
Системи приводів. Технологія і обладнання машинобудівного виробництва. Мехатроніка

УДК 621.224

З.Я. Лурье, д-р техн. наук,
А.И. Гасюк, канд. техн. наук,
В.А. Булгаков, канд. техн. наук,
Л.Н. Цехмистро, канд. техн. наук,
Цента Е.Н., канд. техн. наук

Национальный технический университет
«Харьковский политехнический институт», Харьков, Украина

РАБОЧИЙ ПРОЦЕСС МЕХАТРОННОГО ГИДРОПРИВОДА РАБОЧЕГО КОЛЕСА ПОВОРОТНОЛОПАСТНОЙ ГИДРОТУРБИНЫ И ПУТИ ЕГО УЛУЧШЕНИЯ

WORKING PROCESS OF MECHATRONIC HYDRAULIC DRIVE OF KAPLAN HYDROTURBINE RUNNER AND WAYS OF ITS IMPROVEMENT

Исследуется рабочий процесс мехатронного гидропривода рабочего колеса на основе усовершенствованной математической модели. Улучшение показателей качества динамических характеристик обеспечено вводом в устройство управления двух ПИД-регуляторов с дифференциальным изодромным каналом настройки. Отработка малых перемещений поршня сервомотора (малых углов поворота лопастей) с достаточной для практики точностью достигнута путем постановки и решения задачи динамического синтеза корректирующего устройства. Значения синтезированной кривой вводятся в программное обеспечение компьютерной системы и в процессе работы поступают в пропорциональный канал ПИД, превращая его в корректирующее устройство. При этом одновременно достигнута инвариантность рабочего процесса относительно вредного влияния увеличения газосодержания в двухфазной рабочей жидкости до 15%.

Ключевые слова: математическая модель, мехатронный гидропривод, рабочее колесо, ПИД-регулятор, поворотлопастная гидротурбина, корректирующее устройство, оптимизация, синтез.

Введение

В мировой и отечественной практике создания гидротурбинного оборудования в части систем управления определилась тенденция по пути внедрения более совершенных гидроустройств, средств вычислительной техники, включая ЭВМ. Такое развитие направлено на обеспечение возрастающих требований к техническому уровню и к эксплуатации гидротурбин. Это позволяет существенно сократить количество гидроаппаратов, механических элементов (тросов, рычагов, кулачков и др.) и передать их функции электротехническим устройствам, управляющей электронике, программному обеспечению ЭВМ. Появилась возможность разрабатывать мехатронные системы с улучшенными динамическими характеристиками, чему и посвящена настоящая статья.

Анализ литературных источников

В работе [1] излагается методика расчета динамических характеристик систем управления гидротурбинами на основе математической модели, представленной линеаризованными уравнениями в приращениях. Точность расчета такого подхода определяется выбранной точкой линеаризации и величиной приращения. Авторы отмечают,

что при оценке устойчивости можно пользоваться такой моделью. Однако с появлением компьютерных систем линеаризованная математическая модель может служить лишь для предварительных расчетов и исследований, выбора основного оборудования, времен закрытия направляющего аппарата, а для поворотлопастных гидротурбин и поворота лопастей и др.

Работа [2] посвящена изложению основ динамики систем линейных и линеаризованных систем. Изложены методы расчета устойчивости, выбора параметров и структуры регуляторов скорости гидротурбин, основанные на использовании логарифмических и фазовых частотных характеристик. Приведены принципиальные схемы регуляторов скорости и методы их натурных испытаний. Невзирая на подавляющее использование теории линейных систем, работа [2] и сегодня имеет теоретическую и практическую значимость.

В работе [3] изложен анализ систем управления гидротурбиной от гидромеханических до современных компьютерных. Отмечается, что введение ЭВМ в систему, с одной стороны повышает значимость разработки укрупненных и более полных математических моделей, а с другой открывает возможность с помощью программных средств реализовать различные законы управления.

Приведена функциональная схема, разработанной консорциумом «Регулятор» (Украина, Харьков) совместно с фирмой *ALSTOM POWER HYDRO* (Франция, Гренобль) первой в Украине компьютерной системы при реконструкции поворотнлопастных гидротурбин Кременчугской ГЭС Днепровского каскада. Из схемы программного обеспечения видно управление рабочим колесом.

В работах [3–5] изложены результаты моделирования и исследования первой компьютерной системы управления поворотнлопастных гидротурбин. Однако в них не уделено должного внимания исследованию динамики рабочего процесса гидропривода рабочего колеса, являющегося одним из важных составляющих компьютерной системы поворотнлопастных гидротурбин.

Работа [6] посвящена обсуждению динамики рабочих процессов отдельных элементов, узлов и в целом гидропривода рабочего колеса как мехатронного. Решена задача синтеза корректирующего устройства, позволившего улучшить рабочий процесс режима малых перемещений. Но в модели сила сопротивления движению сервомотора принята условной константой, не отражающей физическую сущность реальной гидродинамической силы и силы трения в механизме поворота лопастей. Хотя обратная связь в мехатронном гидроприводе рабочего колеса осуществляется по положению поршня сервомотора, но фактически выходной переменной является угол поворота лопастей, что выражается в повышении адекватности математической модели указанного гидропривода.

Постановка задачи

Результаты анализа последних публикаций показали, что обеспечение современных высоких технических требований к рабочему процессу мехатронного гидропривода рабочего колеса для поворота лопастей гидротурбины, его улучшению продолжает оставаться актуальной задачей. Ее решение связано не только с улучшением технических характеристик электро- и гидрооборудования, но и с существенным пересмотром формирования законов в устройствах управления, входящих в состав мехатронного гидропривода, на базе достижений теории автоматического управления, методов синтеза, оптимизации и вычислительной техники. Улучшение динамических и статических характеристик (показателей качества переходных процессов) и обеспечение режима малых перемещений путем введения более эффективных законов управления еще не полностью отвечают возросшим требованиям и продолжают оставаться актуальными задачами.

Решение проблемы

Не рассматривая расчетную схему и математическую модель (они приведены в работе [6]), остановимся на функциональной схеме мехатронного гидропривода рабочего колеса (рисунок 1) с обозначением соответствующих сигналов и параметров.

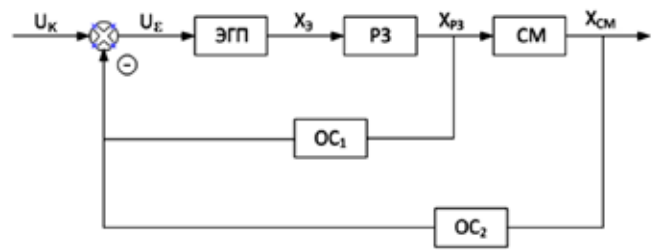


Рисунок 1 — Функциональная схема мехатронного гидропривода рабочего колеса

Здесь U_k — электрический сигнал комбинаторной зависимости, который является задающим для мехатронного гидропривода рабочего колеса, U_ϵ — сигнал рассогласования, подаваемый на обмотку электрогидравлического преобразователя (ЭГП), x_ϵ — перемещение золотника ЭГП, РЗ — распределитель золотниковый, ОС₁, ОС₂ — сигналы обратных отрицательных связей соответственно по перемещению золотника гидрораспределителя ($x_{рз}$) и по перемещению поршня сервомотора рабочего колеса ($x_{см}$). Причем ОС₁ формирует внутреннюю обратную связь, а ОС₂ — внешнюю (главную) обратную связь мехатронного гидропривода рабочего колеса.

Из рисунка 2 четко видна двухконтурность мехатронного гидропривода рабочего колеса. Внутренним контуром является узел «ЭГП—золотник РЗ», охваченный обратной отрицательной связью по положению $x_{рз}$ золотника распределителя. Входом внутреннего контура служит сигнал U_ϵ , выходом — перемещение $x_{рз}$ золотника распределителя.

Внешний контур охватывает весь мехатронный гидропривод, т.е. все устройства. Входом внешнего контура является сигнал U_k , который задает положение поршня сервомотора (угол разворота лопастей рабочего колеса), а выходом — фактическое положение поршня сервомотора (фактический угол поворота лопастей рабочего колеса).

Мехатронный гидропривод рабочего колеса оснащен измерительными, аналого-цифровыми и цифро-аналоговыми устройствами определения фактического положения золотников ЭГП и РЗ, поршня сервомотора, контроля давления рабочей жидкости в различных точках для подачи информации в компьютер системы управления гидротурбиной. Программное обеспечение формирует управляющий сигнал комбинаторной зависимости [3].

Усовершенствованная нелинейная математическая модель динамики мехатронного гидропривода рабочего колеса с учетом нелинейностей гидроустройств, переменностей коэффициентов расходов в функции числа Рейнольдса, приведенных модулей упругости двухфазной рабочей жидкости и др. представлена системой из десяти дифференциальных уравнений первого порядка (из которых шесть — нелинейные) в нормальной форме Коши [6]. Уделим внимание двум переменным математической модели, которые не получили должного внимания.

В работе [7] предложена формула для определения хода поршня сервомотора при развороте лопасти от угла φ_n (начальный угол) до угла φ_1 (максимальный угол) для кривошипно-шатунного механизма поворота лопастей осевой гидротурбины. При соответствующем преобразовании этой формулы можно получить зависимость

$$x_{cm}(\varphi) = l_p(\sin \varphi - \sin \varphi_n) + l_c \left[\sqrt{1 - \left(\frac{l_p}{l_c} \cos \varphi - \frac{L}{l_c} \right)^2} - \sqrt{1 - \left(\frac{l_p}{l_c} \cos \varphi_1 - \frac{L}{l_c} \right)^2} \right],$$

$$\varphi_1 \leq \varphi \leq \varphi_2, \tag{1}$$

где l_p — длина рычага, l_c — длина серьги, L — расстояние между осями гидротурбины и сервомотора.

На рисунке 2 изображены зависимости $x_{cm}(\varphi)$ и $\varphi(x_{cm})$ для рабочего колеса ПЛ661 гидротурбины Кременчугской ГЭС при значениях $l_p = 650$ мм, $l_c = 985$ мм, $L = 780$ мм, $\varphi_1 = -14^\circ$, $\varphi_2 = 23^\circ$. Визуально они близки к линейным (при увеличении масштаба отклонения видны).

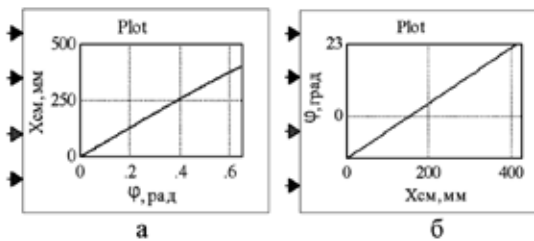


Рисунок 2 — Зависимости, характеризующие изменения координат: а) штока сервомотора x_{cm} и б) угла разворота лопасти $\varphi(x_{cm})$

Проверим линейность зависимости $x_{cm}(\varphi)$ (рисунок 2, а) аналитически путем дифференцирования выражения (1)

$$\frac{dx_{cm}(\varphi)}{d\varphi} = l_p \cos \varphi + \frac{l_p^2 \cos \varphi \cdot \sin \varphi - L l_p \sin \varphi}{l_c \sqrt{1 - \left(\frac{l_p}{l_c} \cos \varphi - \frac{L}{l_c} \right)^2}} \tag{2}$$

и построения графика производной (рисунок 3).

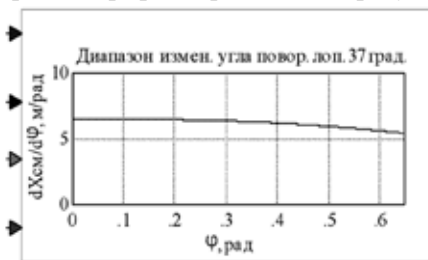


Рисунок 3 — График производной $\frac{dx_{cm}(\varphi)}{d\varphi}$ при изменении угла поворота лопасти от 0 до 37°

График производной не является параллельной оси абсцисс прямой. Это доказывает, что зависимость $x_{cm}(\varphi)$ в общем случае нелинейная. На рисунке 4 изображена кривая отклонения $x_{cm}(\varphi)$ от прямой $x_{cm}^*(\varphi) = k\varphi$. Здесь k — коэффициент, равный тангенсу угла наклона $\text{tg}(\alpha) = \frac{x_{cm}(\varphi_1) - x_{cm}(\varphi_2)}{|\varphi_1 - \varphi_2|}$

прямой к оси угла поворота лопастей (рисунок 4).

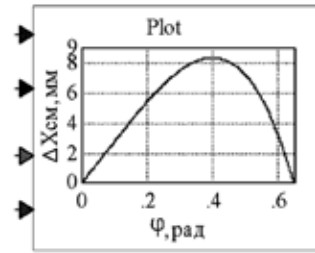


Рисунок 4 — Кривая погрешности отклонения перемещения штока сервомотора от линейной зависимости

Как видно из рисунка 4 отклонения кривой перемещения штока сервомотора превышают один процент его максимального значения в течение более половины диапазона угла поворота лопасти. Для угла $0,4$ рад ($22,91^\circ$) погрешность составляет 2 %.

Теоретически существует такая совокупность значений l_p , l_c и L , при которой можно практически получить линейную зависимость $x_{cm}(\varphi)$. Однако не всегда это можно конструктивно выполнить. В мехатронном гидроприводе необходимую коррекцию кривой, изображенной на рисунке 4 можно реализовать программно.

Остановимся на вопросе, связанном с определением силы сопротивления движению штока сервомотора, существенно влияющей на динамику мехатронного гидропривода рабочего колеса. При построении математической модели в работе [6] было принято максимальное значение. Этот вопрос в одинаковой степени важен при проектировании и исследованиях как рабочего колеса, так и сервомотора.

В большинстве применяемых конструкций сервомотор располагается внутри втулки рабочего колеса, поэтому его максимальный диаметр ограничивается размером втулки. Для определения силы сопротивления F_{ccm} движению поршня сервомотора с кривошипно-шатунным механизмом поворота лопастей воспользуемся расчетными формулами работ [7, 8], одна из которых приведена ниже.

$$F_{c.cm} = 1,1 \frac{\pm M_r + A_0}{(r \pm A_1) \cos(\varphi_0 + \alpha)} z, \tag{3}$$

где $r = l_p$, M_r — момент гидродинамических и центробежных сил лопасти относительно ее оси поворота при номинальной частоте вращения ротора гидротурбины (определяется экспериментально), $A_0 = A_2 F_z + A_3 G - A_4 C$ — одна из составляющих момента трения цапфы лопасти, A_2, A_3, A_4 — коэффициенты, A_1 — коэффициент, входящий в формулу момента трения цапфы лопасти, F_z, G, C — соответственно осевое усилие на одну лопасть, вес лопасти с цапфой, рычагом и серьгой, центробежная сила на одну лопасть, φ_0 — максимальный угол поворота рычага от среднего положения, φ_n — угол наклона серьги, z — число лопастей.

В формуле (3) верхний знак («+») соответствует движению поршня вниз на разворот лопастей, нижний знак («-») — на сворачивание лопастей.

На рисунке 5 в качестве примера показаны кривые силы сопротивления $F_{\text{СМ}}$ для рабочего колеса гидротурбины с $D_1 = 9,3 \text{ м}$ при $H = 14 \text{ м}$ [8].

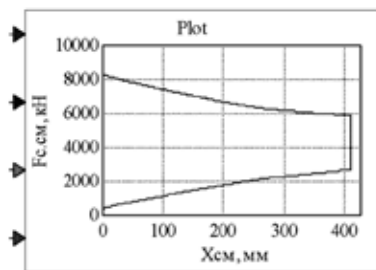


Рисунок 5 — Кривая силы сопротивления движению поршня СМ: нижняя ветвь соответствует развороту лопастей, верхняя — сворачиванию лопастей

Нижняя кривая отражает изменение силы от 182,5 до 3360 кН при развороте лопастей (в интервале (-120, +140)) и перемещении штока СМ от нуля до 410 мм. Верхняя кривая характеризует изменение силы от 5730 до 8650 кН при сворачивании лопастей (+140, -120) и перемещении штока сервомотора от положения 410 мм до нуля.

Перейдем к исследованию динамики. Для этого к математической модели [6] исследуемого мехатрон-

ного гидропривода добавляется математическая модель устройства управления, апробированная при предварительных исследованиях как отдельных узлов, так и мехатронного гидропривода в целом (представлена на рисунке 6 структурной схемой вычислительных блоков пакета *VisSim*).

ПИД-регуляторы с дифференцирующим изотрономным каналом введены в устройство управления для улучшения показателей качества переходных процессов и решения вопросов устойчивости. На рисунке 7 изображены ПИД-регулятор внутреннего контура в виде компаунд блока пакета *VisSim* и три канала его настройки с принятыми числовыми значениями.

Внешний контур с обратной связью по перемещению штока СМ формирует управление через верхний (рисунок 6) ПИД, его структура и значения показаны на рисунке 6, б.

Результаты исследований динамики основных узлов мехатронного гидропривода рабочего колеса изложены в работе [6]. Здесь же исследуются динамические характеристики мехатронного гидропривода рабочего колеса в целом. На рисунке 9 показаны осциллограммы пяти переменных из пятнадцати при отработке максимального задающего воздействия. На первом этапе переходного процесса поршень СМ прошел путь, равный 410 мм, а

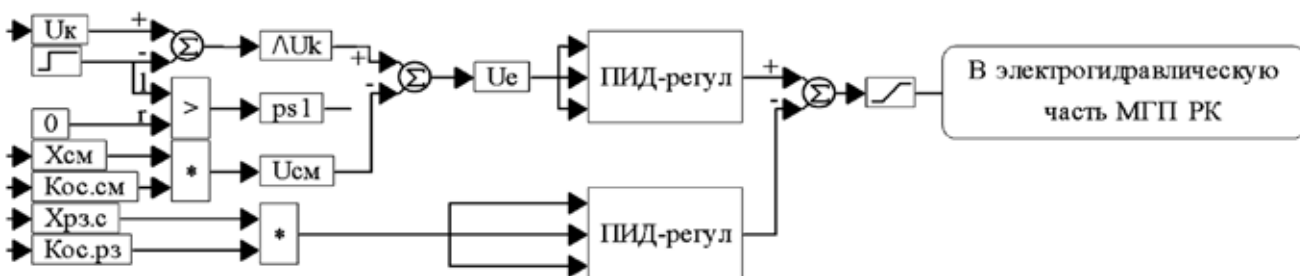


Рисунок 6 — Устройство управления мехатронного гидропривода рабочего колеса:

U_k — электрическое напряжение на выходе комбинаторного устройства как задающее воздействие на поворот лопасти, $U_{\text{СМ}}$ — электрическое напряжение, соответствующее фактическому положению лопасти, U_e — величина рассогласования,

$X_{\text{рз.с}}$, $X_{\text{СМ}}$ — фактическое положение золотника РЗ и поршня СМ, $K_{\text{ос.см}}$, $K_{\text{ос.рз}}$ — коэффициенты обратных связей соответственно по перемещению штока СМ и перемещению золотника РЗ, \square , \square , \square — блоки, выполняющие функции переключения модели с разворачивания лопастей на сворачивание и ограничения сигнала на выходе ПИД-регуляторов с изотрономным дифференцирующим каналом настройки



Рисунок 7 — ПИД-регулятор внутреннего контура и каналы настройки

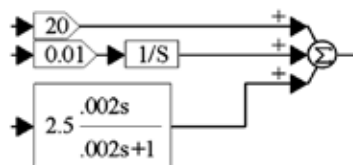


Рисунок 8 — Каналы настройки ПИД-регулятора внешнего контура

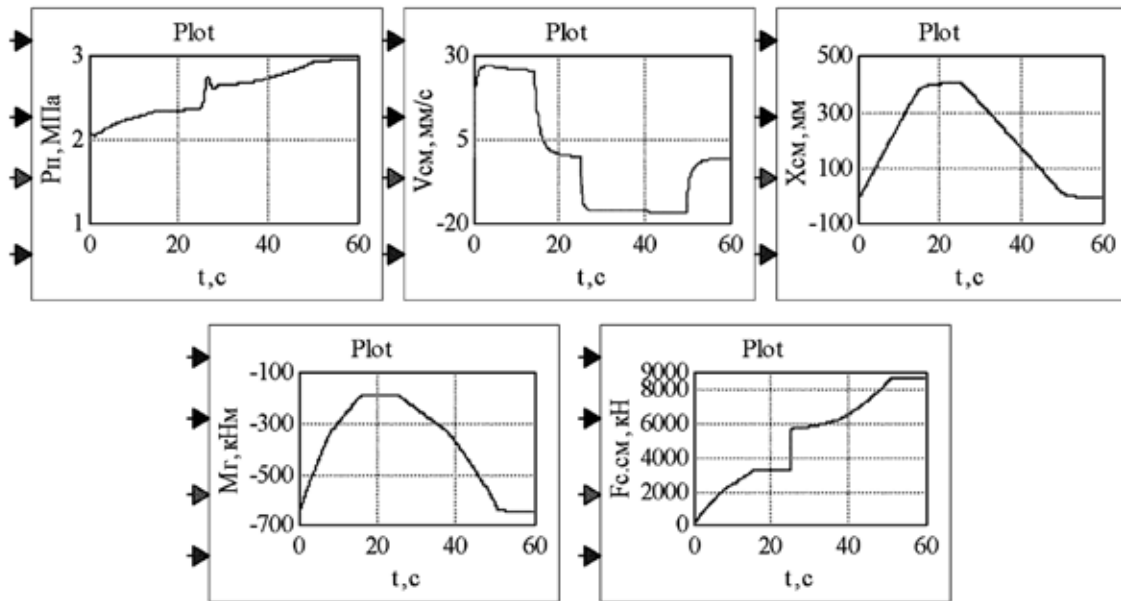


Рисунок 9 — Переходные процессы давления в поршневой полости , скорости поршня , перемещения поршня , гидродинамического момента и силы сопротивления при максимальном задающем воздействии , ,

лопасти повернулись из начального положения на угол 37° для рабочего колеса ПЛ661.

Затем по истечении 25 с, согласно принятого теста при моделировании, предусмотрен возврат в исходное положение. Кривые получены при газосодержании двухфазной рабочей жидкости, с коэффициентом

пропорционального канала $K_{\text{П}}$, равным 20. Анализ переходных процессов (рисунок 7) подтверждает нормальное функционирование мехатронного гидропривода при максимальном задающем воздействии $U_{\text{к}} = 10 \text{ В}$ (это соответствует перемещению $x_{\text{см}} = 410 \text{ мм}$). Давление рабочей жидкости в поршневой

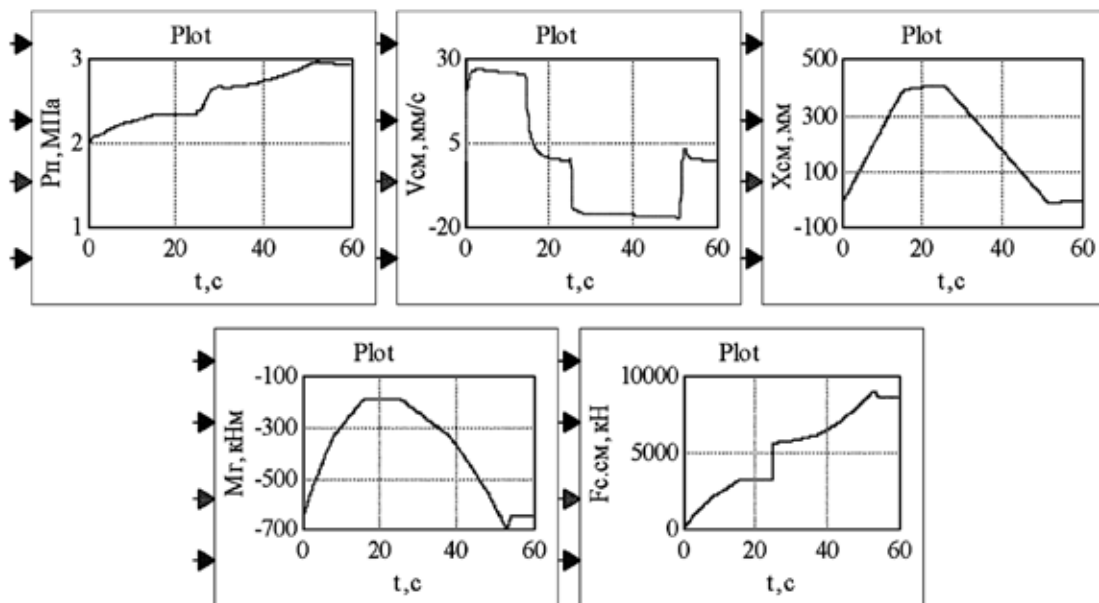


Рисунок 10 — Переходные процессы давления в поршневой полости , скорости поршня и перемещения , гидродинамического момента и силы сопротивления при максимальном задающем воздействии , ,

полости сервомотора отражает характер изменения силы сопротивления на его поршне и ее существенное увеличение на участке сворачивания лопастей.

Объемный модуль упругости двухфазной рабочей жидкости в соответствующих уравнениях гидроустройств (гидроаппаратах) определялся по формуле, предложенной в [9], и имеет вид

$$E_{жi} = K(p_j + 10^5)(Ap_j + B) \frac{(1 - m_0)D_1 + m_0D_2}{K(p_j + 10^5)(1 - m_0)D_1 + m_0(Ap_j + B)D_2}, \quad (4)$$

где i, j — гидроустройства турбины (ЭГП, ГР и др.).

$$D_1 = \sqrt[4]{\frac{Ap_0 + B}{Ap_j + B}}, \quad D_2 = \sqrt[4]{\frac{p_0 + 10^5}{p_j + 10^5}}. \quad (5)$$

Здесь K — показатель политропы, A, B — параметры рабочей жидкости, зависящие от ее типа и рабочей температуры системы, m_0 — газосодержание в рабочей жидкости в относительных единицах, p_0 — начальное давление рабочей жидкости, p_j — давление рабочей жидкости (в трубопроводах, в полостях гидроустройств).

Представляет практический интерес дать оценку динамике мехатронного гидропривода рабочего колеса с управляющим устройством (рисунок 6), с идентичными параметрами системы в целом при которых получены кривые (рисунок 9), но с максимально допустимым значением газосодержания $m_0 = 0,15$ в рабочей жидкости (рисунок 10).

Визуальное сравнение кривых на рисунках 9 и 10 показывает лишь незначительные различия пяти осциллограмм при давлениях не превышающих 4 МПа, при небольшом $K_{П}$, но при существенной разнице $m_0 = 0,025$ и $0,15$.

Однако при меньших заданиях U_K параметр $K_{П}$ не обеспечивает точность прихода поршня сервомотора в заданную позицию (статическую точность), и существенно снижает быстродействие по сравнению с максимальным заданием. Кроме того, очень важным требованием к мехатронному гидроприводу рабочего колеса является обеспечение малых перемещений штока сервомотора (малых поворотов лопастей), при которых фактические положения штока сервомотора от заданных значений не должны превышать величину $\Delta = \pm 0,75$ мм. В режиме малых перемещений мехатронный гидропривод рабочего колеса работает значительную часть времени, обеспечивая поддержание работы гидротурбины в оптимальном режиме при изменении напора и мощности.

Если закон управления построен с постоянным коэффициентом (в данном случае $K_{П} = 20$) усиления величины рассогласования, то при заданиях перемещения штока сервомотора (поворота лопастей) 80 мм (19,5 % максимального) и меньше, величина Δ существенно превышает 0,75 мм. Решение этой задачи (обеспечение точности в установившемся режиме после окончания переходного процесса) возможно на основе синтеза корректирующего устройства и ввода его с состав меха-

тронного гидропривода. Процесс синтеза выполняется следующим образом. Для каждого заданного i -го перемещения $x_{зсмi}(t)$ (или $U_{ки} = x_{зсмi} \cdot K_{оссмi}$) с помощью всей математической модели мехатронного гидропривода рабочего колеса решается оптимизационная задача поиска такого значения коэффициента усиления $K_{П}$ (предполагается использовать в качестве корректирующего устройства пропорциональный канал ПИД), при котором доставляется минимум следующему критерию оптимизации

$$\varepsilon_i = |x_{зсмi} - x_{смi}| \rightarrow \min, \quad \text{при } i = 4,1; 8,2; 12,3; 16,4 \dots 80 \text{ мм}. \quad (6)$$

Следовательно, ε_i является модулем величины разности заданного значения положения сервомотора и значения моделируемого его положения на участке установившегося движения. В общем случае критерий может быть представлен в относительных единицах

$$\varepsilon_{1i} = \left(\frac{|x_{зсмi} - x_{смi}|}{x_{смi}} \right) \cdot 100, \% \rightarrow \min, \quad (7)$$

с помощью которого при нахождении оптимального решения также определяется и значение критерия (4).

Оптимизация может выполняться вручную методом проб и ошибок и, например, методом *Polak Ribiere* в программной среде *VisSim*. В результате получена совокупность точек, которая с помощью нелинейного блока пакета путем процессов интерполяции и экстраполяции превращена в нелинейную кривую (рисунок 11).

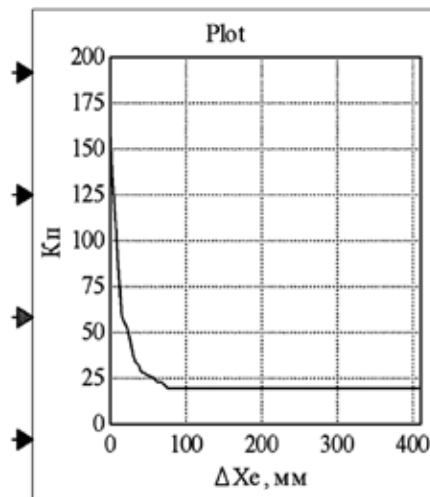


Рисунок 11 — Кривая $K_{П}(\Delta X_E)$ полученная в результате синтеза

По оси абсцисс отложены значения ΔX_E (рисунок 12) требуемого положения поршня сервомотора (угла поворота лопасти), как управляющие входные сигналы на мехатронный гидропривод. На оси ординат показаны значения коэффициентов усиления $K_{П}$, соответствующих значениям ΔX_E . Большим значениям коэффициента

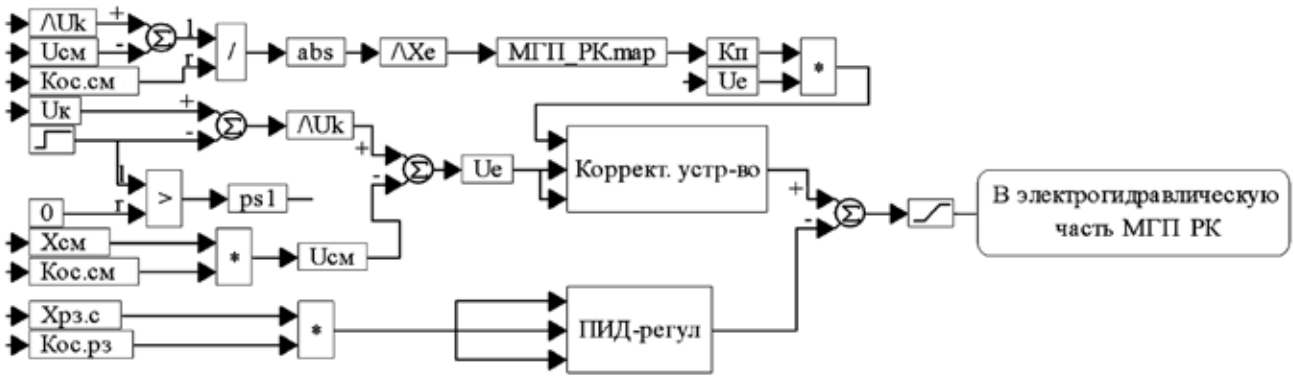


Рисунок 12 — Структурная схема системы управления мехатронного гидропривода с корректирующим устройством

усиления соответствуют очень малые заданные значения перемещений (1–4 % от максимального 410 мм). Коэффициент усиления резко уменьшается при возрастании ΔX_E и, начиная с $\Delta X_E = 80$ мм (19,5 % от максимального перемещения) до $\Delta X_E = 410$ мм практически остается неизменным. Значения синтезированной кривой вводятся в программное обеспечение компьютерной системы и в процессе работы поступают в пропорциональный канал ПИД, превращая его в нелинейный. Кривая начинается со значения $K_{\Pi} = 160$ при очень малых ΔX_E , затем резко уменьшается и, начиная с $\Delta X_E = 80$ мм, остается неизменным, равным 20. При моделировании нелинейная кривая формируется в блоке МГП_РК.мар и обозначается коэффициентом усиления K_{Π} величины рассогласования U_E . Выходы этих блоков подаются на вход блока множителя, выход которого подключен к пропорциональному каналу верхнего ПИД-регулятора, превращая его в корректирующее устройство (рисунок 12), которое осуществляется последовательно.

Из схемы (рисунок 12) видно, что блок МГП_РК.мар, в котором создается синтезированная нелинейная зависимость, включен последовательно в пропорциональный канал ПИД, превращая его в корректирующее устройство.

Перейдем вначале к динамическим характеристикам мехатронного гидропривода, которые отражают разворот лопастей с начального углового положения (например, -14° или $x_{CM} = 0$), выход на заданный угол (в принципе

любой, но возьмем не малый), а затем поступает сигнал на малый дополнительный угол (порядка 1 % от диапазона поворота лопасти) для компенсации внешнего возмущения (напора или мощности или того и другого одновременно). На рисунке 13, а в увеличенном масштабе изображен участок осциллограммы перемещения (а, следовательно, φ лопасти) при задании $U_K = 9,8$ В ($x_{CM} = 401,8$ мм, $\varphi = 22,24^\circ$). Затем через 17,5 с поступает дополнительный сигнал на увеличение угла лопасти на 1 %, т.е. на угол $0,37^\circ$ (для $x_{CM} = 4,1$ мм). Кривая получена при моделировании мехатронного гидропривода с корректирующим устройством при $m_0 = 0,15$. Колебания в конце отработки заданного сигнала вызваны: большим коэффициентом усиления K_{Π} , небольшим значением силы сопротивления F_{CCM} и состоянием двухфазной рабочей жидкости. Следует отметить, что только при $m_0 = 0,025$ этих колебаний нет (кривая не приведена). Из-за колебаний в конце переходного процесса, когда рассогласование близко к нулю, а $K_{\Pi} \sim 160$, момент появления дополнительного сигнала на кривой рисунке 13, а выражен нечетко. Решение устранения колебаний, согласно теории автоматического управления, основано на вводе жесткой обратной связи по скорости v_{CM} . На рисунке 13, б показана часть кривой x_{CM} , которая получена при вводе в модель устройства управления мехатронным гидроприводом обратной отрицательной связи по скорости с коэффициентом 6 В/с/м.

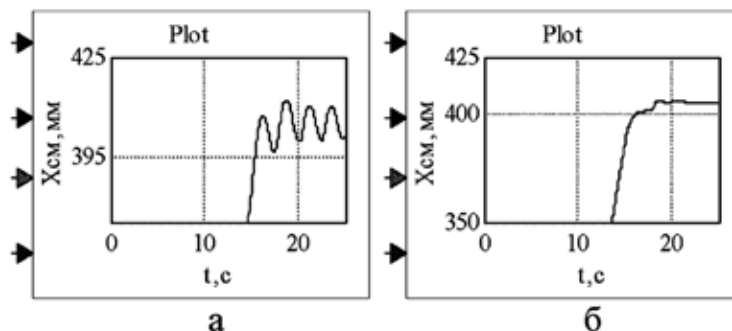


Рисунок 13 — Влияние обратной отрицательной связи по скорости поршня СМ на динамическую компенсацию колебаний в зоне рассогласования близко к нулю при задании (,) и при включении дополнительного 1 % сигнала: а — без обратной связи, б — с обратной связью

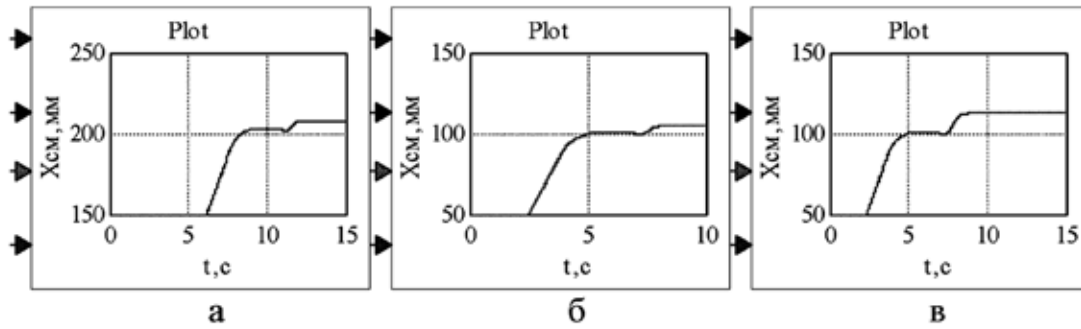


Рисунок 14 — Участки кривых при разных заданиях $t_0 = 0,15$ с включением дополнительного сигнала, полученные при моделировании с обратной связью по скорости сервомотора:
 а) $U_K = 5$ В ($x_{CM} = 205$ мм, $\varphi = -4,38^\circ$), дополнительный сигнал 1 %, б) $U_K = 2,5$ В ($x_{CM} = 100,25$ мм, $\varphi = -4,38^\circ$), дополнительный сигнал 1 %, в) $U_K = 2,5$ В ($x_{CM} = 100,25$ мм, $\varphi = -4,38^\circ$), дополнительный сигнал 3 %

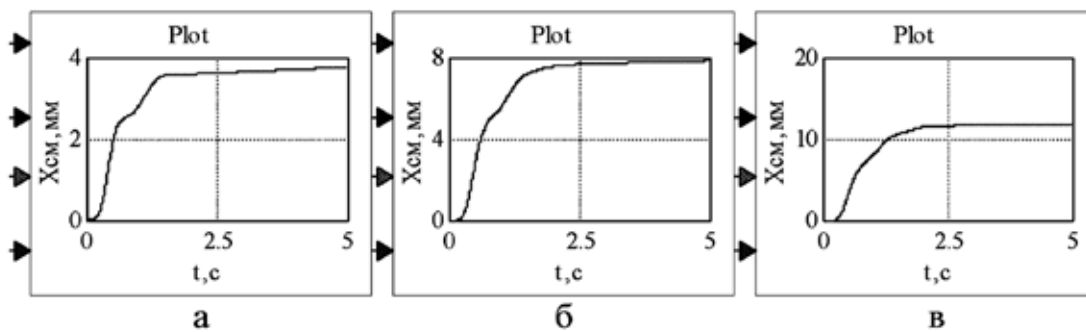


Рисунок 15 — Кривые малых перемещений мехатронного привода с корректирующим устройством и значения критерия ϵ :
 а) 4,1 мм, $\epsilon = 0,29$ мм, б) 8,2 мм, $\epsilon = 0,29$ мм, в) 12,3 мм, $\epsilon = 0,34$ мм

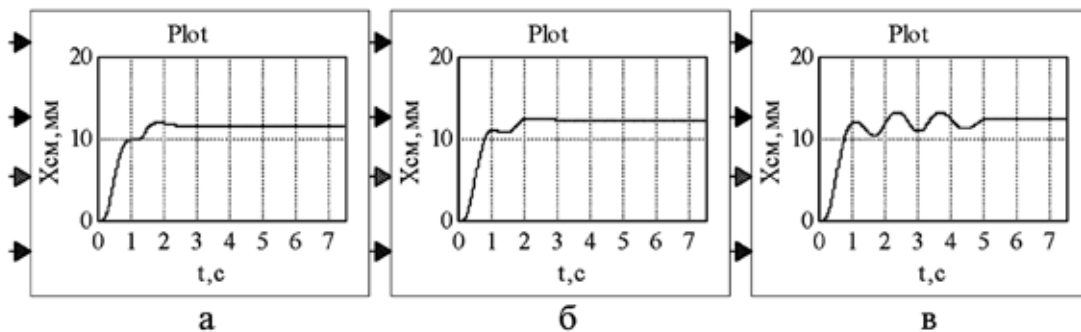


Рисунок 16 — Кривые перемещения штока сервомотора при $x_{CM} = 100,25$ мм и различных t_0 : а — при 0,075, б — при 0,1, в — при 0,12

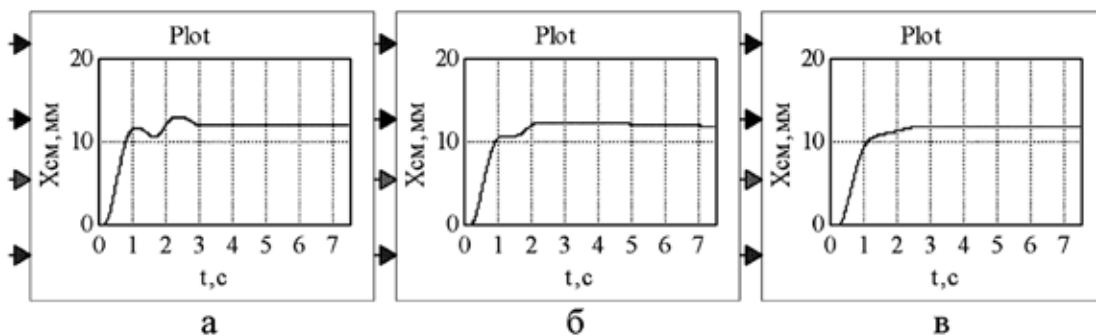


Рисунок 17 — Влияние нагрузки (силы F_{CCM}) на переходные процессы при малом перемещении 12,3 мм, $t_0 = 0,12$: а) $F_{CCM} = 1000$ кН, б) $F_{CCM} = 2500$ кН, в) $F_{CCM} = 5000$ кН

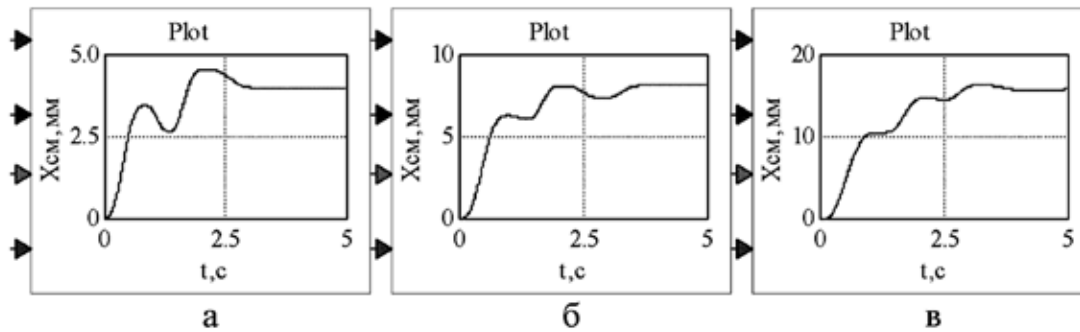


Рисунок 18 — Переходные процессы при малых перемещениях, ν и увеличенном коэффициенте обратной связи по скорости: а — 4,1 мм, б — 8,2 мм, в — 16,4 мм

Теперь колебания в конце отработки заданного сигнала отсутствуют, четко видно дополнительное перемещение сервомотора на заданный 1 % с необходимой точностью. Такие же результаты получены при $U_K = 5 B$ ($x_{CM} = 205 \text{ мм}$, $\varphi = -4,38^\circ$) (рисунок 14, а) и $U_K = 2,5 B$ ($x_{CM} = 100,25 \text{ мм}$, $\varphi = -4,38^\circ$) (рисунок 14, б), а также во всем диапазоне с 80 до 410 мм и с дополнительными сигналами от 1 до 4 % (от 4,1 до 16,4 мм перемещения x_{CM}). В качестве примера показана кривая на рисунке 14, в, полученная при $U_K = 2,5$ и дополнительном сигнале 12,3 мм, включенном при $t=7c$.

Рассмотрим динамические характеристики для трех малых перемещений при $m_0 = 0,025$ и исходном $x_{CM} = 0-4,1 \text{ мм}$ (1 % максимального перемещения), 8,2 мм (2 %) и 12,3 мм (3 %), которые показаны на рисунке 15. Для каждой кривой определено значение критерия ϵ , которое существенно меньше допустимого (значения критерия ϵ приведены в подписях к рисунку 15).

Оценим влияние двухфазной рабочей жидкости на рабочий процесс мехатронного гидропривода рабочего колеса в режиме малых перемещений на примере заданного перемещения $x_{ЗСМ} = 12,3 \text{ мм}$ (3 % от $x_{СМ\max} = 410 \text{ мм}$) (рисунок 16). Кривая рисунка 16, а получена при газосодержании $m_0 = 0,075$, кривая рисунка 16, б — при $m_0 = 0,1$, а кривая рисунка 16, в — при $m_0 = 0,12$. Расчитанная при $x_{ЗСМ} = 12,3 \text{ мм}$ и $m_0 = 0,025$ кривая показана на рисунке 15, в.

Совместный анализ кривых показывает: при $m_0 = 0,025$ (рисунок 15, в) выход на установившееся движение осуществляется без колебаний за время 2,5 с, при $m_0 = 0,075$ (рисунок 16, а) процесс не колебательный, но и не монотонный, при $m_0 = 0,1$ (рисунок 16, б) появляется одно колебание с выходом на установившееся движение, при $m_0 = 0,12$ (рисунок 16, в) движение становится затухающим колебательным с выходом на установившееся движение через 5,2 с. Дальнейшее увеличение m_0 вызывает незатухающие колебания (на рисунке 16 эта кривая не показана).

Причиной, приводящей к колебательному процессу при отработке малых перемещений (относительно нулевого начала) с ростом m_0 , помимо большого значения K_{IP} , является малая нагрузка в начале разворота лопастей (сила $F_{ССМ}$). Кривая на рисунке 14, в, содержащая колебательный участок, получена при расчетной $F_{ССМ} = 342,85 \text{ кН}$. При

$F_{ССМ} = 1000 \text{ кН}$ и том же $m_0 = 0,12$ число колебаний уменьшилось (рисунок 17, а). С ростом $F_{ССМ}$ до значения 2500 кН и $m_0 = 0,12$ процесс улучшился (рисунок 17, б). На рисунке 17, в показана практически монотонная кривая, при расчете которой были приняты $F_{ССМ} = 5000 \text{ кН}$ и том же $m_0 = 0,12$.

Учитывая, что рассматриваемый гидропривод является мехатронной системой, то при отработке малых перемещений x_{CM} только в интервале 4,1–16,4 мм можно программно изменить коэффициент обратной связи по скорости с 6 до 20 Вc/м и обеспечить приемлемый динамический процесс (рисунок 18).

Начиная со значения перемещения от 20,5 до максимального 410 мм, коэффициент обратной связи по скорости остается постоянным равным 6 Вc/м. Однако для надежного функционирования мехатронного гидропривода при отработке малых перемещений и не только, следует в эксплуатационных условиях не допускать повышенного газосодержания в рабочей жидкости выше $m_0 = 0,1$.

Выводы

1. Дополнительно введенное уравнение в модель мехатронного гидропривода рабочего колеса, однозначно связывающее перемещение поршня сервомотора и поворот лопастей, позволяет оценить параметры кинематики кривошипно-шатунного механизма и выявить погрешность отклонения от линейности.

2. Знание близкой к реальности силы сопротивления движению поршня сервомотора повышает адекватность моделирования мехатронного гидропривода рабочего колеса натурным испытаниям. Расчеты потребного усилия сервомотора при проектировании гидротурбины и ее рабочего колеса могут быть применены для определения силы сопротивления.

3. Выполненное исследование динамики мехатронного гидропривода рабочего колеса в целом, как двухконтурной системы, показало необходимость ввода в цепь управления двух ПИД-регуляторов с изодромным дифференцирующим каналом (один для внутреннего контура, второй — для

внешнего контура) с целью обеспечения требуемых динамических характеристик разворота и сворачивания лопастей на максимальный угол, различный для разных рабочих колес.

4. Вопрос отработки малых перемещений сервомотора (поворота лопастей на малый угол) при отклонении работы турбины от оптимального режима из-за изменений напора или мощности решен на основе синтеза корректирующего устройства, входящего в состав мехатронного гидропривода рабочего колеса.

5. Выполненное в целом исследование динамики МГПРК подтверждает, что предложенная математическая модель с переменной структурой и алгоритм ее ввода в пакет *VisSim* открывает возможность более полно использовать возможности компьютерной системы управления поворотлопастной гидротурбиной, в состав которой входит рассматриваемый МГПРК.

6. Полученные результаты в части улучшения статических и динамических характеристик МГПРК могут служить дополнением к техническому заданию фирме-изготовителю компьютерной системы управления в части модернизации программно-математического обеспечения.

Литература

1. Умов, В.А. Расчет динамических характеристик гидравлических агрегатов / В.А. Умов, И.Н. Филатов. — Л.: ЛПИ, 1977. — 60 с.

2. Пивоваров, В.А. Проектирование и расчет систем регулирования / В.А. Пивоваров. — Л.: Машиностроение, 1972. — 288 с.

3. Система управления частотой вращения ротора гидротурбины, пути ее развития / З.Я. Лурье, В.Н. Бездетко, В.Н. Дмитерко [и др.] // Проблемы машиностроения. — 2003. — Т. 6, № 2. — С. 26 — 36.

4. Лурье, З.Я. Динамические характеристики узла «электрогидравлический преобразователь — золотник гидрораспределителя» системы регулирования гидротурбины / З.Я. Лурье, В.Н. Дмитерко // Вестник НТУ «ХПИ». — 2002. — № 6, т. 2. — С. 82 — 87.

5. Лурье, З.Я. Динамика комплекса гидроустройств в составе системы автоматического управления и регулирования частотой вращения ротора гидротурбины / З.Я. Лурье, В.А. Булгаков, В.Н. Дмитерко // Вестник НТУ «ХПИ». — 2004. — № 12. — С. 13—22.

6. Динамика мехатронного гидропривода рабочего колеса поворотлопастной гидротурбины / З.Я. Лурье, Э.Г. Братута, А.И. Гасюк [и др.] // Праці Таврійського державного агротехнологічного університету. — Мелітополь: ТДАТУ, 2014. — Вип. 14, т. 3. — С. 59—73.

7. Справочник конструктора гидротурбин / под ред. Н.Н. Ковалева. — Л.: Машиностроение, 1971. — 304 с.

8. Ковалев, Н.Н. Гидротурбины / Н.Н. Ковалев. — 2-е издание. — Л.: Машиностроение, 1971. — 583 с.

9. Экспериментальное исследование упругих свойств двухфазных рабочих жидкостей гидроприводов объемного типа / В.Н. Прокофьев, И.А. Лузанова, Ж.Б. Емченко, А.В. Осецкая // Известия ВУЗов. Машиностроение. — 1968. — № 2. — С. 87—93.

References

1. Umov, V.A. Raschet dinamicheskikh kharakteristik gidravlicheskih agregatov / V.A. Umov, I.N. Filatov. — L.: LPI, 1977. — 60 s.

2. Pivovarov, V.A. Proyektirovaniye i raschet sistem regulirovaniya / V.A. Pivovarov. — L.: Mashinostroyeniye, 1972. — 288 s.

3. Sistema upravleniya chastotoy vrashcheniya rotora gidroturbiny, puti yeyo razvitiya / Z.Ya. Lurye, V.N. Bezdetko, V.N. Dmiterko [i dr.] // Problemy mashinostroyeniya. — 2003. — T.6, № 2. — S. 26—36.

4. Lurye, Z.Ya. Dinamicheskie kharakteristiki uzla «elektrogidravlicheskiy preobrazovatel — zolotnik gidroraspredelitelya» sistemy regulirovaniya gidroturbiny / Z.Ya. Lurye, V.N. Dmiterko // Vestnik NTU «KhPI». — 2002. — № 6, t. 2. — S. 82—87.

5. Lurye, Z.Ya. Dinamika kompleksa gidroustroystv v sostave sistemy avtomaticheskogo upravleniya i regulirovaniya chastotoy vrashcheniya rotora gidroturbiny / Z.Ya. Lurye, V.A. Bulgakov, V.N. Dmiterko // Vestnik NTU «KhPI». — 2004. — № 12. — S. 13—22.

6. Dinamika mekhatronnogo gidroprivoda rabocheho kola povorotnolopastnoy gidroturbiny / Z.Ya. Lurye, E.G. Bratuta, A.I. Gasyuk [i dr.] // Pratsi Tavriyskogo derzhavnogo agrotekhnologichnogo universitetu. — Melitopol: TDAU, 2014. — Vyp. 14, t. 3. — S. 59—73.

7. Spravochnik konstruktora gidroturbin / pod red. N.N. Kovaleva. — L.: Mashinostroyeniye, 1971. — 304 s.

8. Kovalev, N.N. Gidroturbiny / N.N. Kovalev. — 2-e izdaniye. — L.: Mashinostroyeniye, 1971. — 583 s.

9. Eksperimentalnoye issledovaniye uprugikh svoystv dvukhfaznykh rabochikh zhidkostey gidroprivodov obyomnogo tipa / V.N. Prokofyev, I.A. Luzanova, Zh.B. Yemchenko, A.V. Osetskaya // Izvestiya VUZov. Mashinostroyeniye. — 1968. — № 2. — S. 87—93.

Надійшла 28.01.2015 року

УДК 621.224

Робочий процес мехатронного гідропривода робочого колеса поворотноголопатевої гідротурбіни та шляхи його поліпшення

З.Я. Лур'є, О.І. Гасюк,
В.О. Булгаков, Л.М. Цехмістро,
Є.М. Цента

Досліджується робочий процес мехатронного гідропривода робочого колеса на основі удосконаленої математичної моделі. Поліпшення показників якості динамічних характеристик забезпечено введенням в пристрій керування двох ПІД-регуляторів з диференціальним ізодромним каналом настройки. Відпрацювання малих переміщень поршня сервомотора (малих кутів повороту лопатей) з достатньою для практики точністю досягнуто шляхом постановки і рішення задачі динамічного синтезу коригувального пристрою. Значення синтезованої кривої вводяться у програмне забезпечення комп'ютерної системи і в процесі роботи надходять у пропорційний канал ПІД, перетворюючи його у коригувальний пристрій. При цьому одночасно досягнуто інваріантність робочого процесу щодо шкідливого впливу збільшення газівмісту у двофазній робочій рідині до 15%.

Ключові слова: математична модель, мехатронний гідропривод, робоче колесо, ПІД-регулятор, поворотноголопатева гідротурбіна, коригувальний пристрій, оптимізація, синтез.

UDC 621.224

Working process of mechatronic hydraulic drive of kaplan hydroturbine runner and ways of its improvement

Z.Ya. Lurye, A.I. Gasyuk,
V.A. Bulgakov, L.N. Tsekhmistro,
E.N. Tsenta

In the article the working process of mechatronic hydraulic drive of the runner is investigated on the basis of the advanced mathematical model. The improvement of quality indexes of dynamic characteristics is provided with an input into control device of two PID-regulators with the differential isodromic channel settings. Adjustment of the small displacements of the servomotor piston (small rotation angles of the blades) with sufficient accuracy for practice is achieved by formulation and solution of the problem of correcting device dynamic synthesis. The values of the synthesized curve are entered the computer system software and in the process of work they come into the PID proportional channel transforming it into a correcting device. Simultaneously the invariance of working process is achieved regarding harmful influence of gas content increase in two-phase working fluid up to 15%.

Keywords: mathematical model, mechatronic hydraulic drive, runner, PID-regulator, Kaplan turbine, correcting device, optimization, synthesis.