Київ. - 2003. - №2(17). - С.62-65. **8.** Никитина Т.Б. Стабилизация динамических характеристик двухканальной системы управления обмоточной машиной с помощью робастного управления. Вестник НТУ «ХПИ», Сборник научных трудов. Тематический выпуск «Системный анализ, управление и информационные технологии». 2006, №39. С. 38 – 45. **9.** Никитина Т.Б. Робастное управление двухмассовой электромеханической системой в режиме буксования. Вестник НТУ «ХПИ», Сборник научных трудов. Тематический выпуск «Информатика и моделирование». 2006, №40. С. 138-144. **10.** Никитина Т.Б. Исследование динамических характеристик цифрового робастного управления блюмингом в режиме пробуксовки валков. Вестник НТУ «ХПИ», Сборник научных трудов. Тематический выпуск «Автоматика и приборостроение». 2006, №31. С. 93 – 101. **11.** Никитина Т.Б. Ограничение нагрузок в нелинейных многоканальных электромеханических системах при управлении по состоянию. Механіка та машинобудування. Харків 2006. №1. С. 259 – 264. **12.** Никитина Т.Б. Робастная система управления двухмассовой обмоточной машиной//Вісник Хмельницького національного університету (технічні науки) /Хмельницький: Хмельницький національний університет, 2007. №5 (96). С. 182 – 187. **13.** Никитина Т.Б. Цифрове робастне управління двомасовою обмотувальною машиною//Вісник Національного університету «Львівська політехніка». Електроенергетичні та електромеханічні системи. Львів. – 2007. №587. - С.70 – 75. **14.** Никитина Т.Б. Робастное управление трехпорной управляемой платформой// Вестник НТУ «ХПИ»: Сб. науч. раб.- Харьков: НТУ “ХПИ”. Тематический выпуск «Системный анализ - управление и информационные технологии». 2007.- №18. С. 29 – 36. **15.** Никитина Т.Б. Робастная стабилизация дискретно – континуального объекта// Технічна електродинаміка. Тематичний випуск. Силова електроніка та енергоефективність. Київ.: 2007. – Ч. 1. -С. 56 – 61. **16.** Никитина Т.Б. Цифровая робастная стабилизация танкового вооружения// Електромашинобудування та електрообладнання. Міжвідомчий науково – технічний. збірник Одеса: 2007. - Випуск №68. -С. 16 – 21. **17.** Никитина Т.Б. Робастное управление системой наведения и стабилизации вооружения легкобронированной машиной// Вестник НТУ «ХПИ»: Сб. науч. раб.- Харьков: НТУ “ХПИ”. Тематический выпуск «Автоматика и приборостроение». 2007.- №36. С. 80 – 88.

Сдано в редакцію 11.01.08