

СТРУКТУРА СИСТЕМЫ РЕГУЛИРОВАНИЯ ПАРАМЕТРОВ НАСОСНОЙ УСТАНОВКИ С АКТИВНЫМ РЕГУЛИРОВОЧНЫМ УСТРОЙСТВОМ

Введение. Технологические комплексы промышленного и коммунального водоснабжения, оборудованные насосными установками (НУ) с групповым электроприводом, характеризуются значительными диапазонами изменения подачи, большими величинами потребляемой мощности, наличием непроизводительных потерь энергии и перерасходом перекачиваемого продукта из-за неэффективных схем регулирования технологических параметров в коммуникационной сети потребителя [1, 2].

В [3-5] доказана возможность коррекции режимов работы гидротранспортных систем с использованием активных регулировочных устройств, позволяющих обеспечить требуемые законы изменения технологических параметров НУ с одновременной возможностью рационального использования энергии гидротока. Активное регулирование производительности НУ осуществляется путем включения в трубопроводную сеть насосного комплекса гидротурбинного агрегата с устройствами изменения его мощности. Условия определения параметров и выбора гидротурбинного агрегата для обеспечения заданного диапазона изменения производительности насосной станции определены в [4].

В зависимости от технологических особенностей функционирования НУ возможны различные варианты размещения системы активного регулирования производительности (САРП) в составе насосного комплекса: параллельно выходной регулировочной задвижке (рис. 1, а) для станций с центробежными насосными агрегатами, где базовым способом регулирования производительности является дросселирование; в байпасном трубопроводе (рис. 1, б) насосной установки с осевыми насосами, для которых обычно используется регулирование перепуском жидкости.

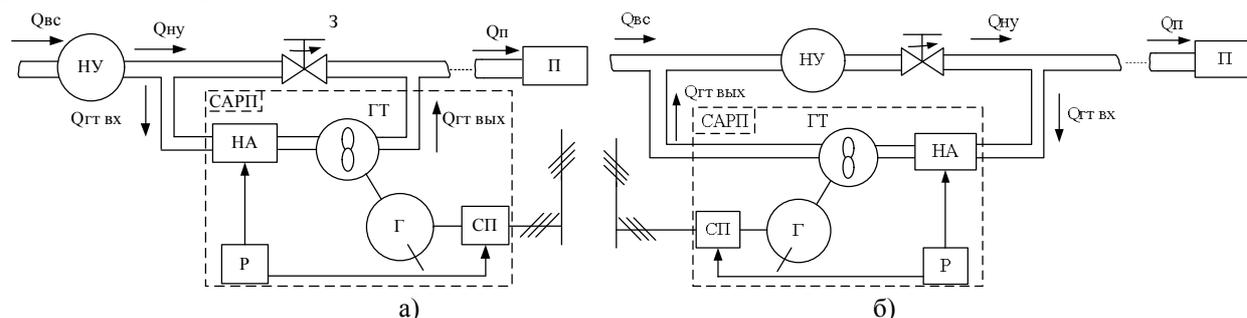


Рис. 1. Блок-схемы насосной установки с активным регулировочным устройством, установленным параллельно выходной задвижке а) и в байпасном трубопроводе б):

НУ – насосная установка; НА – направляющий аппарат; ГТ – гидротурбина; П – потребитель; СП – силовой преобразователь; Г – генератор; Р – регулятор

Постановка задач исследования. Целью данной работы является разработка структурных схем и математического аппарата системы автоматического регулирования параметров насосной установки с активным регулировочным устройством, учитывающих особенности групповой работы насосных агрегатов с нерегулируемым электроприводом на сеть потребителя с переменными параметрами при различных вариантах регулирования мощности гидротурбинного агрегата.

Материалы исследования. В насосных станциях систем водоснабжения основной технологической задачей является стабилизация напора в контрольной точке трубопроводной магистрали, что достигается регулированием выходных параметров НУ тем или иным способом [1, 2]. Отклонение давления в коммуникационной сети от заданного значения обусловлено различными факторами: изменением статического противодавления, сопротивления сети, режима водопотребления, графиком работы промышленных предприятий и др. Для обеспечения заданных технологических законов изменения напора или расхода в сети потребителя разработана замкнутая система автоматического регулирования (САР) параметров насосного комплекса (рис. 2), которая включает насосную установку с двумя параллельно включенными центробежными агрегатами Н1 и Н2 с нерегулируемыми асинхронными двигателями АД1 и АД2, задвижку 3 с устройством ее управления УУЗ, подсистему активного регулирования производительности САРП, содержащую гидротурбинный агрегат ГТА, регулятор Р, устройства гидромеханического (сервомотор СМ и направляющий аппарат НА) и электрического (силовой преобразователь СП) регулирования мощности ГТА, трубопроводную сеть ТС и потребитель П. Объектом регулирования является гидротурбина ГТ с установленным на одном валу генератором Г; управляющим элементом САР – регулятор; возмущающим – изменение расхода в сети потребителя.

При гидромеханическом способе регулирования рабочих параметров ГТА происходит изменение открытия направляющего аппарата (одинарное регулирование, которое используется в радиально-осевых ГТА) и угла установки лопасти рабочего колеса гидромашины (двойное регулирование имеет место в поворотном-лопастных ГТА) путем воздействия на сервомотор СМ направляющего аппарата, в результате чего изменяется количество потока, проходящее через рабочее колесо ГТ и, соответственно, величина гидравлической мощности. Генератор ГТА работает в режиме синхронизации с энергосетью, для чего необходимо обеспечить стабилизацию частоты его вращения при изменении подачи. В известных схемах регулирования частоты вращения гидроагрегов мощных гидроэлектростанций эта задача решается путем корректировки управляющего воздействия на сервомотор включением ПИД-регулятора в прямую цепь САР [6] или введением изодромного звена в обратную связь по открытию направляющего аппарата [7, 8].

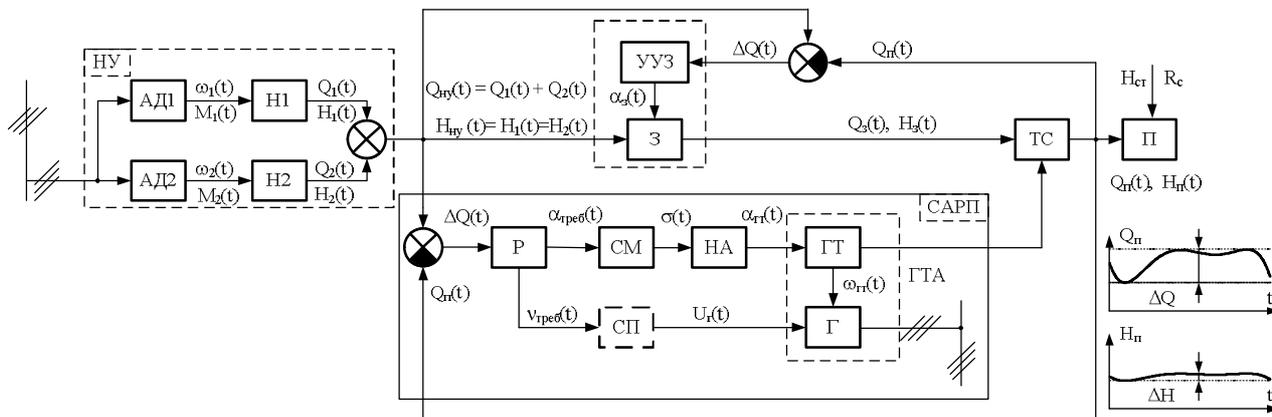


Рис. 2. Структурная схема замкнутой насосной установки с активным регулировочным устройством: АД1, АД2 – асинхронные двигатели; Н1, Н2 – насосы; З – задвижка; УУЗ – устройство управления задвижкой; СМ – сервомотор; СП – силовой преобразователь; НА – направляющий аппарат; ГТ – гидротурбина; Г – генератор; ТС – трубопроводная сеть; П – потребитель; Р – регулятор

При электрическом способе регулирования параметров ГТА с изменением углов управления выпрямительной и инверторной группы силового преобразователя СП со звеном постоянного тока происходит регулирование частоты вращения, электромагнитного момента электрического генератора и мощности ГТА в зависимости от изменения расхода потребителя. Использование в качестве силового преобразователя четырехквadrантного преобразователя частоты [9] обеспечивает возможность работы ГТА как в турбинном, так и в насосном режимах.

Рассмотрим статические и динамические характеристики элементов, входящих в систему автоматического регулирования параметров насосного комплекса.

В большинстве схем НУ насосные агрегаты оснащены нерегулируемым по скорости асинхронным электроприводом (ЭП). Электромагнитные и механические процессы в ЭП насосов могут быть описаны линеаризованной моделью вида [10]:

- уравнение механического движения

$$M_{дв} - M_n = J_{\Sigma 1} \frac{d\omega_{дв}}{dt}; \quad (1)$$

- электромагнитный момент асинхронной машины

$$M_{дв} = \beta(\omega_{дв0} - \omega_{дв}). \quad (2)$$

Для учета электромагнитных процессов в асинхронной машине используется электромагнитная постоянная времени $T_{дв} = \frac{1}{s_{кр}\omega_{дв0}}$.

В выражениях (1) и (2) приняты обозначения: $M_{кр}, s_{кр}$ - критические момент и скольжение АД соответственно, Нм; $M_n = K_n \omega_{дв}^2$ - момент сопротивления насосного агрегата, Нм; $\omega_{дв0} = \frac{2\pi}{p}$ - синхронная скорость вращения АД, рад/с; p - число пар полюсов АД; $\beta = \frac{M_{кр}}{s_{кр}\omega_{дв0}}$ - жесткость механической характеристики АД; $J_{\Sigma 1} = J_{дв} + J_n + J_{пм}$ - суммарный момент инерции насосного агрегата, моменты инерции двигателя, насоса и присоединенных масс жидкости соответственно, кг*м², [7, 12].

Характеристики центробежных насосов описываются зависимостями вида:

-напорно-расходная характеристика

$$H_H = H_{0H} - R_B Q_H^2; \quad (3)$$

- мощностная характеристика

$$N_H = \frac{H_H Q_H \rho g}{\eta_H}, \quad (4)$$

где H_H, Q_H, η_H, N_H - напор, подача, КПД и мощность насосного агрегата соответственно, м, м³/с, кВт; $g = 9.81 \text{ м/с}^2$ - ускорение свободного падения; $\rho = 1000 \text{ кг/м}^3$ - плотность воды; R_B - внутреннее сопротивление насоса, с²/м⁵; H_{0H} - напор насоса при нулевой подаче, м.

Насосные агрегаты систем водоснабжения обладают значительными инерционными массами. Особенности протекания переходных режимов в турбомеханизме описываются зависимостью вида [15]:

$$W_{\text{нас}}(s) = \frac{Q_H}{H_H - \Delta H} = \frac{k_H}{T_H \cdot s + 1}, \quad (5)$$

где $k_H = \frac{Q_{H\text{ном}}}{H_{H\text{ном}}}$ - коэффициент передачи насоса; $T_{\text{нас}} = \frac{4(d_2 - d_1)}{\Omega_{\text{отн}} z_p \ln \frac{d_2}{d_1}}$ - постоянная времени насоса, с; ΔH -

потери напора в насосе, м; d_1, d_2 - входной и выходной диаметры круговой решетки рабочего колеса насоса соответственно, м; $\Omega_{\text{отн}}$ - относительная скорость жидкости в межлопаточном пространстве круговой решетки; z_p - число лопаток круговой решетки.

Статические характеристики гидравлической турбины с различными вариантами регулирования ее мощности, полученные в [4], имеют вид:

- напорно-расходная характеристика

$$H_{ГТ} = H_{0ГТ} v^2 + \left(\frac{A}{\alpha} + B \right) v Q_{ГТ} + \frac{R_{ГТ}}{\alpha} Q_{ГТ}^2; \quad (6)$$

- энергетическая характеристика

$$\eta_{ГТ} = C(\alpha) + D(\alpha) \frac{\sqrt[4]{Q_{ГТ}}}{\sqrt[4]{v}} + E(\alpha) \frac{Q_{ГТ}}{v}; \quad (7)$$

- мощностная характеристика

$$N_{ГТ} = \rho g H_{ГТ} Q_{ГТ} \eta_{ГТ}, \quad (8)$$

где $H_{ГТ}, Q_{ГТ}, \eta_{ГТ}, N_{ГТ}$ - напор, подача, КПД и мощность гидротурбины соответственно, м, м³/с, кВт; $R_{ГТ}$ - внутреннее сопротивление ГТ, с²/м⁵; $H_{0ГТ}$ - напор ГТ при нулевой подаче, м; $v = \frac{\omega_{ГТ}}{\omega_{ГТ\text{ном}}}$, $\alpha = \frac{a_0}{a_{0\text{ном}}}$ -

относительные частота вращения и открытие направляющего аппарата соответственно; A, B - коэффициенты аппроксимации; $C(\alpha), D(\alpha), E(\alpha)$ - коэффициенты аппроксимации, зависящие от открытия направляющего аппарата [4].

Уравнение механического движения гидроагрегата:

$$J_{ГТА} \frac{d\omega_{ГТ}}{dt} = M_{ГТ} - M_{Г}, \quad (9)$$

где $J_{ГТА} = J_{Г} + J_{ГТ} + J_{п.м.}$ - моменты инерции ГТА, генератора, гидротурбины и присоединенных масс жидкости соответственно, кг*м² [7, 12]; $M_{ГТ}, M_{Г}$ - гидравлический момент гидротурбины и вращающий момент генератора соответственно, Нм.

Момент $M_{ГТ}$ гидротурбины зависит от подачи, частоты вращения, открытия направляющего аппарата и имеет вид [13]:

$$M_{ГТ} = k_0(\alpha, v) + k_1(\alpha, v) \cdot Q_{ГТ} + k_2(\alpha, v) \cdot Q_{ГТ}^2 + k_3(\alpha, v) \cdot Q_{ГТ}^3 + k_4(\alpha, v) \cdot Q_{ГТ}^4, \quad (10)$$

где $k_0(\alpha, v), k_1(\alpha, v), k_2(\alpha, v), k_3(\alpha, v), k_4(\alpha, v)$ - коэффициенты аппроксимации, зависящие от относительных значений открытия направляющего аппарата и частоты вращения ГТА.

Для реализации режима рекуперации энергии используют синхронные или асинхронные генераторы. Применение асинхронного генератора (АГ) для САРП является наиболее перспективным вариантом в виду более низкой стоимости и возможности использования любого серийного асинхронного двигателя. Описание процессов преобразования энергии в асинхронном генераторе с силовым преобразователем может быть представлено моделью в $u, v, 0$ -координатах совместно с уравнением емкостной нагрузки [10, 11] для учета процесса возбуждения.

Для учета инерционных свойств гидротурбины используется постоянная времени $T_{ГТ} = \frac{J_{Гта}^2 \Omega_{ГТ}^2}{M_{ГТ}}$, значение которой для вертикальных гидроагрегатов составляет $T_{ГТ} = 6 \div 11$ с, для капсульных – $T_{ГТ} = 1.5 \div 3$ с [7].

Гидромеханический канал (сервомотор - направляющий аппарат) регулирования мощности ГТА описывается передаточной функцией вида [16]:

$$W_{см}(s) = \frac{\alpha(s)}{\sigma(s)} = \frac{k_{см}}{T_{см}s^2 + s}, \quad (11)$$

где $k_{см}$ - коэффициент передачи сервомотора; $T_{см}$ - постоянная времени сервомотора, с.

Силовой преобразователь СП электрического канала регулирования мощности ГТА представлен звеном $W_{сп}(s) = k_{сп}$, где $k_{сп} = \frac{\Delta M_{Г}}{v_{треб}}$ - коэффициент передачи СП; $\Delta M_{Г}$ - изменения электромагнитного момента генератора, Нм; $v_{треб}$ - требуемая относительная частота вращения ГТ.

Напорно-расходная характеристика сети потребителя [1]:

$$H_{п} = H_{ст} + R_{п} Q_{п}^2, \quad (12)$$

где $H_{п}$, $Q_{п}$ – напор и расход в сети потребителя соответственно, м и м³/с; $H_{ст}$ – статический напор в сети потребителя, м; $R_{п}$ – гидравлическое сопротивление сети потребителя, с²/м⁵.

Режим работы потребителя описывается кривой водопотребления вида:

$$Q_{п}(t) = b_0 + b_1 \cdot t + b_2 \cdot t^2 + b_3 \cdot t^3 + b_4 \cdot t^4 + b_5 \cdot t^5, \quad (13)$$

где $b_0, b_1, b_2, b_3, b_4, b_5$ – коэффициенты аппроксимации.

Выражение (13) отражает типовое изменение водопотребления в системах коммунального водоснабжения в течение суток.

Водопроводная сеть - длинная разветвленная коммуникационная система, каждый участок которой характеризуется собственными длиной, диаметром, шероховатостью и т.п. Значения напора и расхода в конечной точке трубопровода отличаются от выходных параметров НУ ввиду наличия потерь напора на трение по длине магистрали и на местных гидравлических сопротивлениях (задвижках, поворотах, коленах и др.).

Динамические процессы в трубопроводной сети описываются известными из гидравлики уравнениями распространения волн давления в трубопроводе [14]:

$$\begin{cases} \frac{\partial H}{\partial x} + \frac{1}{gS} \frac{\partial Q}{\partial t} + \frac{\lambda}{d} \frac{1}{S^2} \frac{Q|Q|}{2g} = 0; \\ \frac{\partial H}{\partial t} + \frac{c^2}{gS} \frac{\partial Q}{\partial x} = 0, \end{cases} \quad (15)$$

где $S = \frac{\pi d^2}{4}$ – площадь поперечного сечения трубопровода, м²; d – диаметр трубопровода, м, λ – коэффициент сопротивления трубопровода.

Путем замены линии с распределенными параметрами системой эквивалентных четырехполюсников с сосредоточенными параметрами трубопроводная сеть может быть представлена участками с постоянными длиной, диаметром и свойствами материала трубы. Тогда для i -го участка трубопровода уравнения напора и расхода имеют вид:

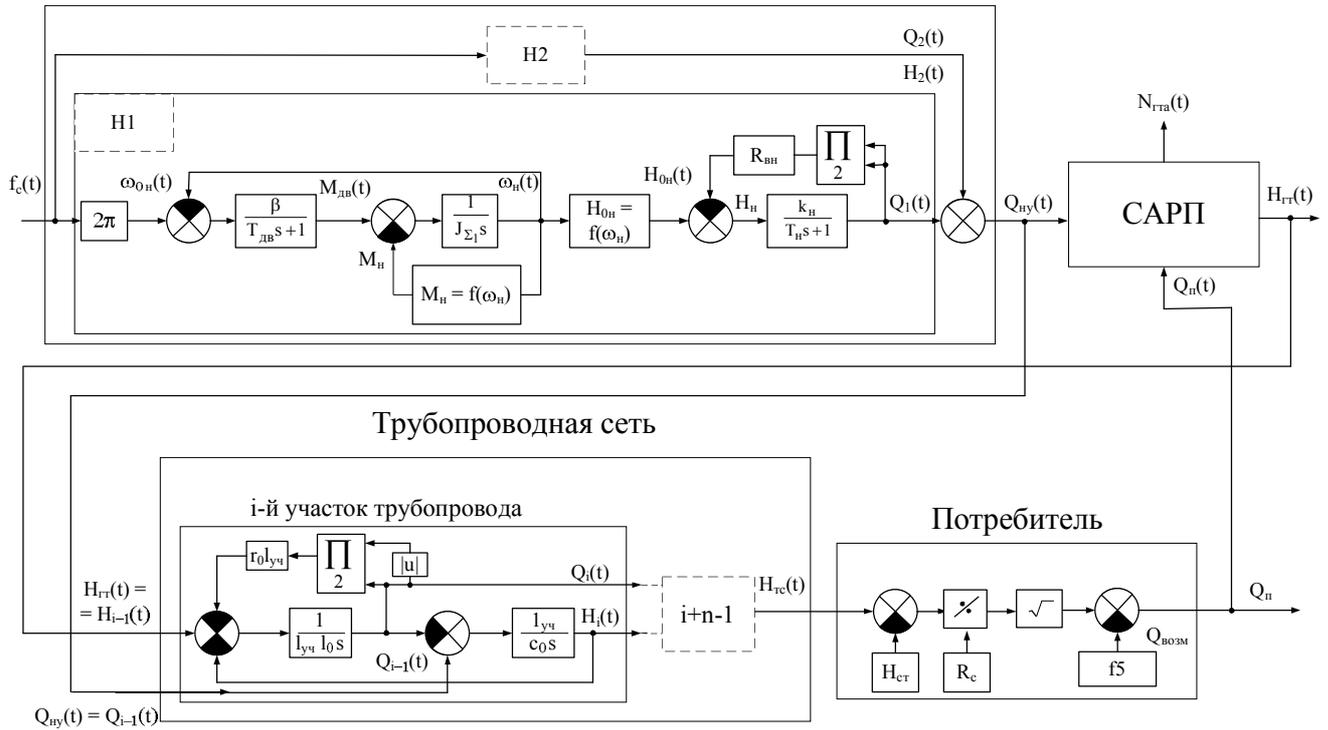
$$\begin{cases} H_i - H_{i-1} + l_0 l_{уч} \frac{dQ_i}{dt} + r_0 l_{уч} Q_i |Q_i| = 0; \\ \frac{dH_i}{dt} + c_0 \frac{1}{l_{уч}} (Q_i - Q_{i-1}) = 0, \end{cases} \quad (16)$$

где $r_0 = \frac{\lambda}{S^2 d} \frac{1}{2g}$, $c_0 = \frac{c^2}{Sg}$; $l_0 = \frac{1}{Sg}$ - удельные сопротивления участка трубопровода; $H_i, Q_i, H_{i-1}, Q_{i-1}$ - напоры и расходы на выходе и входе i -го участка сети соответственно, м и м³/с; $l_{уч}$ - длина участка трубопровода, м.

Такое представление трубопроводной магистрали позволяет определять напор и расход в различных точках сети, что, в свою очередь, дает возможность анализировать динамические режимы САР с включением активного регулирующего устройства в любом из участков коммуникационной магистрали.

Структурная схема системы регулирования производительности насосного агрегата с активным регулированием параметров приведена на рис. 3.

Насосная установка



Система активного регулирования производительности

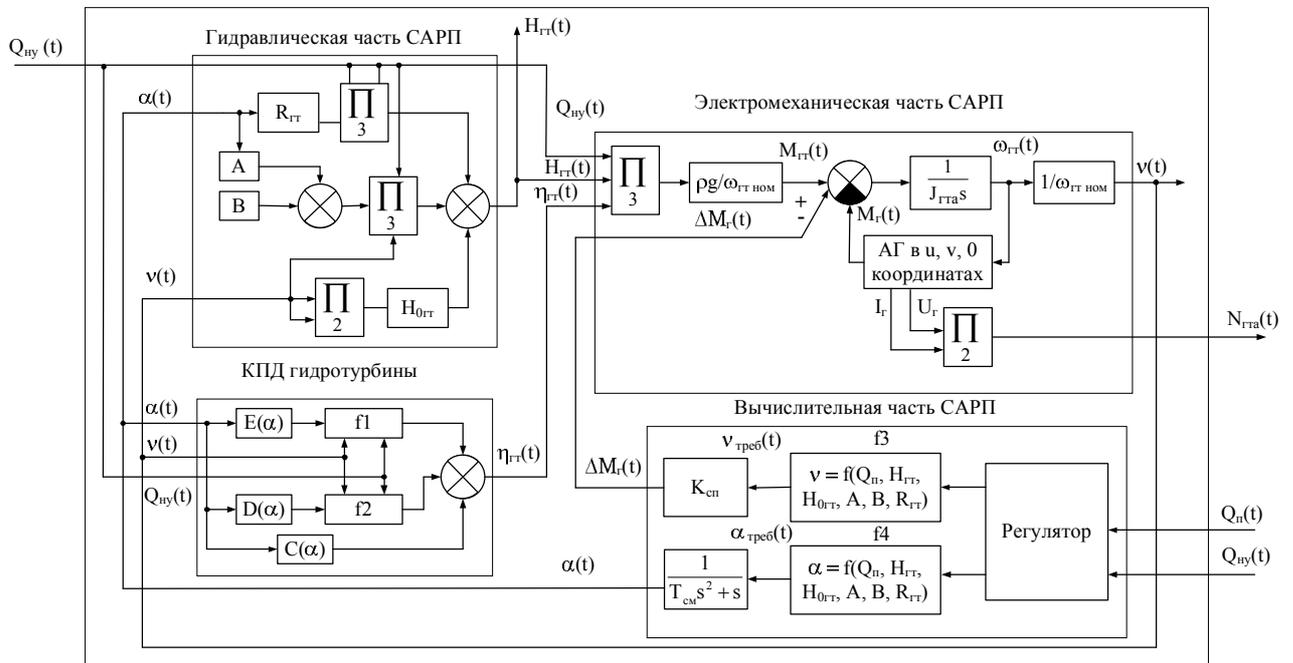


Рис. 3. Структурно-блочная схема системы регулирования производительности насосной установки с активным регулировочным устройством

На рис. 3 приняты следующие обозначения: \prod_2 , \prod_3 - произведение двух и трех входных переменных, соответственно; $f1 = \frac{Q_{ГТ}}{v}$, $f2 = \frac{\sqrt[4]{Q_{ГТ}}}{\sqrt[4]{v}}$ - блоки для определения КПД гидротурбины; $f3 : v_{\text{треб}} = \frac{\sqrt{Q_{\Pi}^2(A^2 + 2AB + B^2 - 4H_{0ГТ}R_{ГТ}) + 4H_{0ГТ}H_{ГТ} - Q_{\Pi}(A + B)}}{2H_{0ГТ}}$ - блок для определения требуемого значения относительной частоты вращения ГТ; $f4 : \alpha_{\text{треб}} = \frac{Q_{\Pi}(A + R_{ГТ}Q_{\Pi})}{H_{ГТ} - H_{0ГТ} - BQ_{\Pi}}$ - блок для определения требуемого значения относительного открытия направляющего аппарата ГТ; $f5$ - блок определения изменения расхода в сети потребителя по уравнению (13).

Выводы. Предложенный математический аппарат и разработанная на базе него структурная схема замкнутой САР параметров гидротранспортной системы с активным регулировочным устройством позволяют:

- исследовать динамические процессы в гидротранспортной системе с активным регулировочным устройством при различных способах изменения мощности гидротурбинного агрегата;
- определить границы рационального использования каждого из вариантов регулирования параметров гидротурбины в зависимости от заданного диапазона регулирования производительности насосной станции;
- исследовать энергопроцессы в гидротурбинном агрегате при различных схемах регулирования его мощности и определять энергетическую эффективность активного регулирования параметров насосных станций;
- выполнить сравнительный анализ показателей качества переходных процессов при активном и пассивном (дресселировании) регулировании производительности насосной станции и др.

Литература.

1. Лезнов Б.С. Экономия электроэнергии в насосных установках. М.: Энергоиздат, 1991. – 140с.
2. Карелин В.Я., Новодережкин Р.А. Насосные станции с центробежными насосами. – М.: Стройиздат, 1983. – 204 с.
3. Коренькова Т.В., Перекрест А.Л. О коррекции энергетике группового электропривода насосов активными регулировочными устройствами // Вісник Національного технічного університету ХПІ: наук. пр. ХДПУ. – Вип. 12, т. 2. – Харків: ХДПУ, 2002. – С. 514-516.
4. Коренькова Т.В., Перекрест А.Л., Михайличенко Д.А., Кравец А.М. Характеристики гидротурбины в системе активного регулирования производительности насосных станций // Вісник Кременчуцького державного політехнічного університету: Наукові праці КДПУ. – Вип. 2(25). Кременчуг: КДПУ, 2004.– 2(25). – С. 21-27.
5. Коренькова Т.В., Михайличенко Д.А., Кравец А.М. Технологические и энергетические возможности насосной станции с активным регулированием параметров / Вісник Кіровоградського національного технічного університету: Зб. наук. пр. КНТУ. – Вип. 15. –Кіровоград: КНТУ, 2005. – С. 78-85.
6. Лурье З.Я., Дмитерко В.М. Динамика системы регулирования гидротурбиной с ПИД-регулятором // Вісник Національного технічного університету ХПІ: Технології машинобудування. – Харків: ХДПУ, 2004. – С. 135-139.
7. Ковалев Н.Н. Гидротурбины. М.: Машиностроение, 1971. – 584с.
8. Кривченко Г. И. Гидромеханические переходные процессы в гидроэнергетических установках. 1975. – 366с.
9. Триол АТ05. Техническая документация.
10. Чорний О.П., Луговой А.В., Родькін Д.Й., Сисюк Г.Ю., Садовой О.В. Моделювання електромеханічних систем. Кременчуг, 2001. – 376с.
11. Вишневицкий Л.В., Пасс А.Е. Системы управления асинхронными генераторными комплексами. К.: Лыбидь, 1990. – 168с.
12. Щавелев Д.С. Гидроэнергетические установки. Л.: Энергоиздат, 1981. – 517с.
13. Перекрест А.Л., Коренькова Т.В., Сердюк О.А. Моментно-расходная характеристика гидротурбины в системе активного регулирования производительности параметров насосных станций // Вісник Кременчуцького державного політехнічного університету імені Михайла Остроградського: Наукові праці КДПУ, Вип. 2(45). – Кременчуг: КДПУ, 2007.– С. 23-25.
14. Гликман Б.Ф. Математические модели пневмогидравлических систем. М.: Наука, 1986. – 368с.
15. Тимошенко Т. Г. Научные основы проектирования и эксплуатации насосных установок в переходных режимах. Киев, Донецк: Вища школа, 1986. – 127с.
16. Попов Д.Н. Динамика и регулирование гидро- и пневмосистем. М.: Машиностроение, 1976. – 423с.