

А. А. ХУДЯЕВ, канд. техн. наук, доц. НТУ «ХПИ»;
В. В. ПОЛЕНКО, асп. НТУ «ХПИ»;
С. В. ГОЛОБОРОДЬКО, магистрант НТУ «ХПИ»

СТРУКТУРНО-АЛГОРИТМИЧЕСКАЯ СХЕМА ИТЕРАЦИОННОГО ДВУХКАНАЛЬНОГО ЭЛЕКТРОПРИВОДА ПОДАЧИ С ДВУМЯ ВИНТОВЫМИ ПАРАМИ И УЧЕТОМ ПРОЦЕССА РЕЗАНИЯ

Постановка задачи. Для снижения инерционности приводного механизма (ПМ) итерационных многоканальных электроприводов (ЭП) подач с механическими дифференциалами (МД) [1÷3] может быть использован аналогичный итерационный ЭП на базе двухдвигательного безредукторного механизма подачи (МП) с двумя винтовыми парами (ВП) [4]. Относительное повышение быстродействия в таком двухканальном ЭП подачи (по сравнению с дифференциальными ЭП) достигается за счет изменения способа суммирования движений приводов отдельных каналов и применения соответствующей конструкции МП. Кроме того, в итерационном двухканальном ЭП МП с двумя ВП может быть значительно повышена эффективность реализации режима последовательно-параллельной работы отдельных каналов управления, которая в полной мере достигается только в итерационных следящих системах с разделенной нагрузкой [1,5].

В настоящее время для высокоточных итерационных двух- и трехканальных ЭП подачи с типовой настройкой каналов и различными способами суммирования движений отдельных приводов не исследована эффективность возможных вариантов структурных схем системы управления с компенсацией возникающего через объект управления (ОУ) негативного динамического взаимовлияния каналов (ДВВК) по нагрузке и учетом статики и динамики процесса резания (ПР) в режимах механообработки изделия. Не разработаны соответствующие математические и компьютерные модели для анализа электродинамических характеристик таких многоканальных систем и выработки практических рекомендаций. В частности, не выполнено моделирование ПР и не построена соответствующая структурно-алгоритмическая схема итерационного двухканального ЭП подачи с двумя ВП и подчиненной настройкой каналов, которая бы учитывала как компенсацию влияния ДВВК по нагрузке, так и компенсацию податливости и упругих колебаний рабочего органа (РО), обусловленных ПР.

Целью работы является получение линейной математической модели ПР в установившихся режимах подачи и построение структурно-алгоритмической схемы итерационного двухканального ЭП МП с двумя ВП и СПР-настройкой каналов, учитывающей компенсацию как ДВВК по нагрузке, так и статики и динамики ПР, применительно к подаче РО (рабочего стола с изделием) тяжелого координатного многоцелевого металлорежущего станка с ЧПУ особо высокой точности модели 24К70АФ4.

Материал исследования. Итерационный двухканальный ЭП МП с двумя ВП включает первый (основной) К-1 и второй (уточняющий) К-2 каналы управления по углу с соответствующими подчиненными контурами

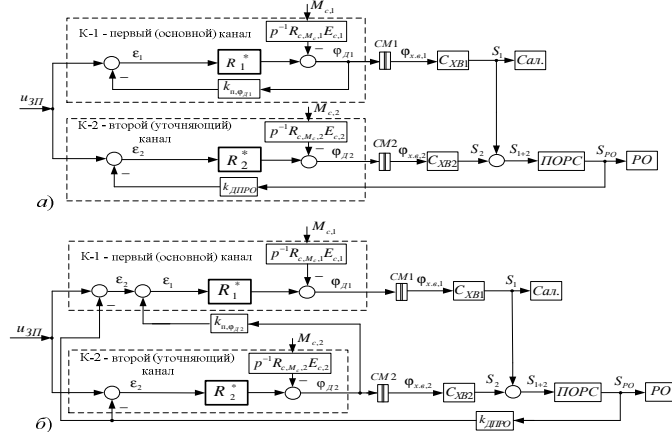


Рис. 1. Варианты обобщенной структурной схемы системы управления итерационного двухканального ЭП МП с двумя ВП применительно к подаче РО станка:
 а – первый вариант; б – второй вариант

станка показаны на рис. 1. Оба варианта структуры предполагают типовую настройку по принципу СПР каналов управления привода подачи и равноценны с точки зрения свойств рассматриваемой двухканальной системы. Вместе с тем, при обязательном наличии в каждом из вариантов датчика положения РО с коэффициентом

© А.А. Худяев, В.В. Поленок, С.В. Голобородько, 2015
 передачи $k_{дпрО}$ [В/м] структуры отличаются использованием в системе различных датчиков положения валов ИД отдельных приводов: $k_{п,φД1}$ или $k_{п,φД2}$ [В/рад].

скорости, настроенными на симметричный оптимум. Основной канал К-1 используется для управления приводом вращения ходового винта (ХВ1) первой ВП (ВП1), а уточняющий канал К-2 – приводом вращения ходового винта (ХВ2) второй ВП (ВП2). Соответствующие исполнительные двигатели (ИД) и винтовые передачи отдельных приводов образуют двухдвигательный МП двухканального привода. Такой двухканальный ЭП при условии компенсации в нем (с помощью блока компенсаторов $C_{12} - C_{21}$) негативного ДВВК по нагрузке, обусловленного наличием общих элементов в ПМ, может быть отнесен к классу собственно итерационных многоканальных систем автоматического управления (САУ) [6].

Варианты обобщенной структурной схемы системы управления итерационного двухканального ЭП МП с двумя ВП применительно к подаче РО

На рис. 1 обозначены: $u_{3П}$ – задающее воздействие по положению, В; $M_{c,1}$ и $M_{c,2}$ – моменты сопротивления нагрузки, преобразованные к выходам разомкнутых контуров положения соответственно первого К-1 и второго К-2 каналов управления, Н·м; $R_i^*(p)$ ($i=1,2$) – линейный дифференциальный оператор (или оператор) разомкнутого контура положения привода i -го канала с учетом соответствующих управляющих и исполнительных элементов и устройств; $R_{c,M_{c,i}}(p)$ и $E_{c,i}(p)$ ($i=1,2$) – операторы соответственно разомкнутого контура скорости по моменту нагрузки $M_{c,i}$ и ошибки контура скорости привода i -го канала; $C_{XB,1}$ и $C_{XB,2}$ – коэффициенты передачи ходовых винтов, входящих соответственно в ВП1 и в ВП2, м/рад; $СМ1$ и $СМ2$ – жесткие соединительные муфты между валами ИД Д1 и Д2 и валами соответствующих винтов ХВ1 и ХВ2; $Сал.$ – специальные салазки МП РО, обеспечивающие возможность установки второго двигателя Д2 и второй ВП и жестко соединенные с ходовой гайкой (ХГ1) ВП1; $ПОРС$ – подвижная опора рабочего стола, жестко соединенная как с рабочим столом, так и с ходовой гайкой (ХГ2) ВП2; $РО$ – рабочий орган ЭП подачи станка; $\Phi_{Д1}$ и $\Phi_{Д2}$ – углы поворота валов соответственно ИД Д1 и Д2, рад; S_1 , S_2 и $S_{РО}$ – перемещения РО, реализуемые отдельными приводами, и результирующее (абсолютное) перемещение (подача) РО, реализуемое МП РО двухканального ЭП, м:

$$S_{РО}(t) = S_{1+2}(t) = S_1(t) \pm S_2(t) = C_{XB1}\Phi_{Д1}(t) \pm C_{XB2}\Phi_{Д2}(t);$$

$p \square d/dt$ – оператор дифференцирования по времени t .

Анализируя потенциальную точность рассматриваемого итерационного двухканального привода с инерционной нагрузкой, из рис. 1 для сигнала ошибки ε_2 воспроизведения $u_{3П}$ двухканальной САУ ЭП несложно получить:

$$\varepsilon_2(t) = u_{3П}(t) - k_{ДПРО}S_{РО}(t) = \varepsilon_{u_{3П},2}(t) + \varepsilon_{M_{c,1},2}(t) + \varepsilon_{M_{c,2},2}(t); \quad (1)$$

$$\varepsilon_{u_{3П},2}(t) = E_1^*(p)E_2^*(p)u_{3П}(t); \quad \varepsilon_{M_{c,1},2}(t) = k_{п,ф,1}p^{-1}R_{c,M_{c,1}}(p)E_{c,1}(p)E_1^*(p)E_2^*(p)M_{c,1}(t); \quad (2)$$

$$\varepsilon_{M_{c,2},2}(t) = k_{п,ф,2}p^{-1}R_{c,M_{c,2}}(p)E_{c,2}(p)E_2^*(p)M_{c,2}(t), \quad (3)$$

где $\varepsilon_{u_{3П},2}$ и $\varepsilon_{M_{c,1},2}$, $\varepsilon_{M_{c,2},2}$ – составляющие установившегося значения ошибки двухканальной системы соответственно по управляющему сигналу $u_{3П}(t)$ и от действия моментов нагрузки $M_{c,1}$ и $M_{c,2}$, В; $E_i^*(p)$ ($i=1,2$) – оператор ошибки по задающему воздействию контура положения i -го канала, приведенного к единичной обратной связи (ОС): $E_i^*(p) = [1 + k_{п,ц,i}R_i^*(p)]^{-1}$; $k_{п,ф,i}$ ($i=1,2$) – коэффициент преобразования углового положения вала двигателя в соответствующий сигнал ОС по положению i -го канала, В/рад:

а) для первого варианта структуры: $k_{п,ф,1} = k_{п,ф,Д1}$, $k_{п,ф,2} = k_{ДПРО}C_{XB2}$;

б) для второго варианта структуры: $k_{п,ф,i} = k_{ДПРО}C_{XB,i}$, $i=1,2$.

Сигнал ошибки аналогичного одноканального ЭП подачи (основного канала управления К-1 в автономном режиме работы) имеет вид:

$$\varepsilon_1(t) = u_{3П}(t) - k_{ДПРО}S_1(t) = \varepsilon_{u_{3П},1}(t) + \varepsilon_{M_{c,1},1}(t); \quad (4)$$

$$\varepsilon_{u_{3П},1}(t) = E_1^*(p)u_{3П}(t); \quad \varepsilon_{M_{c,1},1}(t) = k_{п,ф,1}p^{-1}R_{c,M_{c,1}}(p)E_{c,1}(p)E_1^*(p)M_{c,1}(t), \quad (5)$$

где $\varepsilon_{u_{3П},1}$ и $\varepsilon_{M_{c,1},1}$ – составляющие установившегося значения сигнала ошибки одноканальной системы (основного канала К-1) соответственно по управляющему сигналу $u_{3П}$ и от действия момента нагрузки $M_{c,1}$ на валу ИД Д1.

Из сравнения уравнений (1)÷(3) и (4), (5) для ошибки ε_2 можно записать

$$\varepsilon_2(t) = E_2^*(p)\varepsilon_1(t) + k_{п,ф,2}p^{-1}R_{c,M_{c,2}}(p)E_{c,2}(p)E_2^*(p)M_{c,2}(t). \quad (6)$$

Из (6) с учетом (2) и (3) нетрудно видеть, что при достаточно широкополосном втором, уточняющем канале К-2, когда $E_2^*(p) \rightarrow 0$, для двухканальной системы выполняется:

$$\varepsilon_{u_{3П},2}(t) \rightarrow 0, \quad \varepsilon_{M_{c,1},2}(t) \rightarrow 0 \quad \text{и} \quad \varepsilon_2(t) \rightarrow \varepsilon_{M_{c,2},2}(t), \quad (7)$$

т.е. в двухканальной САУ ЭП подачи с инерционным РО на выходе контура положения уточняющего канала К-2 потенциально может быть обеспечена одновременная компенсация сигналов ошибок, обусловленных как воспроизведением задающего воздействия $u_{3П}$, так и действием момента нагрузки $M_{c,1}$ в основном канале управления К-1. Ошибка от момента нагрузки $M_{c,2}$, действующего в самом уточняющем канале К-2, при определенных стандартных настройках канала может оставаться некомпенсированной. В этом смысле каналы управления двухканальной САУ ЭП неравноценны.

Вместе с тем, из выражений (6) и (7) видно, что при относительном уменьшении уровня нагрузки в уточняющем канале К-2 или при применении регуляторов положения канала, позволяющих скомпенсировать момент нагрузки $M_{c,2}$, в рассматриваемом двухканальном ЭП подачи может быть достигнуто существенное повышение точности управления инерционным объектом по сравнению с аналогичным по назначению традиционным одноканальным ЭП МП станка.

Предполагается, что в основном канале К-1 двухканального ЭП, как и в аналогичном традиционном одноканальном ЭП подачи, используется современный комплектный транзисторный ЭП постоянного тока с силовой частью типа ШИП-ДПТ, например модуль регулирования серии MR-DC, а в уточняющем канале К-2 – широкосполосный ЭП переменного тока с частотно-токовым векторным управлением (типа ПЧТ-АД). В качестве ИД Д1 основного и Д2 уточняющего приводов двухканального ЭП могут быть использованы соответственно высокомоментный ДПТ с постоянными магнитами серии 2ПБВ типа 2ПБВ132S ($P_{ном,1} = 1,94$ кВт), устанавливаемый на станки моделей 24К60АФ4 и 24К70АФ4, и сопоставимый по мощности АД с короткозамкнутым ротором типа АИР112МВ8 специального исполнения ($P_{ном,2} = 3$ кВт).

Упрощенные структурно-функциональные схемы предлагаемого итерационного двухканального ЭП МП с двумя ВП и аналогичного одноканального (автономного) ЭП применительно к подаче РО станка показаны на рис. 2. На рисунке: $PPI1$, $PPI2$ и PP – П-регуляторы положения соответственно первого, второго и автономного приводов; $OKC1$, $OKC2$ и OKC – оптимизированные контуры скорости тех же приводов; $ДП1$ и $ДПРО$ – датчики положения вала двигателя Д1 и линейного перемещения РО; ϵ_1 , ϵ_2 и δ – ошибки по положению привода основного канала К-1, двухканального ЭП и одноканального ЭП; $J_{\Sigma,1}$, $J_{\Sigma,2}^*$ и $J'_{\Sigma,авт}$ – суммарные моменты инерции ПМ, приведенные соответственно к валам ИД Д1 и Д2 при их совместной работе в составе двухканального ЭП и к валу двигателя Д одноканального ЭП:

$J_{\Sigma,1} = 0,458116 \text{ кг} \cdot \text{м}^2$, $J_{\Sigma,2}^* = 0,0518708 \pm 0,0253303 \text{ кг} \cdot \text{м}^2$, $J'_{\Sigma,авт} = 0,346663 \text{ кг} \cdot \text{м}^2$. Отметим, что структурно-функциональная схема двухканального ЭП соответствует первому варианту обобщенной структурной схемы системы управления итерационного двухканального ЭП МП с двумя ВП (см. рис. 1, а).

Построение и расчет операторов компенсирующих перекрестных связей (КПС) для двухканального ЭП подачи с двумя ВП выполнено в работе [4]. Операторы моделей КПС (блока компенсаторов $C_{12} - C_{21}$), компенсирующих негативное взаимовлияние по нагрузке между основным К-1 и уточняющим К-2 каналами, при условии пренебрежения ОС по ЭДС E_1 двигателя Д1 определяются соотношениями:

$$C_{12}(p) = \pm k_1^* \frac{2T_{\mu,1}p+1}{2T_{\mu,2}p+1} = \pm \left(\frac{k_1^* T_{r,1}p}{T_{r,2}p+1} + \frac{k_1^*}{T_{r,2}p+1} \right); \quad C_{21}(p) = k_2 \frac{2T_{\mu,2}p+1}{2T_{\mu,1}p+1} = \frac{k_2 T_{r,2}p}{T_{r,1}p+1} + \frac{k_2}{T_{r,1}p+1}; \quad (8)$$

$$T_{\mu,1} = T_{ШИП,1} = 8,333 \cdot 10^{-5} \text{ с}; \quad T_{\mu,2} = T_{ШИП,2} = 3,125 \cdot 10^{-5} \text{ с},$$

где знаки «+» и «-» в правой части первого соотношения соответствуют согласному и встречному вращениям ИД Д2 по отношению к вращению ИД Д1. Из (8) нетрудно видеть, что модели КПС обладают возможностью их реальной технической реализации и могут быть легко учтены в структуре системы управления.

Рассмотрим построение модели ПР применительно к режиму торцового фрезерования. Известно [7÷9], что для режима фрезерования динамическая характеристика резания (оператор резания) приближенно определяется соотношениями:

$$P_z(t) = W_p(p)a(t), \quad W_p(p) = \frac{K_p}{T_p p+1}; \quad a(t) = \sin \varphi s_z(t); \quad K_p = K \cdot b = K \frac{t_p}{\sin \varphi}; \quad T_p = m_{н.смп} \cdot \frac{\bar{a} \cdot \xi_0}{V_p}, \quad (9)$$

где P_z – главная (тангенциальная или окружная) составляющая силы резания при фрезеровании, приходящаяся на один зуб фрезы, Н/зуб; K_p – коэффициент резания, Н/мм; T_p – постоянная времени резания (стружкообразования), с; a – толщина срезаемого слоя (или толщина среза) обрабатываемой поверхности, мм/зуб; \bar{a} – среднее значение толщины среза, мм/зуб; s_z – подача РО на один зуб фрезы, мм/зуб; K – нормативная

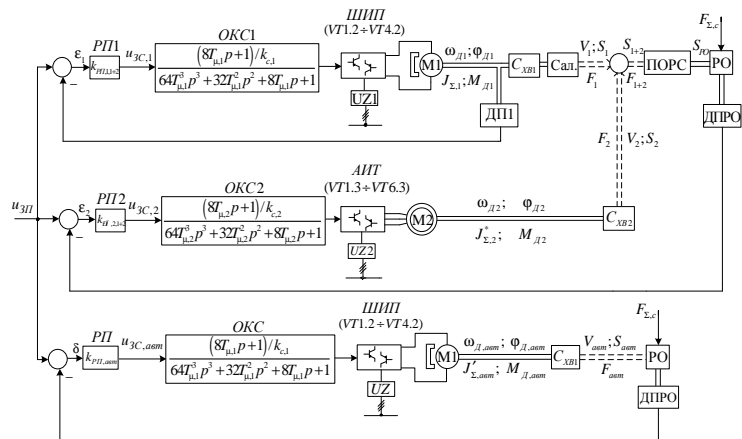


Рис. 2. Упрощенные структурно-функциональные схемы итерационного двухканального ЭП МП с двумя ВП и аналогичного одноканального (автономного) ЭП применительно к подаче РО станка

удельная сила резания, Н/мм²; b – ширина срезаемого слоя, мм; t_p – заданная глубина резания, мм; ϕ – угол наклона главной режущей кромки резца к направлению подачи (или главный угол в плане), угл. град; $m_{н.сmp}$ – постоянный коэффициент, характеризующий динамическую нестационарность условий стружкообразования, когда толщина стружки изменяется по ее длине ($m_{н.сmp}=1\div4,5$ для стали; $m_{н.сmp}=1\div3,5$ для меди); ξ_0 – нормативный коэффициент [9], характеризующий среднее значение усадки стружки ($\xi_0=2,5\div4,5$ для углеродистой стали; $\xi_0=4\div8$ для меди); V_p – скорость резания, представляющая собой окружную (линейную) скорость вращения фрезы, мм/с.

Значения V_p для различных режимов обработки изделия рассчитываются по эмпирическим формулам [8], приближенное значение может быть определено из соотношения: $V_p = 1 \cdot 10^{-3} \pi D \cdot n_\phi$ [м/мин], где n_ϕ – заданная частота вращения фрезы, об/мин; D – стандартный диаметр фрезы, мм.

Тогда, учитывая нормативные коэффициенты для заданного типа фрезерования [8] и зная технические параметры фрезы, находим

$$P_h(t) = k_{hz} P_z(t); \quad (10)$$

$$s_z(t) = z^{-1} s_{об}(t) = t_{s_z} V_M(t); \quad V_M(t) = n_\phi s_{об}(t) = k_{V,масш} V_{PO}^*(t); \quad t_{s_z} = (z \cdot n_\phi)^{-1}; \quad k_{V,масш} = 6 \cdot 10^4, \quad (11)$$

где k_{hz} – нормативный коэффициент преобразования окружной силы резания P_z в силу подачи P_h ; V_{PO}^* – действительная (фактическая) скорость подачи РО, реализуемая приводом, м/с; V_M – так называемая минутная подача (или минутная скорость подачи) изделия, мм/мин; $s_{об}$ – подача РО на один оборот фрезы, мм/об; t_{s_z} – расчетное минутное время подачи РО на один зуб фрезы, мин/зуб; z – число зубьев фрезы.

Выражение (10) с учетом (9) позволяет привести горизонтальную составляющую окружной силы резания (силу подачи) P_h к скорости подачи РО:

$$P_h(t) = k_{hz} \sin \phi W_p(p) s_z(t) = W_{P_h}(p) V_{PO}^*(t), \quad (12)$$

откуда для оператора силы подачи РО с учетом (11) получаем

$$W_{P_h}(p) = k_{hz} k_{V,масш} t_{s_z} \sin \phi W_p(p) = \frac{6 \cdot 10^4 \cdot k_{hz} \sin \phi}{z \cdot n_\phi} \cdot \frac{K_p}{T_p p + 1}. \quad (13)$$

Предположим, что в состоянии динамического равновесия процесса резания податливость фрезы в направлении подачи РО исключается. Тогда вынужденные продольные колебания упругой механической системы (УМС) РО-резец определяются только податливостью системы МП-РО и приближенно могут быть описаны уравнением второго порядка [10]:

$$m p^2 x(t) + (R'_0 + \beta) p x(t) + c x(t) = P_h(t), \quad (14)$$

где x – дополнительное перемещение (или смещение) системы МП-РО вследствие какого-либо возмущения от действия силы подачи P_h в мгновение t_0 , мм/зуб:

$$x(t) = \Delta S_{PO}(t) = S_{PO}(t) - S_{PO}^*(t); \quad (15)$$

S_{PO} и S_{PO}^* – соответственно заданное (расчетное) и фактическое положения РО в текущее мгновение t ($t > t_0$), мм/зуб; m – приведенная масса механической системы МП-РО, включающая в себя массу РО, салазок и ПОРС, $m_{макс} = 9500$ кг; R'_0 – тангенс угла наклона характеристики трения резания R_0 в состоянии равновесия движения системы РО-резец, приведенного к скорости подачи РО, $R'_0 = dR_0/dV_{PO}^*$, Н·с/м; c – приведенный коэффициент жесткости системы МП-РО, определяемый суммарной осевой жесткостью последовательно соединенных первой и второй винтовых передач привода, $c_{макс} = 300,318 \cdot 10^3$, Н/мм; β – приведенный коэффициент вязкого трения, определяемый суммой различных неупругих сил, пропорциональных скорости смещения $\dot{x} \equiv px$, Н·с/м.

Значения и характеристики продольной силы трения резания R_0 для различных марок стали и технологических параметров фрезерования могут быть определены соответственно по эмпирическим [11] и экспериментальным [12] зависимостям.

Фактическая скорость подачи V_{PO}^* с учетом (15) приближенно может быть определена из соотношений:

$$V_{PO}^*(t) = V_{PO}(t) - \Delta V_{PO}(t); \quad \Delta V_{PO}(t) = k_{\Delta V, \Delta S} k_{\Delta S, масш} \Delta S_{PO}(t); \quad (16)$$

$$k_{\Delta V, \Delta S} = (60 \cdot t_{s_z})^{-1} = z \cdot n_\phi / 60; \quad k_{\Delta S, масш} = 1 \cdot 10^{-3}, \quad (17)$$

где V_{PO} и ΔV_{PO} – соответственно заданная (расчетная) скорость подачи и скорость смещения РО, м/с; $k_{\Delta V, \Delta S}$ – коэффициент преобразования упругого смещения системы МП-РО в ее скорость смещения, зуб/с.

Из (14)÷(17) получаем оператор скорости упругого смещения РО:

$$\Delta V_{PO}(t) = W_{\Delta V_{PO}}(p)P_h(t); \quad W_{\Delta V_{PO}}(p) = k_{\Delta V, \Delta S} k_{\Delta S, \text{масш}} W_{УМС}(p) = \frac{z \cdot n_{\phi}}{6 \cdot 10^4} \cdot \frac{K_{УМС}}{T_1 p^2 + T_2 p + 1}; \quad (18)$$

$$T_1 = T_0^2 = 1 \cdot 10^{-3} m c^{-1} [c^2]; \quad T_2 = 2\xi T_0 = 1 \cdot 10^{-3} (R'_0 + \beta) c^{-1} [c]; \quad K_{УМС} = c^{-1}, \quad (19)$$

где $W_{УМС}(p)$ и $K_{УМС}$ [мм/Н] – оператор и коэффициент передачи (податливость) УМС; T_0 и ξ – период собственных недемпфированных колебаний и коэффициент демпфирования УМС, $T_0 = \sqrt{1 \cdot 10^{-3} m/c}$, с.

Подставляя (12) в первое уравнение (18), для оператора модели ПР, связывающего фактическую скорость подачи РО и скорость упругого смещения РО, с учетом (9), (13), второго уравнения (18) и (19) находим

$$\Delta V_{PO}(t) = W_{\Delta V, V^*}(p) V_{PO}^*(t); \quad W_{\Delta V, V^*}(p) = W_{\Delta V_{PO}}(p) W_{P_h}(p) = \frac{K_{\Delta V, V^*}}{(T_p p + 1)(T_1 p^2 + T_2 p + 1)}, \quad (20)$$

где $K_{\Delta V, V^*}$ – безразмерный коэффициент передачи ПР: $K_{\Delta V, V^*} = k_{hz} \sin \phi K_p K_{УМС} = K \cdot k_{hz} \cdot t_p / c$.

Тогда, согласно первому соотношению выражения (16) и формулам (20), оператор, связывающий фактическую и заданную (расчетную) скорости подачи РО, принимает вид

$$V_{PO}^*(t) = W_{V^*, V}(p) V_{PO}(t); \quad W_{V^*, V}(p) = \frac{1}{1 + W_{\Delta V, V^*}(p)} = \frac{T_p T_1 p^3 + (T_1 + T_p T_2) p^2 + (T_p + T_2) p + 1}{T_p T_1 p^3 + (T_1 + T_p T_2) p^2 + (T_p + T_2) p + 1 + K_{\Delta V, V^*}}, \quad (21)$$

откуда для оператора модели эталонного (условного) компенсатора ПР $W_{\text{ЭКПП}}(p)$ получаем

$$V_{PO}(t) = W_{\text{ЭКПП}}(p) V_{PO}^*(t); \quad (22)$$

$$W_{\text{ЭКПП}}(p) = W_{V^*, V}^{-1}(p) = \frac{(1 + K_{\Delta V, V^*}) \left(\frac{T_p T_1}{1 + K_{\Delta V, V^*}} p^3 + \frac{T_1 + T_p T_2}{1 + K_{\Delta V, V^*}} p^2 + \frac{T_p + T_2}{1 + K_{\Delta V, V^*}} p + 1 \right)}{T_p T_1 p^3 + (T_1 + T_p T_2) p^2 + (T_p + T_2) p + 1}. \quad (23)$$

Из (20), (22) и (23) нетрудно видеть, что в теоретически идеализированных случаях бесконечно большой жесткости системы МП-РО, когда $c \rightarrow \infty$, или равенства нулю любого из параметров, входящих в числитель второго соотношения (20), коэффициент передачи ПР $K_{\Delta V, V^*} = 0$, $W_{\text{ЭКПП}}(p) = 1$, и процесс резания не оказывает никакого влияния на качество продольной подачи РО станка двухканальным приводом!

Результаты исследования. Структурно-алгоритмическая схема компенсированного итерационного двухканального ЭП подачи с двумя ВП и подчиненной настройкой каналов управления, построенная с учетом ДВБК по нагрузке, операторов КПС (8), операторов ПР (13) и (18), и оператора компенсатора ПР (23), приведена на рис. 3. На рисунке пунктирными линиями упрощенно показаны связи, обеспечивающие возможность реализации в итерационном режиме управления последовательно-параллельного подключения уточняющего канала К-2 к работе основного канала К-1 для более эффективной работы двухканального привода в зоне средних и больших перемещений РО. Кроме того, штрихпунктирной линией также упрощенно показана возможность реализации автоматического подключения в систему управления собственной ОС по положению канала К-2 от датчика положения $k_{п, \phi Д2}$ вала ИД Д2. Такое подключение разгружает и нормализует работу уточняющего привода в режимах его насыщения по положению, соответствующих значениям управляющего сигнала ε_2 , превышающим допустимые границы движения (устанавливаются блоком БОП2) второй винтовой пары ВП2.

При этом в двухканальной САУ реализуется переход от итерационного режима работы к режиму независимой параллельной работы каналов К-1 и К-2. На рис. 3 помимо традиционно принятых и введенных в работе обозначений дополнительно показаны: OP – оператор резания; $ОУМК$ – оператор упругих механических колебаний системы РО-резец; $ФСП РО$ – формирователь силы подачи РО P_h ; $ФСУС РО$ – формирователь скорости упругого смещения РО; $ФМН ХВ1$ и $ФМН ХВ2$ – формирователи моментов нагрузки, приведенных соответственно к ХВ1 и ХВ2; $ЭКПП$ – эталонный (условный) компенсатор процесса резания. Разработанная структурно-алгоритмическая схема итерационного двухканального ЭП подачи с двумя ВП и учетом моделей компенсатора ДВБК по нагрузке и компенсатора ПР позволяет создать адекватную компьютерную модель соответствующей высокоточной итерационной двухканальной системы управления для ЭП подач станков моделей 24К60АФ4 и 24К70АФ4. - Компьютерное моделирование, в свою очередь, позволит выполнить построение электродинамических характеристик, необходимых для исследования привода, и провести сравнительный анализ потенциальной эффективности (с точки зрения повышения быстродействия и точности управления) предлагаемого двухканального ЭП подачи по сравнению с аналогичными традиционными одноканальными ЭП подачи, устанавливаемыми на металлорежущие станки данного типа.

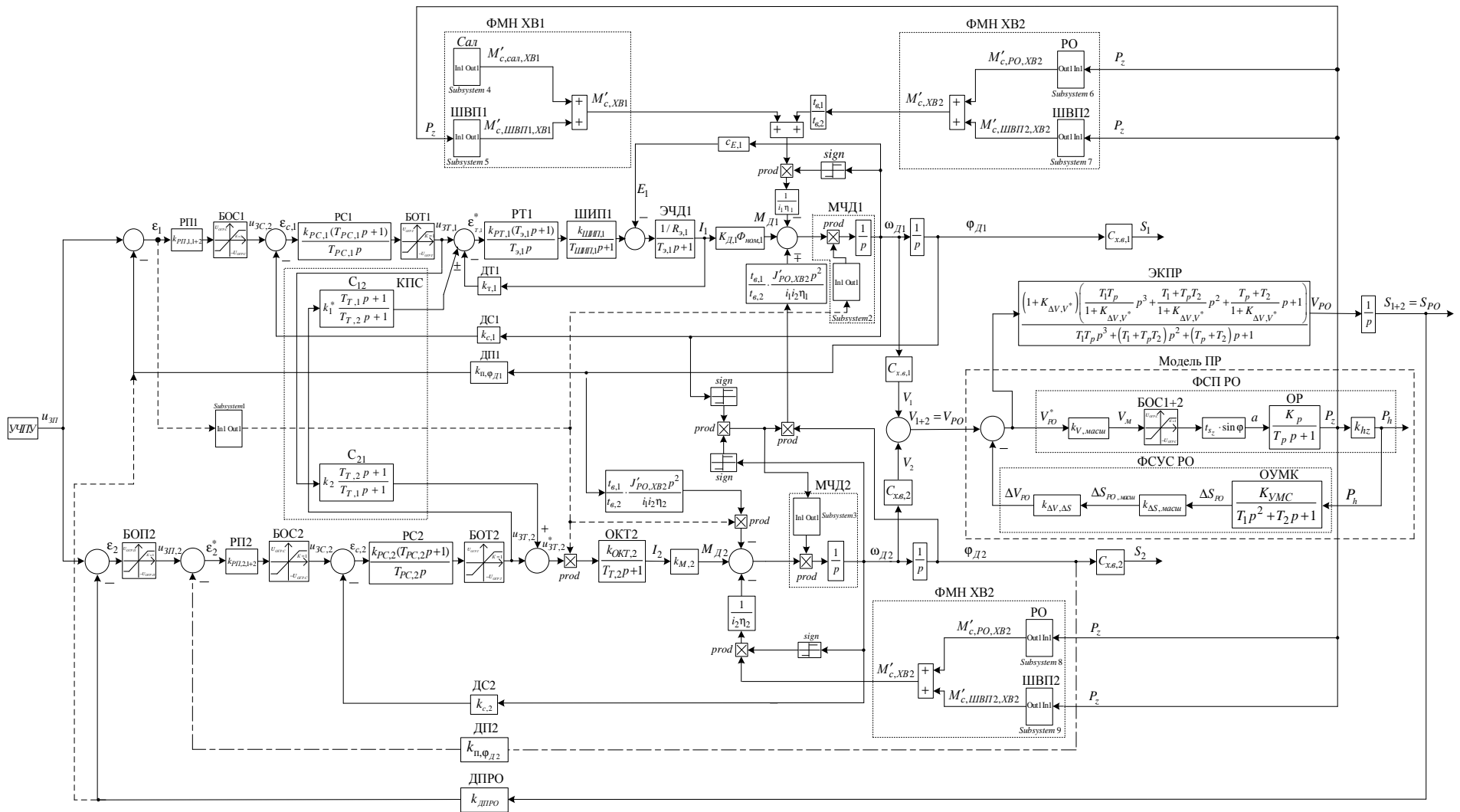


Рис. 3. Структурно-алгоритмическая схема компенсированного итерационного двухканального электропривода МП с двумя ВП и учетом модели процесса резания применительно к подаче РО станка

Выводы. 1. На основании обобщенной структурной схемы системы управления выполнен анализ потенциальной точности двухканального электропривода МП с двумя ВП, построенного по итерационному принципу. Показано, что при достаточно широкополосном втором, уточняющем канале К-2 в итерационном двухканальном ЭП подачи РО станка может быть получена точность воспроизведения управляющего сигнала по положению, недостижимая в аналогичных по назначению традиционных одноканальных ЭП подачи.

2. Приведены упрощенные структурно-функциональные схемы предлагаемого итерационного двухканального ЭП МП с двумя ВП и аналогичного одноканального (автономного) ЭП применительно к подаче РО станка.

3. Получена линейная математическая модель процесса резания для установившихся режимов подачи РО станка при механообработке (фрезеровании) изделия. Модель ПР при определенных допущениях может быть представлена линейным дифференциальным оператором 3-го порядка $W_{V^*,V}(p)$ вида (21), связывающим фактическую и заданную (расчетную) скорости подачи РО.

Показано, что оператор ПР $W_{V^*,V}(p)$ представляет собой произведение операторов:

силы подачи РО $W_{P_h}(p)$ вида (13) и скорости упругого смещения РО $W_{\Delta V_{PO}}(p)$ вида (18), определяющих статику и динамику упругой механической системы РО-резец. Получен линейный дифференциальный оператор 3-го порядка модели эталонного (условного) компенсатора ПР.

4. Построена структурно-алгоритмическая схема итерационного двухканального ЭП подачи с двумя ВП и СПР-настройкой каналов, учитывающая как компенсацию влияния ДВБК по нагрузке, так и компенсацию статики и динамики ПР в режимах механообработки изделия. Построенная структура позволяет создать соответствующую адекватную компьютерную модель привода, на основании которой может быть выполнена оценка потенциальной точности и проведен сравнительный анализ эффективности предлагаемого двухканального ЭП подачи.

Список литературы: 1. Кузнецов Б. И. Проектирование многоканальных систем оптимального управления / Б. И. Кузнецов, Б. В. Новоселов, И. Н. Богаенко и др. – К.: Техніка, 1993. – 245 с. 2. Худяев А. А. Высокоточный трехканальный дифференциальный электропривод с подчиненным регулированием для механизма подачи обрабатываемого центра / А. А. Худяев, Д. А. Пшеничников, В. В. Поленок // Сб. научных трудов «Вестник НТУ «ХПИ». Тематический выпуск. – 2013. – № 36 (1009). – С. 202–206. 3. Худяев А. А. Высокоточная квазиитерационная двухканальная электромеханическая система с механическим дифференциалом / А. А. Худяев, Т. Ю. Кунченко // Техническая электродинамика. – 2015. – № 1. – С. 21–28. 4. Худяев А. А. Математическая модель движения итерационного двухканального электропривода механизма подачи с двумя винтовыми парами / А. А. Худяев // Сб. научных трудов «Вестник НТУ «ХПИ». Тематический выпуск. – 2015. – № 12 (1121) – С. 83–88. 5. Александров Е. Е. Оптимизация электромеханических систем с упругими элементами: Монография / Е. Е. Александров, Б. И. Кузнецов, А. Е. Радиевский и др. – Х.: ИМИС, 1995. – 304 с. 6. Кузнецов Б. И. Многоканальные итерационные системы управления: Монография / Б. И. Кузнецов, А. А. Худяев, И. Н. Богаенко и др. – К.: НПК «КИА», 1998. – 224 с. 7. Орликов М. Л. Динамика станков / М. Л. Орликов. – 2-е изд., перераб. и доп. – К.: Выща шк., 1989. – 272 с. 8. Справочник технолога машиностроителя. В 2-х т. Т.2 / Под ред. А. Г. Косиловой и Р. К. Мецержякова. – 4-е изд., перераб. и доп. – М.: Машиностроение, 1985. – 496 с. 9. Кудинов В. А. Динамика станков / В. А. Кудинов. – М.: Машиностроение, 1967. – 359 с. 10. Худяев А. А. Устойчивость системы «резец-деталь» в приводах подат металлорежущих станков / А. А. Худяев // Автоматика. Автоматизация. Электротехнические комплексы и системы. – 2001. – № 1 (8). – С. 79–85. 11. Расторгуев Д. А. Определение сил резания при фрезеровании электроизоляционного картона / Д. А. Расторгуев и И. В. Кузьмич // Сб. научн. трудов «Вектор науки ТГУ». – 2014. – № 4 (30). – С. 37–43. 12. Анохина А. Ю. Исследование составляющих компонентов силы резания и силы трения при высокоскоростной механической обработке / А. Ю. Анохина. – <http://uran.donetsk.ua/~masters/2009/mech/anokhina/library/article8.htm>.

Bibliography (transliterated): 1. Kuznecov, B. I., Novoselov, B. V., Bogaenko, I. N. and oth. *Proektirovanie mnogokanal'nyh sistem optimal'nogo upravlenija*. Kyiv: Tehnika, 1993. Print. 2. Hudjaev, A. A., Pshenichnikov, D. A. and Polenok, V. V. "Vysokotochnyj trehkanal'nyj differencial'nyj jelektroprivod s podchinennym regulirovaniem dlja mehanizma podachi obrabatyvayushchego centra." *Sb. nauchnyh trudov «Vestnik NTU «HPI». Tematicheskij vypusk»*. No. 36 (1009). 2013. 202–206. Print. 3. Hudjaev, A. A. and Kunchenko, T. Yu. "Vysokotochnaja kvaziiteracionnaja dvuhkanal'naja jelectromehaničeskaja sistema s mehanicheskim differencialom." *Tehnicheskaja jelectrodinamika*. No. 1. 2015. 21–28. Print. 4. Hudjaev, A. A. "Matematicheskaja model' dvizhenija iteracionnogo dvuhkanal'nogo jelektroprivoda mehanizma podachi s dvumja vintivymi parami." *Sb. nauchnyh trudov «Vestnik NTU «HPI». Tematicheskij vypusk»*. No. ... (...). 2015. ...–... Print. 5. Aleksandrov, E. E., Kuznecov, B. I., Radievskij, A. E. and oth. *Optimizacija jelectromehaničeskikh sistem s uprugimi jelementami*. Kharkiv: IMIS, 1995. Print. 6. Kuznecov, B. I., Hudjaev, A. A., Bogaenko, I. N. and oth. *Mnogokanal'nye iteracionnye sistemy upravlenija*. Kyiv: NPK "KIA", 1998. Print. 7. Orlikov, M. L. *Dinamika stankov*. Kyiv: Vyshcha shk., 1989. Print. 8. Kosilova, A. G., Meshcherjakov, R. K. *Spravochnik tehnologa mashinostroitelja*. In 2 vol. Vol.2. Moscow: Mashynostroenie, 1985. Print. 9. Kudinov, V. A. *Dinamika stankov*. Moscow: Mashynostroenie, 1967. Print. 10. Hudjaev A. A. "Ustojchivost' sistemy «rezec-detall» v privodah podach metallovezhushchih stankov." *Avtomatika. Avtomatizacija. Jelectrotehnicheskie komplekсы i sistemy*. No. 1 (8). 2001. 79–85. Print. 11. Rastorguev, D. A. "Opredelenie sil rezanija pri frezerovanii jelektroizoljacionnogo kartona." *Sb. nauchn. trudov «Vektor nauki TGU»*. No. 4 (30). 2014. 37–43. Print. 12. Anokhina A. Yu. Issledovanie sostavlajushchih komponentov sily rezanija i sily trenija pri vysokoskorostnoj mehanicheskoj obrabotke. – <http://uran.donetsk.ua/~masters/2009/mech/anokhina/library/article8.htm>.

Поступила (received) 07.08.2015