

БУРЯКОВСКИЙ С.Г., канд. техн. наук, профессор кафедры «ЭТЭМ» (Украинский государственный университет железнодорожного транспорта)

Синтез многоконтурных систем управления электроприводами железнодорожных агрегатов и механизмов, работающих в системе типа «пара трения»

В статье предложено общее решение в виде использования метода полиномиальных уравнений для синтеза передаточной функции астатического регулятора скорости системы частотно-регулируемого электропривода переменного тока, способствующего улучшению динамики различных механизмов железнодорожной отрасли за счет ликвидации негативного влияния колебательных режимов.

Ключевые слова: железнодорожная отрасль, тяговый привод, привод стрелочного перевода, пара трения, автоколебательные режимы, астатический регулятор скорости, метод полиномиальных уравнений.

Введение

Общей проблемой систем управления электроприводами (ЭП) на железных дорогах является их возраст, релейно-контакторная элементная база, а также устаревшие решения в кинематической линии. Современные тенденции к использованию микропроцессорного частотно-регулируемого электропривода открывают новые возможности для решения широкого круга проблем, существующих в механизмах, функционирующих по системе типа «пара трения - рабочий орган». В статье на примере двух разных механизмов будет рассмотрен вопрос

проблемы устранения фрикционных колебательных режимов на железнодорожном транспорте.

Для формирования единого подхода к компенсации негативного влияния колебательных режимов необходимо исследовать два и более различных механизма или агрегата. В статье рассмотрены привода рудничного электровоза АМ8 и стрелочного перевода СП-6. Представление об электромеханической системе данных механизмов дает изображение их кинематических схем, показанных на рис. 1.

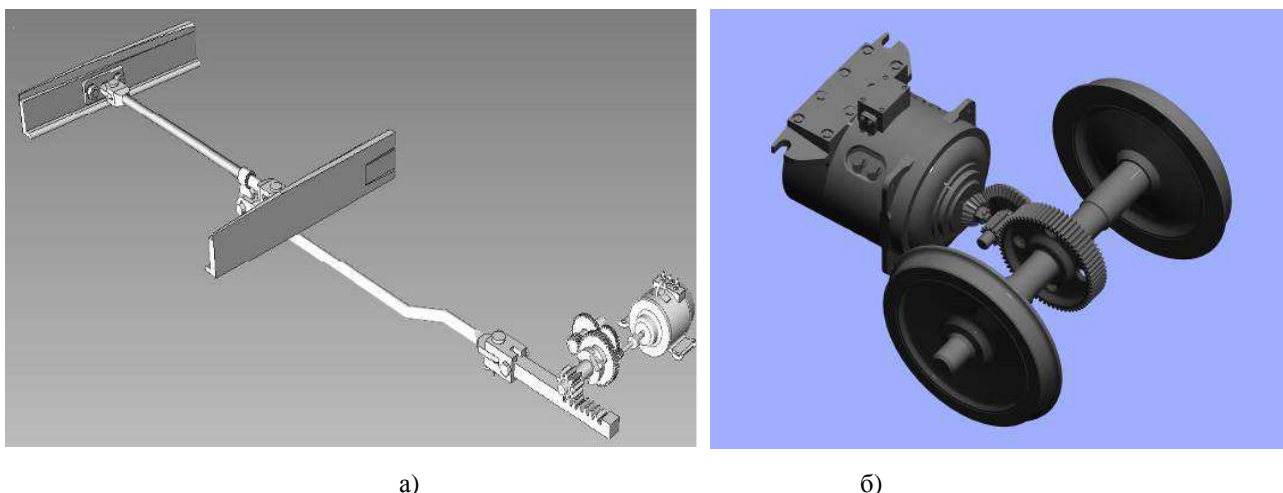


Рис. 1. Кинематическая схема стрелочного перевода (а) и тягового привода рудничного электровоза (б)

У каждого из этих механизмов существуют проблемы, обусловленные спецификой их использования. В условиях шахт и горнорудных комбинатов рельсовый путь покрыт грязевой пленкой, которая в большинстве случаев снижает коэффициент

сцепления и приводит к увеличению скорости проскальзывания колесной пары, что в свою очередь может способствовать возникновению крутильных колебаний в тракте тягового привода [6].

© С. Г. Буряковский, 2017

В стрелочных переводах (СП) существует проблема ускоренного возрастания величины зазоров в кинематической линии, носящая случайный характер [5]. Выдвинуто предположение о том, что причиной роста зазоров являются фрикционные автоколебания, характерные деформации от которых найдены на переводных поверхностях стрелок. Циклический

характер указанных процессов способствует возникновению усталостных явлений в механических элементах тягового привода (рис. 2, б), нарушает периодичность осмотра и ремонта механической части, установленного техническими инструкциями для СП (рис. 2, а). Возможно даже возникновение аварийных ситуаций.

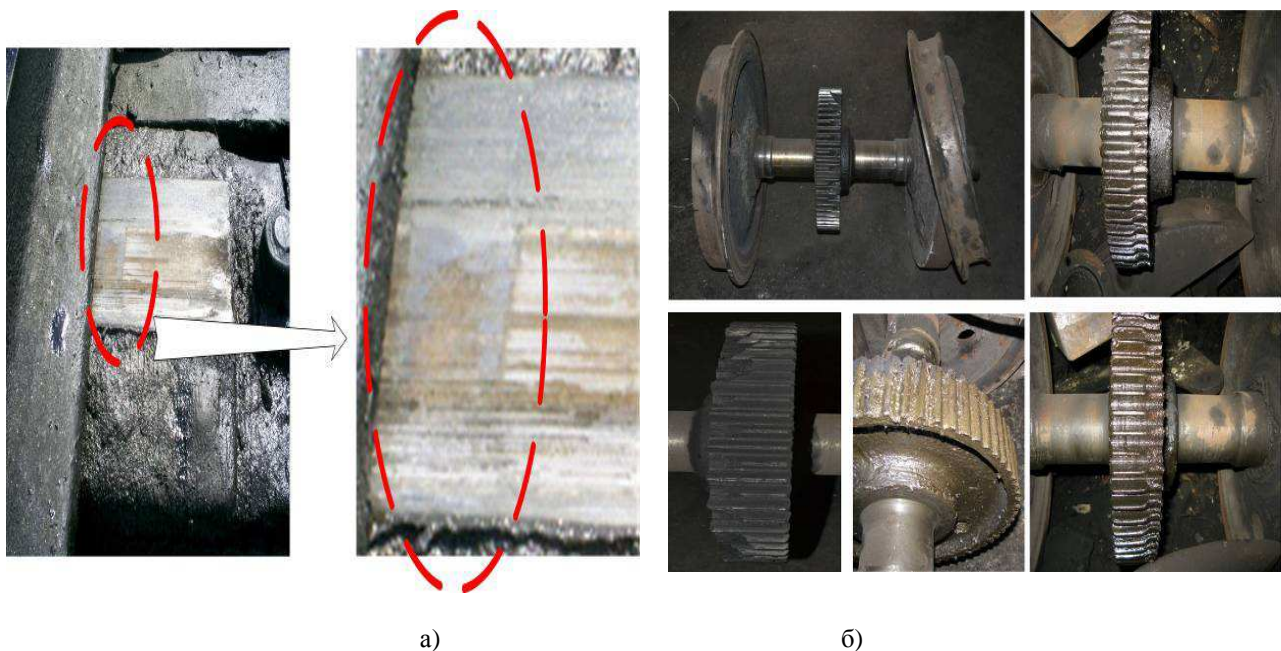


Рис. 2. Деформации переводных поверхностей СП, (а) поломки механической части тягового привода (б)

Постановка задачи

Задачей данного исследования является поиск методов борьбы с автоколебательными режимами, возникающими в кинематических линиях механизмов и агрегатов железнодорожного транспорта в системе пара трения - рабочий орган.

Результаты

Первоначально на многомассовых моделях (рис. 3, 4) проводились исследования динамических процессов в существующей электромеханической системе типа «пара трения - рабочий орган ЭП», результаты которых показаны на рис. 5. Основу таких систем, составляющих большинство в эксплуатации, составляет привод постоянного тока. Важно отметить, что механическая характеристика нагрузки ЭП, имеющая провалы момента, приводит систему к статической и динамической неустойчивости.

Условием возникновения расходящихся и автоколебательных режимов является статическая и динамическая неустойчивость электромеханической системы, впервые обоснованная в [3]. Она обусловлена наличием участка с отрицательным вязким трением в характеристике нагрузки. Ликвидация динамической

неустойчивости, особенно в двухмассовых системах, представляет определенные трудности.

Реализация поставленной задачи исследования предполагает поиск единого решения для различных механизмов. Безусловно, необходим переход на современную элементную базу, основу которой составляет микропроцессорный частотно-регулируемый электропривод.

В [1] показано, что для улучшения динамических качеств векторного частотно-управляемого асинхронного электропривода целесообразно применять метод полиномиальных уравнений. Данный метод позволяет не менять структуру системы управления, используемую в современных преобразователях, которая представляет собой двухконтурную систему подчиненного регулирования скорости. Математические модели и стандартная структура системы управления известны и описаны в [4]. Для синтеза передаточной функции регулятора скорости (РС) методом полиномиальных уравнений необходимо представить расчетные схемы исследуемых механизмов (рис. 3, 4) в виде, показанном на рис. 6. Правомерность принятых при этом допущений и упрощений приведена в [2].

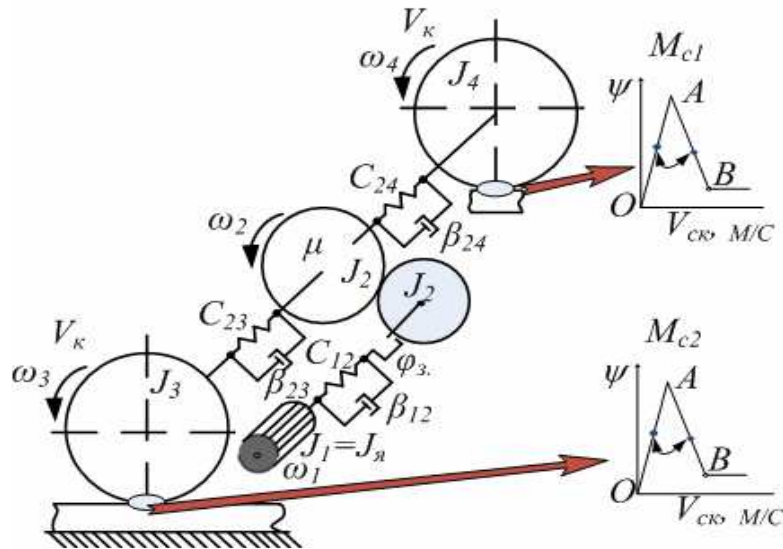


Рис. 3. Расчетная схема механической части тягового привода рудничного электровоза:

J_1 - момент инерции ротора двигателя; J_2 - момент инерции зубчатого колеса редуктора, приведенного к валу двигателя; J_3, J_4 - моменты инерции полуосей колесной пары, приведенные к валу двигателя; φ_c - зазор в редукторе; C_{12}, C_{23}, C_{24} - упругость вала двигателя и полуосей колесной пары соответственно; $\beta_{12}, \beta_{23}, \beta_{24}$ - коэффициент внутреннего вязкого трения вала двигателя и полуосей колесной пары соответственно; M_{c1}, M_{c2} - моменты сопротивления первого и второго колеса соответственно; μ - передаточное число редуктора; $\omega_1, \omega_2, \omega_3, \omega_4$ - угловые скорости первой, второй, третьей, четвертой массы соответственно; V_k - линейная скорость колесной пары; V_{ck} - линейная скорость скольжения колесной пары

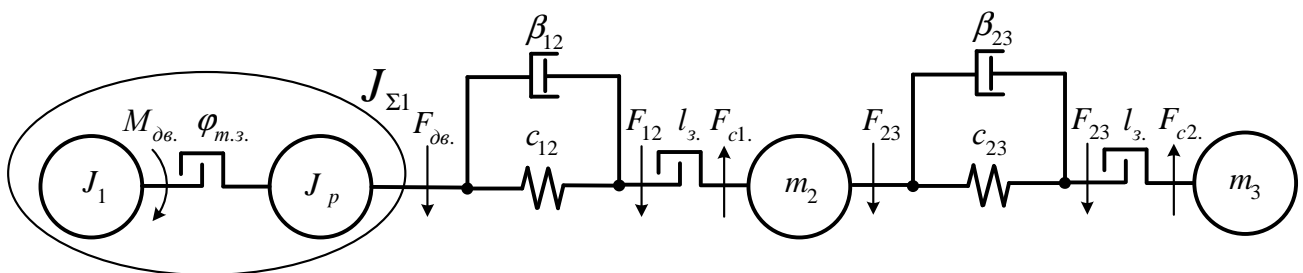


Рис. 4. Расчетная схема механической части стрелочного перевода:

J_1 - момент инерции ротора двигателя; J_p - момент инерции редуктора, приведенный к валу двигателя; M_{ov}, F_{ov} - электромагнитный момент и сила тяги двигателя соответственно; $\varphi_{m.з.}, l_3$ - технологический зазор и зазор в креплениях тяг соответственно; F_{12}, F_{23} - упругие силы в рабочей и межстряковой тягах соответственно; F_{c1}, F_{c2} - силы сопротивления первого и второго остряка соответственно; c_{12}, c_{23} - упругости рабочей и межстряковой тяг соответственно; β_{12}, β_{23} - коэффициент внутреннего вязкого трения рабочей и межстряковой тяг соответственно; $J_{\Sigma 1}$ - суммарный момент инерции первой массы; m_2, m_3 - массы второй и третьей масс соответственно

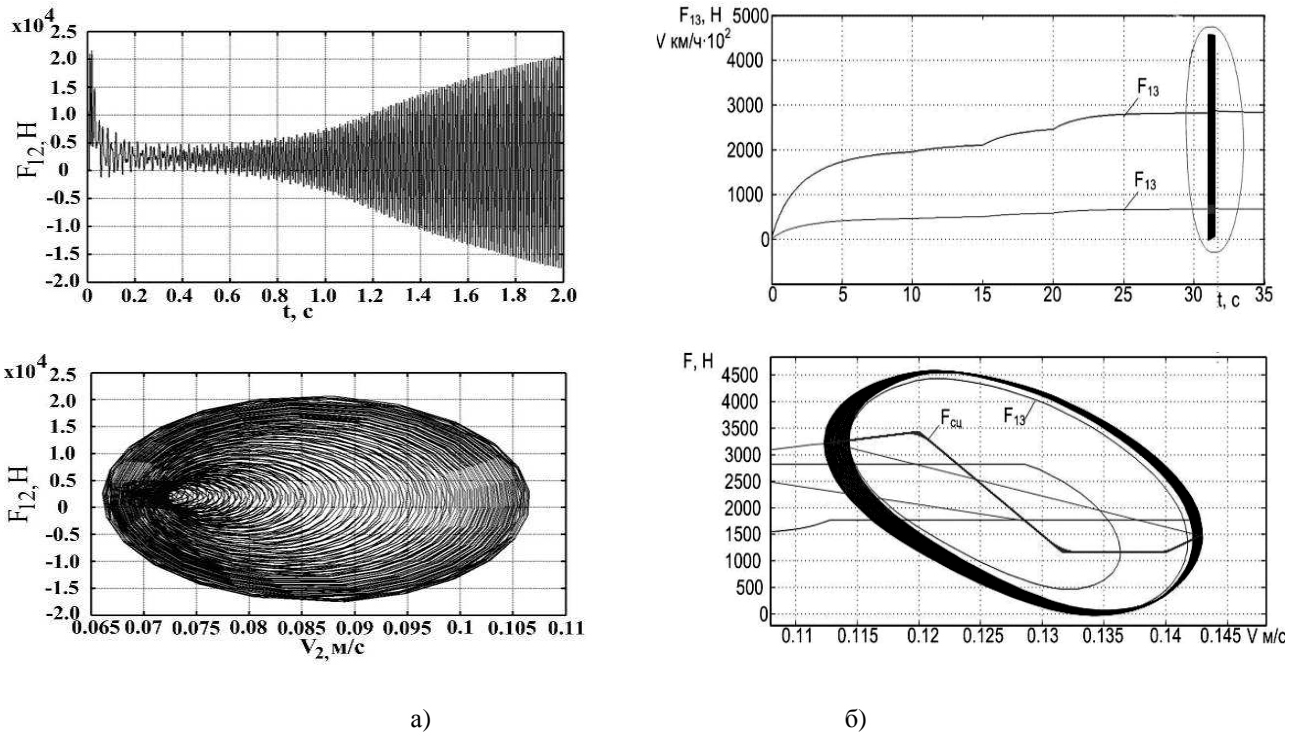


Рис. 5. Динамічні процеси в моделі стрілечного перевода (а) і рудничного електровоза (б) при попаданні робочої точки характеристики двигателя на падаючий участок характеристики нагрзуки

На рис. 6 представлена структурна схема досліджуваного об'єкта з урахуванням компенсації перехресних зв'язей звеном виду $W_K(p) = T_{PT} \cdot Z_p \cdot K_r / K_{PT} \cdot K_{ПЧ} \cdot K_{ДС}$ і коефіцієнтом посилення об'єкта $K_O = \frac{3}{2} \cdot Z_p \cdot K_r \cdot \Psi_r \cdot K_{ДС} / (K_T |\beta_c|)$, где K_T - коефіцієнт датчика тока, K_r - коефіцієнт зв'язи

ротора, $K_{ДС}$ - коефіцієнт датчика скорости, Ψ_r - потокозцепление ротора, Вб, K_{PT} - коефіцієнт посилення регулятора тока; T_{PT} - постоянная времени регулятора тока; $K_{ПЧ}$ - коефіцієнт посилення преобразователя частоты; Z_p - количество пар полюсов двигателя; $|\beta_c|$ - модуль коэффициента вязкого трения.

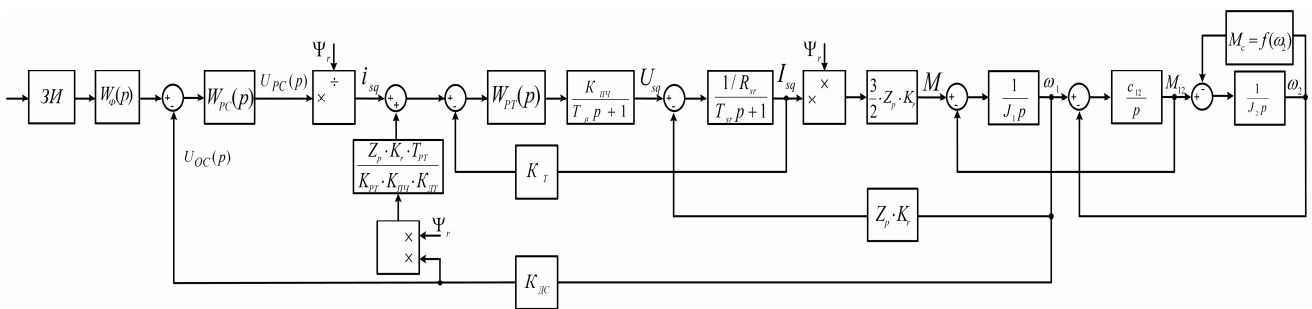


Рис. 6. Одноканальная структура векторного регулирования скорости АД при постоянном потокозцеплении с учетом характеристики нагрзуки

Передаточная функция об'єкта в контуре регулирования скорости первой массы ω_1 имеет следующий вид [1, 4]:

$$W_{об}(p) = \frac{U_{oc}(p)}{U_{pc}(p)} = \frac{3/2 \cdot Z_p \cdot K_r \cdot \Psi_r \cdot K_{дс}}{K_{дт} \cdot |\beta_c|} \times \frac{\left(\frac{\gamma}{\Omega_{12}^2} p^2 - \frac{|\beta_c|}{C_{12}} p + 1 \right)}{\left(\frac{T_c}{\Omega_{12}^2} p^3 - \frac{\gamma}{(\gamma-1)\Omega_{12}^2} p^2 + T_c p - 1 \right)}, \quad (1)$$

где T_μ - малая постоянная времени контура тока, с;
 $J_\Sigma = J_1 + J_2$ - суммарный приведенный к валу двигателя момент инерции привода, кгм²; $\gamma = (J_1 + J_2)/J_1$ - параметр, характеризующий соотношение масс; $\Omega_{12}^2 = C_{12}\gamma/J_2$ - резонансная частота упругих колебаний, с⁻¹, $T_c = (J_1 + J_2)/|\beta_c|$ - механическая постоянная времени, с.

Для использования метода полиномиальных уравнений передаточную функцию (1) представим в виде

$$W_{об}(p) = \frac{P(p)}{Q(p)} = \frac{K_0 P_{к+}(p) P_{n+}(p) P_-(p)}{Q_{к+}(p) Q_{n+}(p) Q_-(p) p^s}, \quad (2)$$

где $P_{к+}(p)$, $Q_{к+}(p)$ - полиномы, имеющие в качестве своих нулей только нули и полюсы объекта с отрицательной вещественной частью, компенсируемые при помощи регулятора; $P_{n+}(p)$, $Q_{n+}(p)$ - полиномы, содержащие только нули и полюсы объекта с отрицательной вещественной частью, в компенсации которых нет необходимости; $P_-(p)$, $Q_-(p)$ - полиномы, содержащие нули и полюсы с положительной вещественной частью, а также нейтральные нули и полюсы, за исключением расположенных в точке $p=0$, компенсация которых неприемлема из-за нарушения условия грубости; s - количество полюсов объекта в точке $p=0$.

Из уравнений (1) и (2) следует, что

$$\begin{aligned} P_{к+}(p) &= 1; \\ P_{n+}(p) &= 1 \quad P_-(p) = \left(\frac{\gamma}{\Omega_{12}^2} \right) p^2 - \left(\frac{|\beta_c|}{C_{12}} \right) p + 1; \\ Q_{к+}(p) &= 2T_\mu p + 1; \quad Q_{n+}(p) = 1; \\ Q_-(p) &= \left(\frac{T_c}{\Omega_{12}^2} \right) p^3 - \left[\frac{\gamma}{(\gamma-1) \cdot \Omega_{12}^2} \right] p^2 + T_c p - 1; \\ s &= 0. \end{aligned}$$

Примем передаточную функцию РС пониженного порядка в виде

$$W_{pc}(p) = \frac{Q_{к+}(p) M(p)}{K_0 P_{к+}(p) N(p) p^{v-s}}, \quad (3)$$

где $v=1$ принятый порядок астатизма замкнутой системы регулирования скорости; $M(p)$, $N(p)$ - неизвестные полиномы, представляемые как

$$M(p) = m_i p^i + m_{i-1} p^{i-1} + \dots + m_0; \quad (4)$$

$$N(p) = n_j p^j + n_{j-1} p^{j-1} + \dots + n_0,$$

в которых i и j - полные степени. Правомерность понижения степени полиномов $M(p)$ и $N(p)$, а следовательно и регулятора на единицу обоснована в [1, 2] Полиномы $M(p)$ и $N(p)$ находятся в результате решения полиномиального уравнения синтеза [2]

$$M(p) P_-(p) P_{n+}(p) + N(p) Q_-(p) \times Q_{n+}(p) p^v = G(p), \quad (5)$$

где $G(p)$ - характеристический полином замкнутой системы, задаваемый исходя из условия обеспечения желаемого характера переходных процессов, в частности, отвечающий одному из известных стандартных распределений. Для пониженных степеней полиномов $M(p)$, $N(p)$ и $G(p)$ при синтезе астатической системы имеем

$$\begin{aligned} i &= |Q_-| + |Q_{n+}| + v - 1 = 3 + 0 + 1 - 1 = 3; \\ j &= |Q_-| - |P_{к+}| - 1 = 4 - 0 - 1 = 3; \quad n = i + j + 1 = 3 + 3 + 1 = 7. \end{aligned}$$

Исходя из сказанного выше, приняты пониженные на единицу степени полиномов $|M|=2$, $|N|=2$ и $|G|=6$. Уравнение полиномиального синтеза (5) в развернутой форме приобретает вид

$$(m_2 p^2 + m_1 p + m_0) \left(\frac{\gamma}{\Omega_{12}^2} p^2 - \frac{|\beta_c|}{C_{12}} p + 1 \right) + (n_2 p^2 + n_1 p + n_0) \times \left(\frac{T_c}{\Omega_{12}^2} p^3 - \frac{\gamma}{(\gamma-1)\Omega_{12}^2} p^2 + \right. \\ \left. + (n_2 p^2 + n_1 p + n_0) \times \left(\frac{T_c}{\Omega_{12}^2} p^3 - \frac{\gamma}{(\gamma-1)\Omega_{12}^2} p^2 + T_c p - 1 \right) \right) p = G(p). \quad (6)$$

Раскрыв скобки в (6) и перегруппировав слагаемые по мере убывания степени p , получим

$$n_2 \frac{T_c}{\Omega_{12}^2} p^6 + \left[n_1 \frac{T_c}{\Omega_{12}^2} + n_2 \frac{\gamma}{(\gamma-1) \cdot \Omega_{12}^2} \right] p^5 + \left[\frac{\gamma}{\Omega_{12}^2} m_2 + \frac{T_c}{\Omega_{12}^2} n_0 - \frac{\gamma}{(\gamma-1) \cdot \Omega_{12}^2} n_1 + T_c \cdot n_2 \right] p^4 + \\ + \left[\frac{\gamma}{\Omega_{12}^2} m_1 - \frac{|\beta_c|}{C_{12}} m_2 - \frac{\gamma}{(\gamma-1) \cdot \Omega_{12}^2} n_0 + T_c n_1 - n_2 \right] p^3 + \left[\frac{\gamma}{\Omega_{12}^2} m_0 - \frac{|\beta_c|}{C_{12}} m_1 - \frac{\gamma}{(\gamma-1) \cdot \Omega_{12}^2} n_1 + T_c n_2 \right] p^2 + \\ + \left[m_1 - \frac{|\beta_c|}{C_{12}} m_0 - n_0 \right] p + m_0 = \alpha_6 T_0^6 p^6 + \alpha_5 T_0^5 p^5 + \alpha_4 T_0^4 p^4 + \alpha_3 T_0^3 p^3 + \alpha_2 T_0^2 p^2 + \alpha_1 T_0 p + \alpha_0, \quad (7)$$

где α_i - коэффициенты выбираемого стандартного распределения.

Анализ уравнения (7) показывает, что определению подлежат не только шесть неизвестных коэффициентов полиномов $M(p)$, $N(p)$, но и величина среднегеометрического корня $\omega_0 = 1/T_0$, которая в данном случае также зависит от параметров объекта регулирования (1). Следует отметить, что РС

реализуется только в случаях всех положительных значений коэффициентов полиномов $M(p)$, $N(p)$, а именно m_i и n_j .

Из сравнения сомножителей при степенях p^6 , p^5 , p^4 , p^3 , p , p^0 следуют шесть нелинейных уравнений, определяющих значения неизвестных коэффициентов:

$$n_2 = \frac{\alpha_6 \Omega_{12}^2}{\omega_0^6 T_c}; \quad (8)$$

$$n_1 = \frac{\Omega_{12}^2}{T_c} \left[\frac{\alpha_5}{\omega_0^5} + n_2 \frac{\gamma}{(\gamma-1) \cdot \Omega_{12}^2} \right]; \quad (9)$$

$$n_0 = \frac{1}{T_c(\gamma-1) - \frac{\gamma \beta_c^2}{C_{12}}} \times \left[\frac{\alpha_2 \gamma}{\omega_0^2} - \frac{\alpha_4 \Omega_{12}^2}{\omega_0^4} - \frac{\alpha_3}{\omega_0^3} + \frac{\alpha_1 |\beta_c| \gamma}{C_{12} \omega_0} + \gamma \left(\frac{|\beta_c|}{C_{12}} \right)^2 - \frac{\gamma^2}{\Omega_{12}^2} - \left(1 - \frac{1}{\gamma-1} \right) n_1 + T_c \Omega_{12}^2 n_2 \right]; \quad (10)$$

$$m_{21} = \frac{1}{\gamma} \left[\frac{\alpha_4 \Omega_{12}^2}{\omega_0^4} - T_c n_0 + \left(1 - \frac{1}{\gamma-1} \right) n_1 - T_c \Omega_{12}^2 n_2 \right]; \quad (11)$$

$$m_1 = \frac{\alpha_1}{\omega_0} + \frac{\alpha_0 |\beta_c|}{C_{12}} + n_0; \quad (12)$$

$$m_0 = \alpha_0. \quad (13)$$

Из равенства сомножителей уравнения (7) при p^2 может быть получено второе выражение для m_2 . При

этом второе значение коэффициента m_{22} при выборе желаемого распределения полюсов $G(p)$ обязательно

должно равняться m_{21} . Это выражение имеет вид

$$m_{22} = \frac{C_{12}}{|\beta_c|} \left[\frac{\gamma}{\Omega_{12}^2} m_1 - \left(1 - \frac{1}{\gamma-1} \right) n_1 + T_C n_1 - n_2 - \frac{\alpha_3}{\omega_0^3} \right]. \quad (14)$$

Второе нелинейное уравнение m_{22} (14) может быть положено в основу выбора величины среднегеометрического корня системы, отвечающего желаемому распределению полюсов и обеспечивающего однозначность коэффициента m_2 . Данное уравнение представляется как

$$\alpha_6 \cdot D \cdot \omega_0^6 + \alpha_5 \cdot E \cdot \omega_0^5 + \alpha_4 \cdot \gamma \cdot A \cdot \omega_0^4 - \alpha_3 \cdot \omega_0^3 - \alpha_2 F \omega_0^2 + \alpha_1 \frac{B \Omega_{12}^2}{T_C} + \alpha_0 \frac{C \Omega_{12}^2}{T_C} = 0, \quad (15)$$

где

$$A = \left(\frac{\gamma^2}{\Omega_{12}^2} + \frac{T_c \cdot |\beta_c|}{\gamma C_{12}} - \frac{\gamma}{(\gamma-1)\Omega_{12}^2} \right) / \left((\gamma-1)T_c - \frac{|\beta_c| \gamma}{C_{12}} \right);$$

$$B = T_c - \frac{|\beta_c|}{(\gamma-1)\Omega_{12}^2} - A \cdot \left(\frac{\gamma}{(\gamma-1)} - \gamma \right);$$

$$C = \frac{B\gamma}{(\gamma-1)T_c} + A \cdot T_c \cdot \Omega_{12}^2 + \frac{T_c \cdot |\beta_c| \cdot \Omega_{12}^2}{\gamma C_{12}} - 1;$$

$$F = \frac{\gamma}{C_{12}} + \frac{\Omega_{12}^2 \cdot |\beta_c|}{\gamma \cdot C_{12}} + A \cdot \Omega_{12}^2;$$

$$D = \frac{B\gamma}{(\gamma-1)T_c} + A \cdot T_c \cdot \Omega_{12}^2 + \frac{\gamma \cdot |\beta_c|}{\Omega_{12}^2 C_{12}} + \left(\frac{|\beta_c|}{C_{12}} \right)^2 \cdot \gamma \cdot A - \frac{\gamma^2}{\Omega_{12}^2} \cdot A;$$

$$E = \frac{\gamma}{C_{12}} + \frac{\gamma \cdot |\beta_c|}{C_{12}} \cdot A.$$

Важно отметить, что найденные из уравнения (15) одно либо несколько положительных значений среднегеометрического корня ω_0 могут быть приняты для синтеза регулятора только при условии положительных значений коэффициентов неизвестных полиномов $M(p)$ и $N(p)$.

Анализ (8)-(13) показывает, что положительность коэффициентов n_2 , n_1 , m_0 , m_1 в случае $n_0 > 0$ гарантирована при всех ω_0 . Однако это нельзя сказать о коэффициентах m_2 , n_0 . Таким образом, решение уравнения (15) не всегда обеспечивает определение необходимого значения ω_0 . Поэтому поиск ω_0 по уравнению (15) носит итерационный характер и связан с коэффициентами α_i выбираемого распределения.

В дальнейшем выбрано видоизмененное нормированное распределение по Баттерворту из [1], для которого: $\alpha_6=1$; $\alpha_5=7$; $\alpha_4=20.8$; $\alpha_3=12.5$; $\alpha_2=5$; $\alpha_1=6$; $\alpha_0=1$.

В результате расчетов для каждого из приводов получены определенные значения переменных, входящих в состав двухканальной модели системы управления (рис. 7, б), а также получены значения коэффициентов полиномов, которые определяют необходимые значения постоянных времени в передаточной функции РС, а также фильтра на входе.

Результаты компьютерных и стендовых исследований системы с синтезированным РС полиномиальным методом (ПЛ) в сравнении с традиционным ПИ-регулятором приведены на рис. 8, 9.

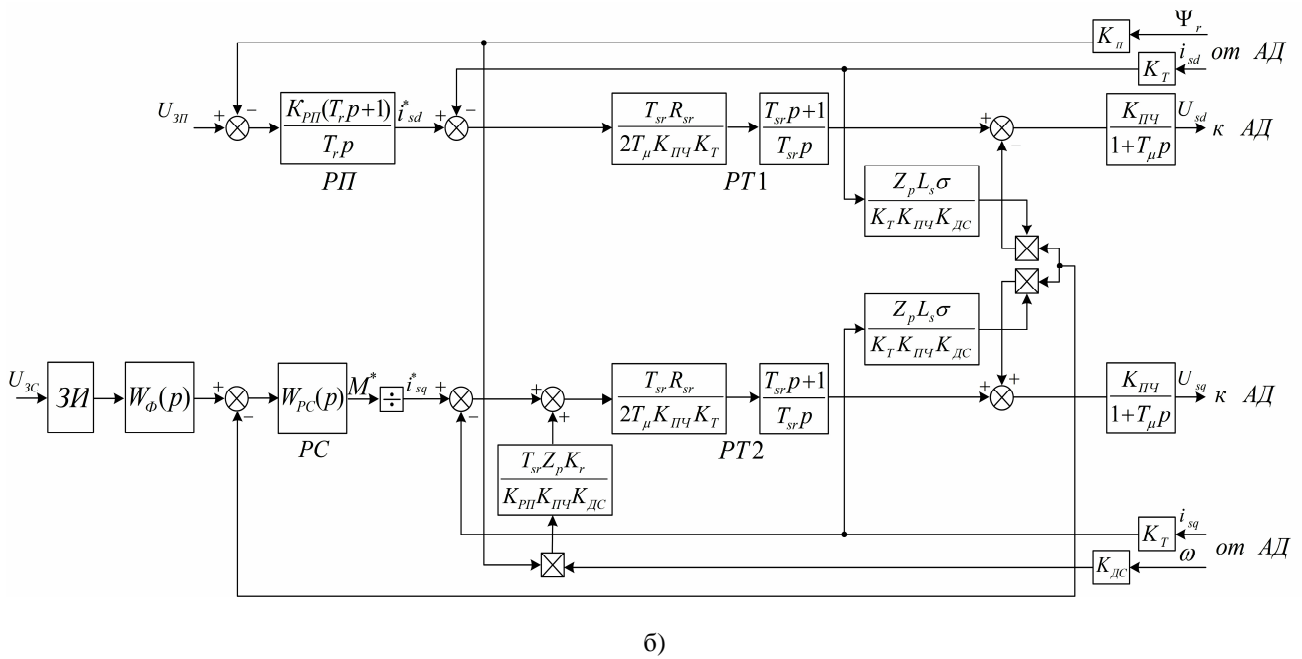
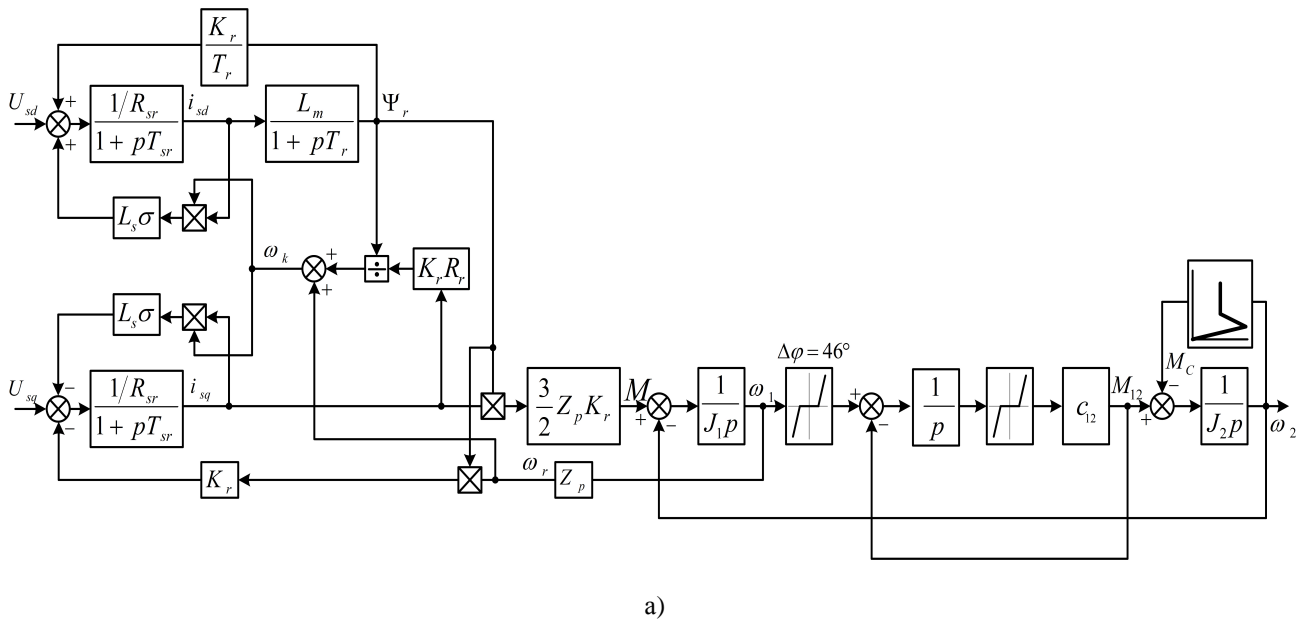


Рис. 7. Структурная схема двухмассового электропривода с АД во вращающейся системе координат, ориентированной по потокусцеплению ротора (а), и система его векторного управления (б)

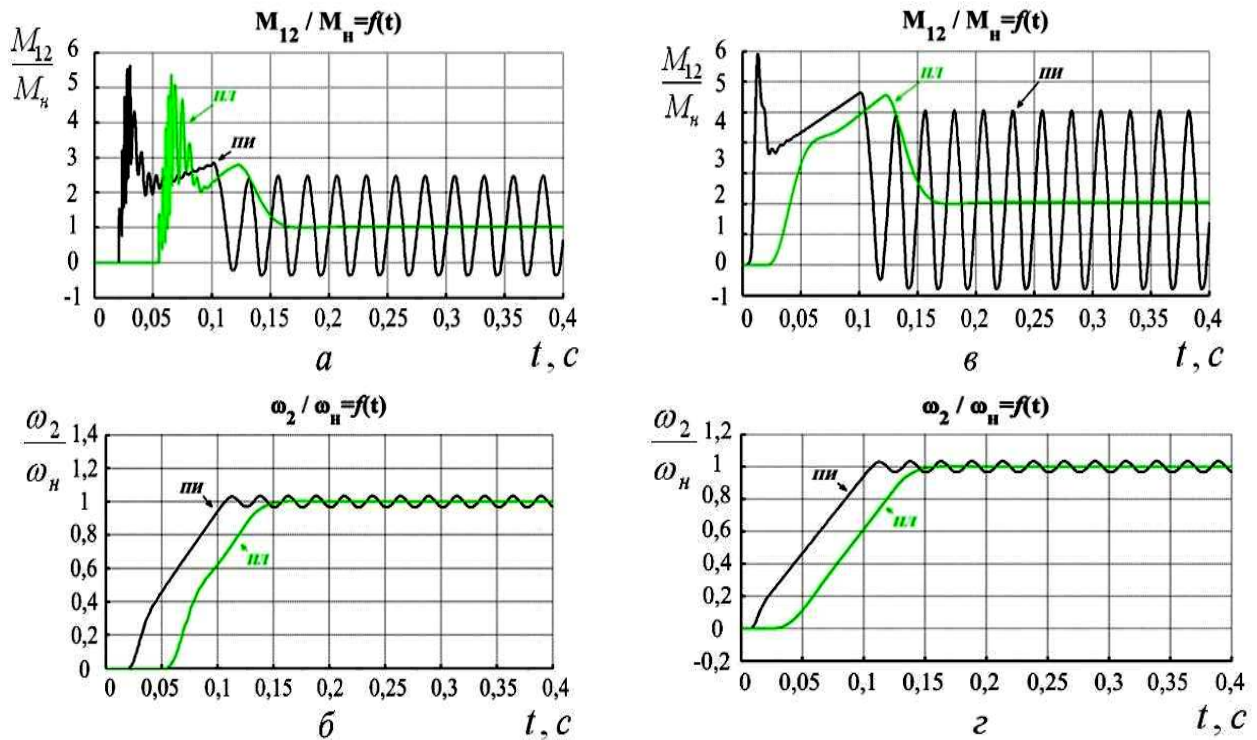


Рис. 8. Графики переходных процессов работы стрелочного перевода в системе с ПИ-регулятором (черный цвет) и ПЛД-регулятором (зеленый цвет) с учетом технологического зазора 46 град (а, б) и без него (в, г)

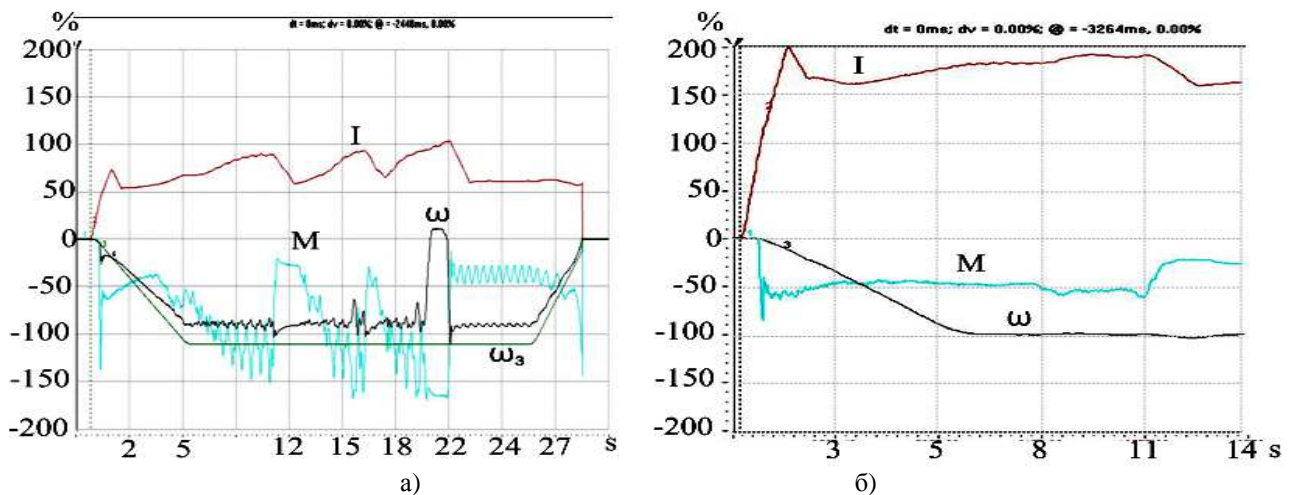


Рис. 9. Осциллограммы момента, скорости и тока двигателя испытательного стенда колесо-рельс в нестационарном режиме с ПИ-регулятором скорости (а) и ПЛД-регулятором скорости (б)

Выводы

1. Обосновано применение метода полиномиальных уравнений для синтеза передаточной функции регулятора скорости частотно-управляемого электропривода для группы механизмов отрасли железнодорожного транспорта с многомассовой механической частью, работающей при нелинейном

характере реактивной нагрузки, включающем падающий участок.

2. Синтезирована передаточная функция астатического регулятора скорости, позволившая уменьшить негативное влияние упругого момента и, как следствие, исключить поломки и ускоренный износ кинематических звеньев, вызванные действием этого фактора.

3. Обоснована необхідність виключення з кінематических ліній звеньев, використовуваних в зв'язі з обмеженими можливостями аналогових систем управління (наприклад, технологічних зазорів, фрикційних муфт і т.п.), що викликають погіршення динамічних якостей приводів механізмів.

4. В результаті проведених досліджень показано доцільність застосування єдиного підходу для розв'язання проблеми фрикційних коливань в різних механізмах транспорту в формі використання передаточної функції регулятора швидкості, синтезованої методом поліноміальних рівнянь.

Список використаних джерел

1. Акимов, Л. В. Динаміка двохмасових систем з нетрадиційними регуляторами швидкості та спостерігачами стану [Текст]: монографія / Л.В. Акимов, В.І. Колотило, В.С. Марков. – Харків: ХГПУ, 2000. – 93 с.
2. Акимов, Л. В. Синтез спрощених структур двохмасових електроприводів з нелінійною навантажкою [Текст] / Л.В. Акимов, В.Т. Долбня, В.Б. Клепиков, А.В. Пирожок; під заг. ред. В.Б. Клепикова. – Харків: НТУ «ХПИ», Запоріжжя, ЗНТУ, 2002. – 160 с.
3. Клепиков, В. Б. Про фрикційні коливання в електроприводах [Текст] / В.Б. Клепиков // Електричність. – 1986. – №4. – С. 59-62.
4. Ключев, В. І. Теорія електропривода [Текст] / В.І. Ключев. – М.: Енергоатомиздат, 2001. – 704 с.
5. Резников, Ю. М. Стрілочні електроприводи електричної та горючої централізації [Текст] / Ю.М. Резников. – М.: Транспорт, 1975. – 152 с.
6. Ренгевич, А. А. Причини поломок осей рудничних електровозів [Текст] / А.А. Ренгевич, П.С. Шахтарь, К.П. Володько // в зб.: Проблеми рудничного транспорту / під ред. Н.С. Полякова. – М.: Госгортехиздат, 1962. – С. 192-203.

Буряковський С. Г. Синтез багатоконтурних систем керування електроприводами залізничних агрегатів та механізмів, що працюють в системі типу пара тертя. У статті запропоновано спільне рішення у вигляді використання методу поліноміальних рівнянь для синтезу передавальної функції астатичного регулятора швидкості системи частотно-регульованого електропривода змінного струму, що сприяє поліпшенню динаміки різних механізмів залізничної галузі з урахуванням ліквідації негативного впливу коливальних режимів.

Ключові слова: залізнична галузь, тяговий привод, привод стрілочного переводу, пара тертя, автоколивальні режими, астатичний регулятор швидкості, метод поліноміальних рівнянь.

Buryakovskiy S.G. Synthesis of multi-loop control systems, electric train units and mechanisms operating in type friction pair system. The article prompted a general solution in the form of using the method of polynomial equations for the synthesis of the transfer function of an astatic regulator variable frequency drive system speed AC, helps to improve the dynamics of the various mechanisms of the railway sector by eliminating the negative impact of the vibrational modes. The analysis of the behavior of systems with traditional setting controls the speed and as a result of the proposed method of synthesis of a polynomial. The research of non-stationary modes of electric drives with narguzki type of friction pair and identified oscillatory processes that lead to the destruction of assemblies and mechanisms. As a result of the research shows the usefulness of a common approach to address the problem of frictional vibrations in various transport mechanisms in the form of use of the transfer function of the speed controller, a synthetic method of polynomial equations.

Keywords: railway industry, traction drive, turnout gear, friction pair, oscillatory modes, astatic speed controller, the method of polynomial equations

Надійшла 01.02.2017 р.

С. Г. Буряковський, к.т.н., професор кафедри «ЕТЕМ», Український державний університет залізничного транспорту, Харків, Україна. E-mail: sergbyr@i.ua

S.G. Buryakovskiy, Ph.D., professor of department «EТЕМ», Ukrainian State University of Railway Transport, Kharkiv, Ukraine. E-mail: sergbyr@i.ua