

Р. П. МИГУЩЕНКО, М. В. ЧЕРКАШЕНКО, О. В. ПОТЕТЕНКО, А. И. ГАСЮК, А. В. ДОРОШЕНКО, А. СHERKASHENKO

СИСТЕМЫ УПРАВЛЕНИЯ ГИДРОТУРБИН

В статье приведен аналитический обзор и анализ существующих в мировой и отечественной практике систем управления гидротурбин. Рассмотрены конструктивные особенности построения схем с дискретным и дискретно-аналоговым способом управления. Приведены схемы управления частотой вращения гидротурбины ведущих фирм-производителей гидротурбинного оборудования: ALSTOM POWER HYDRO (Франция, Гренобль), Wood word (США), Va Tech (Австрия), Voith Siemens (Германия). Выполнен анализ работы схем и элементная база применяемой гидроаппаратуры с учетом специфики функционирования системы регулирования. Рассмотрено применение для построения систем управления двух способов синтеза управляющих устройств с применением дискретного и дискретно-аналогового способа для синтеза позиционного гидроневопривода. Показано, что разработка методов проектирования с использованием обоих подходов, математических моделей и алгоритмов управления, направленных на повышение точности позиционирования и надежности систем с возможным упрощением схемных решений, является важнейшей задачей, направленной на получение огромного экономического эффекта при решении данной важнейшей проблемы. Полученные результаты доказывают, что применение позиционного гидроневопривода для построения системы управления скоростью гидротурбины с дискретным и дискретно-аналоговым управлением, позволяет синтезировать гидроневопривод с высокой точностью позиционирования, без применения дорогостоящих гидрораспределителей с пропорциональным управлением.

Ключевые слова: система управления, мехатронный гидропривод, рабочее колесо, поворотнo-лопастная гидротурбина, позиционный гидроневопривод, синтез.

Р. П. МИГУЩЕНКО, М. В. ЧЕРКАШЕНКО, О. В. ПОТЕТЕНКО, О. І. ГАСЮК, О. В. ДОРОШЕНКО, А. СHERKASHENKO

СИСТЕМИ УПРАВЛІННЯ ГІДРОТУРБІН

У статті наведено аналітичний огляд і аналіз існуючих у світовій і вітчизняній практиці систем управління гідротурбін. Розглянуто конструктивні особливості побудови схем з дискретним і дискретно-аналоговим способом управління. Наведено схеми управління частотою обертання гідротурбини провідних фірм-виробників гідротурбинного обладнання: ALSTOM POWER HYDRO (Франція, Гренобль), Wood word (США), Va Tech (Австрія), Voith Siemens (Німеччина). Виконано аналіз роботи схем і елементна база застосовуваної гідроапаратури з урахуванням специфіки функціонування системи регулювання. Розглянуто застосування для побудови систем управління двох способів синтезу керуючих пристроїв із застосуванням дискретного і дискретно-аналогового способу для синтезу позиційного гідроневоприводів. Показано, що розробка методів проектування з використанням обох підходів, математичних моделей і алгоритмів управління, спрямованих на підвищення точності позиювання і надійності систем з можливим спрощенням схемних рішень, є найважливішим завданням, спрямованим на отримання величезного економічного ефекту при вирішенні цієї найважливішої проблеми. Отримані результати доводять, що застосування позиційного гідроневоприводу для побудови системи управління швидкістю гідротурбини з дискретним і дискретно-аналоговим управлінням, дозволяє синтезувати гідроневоприводи з високою точністю позиювання, без застосування дорогих гідророзподільників з пропорційним управлінням.

Ключові слова: система управління, мехатронний гідропривод, робоче колесо, поворотнo-лопастна гідротурбіна, позиційний гідроневопривод, синтез.

R. MYGUSHCHENKO, M. CHERKASHENKO, O. POTETENKO, O. GASIYK, O. DOROSHENKO, A. CHERKASHENKO

HYDRAULIC TURBIN CONTROL SYSTEMS

There are an analytical review and analysis of existing hydraulic turbines control systems of the world and native practice in the paper. Constructive features of the construction of schemes with a discrete and discrete-analogue control method are considered. The control schemes of the hydraulic turbine rotational frequency of leading manufacturers of hydraulic turbine equipment (ALSTOM POWER HYDRO (France, Grenoble), Wood word (USA), Va Tech (Austria), Voith Siemens (Germany) are given. The analysis of the operation of the schemes and the element base of the used hydraulic equipment, taking into account the specifics of the functioning of the control system, was made. Application for the construction of control systems of two methods of synthesis control devices using a discrete and discrete-analog method for the synthesis of a positional hydropneumatic drive was considered. It is shown that the development of design methods using both approaches, mathematical models and control algorithms aimed at improving the positioning accuracy and reliability of systems with possible simplification of schemes solutions is the most important task aimed at obtaining a huge economic effect in solving this major problem. The obtained results prove that the use of a positional hydropneumatic drive for building a hydraulic turbine speed control system with discrete and discrete-analog control, which allows to synthesize a hydropneumatic drive with high positioning accuracy, without the use of expensive directional valves with proportional control.

Keywords: control system, mechatronic hydraulic drive, runner, Kaplan turbine, positional hydropneumatic drive, synthesis.

Введение. Система управления частотой вращения ротора гидротурбины (СУЧВР) включает позиционирование лопаток направляющего аппарата и позиционирование лопастей рабочего колеса в зависимости от позиционирования лопаток направляющего аппарата. Предназначена для выполнения следующих основных функций: пуск гидроагрегата (гидротурбины и электрогенератора),

при котором механизмы приходят в действие в нужной последовательности (разворот рабочего колеса), агрегат разворачивается, синхронизируется и подключается к сети; работа на энергосистему большой мощности; работа на изолированную (выделенную) нагрузку; устойчивая работа на холостом ходу; работа при сбросах нагрузки с отключением генератора от энергосистемы и др.

Измерителем скорости служит ленточный ромбический маятник, (конструктивно совмещенный с ПЗ₁ и ИГ₁), приводимый в движение электрическим двигателем. Частота вращения двигателя пропорциональна частоте вращения вспомогательного электродвигателя, связанного с ротором агрегата. Для создания жестких обратных связей, определяющих постоянную неравномерность, или статизм, предусмотрена рычажная передача, которая осуществляет механическую связь между углом поворота вала выключателя и смещением иглы маятника.

Рассмотрим гидропривод рабочего колеса РК, управляющий лопастями РК. Связь между углом разворота лопастей и открытием направляющего аппарата осуществляется с помощью кулачка комбинатора К, который посредством зубчатой передачи и тяги связан с валом В. Кулачок через рычажные передачи управляет побудительным ПЗ₃, вспомогательным ВС₂ и главным ГЗ₂ золотниками, а следовательно, главным сервомотором ГС₂ рабочего колеса. Обратная связь с ГС₂ осуществляется посредством троса. Кулачок выполнен пространственным. Его профиль соответствует так называемой комбинаторной зависимости, определяющей оптимальный, с точки зрения КПД, угол разворота лопастей рабочего колеса в зависимости от величин открытия направляющего аппарата и напора рабочей жидкости.

Для изменения скорости и осуществления синхронизации генератора с энергосистемой служит механизм изменения скорости (МИС). При опускании ГЗ₁ поршень ГС₁ перемещается на закрытие и прикрывает направляющий аппарат, уменьшая мощность турбины. Движение поршня ГС₁ будет продолжаться до тех пор, пока ГЗ₁ не займет свое исходное среднее положение. При снижении скорости процесс происходит в обратном порядке.

В электрогидравлическом регуляторе скорости [1, 3],

который начал выпускаться ЛМЗ с 1970 года, целый ряд функций гидропривода электрифицирован. От специального тахогенератора (ТГ) (рис. 2), находящегося на валу гидроагрегата, переменный ток частотой 50 Гц поступает на электрический измерительный элемент (ИЭ). Последний формирует электрический сигнал, пропорциональный отклонению частоты тока электрогенератора от 50 Гц с соответствующим знаком, который суммируется с сигналом механизма изменения частоты (МИЧ). Суммарный сигнал через фазочувствительный выпрямитель (ФЧВ) поступает на вход электрического усилителя (У). Сюда же подается сигнал от электрического изодрома Из.

Электрический сигнал постоянного тока с выхода У поступает на вход электрогидравлического усилителя типа сопло-заслонка. Любое перемещение поршня ЭГУ через рычажную систему передается на побудительный золотник ПЗ₁, который управляет вспомогательным сервомотором ВС. Шток ВС через рычаги вращает сельсины, которые вырабатывают сигналы – один для создания изодромной и жесткой обратных связей, а другой для создания жесткой обратной связи системы группового регулирования. Промежуточный вал через рычажные передачи связан с побудительным золотником ПЗ₂, который управляет ГЗ сервомотора СМ направляющего аппарата. Перемещение штока СМ с помощью тросовой обратной связи и рычагов возвращает плунжер ПЗ₂ в исходное положение. Таким образом, ПЗ₂ и ГЗ вместе с СМ НА образуют замкнутую подсистему, и ее положение в точности соответствует положению поршня ВС.

Функциональная схема гидропривода рабочего колеса (на рис. 2 не показана) такая же, как и на рис. 1. Отличие состоит в том, что в данном случае управление кулачком комбинатора К осуществляется от поршня ВС. Такое решение обеспечивает более высокую чувствительность регулятора.

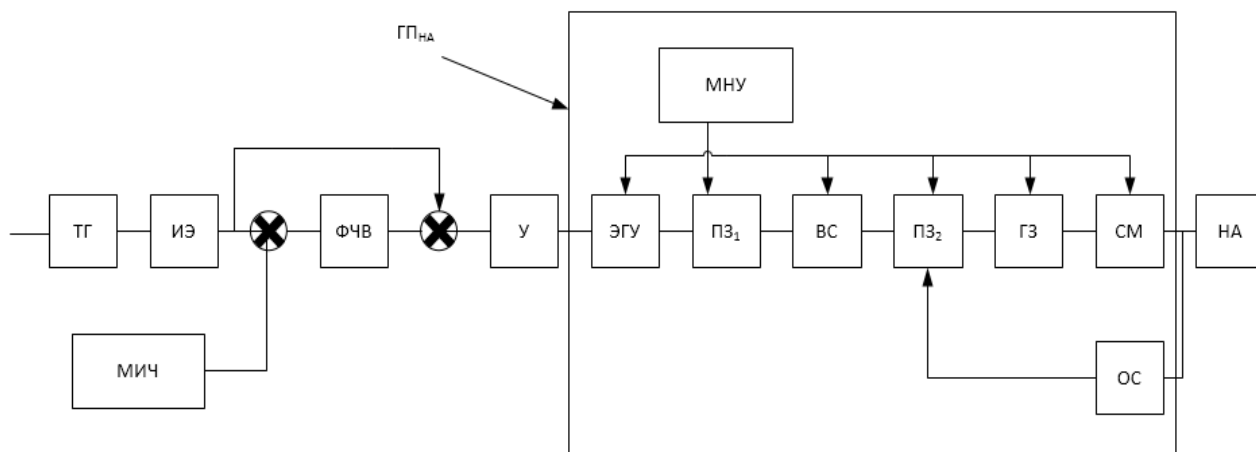


Рис. 2. Функциональная схема электрогидравлической СУЧВР поворотной-лопастной гидротурбины:

МНУ – маслonaпорная установка; ТГ – тахометр; ИЭ – измерительный элемент; ФЧВ – фазочувствительный выпрямитель; У – усилитель; Из – электрический изодром; ЭГУ – электрогидравлический усилитель; ВС – вспомогательный сервомотор; ПЗ₁, ПЗ₂ – побудительные золотники; ГЗ – главный золотник; СМ – сервомотор; МИЧ – механизм изменения частоты; ОС – обратная связь; НА – направляющий аппарат; ГП_{НА} – гидропривод поворота лопаток направляющего аппарата

Следует отметить, что в электрогидравлическом регуляторе, в отличие от гидромеханических с центробежным маятником, все функции, связанные с изменением частоты вращения вала гидропривода поворота лопастей РК, с созданием издромной обратной связи, с воздействием механизма изменения частоты и суммированием сигналов регулирования, выполняются электрическими устройствами. Суммарный электрический сигнал воздействует на входной каскад гидропривода, а именно на ЭГУ. Здесь он вначале преобразуется в пропорциональное механическое перемещение его плунжера, а затем с помощью нескольких ступеней гидравлического усиления (золотник-сервомотор) усиливается до величины, необходимой для управления РК.

Модификация электрогидравлической СУЧВР ПО «ЛМЗ» типа ЭГР-2И1 отличается от предыдущих более широким использованием средств, устройств и аппаратуры, выпускаемой электротехнической, электронной и приборостроительной промышленностью. На рис. 3 изображена функциональная схема системы и устройств формирования управляющего сигнала этой модификации.

На вход подается заданное значение регулируемой частоты, с помощью которого осуществляются необходимые изменения частоты вращения вала турбины, работающего на холостом

ходу или на изолированную нагрузку. Этот входной сигнал сравнивается с фактической частотой на выходной цепи электрогенератора f_{ϕ} (для этого используются измерительные трансформаторы напряжения и тока). Сигнал рассогласования поступает на усилитель $У_1$, интегратор Иг, которые охвачены обратной связью сигналом от электрического издромы Из. На выходе Иг формируется сигнал задания на изменение положения лопаток направляющего аппарата. На сумматоре С этот сигнал задания сравнивается с сигналом фактического положения штока СМ направляющего аппарата.

Сигнал рассогласования поступает на ЭПП, что вызывает перемещение золотника ГЗ, следовательно, и СМ до тех пор, пока не будет отработано появившееся отклонение частоты. Функциональная схема гидропривода рабочего колеса (на рис. 3 не показана) такая же, как и на рис. 1.

Сравнивая рис. 3 с рис. 1 и рис. 2, видно, что особенностями модификации являются: другой способ измерения фактической частоты вращения, другие устройства преобразования управляющего сигнала на гидропривод и уменьшение числа элементов, входящих в его состав. К недостаткам приведенных схем следует отнести громоздкость конструкции, невозможность автоматизации процессов системы управления.

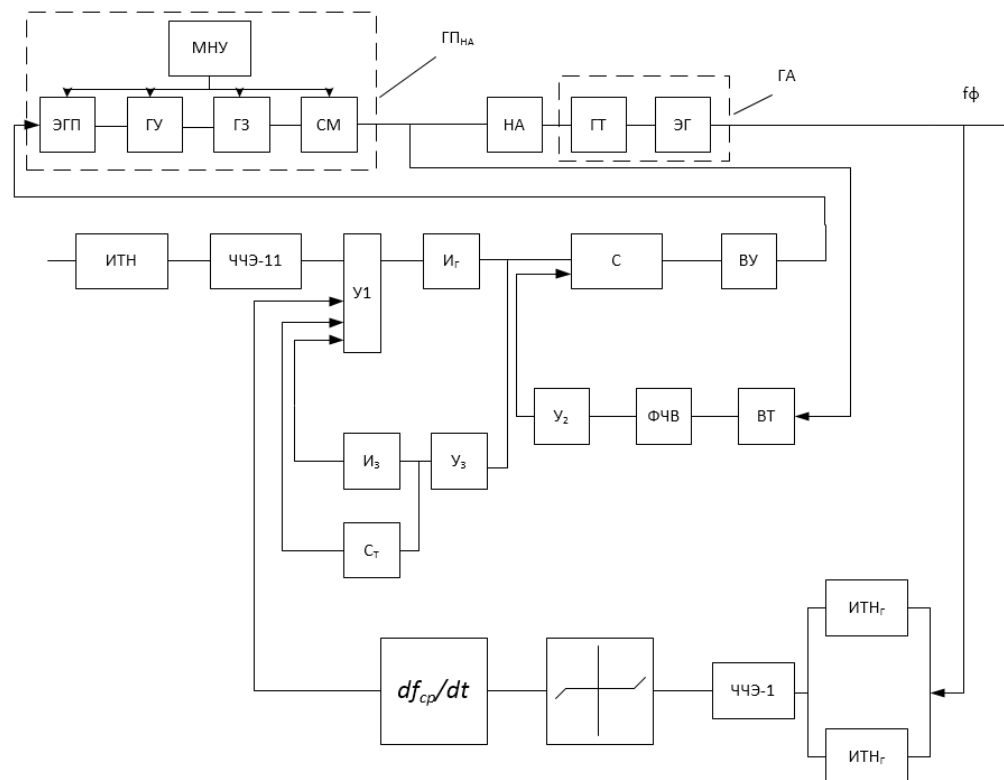


Рис. 3. Функциональная схема электрогидравлической СУЧВР новой модификации:

МНУ – маслонапорная установка; Иг – главный интегратор; ИТГ_г, ИТН_г – измерительные трансформаторы тока и напряжения; ЧЧЭ-1, ЧЧЭ-2 – частотно-чувствительные элементы; У1, У2, У3 – усилители; ВУ – выходной усилитель; ЭГП – электрогидравлический преобразователь; Из – издром; Ст – устройство изменения статизма; ЭГ – электрогенератор; ВТ – вращающийся трансформатор; ГТ – гидротурбина; С – сумматор; НА – направляющий аппарат; ГП_{РК} – гидропривод поворота лопастей рабочего колеса; ГП_{НА} – гидропривод поворота лопаток направляющего аппарата; ГА – гидроагрегат

Современное состояние развития системы управления частотой вращения турбины. Дальнейшее развитие вычислительной техники, средств автоматики, элементной базы гидрооборудования и теории автоматического управления позволило перейти к разработке и созданию более совершенных систем регулирования гидротурбинами и ее составляющих гидропривода поворота лопастей рабочего колеса и гидропривода поворота лопаток направляющего аппарата.

Теоретические основы расчетов, которые используются в алгоритмах для регулирования гидротурбин приведены в [1, 2, 4, 5–13].

На рис. 4 изображена функциональная система компьютерной СУЧВР гидротурбины, разработанная консорциумом «Регулятор» (Украина, Харьков) совместно с фирмой ALSTOM POWER HYDRO (Франция, Гренобль) [8]. Подробные системы разработаны фирмами Wood word (США), Va Tech (Австрия), Voith Siemens (Германия).

Как отмечалось ранее, современная тенденция развития систем управления гидротурбинами СУЧВР связана с вводом в их состав компьютеров. Это позволяет существенно сократить количество гидроаппаратов, механических элементов (тросов, рычагов, кулачков и др.) и передать их функции электротехнике, управляющей электронике, программному математическому обеспечению ЭВМ. Хотя настоящая статья посвящена анализу гидропривода поворота лопастей рабочего колеса

(одной из двух главных составляющих СУЧВР), она не может быть решена без четкого представления функционирования системы в целом. Поэтому принципиальная гидросхема будет рассматриваться в целом.

Если на рис. 4 дросселирующие распределители, входящие в состав гидроприводов СУЧВР ($ГП_{НА}$ и $ГП_{РК}$), обозначены через $ГЗ_1$ и $ГЗ_2$, как на предшествующих функциональных схемах, то на принципиальной схеме компьютерной системы они обозначаются через $РЗ_1$ и $РЗ_2$. Исключением в принципиальной схеме СУЧВР (рис. 5) является термин сервомотор – это гидроцилиндр с буквенным обозначением Ц.

Устройство и принцип работы СУЧВР, ее общая характеристика. Гидравлическая схема СУЧВР включает два дросселирующих гидрораспределителя $РЗ_1$ и $РЗ_2$, служащих для привода сервомоторов $СМ_1$ направляющего аппарата и $СМ_2$ разворота лопастей рабочего колеса гидротурбины соответственно.

Электрогидропреобразователи $ЭГП_1$ и $ЭГП_2$ (с пропорциональным управлением) служат для управления гидрораспределителями $РЗ_1$ и $РЗ_2$ соответственно.

Указанные выше гидроаппараты в комплексе с гидрораспределителями с электроуправлением $РЗ$ и $Р_4$, двоянным фильтром Φ_1 , реле давления $РД_1$, манометром $МН_1$, воздушным фильтром Φ_2 и трубопроводами высокого давления, слива и дренажа

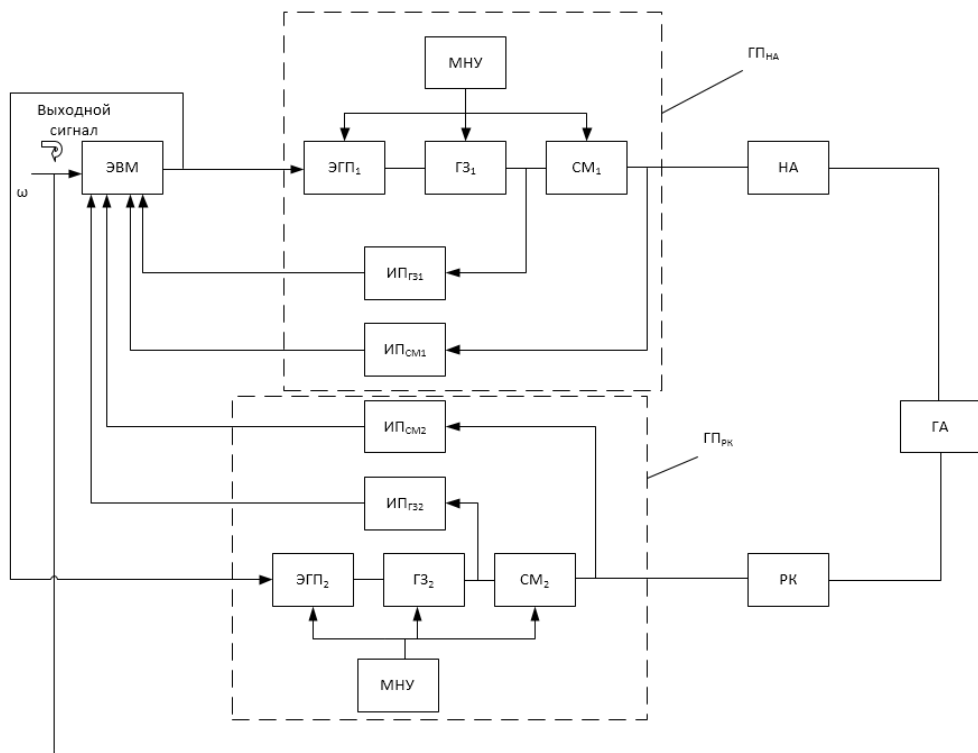


Рис. 4. Функциональная схема компьютерной СУЧВР:

$ИП_{ГЗ1}$, $ИП_{ГЗ2}$, $ИП_{СМ1}$, $ИП_{СМ2}$ – измерительные преобразователи положения соответственно главного золотника и сервомотора; МНУ – маслонапорная установка; ЭВМ – электронная вычислительная машина; $СМ_1$, $СМ_2$ – сервомоторы; $ЭГП_1$, $ЭГП_2$ – электрогидравлические преобразователи; $ГЗ_1$, $ГЗ_2$ – главные золотники; НА – направляющий аппарат; РК – рабочее колесо; ГА – гидроагрегат; $ГП_{РК}$ – гидропривод поворота лопастей рабочего колеса; $ГП_{НА}$ – гидропривод поворота лопаток направляющего аппарата

размещены в гидравлическом шкафу и обеспечивают совместно с гидромеханическим устройством аварийной защиты и комплектом измерительных преобразователей (датчиков) частоты вращения вала турбины, положения поршня сервомотора $СМ_1$ направляющего аппарата ИП₁ и ИП₂, сервомотора $СМ_2$ рабочего колеса ИП₃ и ИП₄ функционирование гидротурбины.

Масло от напорной установки МНУ подается через фильтр Φ_1 постоянно к верхним управляющим камерам (x) гидрораспределителей $РЗ_1$ и $РЗ_2$. Выходной канал (A) ЭГП₁ может сообщаться с нижней управляющей камерой (y) гидрораспределителя $РЗ_1$ через гидрораспределитель $Р_3$. Выходной канал (A) ЭГП₂ постоянно сообщен с нижней камерой (y) гидрораспределителя $РЗ_2$. Все дренажные линии (L), утечек (R) и слива (T) из гидроаппаратов сведены с помощью трубопроводов в единую дренажную магистраль, сообщенную с атмосферой с помощью воздушного фильтра Φ_2 . Основной поток рабочей жидкости подается гидрораспределителям $РЗ_1$ и $РЗ_2$ непосредственно из МНУ (каналы p). Трубопроводы (a) и (b) от $РЗ_1$ подсоединены к сервомотору $СМ_1$ направляющего аппарата через золотник аварийного закрытия, трубопроводы (a) и (b) от главного гидрораспределителя $РЗ_2$ подсоединены к сервомотору $СМ_2$ гидропривода разворота лопастей рабочего колеса. Сливные каналы (L) и (T) обоих гидрораспределителей сообщены трубопроводом с

баком МНУ. Для измерения давления в напорных трубопроводах (a) и (b) установлены контрольные точки давления $РР_1$ и $РР_2$, $РР_3$ и $РР_4$.

Для обеспечения непрерывного поступления к ЭГП₁ и ЭГП₂ очищенной от загрязнения рабочей жидкости служит сдвоенный фильтр Φ_1 . Фильтроэлементы сдвоенного Φ_1 могут поочередно заменяться при поступлении сигнала о загрязненности, вызываемого ростом перепада давлений между входом и выходом фильтра. Электросигнализатор РС срабатывает при достижении перепада давлений порядка 0,16 МПа. На корпусе фильтра может устанавливаться также визуальный индикатор загрязненности. Для смены одного из фильтроэлементов служит золотник с поворотной рукояткой, расположенный в корпусе фильтра. С целью выпуска воздуха из полости заменяемого фильтроэлемента служат контрольные точки давления, которые с помощью переходных муфт, обеспечивают сообщение полости фильтра с дренажной магистралью.

Дискретно-аналоговые системы управления. Гидропривод направляющего аппарата. Для обеспечения управления гидрораспределителем $РЗ_1$ подается постоянно электропитание:

- на магнит «0» гидрораспределителя $Р_4$. При этом золотник последнего смещается вправо и РЖ от канала (p) подается через канал (b) к гидроцилиндру Ц стопора $С_2$, обеспечивая расфиксацию сервомотора $СМ_1$ направляющего аппарата;

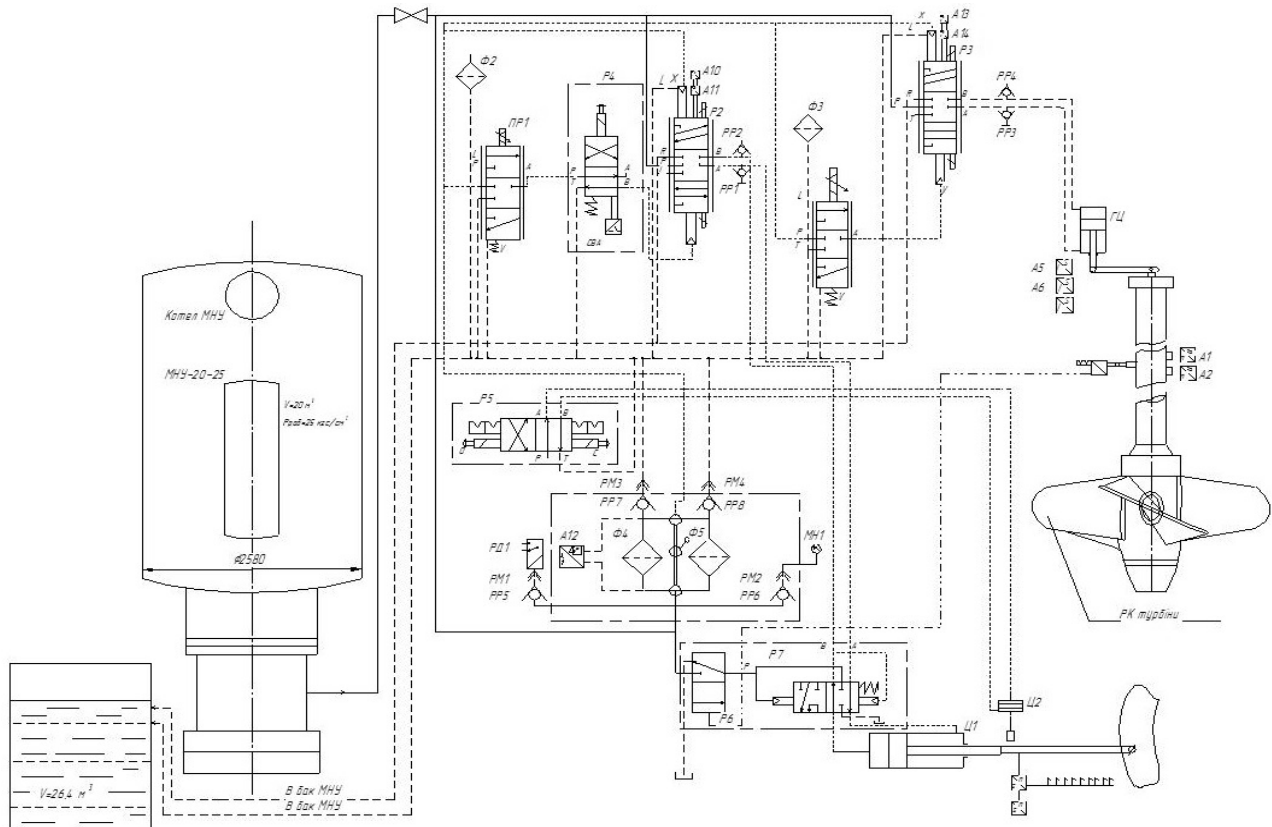


Рис. 5. Принципиальная гидравлическая схема

- на магнит гидрораспределителя P_3 , вследствие чего его золотник перемещается вправо. При этом канал (а) ЭГП₁ сообщается с управляющим каналом (у) гидрораспределителя P_3 . С помощью ЭГП₁ обеспечивается подача управления в канал (у) или его сообщение с дренажом (Т).

При смещении золотника электрогидропреобразователя ЭГП₁ вниз происходит сообщение каналов (р), (а) и (у), благодаря чему золотник P_3 поднимается вверх, и РЖ по трубопроводу (а) поступает через золотник аварийного закрытия (ЗАЗ, на схеме не показан) к сервомотору $СМ_1$ на открытие направляющего аппарата. Смещение золотника ЭГП₁ вверх приводит к сообщению его канала (а) и, соответственно, канала (у) с дренажом (Т). При этом золотник P_3 опускается вниз, и РЖ по трубопроводу (б) поступает через ЗАЗ к сервомотору $СМ_1$ направляющего аппарата, обеспечивая его закрытие. Слив РЖ из $СМ_1$ осуществляется по трубопроводам (R) и (Т) в бак МНУ.

Экстренное и аварийное закрытие направляющего аппарата обеспечивается при достижении максимальной частоты вращения вала гидротурбины.

При этом происходит смещение ролика и соответственно ЗАЗ в левое положение, его канал (а) и канал (у) гидрораспределителя P_3 сообщаются с дренажом и золотник P_3 смещается вниз и происходит закрытие направляющего аппарата. Смещение ЗАЗ дублируется замыканием и фиксацией соответствующего электроконтакта, сигнал которого может быть использован для выключения ЗАЗ.

Гидропривод поворота лопастей рабочего колеса. МНУ как источник гидравлической энергии и фильтр Φ_1 являются общими для обоих гидроприводов. Управление разворотом лопастей

рабочего колеса обеспечивается путём подачи управляющего воздействия на ЭГП₂. Смещение золотника последнего вниз приведёт к подаче давления к камере (у) P_3 , смещению его золотника вверх и, благодаря этому, поступлению рабочей жидкости к полости (А) сервомотора $СМ_2$ на разворот лопастей рабочего колеса. При смещении вверх золотника ЭГП₂ нижняя камера (у) P_3 будет сообщена с дренажом и золотник опустится вниз, что обеспечит поступление РЖ к полости (В) $СМ_2$ на закрытие лопастей рабочего колеса. В табл. 1 показаны состояния ЭГП₁ и ЭГП₂, P_3 и P_3 , $СМ_1$ и $СМ_2$ при открытии и закрытии лопаток направляющего аппарата и поворота лопастей рабочего колеса при включении электромагнитов P_3 , P_4 гидрораспределителей РП₃ и РП₄.

В компьютерной СУЧВР, по сравнению с предшествующими ей системами, существенно уменьшено число гидроустройств, почти исключены рычаги и тросы для формирования местных и главных обратных связей, в том числе и изодромной.

Золотниковые распределители и сервомоторы представляют собою отдельные гидравлические устройства, а не совмещенные конструкции как в гидромеханических и электрогидравлических регуляторах. Обратные связи выполнены с помощью электрических измерительных преобразователей (датчиков).

Управляющее воздействие на вход системы, прием и преобразование сигналов с датчиков ИП_{ГЗ} и ИП_{СМ}, суммирование, соответствующее преобразование и формирование внешних и внутренних жестких и гибких обратных связей, формирование и расчет оптимальной комбинаторной зависимости, подача сигналов управления на входы ЭГП, выполняются соответствующим программным обеспечением ЭВМ.

Таблица 1 – Включение электромагнитов гидрораспределителей РП₃ и РП₄, положений золотников электрогидравлических преобразователей ЭГП₁ и ЭГП₂, положений золотников распределителей P_3 и P_3 при открытии и закрытии направляющего аппарата и поворота лопастей рабочего колеса

Включение	Действие от включения электромагнита «0» P_4			Включение	Действие от включения электромагнита P_3		Перемещение золотников ЭГП ₁ , ЭГП ₂	Перемещение золотников P_3 , P_3	Работа сервомоторов $СМ_1$, $СМ_2$
	1	2	3		1	2			
Электромагнита «0» P_4	Смещение золотника P_4 вправо	Подача РЖ на Ц стопора $С_2$	Расфиксация $СМ_1$ НА	Электромагнита P_3	Смещение золотника P_3 вниз	Сообщение канала А с управляющей камерой у P_3	Вниз ЭГП ₁	Вверх РП ₁	$СМ_1$ на открытие НА
							Вверх ЭГП ₁	Вниз РП ₁	$СМ_1$ на закрытие НА
-//-	-//-	-//-	-//-	-//-	-//-	-//-	Вниз ЭГП ₂	Вверх P_3	$СМ_2$ разворачивание лопастей РК
							Вверх ЭГП ₂	Вниз P_3	$СМ_2$ сворачивание лопастей РК

На рис. 6 показана структура программного обеспечения СУЧВР, установленной на поворотной лопастной гидротурбине Кременчугской ГЭС.

В программном обеспечении СУЧВР (рис. 6) предусмотрено:

- расчет оптимальной комбинаторной зависимости на основе значений мощности электрогенератора и напора. При этом формируются сигналы рассогласования Δu_{PK} и Δu_{HA} положения штоков CM_1 и CM_2 ;

- управление уровнем с подключением ПИ – регулятора, на выходе которого формируется задание расхода;

- управление расхода рабочей жидкости, при котором производится расчет расхода на основе положений штоков CM_1 и CM_2 , напора H , частоты вращения ротора турбины. Разность задания расхода поступает на ПИ – регулятор, выходной сигнал которого влияет на выбор режима работы турбины;

- управление открытием направляющим аппаратом и рабочим колесом, и скоростью их

движением основаны на задании, выбора режима управления с учетом зоны нечувствительности, постоянного статизма. Выбор режима управления завершается с преобразованием совокупности всей информации с помощью ПИД – регулятора;

- определение ограничения на открытие направляющего аппарата и рабочего колеса, закрытие направляющего аппарата, ввод комбинаторной зависимости и разобшение ее;

- в завершении выполнение отработки сигналов рассогласований Δu_{HA} и Δu_{PK} , т. е. завершить процесс позиционирования штоков CM_1 и CM_2 , а следовательно, заданного открытия направляющего аппарата и рабочего колеса.

Здесь для улучшения динамики предусмотрены НД – регуляторы и ГОС, коэффициенты каналов постройки ПД – регулятора, ГОС и ЖОС следует определять либо экспериментально (весьма трудно), либо математическим моделированием на ЭВМ с помощью современных пакетов VisSim, Simulink, SiAM.

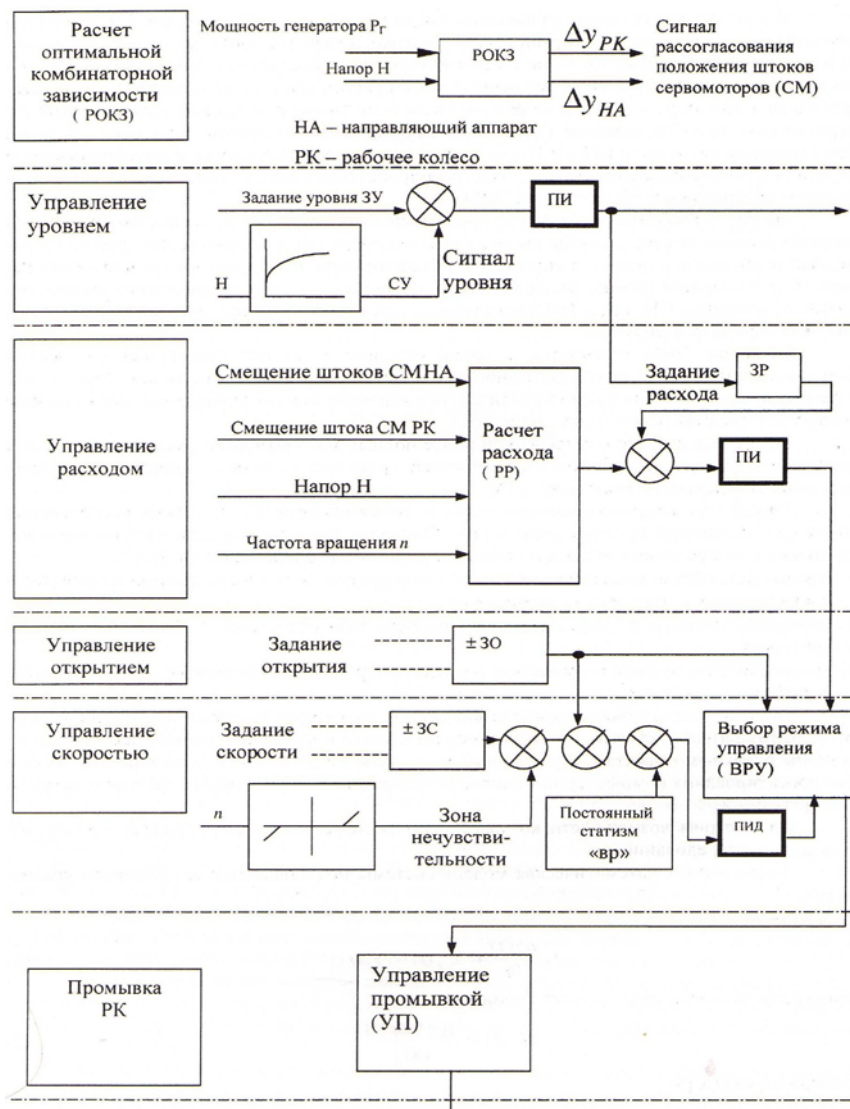


Рис. 6. Структура программного обеспечения СУЧВР

Таким образом, из рис. 7 видно, что программное обеспечение взяло на себя практически большинство функций, которые на предшествующих системах выполнялись механическими и гидравлическими устройствами, т. е. аппаратно. Необходимо учитывать, что разработке программного обеспечения

предшествует широкий комплекс исследований динамических характеристик гидроприводов системы и анализ накопленных результатов исследований динамических характеристик гидротурбины с гидромеханическими и электромеханическими системами.

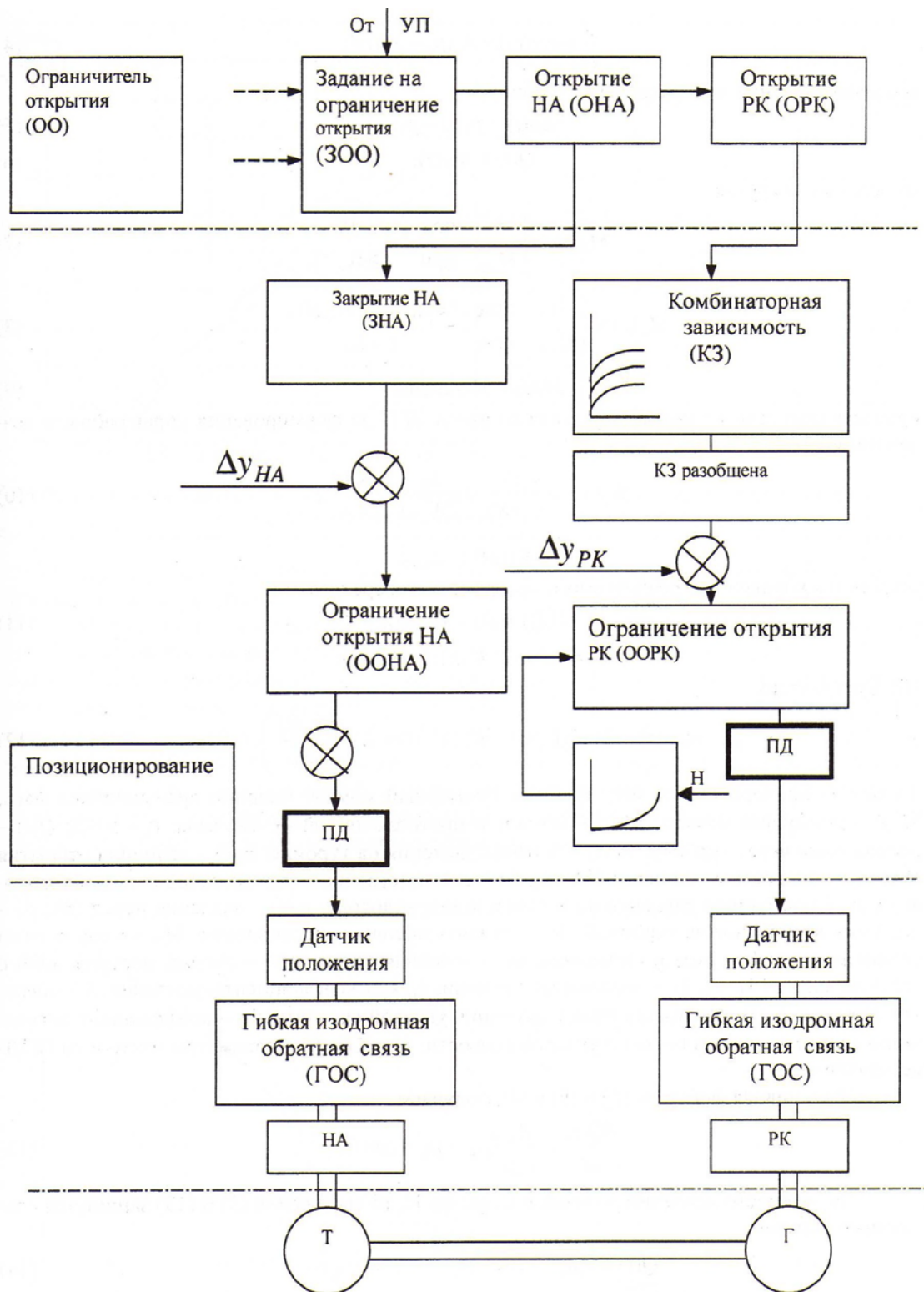


Рис. 7. Структура программного обеспечения СУЧВР:

ПИ – пропорционально-интегральный закон; ПД – пропорционально-дифференциальный закон; ПИД – пропорционально-интегрально-дифференциальный закон

На рис. 8 приведена принципиальная схема регулятора скорости турбины. В схеме установлены гидрораспределители с пропорциональным управлением, необходимые для управления сервомоторами направляющего аппарата и разворота лопастей рабочего колеса. Установленные датчики положения штока сервомотора формируют обратную связь для построения автоматической системы управления. Так же в схеме установлен гидрораспределитель аварийной остановки и защитный клапан для противоразгонного устройства. Система оснащена спаренным блоком фильтров для очистки рабочей жидкости и необходимым количеством тестовых точек для диагностики давления в отдельных элементах схемы.

Рассмотрим принципиальную схему [7]. Схема построена аналогично схемам, рассмотренным ранее, конструктивной особенностью является наличие гидропневмоаккумуляторов для сглаживания пульсаций давления в напорной магистрали и возможностью их функционирования при возникновении аварийного режима при эксплуатации гидроагрегата.

Дискретные системы управления.

Представляет практический интерес реализация принципиальной схемы привода для управления частотой вращения гидротурбины с применением дискретного и дискретно-аналогового управления, что позволяет синтезировать гидропневмопривод с

высокой точностью позиционирования, без применения дорогостоящих гидрораспределителей с пропорциональным управлением.

На рис. 9 представлена принципиальная схема пневмопривода (а. с. СССР № 1145175). Он содержит пневмоцилиндр 1 с установленным в нем поршнем 2 со штоком 3 с образованием рабочих полостей 4 и 5. Полость 4 сообщена с источником 6 питания через нормально открытые линии 7 и 8 дросселирующего двухпозиционного пневмораспределителя 9, а через нормально закрытую линию 10 – с атмосферой. Рабочая полость 5 сообщена с управляющей камерой 11 пневмораспределителя 9 и выходом 12 прерывателя 13 потока, выполненного в виде ряда дросселирующих двухпозиционных трехлинейных пневмораспределителей 14–16, каждый из которых подпружинен и установлен с возможностью взаимодействия с кулачками 17–19, выполненными на штоке 3 через соответствующие толкатели 20–22. Пневмораспределители 14–16 выполнены с нормально закрытыми линиями 23–25 соответственно, подключенными к источнику 6 питания, и нормально открытыми линиями 26–31 соответственно, соединенными последовательно между собой, причем линия 26 подключена к входу 32 прерывателя потока 13, а линия 31 – к выходу последнего. Вход 32, а так же входы 33–35 прерывателя 13 потока связаны с пневмолиниями управления 36–39.

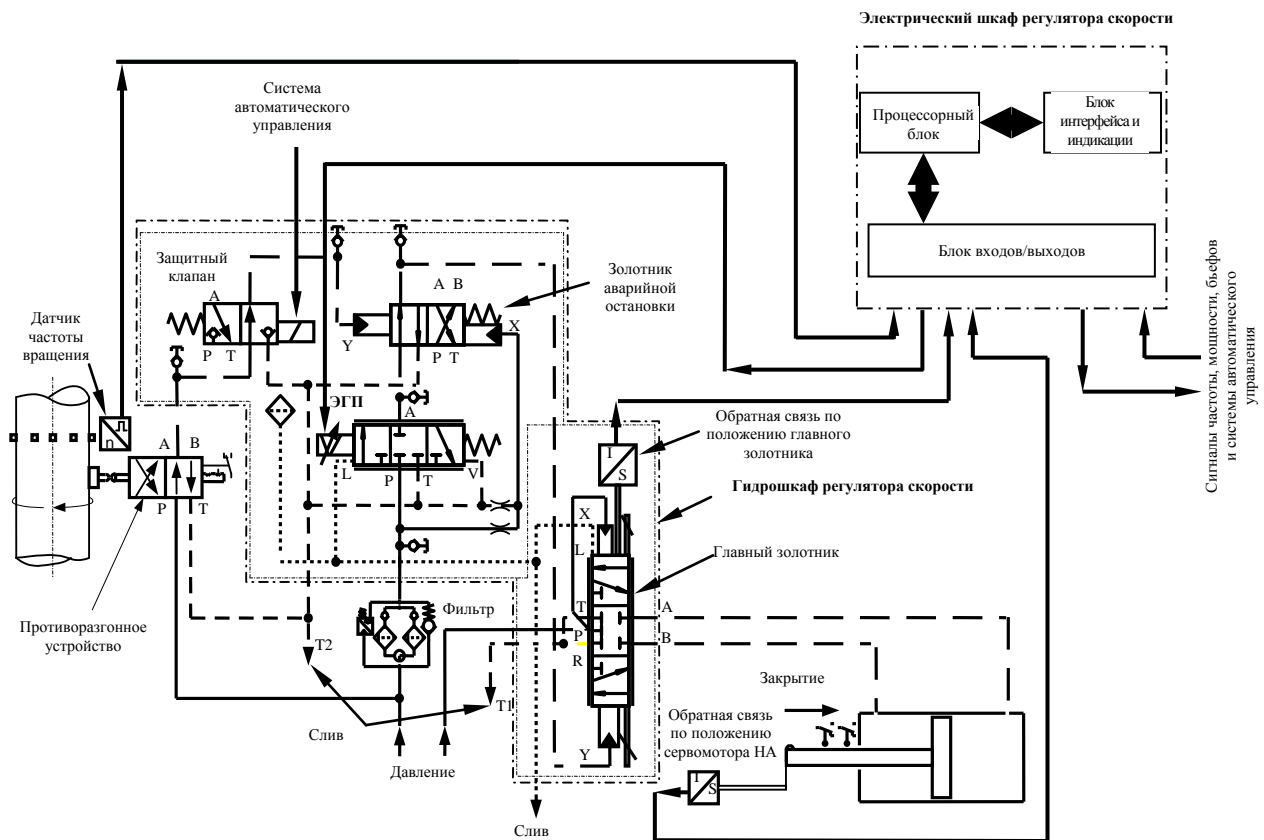


Рис. 8. Принципиальная схема регулятора скорости турбины

Кроме того, пневмораспределители 14–16 снабжены управляющими камерами 40–42 соответственно и пружинами 43–45, установленными со стороны толкателей 20–22, а пневмораспределитель 9 снабжен пружиной 46. Управляющие камеры 40–42 подключены к пневмолиниям 37–39 управления через соответствующие входы 33–35 прерывателя 13 потока. Промежуточные позиции поршня 2 пневмоцилиндра 1 обозначены на рис. 9 и рис. 10 соответственно I, II, III, IV, V.

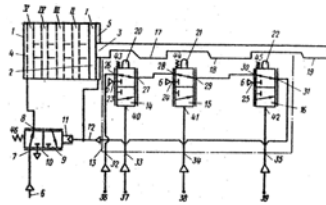


Рис. 9. Позиционный пневмопривод с упорами

Пневмопривод работает следующим образом. При отсутствии сигналов на входах 32–35 прерывателя потока 13 пневмораспределители 14–16 под действием пружин 43–45 находятся в положении, показанном на чертеже. При этом рабочая полость 5 соединяется через выход 12, пневмораспределители 16, 15 и 14 и вход 32 с атмосферой, поскольку сигнал в пневмолинии 36 управления отсутствует. Поршень 2 пневмоцилиндра 1 находится в позиции I.

При поступлении командного сигнала на вход 33 по пневмолинии 37 управления пневмораспределитель 14 переключается. При этом его толкатель 20 начинает взаимодействовать со штоком 3 и далее с его кулачком 17. Рабочая среда от источника питания 6 по линиям 23, 27, 28, 29, 30 и 31 поступает на выход 12 прерывателя потока 13, а затем в управляющую камеру 11 пневмораспределителя 9 и рабочую полость 5 пневмоцилиндра 1. Пневмораспределитель 9 переключается и соединяет рабочую полость 4 пневмоцилиндра 1 с атмосферой. Поршень 2 под действием перепада давления в рабочих полостях 4 и 5 перемещается до тех пор, пока на толкатель 20 не будет оказывать воздействия кулачок 17 штока 3. В результате указанного воздействия уменьшается уровень энергии, поступающей в рабочую полость 5 и управляющую камеру 11 пневмораспределителя за счет дросселирования рабочей среды на пневмораспределителе 14. При этом ввиду падения давления в управляющей камере 11 под действием усилия со стороны пружины 46 пневмораспределитель 9 возвращается в исходное положение, что приводит к увеличению уровня энергии, поступающей в рабочую полость 4. Переходный процесс не прекращается до тех пор, пока перепад давления в рабочих полостях 4 и 5 не обеспечит позиционирования поршня 2 со штоком 3 в позиции II. Для перемещения поршня 2 в позицию III необходимо подать командный сигнал на вход 34, а в позиции IV – на вход 35 прерывателя 13 потока. Перемещение поршня 2 в позицию V обеспечивается подачей командного сигнала на вход 32. При этом

пневмораспределители 14–16 находятся под действием пружин 43–45 в позиции, показанной на чертеже, и командный сигнал проходит через линии 26–31 на выход 12 прерывателя 13 потока, а затем в камеру 11 и рабочую полость 5. Пневмораспределитель 9 переключается в позицию, при которой рабочая полость 4 сообщается с атмосферой, и поршень 2 под действием перепада давления в полостях 4 и 5 перемещается в позицию V. Технико-экономическая эффективность от использования предлагаемого привода заключается в уменьшении габаритов и металлоемкости привода вследствие уменьшения количества силовых линий и исключения логической системы ИЛИ.

Известна схема рис. 10 (а. с. СССР № 1166064). В схеме с использованием блока А, кроме силового следящего распределителя P7 и следящих распределителей P4 и P5, контролирующих позицию ИМ, есть промежуточный следящий распределитель P6. Во многих случаях целесообразна реализация логических уравнений с применением клапанов И и ИЛИ (с использованием блока В), но при этом на схему накладывается ограничение – клапаны не должны срабатывать в процессе слежения в области точки позиционирования.

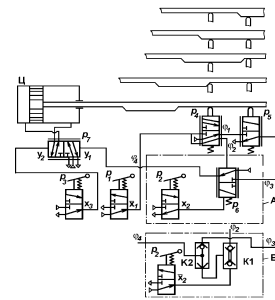


Рис. 10. Схема гидропневмопривода

Анализ показывает, что для схемы, представленной на рис. 10, возможна замена следящего пневмораспределителя P6 блока А на клапаны И K1 и ИЛИ K2 блока В. При этом необходима инверсия входного сигнала x_2 , которая может быть осуществлена подключением атмосферного и магистрального каналов распределителя P2 блока В.

При сравнении приведенных схем преимущество может быть отдано схеме с блоком В, потому что наличие промежуточного следящего распределителя P6 блока А ведет к снижению устойчивости и статической точности. Поскольку базис И, ИЛИ, \neg является функционально полным и позволяет реализовать любую комбинационную схему, то синтез данного класса позиционных приводов с использованием клапанов И и ИЛИ (функция \neg может быть тривиально получена от следящего конечного выключателя) позволяет дать минимальное количество следящих распределителей, которые задействованы в процессе позиционирования: не больше двух следящих распределителей, один из которых – датчик положения, а второй – силовой распределитель.

Таким образом, решение задачи данным способом позволяет синтезировать позиционные гидро- и пневмоприводы с не силовыми упорами, при этом возможность выбора наилучшей реализации, включая малый перебор решений, позволяет получить конструкцию привода, который имеет минимальное число элементов. Это преимущество рассмотренного привода обеспечивает получение экономического эффекта от внедрения по сравнению с приводами, построенными интуитивно. Данная методика позволяет упростить приводы и тем самым вместе со снижением стоимости повысить динамические характеристики и надежность.

Гидравлический (пневматический) привод (а. с. СССР № 1399533) (рис. 11) содержит напорную 1 и сливную 2 линии, цилиндр 3, установленный в нем с образованием рабочих полостей 4 и 5 поршень 6, два управляемых трехлинейных двухпозиционных распределителя 7 и 8, дроссели 9–11 и систему программного управления, включающую управляющее устройство 12, датчик 13 перепада давлений в рабочих полостях 5 и 4, датчик 14 положения штока 15. При этом управляющее устройство 12 подключено к управляющим входам 16, 17 распределителей 7, 8. Кроме того, привод снабжен подпружиненными клапанами 18–21, параллельно подключенными к сливной линии 2 каждого распределителя 7 и 8, их управляющие входы 22–25 связаны с управляющим устройством 12. Каждый из распределителей 7, 8 и клапанов 18–21 со стороны соответствующей пружины 26, 27 и 28–31 снабжены управляющим входом соответственно 32, 33 и 34–37 аварийной остановки, которые подключены к каналу 38. Дроссели 9–11 установлены в линиях 39–41 входа клапанов 18–20, при этом число дросселей 9–11 на один меньше числа клапанов 18–21, а эффективные площади дросселей 9–11 выбираются по формуле:

$$f_j = \frac{f_p f_k}{\sqrt{(f_p^2 + f_k^2)(2^{2(n-j)} - 1)}}, \quad (1)$$

где f_p и f_k – соответственно эффективные площади распределителей и клапанов;

n – число клапанов;

j – порядковый номер клапана и соединенного с его входом дросселя.

Привод работает следующим образом. В исходном положении управляющие сигналы на входах 16, 17 и 22–25 отсутствуют, рабочие полости 4, 5 перекрыты и поршень 6 со штоком 15 неподвижны. По заложенной в управляющее устройство 12 программе управления на входах 16, 17 и 22–25 появляются сигналы. При движении поршня 6, например, вправо по чертежу, управляющий сигнал поступает на вход 16 распределителя 7, который, переключаясь, сообщает рабочую полость 4 с напорной линией 1, а также на те управляющие входы 22–25 клапанов 18–21, камеры которых определены управляющим устройством 12 по программе для обеспечения заданного закона движения. Рабочая среда из полости 5 поступает через распределитель 8 и в те из дросселей 9–11, клапаны 18–20 которых

переключились по сигналу, поступившему на их управляющие входы 22–24. В процессе перемещения штока 15 основные параметры контролируются датчиками 13, 14, информация от которых поступает на управляющее устройство 12.

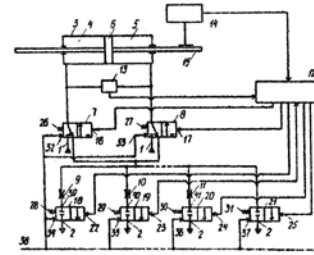


Рис. 11. Позиционный пневмогидропривод

По заложенному алгоритму и программе управления движением устройство 12 обрабатывает поступившую информацию и выдает управляющие сигналы, переключающие соответствующие клапаны 18–21. При этом происходит изменение конфигурации сливной линии 2, а, следовательно, изменяется также и проводимость линии 2.

Регулируя таким образом количество рабочей среды, находящейся в полости 5, в конечном счете можно управлять параметрами движения привода. Для обеспечения удобства регулирования эффективные площади дросселей 9–11 должны быть выбраны таким образом, чтобы для различных комбинаций управляющих сигналов и соответствующих им переключений клапанов 18–21 можно было бы получить наиболее равнодискретное изменение проводимости линии 2. Выбор числа клапанов 18–21 определяется требованиями к точностным характеристикам привода. Чем больше число клапанов 18–21, тем более плавно может регулироваться величина расхода и выше точность привода. Двоичное кодирование управляющих сигналов представляет большое удобство при использовании цифровой вычислительной техники в качестве управляющего устройства 12, поскольку упрощает ее стыковку с управляемыми объектами, исключая необходимость установки цифроаналоговых преобразователей. При возникновении аварийной ситуации по команде оператора либо устройства 12 управляющий сигнал поступает на управляющие входы 32, 33 и 34–37. Под действием усилия пружин 26, 27 и 28–31 независимо от наличия управляющих сигналов в противоположных им входах 16, 17 или 22–25, происходит установка распределителей 7, 8 и клапанов 18–21 в исходное положение. При этом осуществляется торможение и последующая остановка поршня 6 со штоком 15. Аналогичным образом работает привод при движении поршня 6 влево. Однако при этом переключается распределитель 8, а распределитель 7 остается в исходном положении. Таким образом, предлагаемое конструктивное выполнение привода позволяет осуществлять цифровое регулирование проводимости сливной линии в ее широком диапазоне и тем самым улучшить динамические характеристики привода.

Выводы. Анализ существующих систем управления показывает четкую тенденцию наличия в современных системах управляющих программируемых контроллеров и программно-технических комплексов.

Это обеспечивает: контроль параметров в реальном времени работы гидротурбины и получение нужной точности позиционирования исполнительных устройств, регулирующих положение лопаток направляющего аппарата и лопастей рабочего колеса. На объекте устанавливаются современные измерительные датчики частоты вращения и перемещения исполнительных устройств [14–20].

Для решения данной проблемы существует два способа синтеза управляющих устройств гидросистем:

- дискретно-аналоговый способ регулирования;
- дискретное регулирование.

Первый подход наиболее часто используется на практике, к недостаткам следует отнести большие материальные затраты на элементы системы управления. Второй подход основан на применении дискретных распределительных устройств.

Разработка методов проектирования с использованием обоих подходов, математических моделей и алгоритмов управления, направленных на повышение точности позиционирования и надежности систем с возможным упрощением схемных решений, является важнейшей задачей, направленной на получение огромного экономического эффекта, при решении данной важнейшей проблемы.

Применение позиционного гидроневопривода для построения системы управления скоростью гидротурбины с дискретным и дискретно-аналоговым управлением, позволяет синтезировать гидроневопривод с высокой точностью позиционирования, без применения дорогостоящих гидрораспределителей с пропорциональным управлением.

Список литературы

1. Русанов А. В., Гнесин В. И. *Науково-технічні основи моделювання і проектування проточних частин енергетичних турбоустановок*. Харків: ПМаш, 2019. 386 с.
2. Топаж Г. И. *Лопастные гидромашинны и гидродинамические передачи. Основы рабочего процесса и расчета гидротурбин*. Санкт-Петербург, 2011. 154 с.
3. Губарев О. П., Левченко О. В. Дослідження енергетичного балансу системи з нерегульованим насосом та клапаном різниці тисків. *Bulletin of the National Technical University "KhPI". Series: Hydraulic machines and hydraulic units*. Kharkiv: NTU "KhPI". 2017. No. 42. P. 21–27.
4. Потетенко О. В., Яковлева Л. К., Самба Битори Т. Д. Б. Совершенствование рабочих процессов гидротурбин на напоры 400–800 м с применением новых конструктивных решений. *Bulletin of the National Technical University "KhPI". Series: Hydraulic machines and hydraulic units*. Kharkiv: NTU "KhPI". 2017. No. 42. P. 28–37.
5. Потетенко О. В., Яковлева Л. К., Самба Битори Т. Д. Б. Особенности рабочего процесса и структуры потока в межлопастных каналах рабочего колеса и в других элементах проточной части радиально-осевых гидротурбин на напоры 400–600 м. *Bulletin of the National Technical University "KhPI". Series: Hydraulic machines and hydraulic units*. Kharkiv: NTU "KhPI". 2016. No. 41. P. 39–48.
6. Русанов А. В., Хорев О. Н., Рябова С. А., Косьянов Д. Ю., Сухоребрий П. Н. Гидродинамическое совершенствование

проточных частей осевых гидротурбин при помощи пространственного профилирования лопастей рабочего колеса. *Bulletin of the National Technical University "KhPI". Series: Hydraulic machines and hydraulic units*. Kharkiv: NTU "KhPI". 2016. No. 41. P. 49–57.

7. Лурье З. Я., Братуга Э. Г., Гасюк А. И., Булгаков В. А., Цехмистро Л. Н. Динамика мехатронного гидропривода рабочего колеса поворотной-лопастной гидротурбины. *Праці Таврійського державного агротехнологічного університету*. Мелітополь: ТДАТУ. 2014. Вип. 14, т. 3. С. 59–73.
8. *Руководство по эксплуатации регулятора скорости ALSTOM радиально-осевой гидротурбины*. Гренобль: Гренобль, 2011. 206 с.
9. Хорев О. Н. Моделирование рабочего процесса в проточной части радиально-осевой насос-турбины. *Вестник Нац. техн. ун-та «ХПИ»: сб. науч. тр. Темат. вып.: Математическое моделирование в технике и технология*. Харьков: НТУ «ХПИ». 2013. № 37 (1010). С. 206–214.
10. Sokol Ye., Cherkashenko M. *Syntesis of control schemes of drives system*. Kharkiv: NTU "KhPI", 2018. 120 p.
11. Черкашенко М. В., Сериков А. Д., Салыга Т. С., Фатеев А. Н., Фатеева Н. Н., Радченко Л. Р. *Позиционные гидроневоагрегаты*. Харьков: НТУ «ХПИ», 2015. 115 с.
12. Черкашенко М. В. *Синтез минимальных схем гидроневоагрегатов* / ред. Вурье Б. А. Москва: Пневмогидромашинны, 2013. 265 с.
13. Лурье З. Я., Гасюк А. И., Булгаков В. А., Цехмистро Л. Н., Цента Е. Н. Синтез мехатронного гидропривода рабочего колеса гидротурбины. *Bulletin of the National Technical University "KhPI". Series: Hydraulic machines and hydraulic units*. Kharkiv: NTU "KhPI". 2015. No. 45. P. 47–52.
14. Adegbuyi P. Hydraulic and pneumatic cylinder failures, the effect of fluid cleanliness on component life. *Hidraulica*. 2013. No. 1. P. 27–30.
15. Chengwen Chai. Research on PLC-Based Pneumatic Controlling System of Flying Splicer of Web-Fed Offset Presses. *The Open Mechanical Engineering Journal*. 2011. No. 5. P. 160–165.
16. Струтинский В. Б., Гуржий А. М., Кривцов В. С. *Математичне моделювання процесів і систем*. Харків: НАУ, 2011. 672 с.
17. Русанов А. В., Пашенко Н. В., Косьянова А. И. Метод аналитического профилирования лопаточных венцов проточных частей осевых турбин. *Восточно-европейский журнал передовых технологий*. 2009. Вып. 2/7 (38). С. 32–37.
18. Jacob P. A., Ventura Carlos, Rowland Andrew S. Preliminary design and performance estimation of radial inflow turbines an automated approach. *Trans. ASME, Journal of Fluids Engineering*. 2012. No. 134. P. 1–13.
19. Rusanov A. Designing and updating the flow part of axial and radial-axial turbines through mathematical modeling. *Central European Journal of engineering*. 2015. Vol. 5. P. 399–410.
20. Мигущенко Р. П., Кропачек О. Ю., Щапов П. Ф. *Теоретичні та практичні засади систем контролю та діагностування складних промислових об'єктів: монографія*. Харків: НТУ «ХПИ», 2015. 260 с.

References (transliterated)

1. Rusanov A. V., Hnyesin V. I. *Naukovo-tekhnichni osnovy modelyuvannya i proektuvannya protochnykh chastyn enerhetychnykh turbostanovok* [Scientific and technical bases of modeling and designing of flowing parts of power turbo installations]. Kharkiv, Ipmash Publ., 2019. 386 p.
2. Topazh G. I. *Lopastnye gidromashyny i gidrodinamicheskie peredachi. Osnovy rabocheho protsessa i rascheta gidroturbin* [Blade hydraulic machines and hydrodynamic transmission. Basics of the workflow and calculation of hydraulic turbines]. St. Petersburg Publ., 2011. 154 p.
3. Hubarev O. P., Levchenko O. V. Doslidzhennya enerhetychnoho balansu systemy z nerehul'ovanyim nasosom ta klapanom riznytsi tyskv [Investigation of the energy balance of a system with an unregulated pump and differential pressure valve]. *Bulletin of the National Technical University "KhPI". Series: Hydraulic machines and hydraulic units*. Kharkiv, NTU "KhPI" Publ., 2017, no. 42, pp. 21–27.
4. Potetenko O. V., Yakovleva L. K., Samba Bitori T. D. B. Sovershenstvovanie robochikh protsessov gidroturbin na napory

- 400–800 m s primeneniem novykh konstruktivnykh resheniy [Improving the working processes of hydraulic turbines at a pressure of 400–800m with the use of new design solutions]. *Bulletin of the National Technical University "KhPI". Series: Hydraulic machines and hydraulic units*. Kharkiv, NTU "KhPI" Publ., 2017, no. 42, pp. 28–37.
5. Potetenko O. V., Yakovleva L. K., Samba Bitori T. D. B. Osobennosti rabocheho protsessa i struktury potoka v mezhlopastnykh kanalakh rabocheho koleasa i v drugikh elementakh protochnoy chasti radial'no-osevykh gidroturbin na napory 400–600 m [Features of the workflow and flow structure in the inter-blade channels of the runner and in other elements of the water passage of radial-axial hydraulic turbines at a pressure of 400–600 m]. *Bulletin of the National Technical University "KhPI". Series: Hydraulic machines and hydraulic units*. Kharkiv, NTU "KhPI" Publ., 2016, no. 41, pp. 39–48.
 6. Rusanov A. V., Khorev O. N., Ryabova S. A., Kos'yanov D. Yu., Sukhorebryy P. N. Gidrodinamicheskoe sovershenstvovanie protochnykh chastey osevykh gidroturbin pri pomoshchi prostranstvennogo profilirovaniya lopastey rabocheho koleasa [Hydrodynamic improvement of water passages of axial hydraulic turbines using spatial profiling of runner blades]. *Bulletin of the National Technical University "KhPI". Series: Hydraulic machines and hydraulic units*. Kharkiv, NTU "KhPI" Publ., 2016, no. 41, pp. 49–57.
 7. Lur'e Z. Ya., Bratuta E. G., Gasyuk A. I., Bulgakov V. A., Tsekhmistro L. N. Dinamika mekhatronnogo gidroprivoda rabocheho koleasa povorotno-lopastnoy gidroturbiny [Dynamics of mechatronic hydraulic drive of Kaplan turbine runner]. *Pratsi Tavriys'koho derzhavnoho ahrotekhnolohichnoho universytetu*. Melitopol, TDATU Publ., 2014, issue 14, vol. 3, pp. 59–73.
 8. *Rukovodstvo po ekspluatacii regulatora skorosti ALSTOM radialno-osevoj gidroturbiny* [ALSTOM Speed Controller Operation Manual to the Francis Turbine]. Grenobl, Grenobl Publ., 2011. 206 p.
 9. Khorev O. N. Modelirovanie rabocheho protsessa v protochnoy chasti radial'no-osevoy nasos-turbiny [Simulation of the working process in the water passage of the radial-axial pump-turbine]. *Vestnik Nats. tekhn. un-ta "KhPI": sb. nauch. tr. Temat. vyp.: Matematicheskoe modelirovanie v tekhnike i tekhnologiya* [Bulletin of the National Technical University "KhPI": a collection of scientific papers. Thematic issue: Mathematical modeling in engineering and technology]. Kharkov, NTU "KhPI" Publ., 2013, no. 37 (1010), pp. 206–214.
 10. Sokol Ye., Cherkashenko M. *Syntesis of control schemes of drives system*. Kharkiv, NTU "KhPI" Publ., 2018. 120 p.
 11. Cherkashenko M. V., Serikov A. D., Salyga T. S., Fateev A. N., Fateeva N. N., Radchenko L. R. *Pozitsionnye gidropnevoagregaty* [Positional hydropneumatic units]. Kharkov, NTU "KhPI" Publ., 2015. 115 p.
 12. Cherkashenko M. V. *Sintez minimal'nykh skhem gidropnevoagregatov* [Synthesis of minimum schemes of hydropneumatic units]. Moscow, Pnevmodidromashiny Publ., 2013. 265 p.
 13. Lur'e Z. Ya., Gasyuk A. I., Bulgakov V. A., Tsekhmistro L. N., Tsenta E. N. Sintez mekhatronnogo gidroprivoda rabocheho koleasa gidroturbiny [Synthesis of mechatronic hydraulic runner of a hydroturbine]. *Bulletin of the National Technical University "KhPI". Series: Hydraulic machines and hydraulic units*. Kharkiv, NTU "KhPI" Publ., 2015, no. 45, pp. 47–52.
 14. Adegbuyi P. Hydraulic and pneumatic cylinder failures, the effect of fluid cleanliness on component life. *Hidraulica*. 2013, no. 1, pp. 27–30.
 15. Chengwen Chai. Research on PLC-Based Pneumatic Controlling System of Flying Splicer of Web-Fed Offset Presses. *The Open Mechanical Engineering Journal*. 2011, no. 5, pp. 160–165.
 16. Strutynskyy V. B., Hurzhiy A. M., Kryvtsov V. S. *Matematychni modelyuvannya protsesiv i system* [Mathematical modeling of processes and systems]. Kharkiv: NAU Publ., 2011. 672 p.
 17. Rusanov A. V., Pashchenko N. V., Kos'yanova A. I. Metod analiticheskogo profilirovaniya lopatochnykh ventsov protochnykh chastey osevykh turbin [The method of analytical profiling blade edges of the axial turbines water passages]. *Vostochno-evropeyskiy zhurnal peredovykh tekhnologiy*. 2009, issue 2/7 (38), pp. 32–37.
 18. Jacob P. A., Ventura Carlos, Rowland Andrew S. Preliminary design and performance estimation of radial inflow turbines an automated approach. *Trans. ASME, Journal of Fluids Engineering*. 2012, no. 134, pp. 1–13.
 19. Rusanov A. Designing and updating the flow part of axial and radial-axial turbines through mathematical modeling. *Central European Journal of engineering*. 2015, vol. 5, pp. 399–410.
 20. Myhushchenko R. P., Kropachek O. Yu., Shchapov P. F. *Teoretychni ta praktychni zasady system kontrolyu ta diahnostuvannya skladnykh promyslovykh ob'yektiv* [Theoretical and practical principles of systems of control and diagnosis of complex industrial objects]. Kharkiv, NTU "KhPI" Publ., 2015. 260 p.

Поступила (received) 10.03.2019

Відомості про авторів / Сведения об авторах / About the Authors

Мигущенко Руслан Павлович (Migushenko Ruslan Pavlovich, Mygushenko Ruslan) – доктор технічних наук, професор, Національний технічний університет «Харківський політехнічний інститут», проректор з науково-педагогічної роботи; м. Харків, Україна; ORCID: <https://orcid.org/0000-0002-3287-9772>; e-mail: omsroot@kpi.kharkov.ua

Черкашенко Михайло Володимирович (Cherkashenko Mikhaïl Vladimirovich, Cherkashenko Mikhaïlo) – доктор технічних наук, професор, Національний технічний університет «Харківський політехнічний інститут», завідувач кафедри «Гідравлічні машини ім. Г. Ф. Проскури»; м. Харків, Україна; ORCID: <https://orcid.org/0000-0003-3908-7935>; e-mail: mchertom@gmail.com

Потетенко Олег Васильович (Potetenko Oleg Vasilevich, Potetenko Oleg) – кандидат технічних наук, доцент, Національний технічний університет «Харківський політехнічний інститут», професор кафедри «Гідравлічні машини ім. Г. Ф. Проскури»; м. Харків, Україна; ORCID: <https://orcid.org/0000-0002-3399-5580>; e-mail: potetenko.OV@gmail.com

Гасюк Олександр Іванович (Gasiuk Aleksandr Ivanovich, Gasiuk Oleksandr) – кандидат технічних наук, доцент, Національний технічний університет «Харківський політехнічний інститут», доцент кафедри «Гідравлічні машини ім. Г. Ф. Проскури»; м. Харків, Україна; ORCID: <https://orcid.org/0000-0001-6347-8501>; e-mail: galexfo@gmail.com

Дорошенко Олександр Владиславович (Doroshenko Aleksandr Vladislavovich, Doroshenko Oleksandr) – Національний технічний університет «Харківський політехнічний інститут», аспірант кафедри «Гідравлічні машини ім. Г. Ф. Проскури»; м. Харків, Україна; ORCID: <https://orcid.org/0000-0001-5982-9946>; e-mail: doroshenkoav478@gmail.com

Cherkashenko Alexander – schoolboy Ort Guttman; Netania, Israel; e-mail: sashacherkashenko@gmail.com