

Многодисциплинарное имитационное моделирование электропривода конденсатного насоса КсВА 1800-170 на энергоблоках № 1, 2 АЭС «Руппур»

О. О. Иванов¹✉, А. А. Сафронов^{1,2}

¹ Санкт-Петербургский государственный университет промышленных технологий и дизайна, Высшая школа технологий и энергетики, Санкт-Петербург, Россия

² НИИ «Институт электрофизики и электроэнергетики РАН»

✉ oivanov.ml2973@gmail.com

Аннотация. Целью статьи служат разработка и валидация динамической математической модели центробежного конденсатного насоса КсВА 1800-170 с частотно-регулируемым высоковольтным асинхронным электроприводом, предназначенной для исследования переходных процессов в системе поддержания уровня конденсата в конденсаторе энергоблоков № 1, 2 атомной электростанции «Руппур» (ВВЭР-1200), а также разработка авторской модели асинхронного электродвигателя при работе на переменной частоте. Многодисциплинарность подхода интегрирует математическую физику нелинейных дифференциальных уравнений в частных производных с обыкновенными дифференциальными и алгебраическими уравнениями, дискретным преобразованием и программной реализацией для создания физически адекватной имитационной модели, привлекая несколько дисциплин: от теории автоматического управления до дифференциальной геометрии и топологии.

Ключевые слова: частотный преобразователь, центробежный насос, моделирование

Для цитирования: Иванов О. О., Сафронов А. А. Многодисциплинарное имитационное моделирование электропривода конденсатного насоса КсВА 1800-170 на энергоблоках № 1, 2 АЭС «Руппур» // Изв. СПбГЭТУ «ЛЭТИ». 2026. Т. 19, № 5. С. 95–110. doi: 10.32603/2071-8985-2026-19-5-95-110.

Конфликт интересов. Авторы заявляют об отсутствии конфликта интересов.

Original article

Multidisciplinary Simulation of the KsVA 1800-170 Condensate Pump Electric Drive System for Units 1 and 2 of the Ruppur NPP

О. О. Ivanov¹✉, А. А. Safronov^{1,2}

¹ Saint Petersburg State University of Industrial Technologies and Design, Saint Petersburg, Russia

² Institute for Electrophysics and Electric Power, Russian Academy of Sciences (IEE RAS), Saint Petersburg, Russia

✉ oivanov.ml2973@gmail.com

Abstract. The objective of this research is to develop and validate a dynamic mathematical model of a KsVA 1800-170 centrifugal condensation pump with a variable-frequency high-voltage asynchronous electric drive. This model is intended for studying transient processes in the condensate level maintenance system in the condenser of power units No. 1 and No. 2 of the Ruppur Nuclear Power Plant (VVER-1200). The author's model of an asynchronous electric motor operating at a variable frequency is also developed. The multidisciplinary approach integrates the mathematical physics of nonlinear partial differential equations with ordinary differential and algebraic equations, discrete transformations, and software implementation to create a physically adequate simulation model, drawing on several disciplines: from automatic control theory to differential geometry and topology.

Keywords: frequency converter, centrifugal pump, simulation

For citation: Ivanov O. O., Safronov A. A. Multidisciplinary Simulation of the KsVA 1800-170 Condensate Pump Electric Drive System for Units 1 and 2 of the Ruppur NPP // LETI Transactions on Electrical Engineering & Computer Science. 2026. Vol. 19, no. 5. P. 95–110. doi: 10.32603/2071-8985-2026-19-5-95-110.

Conflict of interests. The authors declare no conflicts of interests.

Введение. Эффективное управление электронасосными агрегатами в системах циркуляции и охлаждения атомных электростанций представляет собой критическую задачу обеспечения безопасности и надежности ядерных энергетических установок [1], [2]. Особую роль в обеспечении функциональности активной зоны реактора и систем охлаждения играют главные циркуляционные насосы (ГЦН) и питательные насосы, через которые пропускается расчетный теплоноситель и конденсат [3], [4]. При этом электромеханическая часть привода, представляемая асинхронными электродвигателями высокого напряжения, требует применения специализированных систем управления и защиты, обеспечивающих стабильность работы в условиях жестких требований ядерной энергетики [5], [6].

Конденсатные насосы типа КсВА, применяемые на энергоблоках ВВЭР-440, ВВЭР-1000 и ВВЭР-1200, – это критическое оборудование, так как они обеспечивают циркуляцию конденсата через системы охлаждения и очистки, создавая необходимые давления и расходы для нормальной работы реакторной установки [7], [8]. Развитие технологии высоковольтных преобразователей частоты (ВПЧ) открывает новые возможности для оптимизации работы таких систем и повышения их энергетической эффективности [9], [10].

В последние два десятилетия значительный прогресс достигнут в области разработки и моделирования высоковольтных преобразователей частоты для питания мощных асинхронных двигателей. Современные IGBT-модули (Insulated Gate Bipolar Transistor) обеспечивают возможность создания преобразователей частоты для электропривода мощностью до 10 МВт и выше при напряжениях 6...10 кВ [11], [12]. Показано, что выбор структуры силовых цепей высоковольтного преобразователя определяется параметрами приводного двигателя и характеристиками полупроводниковых модулей. Авторы продемонстрировали результаты как компьютерного, так и физического моделирования электромагнитных процессов в преобразователях напряжением до 6...10 кВ для питания асинхронного двигателя мощностью 4...6 МВт [13], [14].

Исследования в области многоуровневых преобразователей показали, что новые подходы к построению высоковольтных (HV) многоуровневых инверторов напряжения позволяют снизить уровень гармонических искажений выходного напряжения благодаря увеличению эквивалентной частоты и многоступенчатой форме сигнала [15], [16].

Такие преобразователи обеспечивают работу в четырехквadrантном режиме (2Q- и 4Q-режимы), что расширяет функциональность систем управления электромеханическими объектами [17], [18].

Математическое моделирование полупроводниковых преобразователей частоты с применением пространственно-векторной широтно-импульсной модуляции (ШИМ) стало стандартным инструментом для анализа переходных процессов и разработки законов управления. Использование метода дискретизации модели преобразователя на базе матриц состояния позволяет эффективно синтезировать цифровые регуляторы для управления выходным напряжением и частотой.

При разработке систем управления для насосных агрегатов особое внимание уделяется вопросам:

- стабильности работы в условиях переменных нагрузок и отклонений параметров сети;
- защиты оборудования от перегрузок, перегрева и механических повреждений;
- обеспечения отказоустойчивости согласно требованиям ядерной безопасности;
- мониторинга технического состояния приводов и их диагностики.

Современная методология проектирования и анализа центробежных насосов немыслима без применения численного моделирования гидродинамических процессов (Computational Fluid Dynamics, CFD), которое позволяет инженерам моделировать сложные гидродинамические процессы внутри насосов без необходимости создания дорогостоящих экспериментальных установок.

CFD-моделирование насосов базируется на дискретизации вычислительной области на множество мелких элементов (ячеек) с последующим численным решением систем дифференциальных уравнений Навье–Стокса. При этом качество сетки непосредственно влияет на точность результа-

тов: для насосов критично корректное разрешение пограничных слоев возле лопастей и стенок, а также областей с резкими градиентами давлений и скоростей.

Известно, что современные CFD-модели способны (при условии корректной настройки модели и валидации результатов на основе экспериментальных данных) предсказывать:

- КПД насосов с точностью $\pm 2\text{--}3\%$;
- напор с точностью $\pm 3\text{--}5\%$;
- кавитационные характеристики с точностью $\pm 10\text{--}15\%$.

Практические примеры применения CFD-моделирования в проектировании многоступенчатых насосов демонстрируют значительный потенциал метода. Например, при анализе многоступенчатого насоса для перекачивания нефтепродуктов использование многофазной CFD-модели позволило выявить зоны образования кавитационных пузырей и их динамику, что привело к оптимизации радиальных зазоров и снижению пульсаций давления на 42 %.

Насосы атомных станций представляют собой специализированное оборудование, разработанное в соответствии с жесткими требованиями безопасности и надежности. По классификации, принятой в ядерной энергетике, насосы подразделяются на:

- главные циркуляционные насосы, обеспечивающие циркуляцию теплоносителя через активную зону реактора;
- питательные насосы для подачи питательной воды в парогенератор;
- конденсатные насосы (типа КсВА) для циркуляции конденсата во втором контуре;

– насосы систем безопасности для расхолаживания реактора при аварийных режимах [11], [12].

Специальное внимание в проектировании конденсатных насосов уделяется:

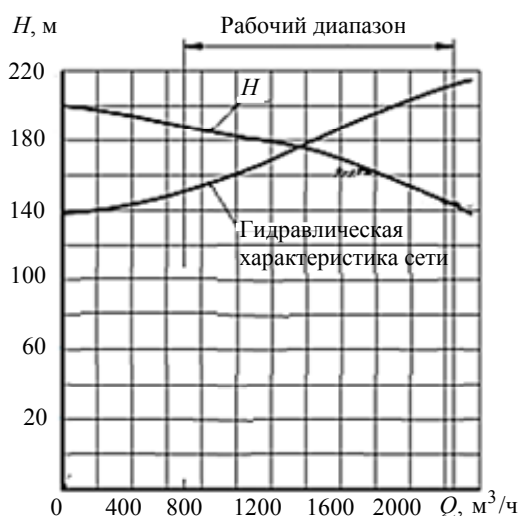
- конструкции многоступенчатых центробежных насосов с повышенным давлением развиваемого напора;
- системам уплотнения вала (торцевые, сальниковые механические уплотнения);
- обеспечению надежности и герметичности в условиях работы с конденсатом при температурах $40\text{--}60\text{ }^\circ\text{C}$;
- интеграции электродвигателей высокого напряжения ($6\text{--}10\text{ кВ}$) в единый агрегат.

Применение высоковольтного электродвигателя напряжением 10 кВ для привода конденсатного насоса мощностью около 1000 кВт требует разработки многоуровневой системы управления и защиты. Ключевые особенности управления такими системами включают:

1. Контроль электрических параметров: мониторинг напряжения, частоты, токов всех фаз с целью выявления асимметрии и перегрузок.
2. Контроль гидравлических параметров: измерение давлений на входе, выходе и в системах охлаждения; контроль подачи (расхода).
3. Контроль температурных режимов: не менее 15 датчиков температуры в различных точках: обмотки статора, сердечник, подшипники, системы охлаждения.
4. Диагностика вибрационного состояния: мониторинг виброскорости как индикатора технического состояния подшипников и динамического баланса.



а



б

Рис. 1. Внешний вид насоса (а) и его расходно-напорная характеристика (б)
Fig. 1. External appearance of the pump (а) and its flow-pressure characteristic (б)

5. Логика защиты «два из трех»: обеспечение отказоустойчивости критических функций в соответствии с требованиями ядерной безопасности класса 3Н (исключает несанкционированный останов и гарантирует срабатывание при реальной аварии).

Рассматриваемый конденсатный агрегат КсВА 1800-170 решает задачу транспортировки конденсата из основного конденсатора турбины ко второму контуру циркуляции энергоблоков 1 и 2 АЭС «Руппур». Логистическая схема включает последовательный проход жидкости через аппаратное оборудование: конденсатор парового уплотнения, блочную обессоливающую установку, после чего конденсат поступает в теплообменный аппарат низкого давления первой ступени (ПНД-1) (подогреватель низкого давления первой ступени) и далее в ПНД-2.

На рис. 1, а приведен внешний вид насоса и его расходно-напорная характеристика (рис. 1, б), представляющая собой зависимость напора H от расхода жидкости Q , с гидравлической характеристикой сети. Рабочий диапазон обозначает пределы, в которых может меняться расход жидкости для стабильной работы насоса. В табл. 1 приведены основные характеристики насоса.

Табл. 1. Характеристики насоса КсВА 1800-170
Tab. 1. Characteristics of the KsVA 1800-170 pump

Параметр	Значение
Подача номинальная, м ³ /ч	1765
Напор, м	163
Частота вращения рабочего колеса насоса, об/мин	1490
Потребляемая мощность насоса, кВт	971
КПД насоса η_n , %	80
Кавитационный запас, м	3.8
Требуемый кавитационный запас, м	20

Традиционная система управления уровнем базируется на измерении гидростатического давления столба жидкости в сборнике конденсата посредством дифференциального манометра. Электрический сигнал от датчика передается в контроллер регулятора уровня конденсата, где происходит сравнение полученного значения с установленной величиной задающего сигнала.

Постановка задачи. Целью настоящей работы является комплексное моделирование и исследование объекта управления электронасосного агрегата КсВА 1800-170 с высоковольтным асинхронным электродвигателем, включающее:

– анализ конструкции и характеристик насоса КсВА 1800-170 и электродвигателя, определение

основных гидравлических и электрических параметров при номинальных и частичных режимах работы;

– исследование физических процессов в системе «насос–двигатель», включая анализ напорной характеристики многоступенчатого центробежного насоса, оценку энергетического баланса системы, анализ условий кавитации и требуемого кавитационного запаса, изучение характеристик электродвигателя при различных условиях нагрузки.

Научная новизна исследования. Исследование внесет вклад в следующих направлениях:

1. Интегрированный подход к анализу электронасосного агрегата как единого объекта управления, объединяющего гидравлическую часть (многоступенчатый центробежный насос), электромеханическую часть (высоковольтный асинхронный двигатель) и системы управления и защиты.

2. Применение методов моделирования для анализа потоков в многоступенчатых насосах ядерной энергетики, что позволит оптимизировать конструкцию и повысить ее эффективность.

3. Синтез математических моделей динамики электромеханической системы «преобразователь частоты–двигатель–насос–нагрузка» для проектирования высокопроизводительных систем автоматического управления.

Практическая значимость. Результаты исследования будут использованы для:

– оптимизации конструкции конденсатных насосов с целью повышения их КПД и надежности на энергоблоках ВВЭР-1200;

– разработки современных систем управления с использованием цифровых ПЛК (промышленных логических контроллеров) и SCADA (Supervisory Control and Data Acquisition) для дистанционного мониторинга и диагностики;

– внедрения высоковольтных преобразователей частоты для регулирования подачи насоса в соответствии с требованиями системы охлаждения реактора;

– подготовки технической документации и процедур эксплуатации насосного оборудования в условиях атомной электростанции;

– обучения специалистов в области управления и диагностики оборудования собственных нужд АЭС.

Математическая постановка задачи. В данной части работы подробно опишем необходимые

математические сведения для дальнейшей реализации и моделирования.

Автором О. О. Ивановым были выведены уравнения движения вязкой жидкости с квадратичным трением и диффузией давления в трубчатой окрестности на двумерном многообразии в криволинейных координатах на многообразии:

$$\begin{aligned} \rho \left(\frac{\partial u}{\partial t} + (\nabla_u)u \right) &= -\nabla p + \mu \Delta u + \rho g - \rho \lambda |u|u; \\ \beta \frac{\partial p}{\partial t} + k \Delta p &= f; \\ u|_{t=0} &= u_0(x^1, x^2, x^3), \end{aligned} \quad (1)$$

где u – скорость жидкости; p – давление; ρ – плотность жидкости; μ – динамическая вязкость, $(\nabla_u)u$ – ковариантная производная поля скорости по скорости; g – гравитационное ускорение; ∇ – оператор Набла на трубчатой окрестности; Δ – оператор Лапласа–Бельтрами на трубчатой окрестности; $\lambda = \frac{C_d}{2\varepsilon}$; ε – толщина слоя жидкости на поверхности; C_d – безразмерный коэффициент трения; β – коэффициент сжимаемости, Па^{-1} ; k – коэффициент проводимости давления, $\text{м}^2 \text{Па}^{-1} \text{с}^{-1}$; f – удельная плотность источников расхода; u_0 – начальное поле скорости.

Однако ввиду сложности этих уравнений приведем упрощенные дифференциальные уравнения движения жидкости без аппарата частных производных. Зафиксируем в \mathbb{R}^3 объем $V(x, t, \rho, S, p)$, зависящий от координат x , времени t , плотности ρ , энтропии S и вектор-значной функции давления $p(x, t, \rho, S)$. При фиксированных координатах, малых возмущениях $p' \ll p_0$, постоянной энтропии $S = \text{const}$ и плотности $\rho = \text{const}$ разложим функцию $V(p)$ в ряд Тейлора вокруг p_0 :

$$\begin{aligned} V(p) &= V_0 + \left(\frac{\partial V}{\partial p} \right)_S \Big|_{p_0} (p - p_0) + \frac{1}{2} \left(\frac{\partial^2 V}{\partial p^2} \right)_S \Big|_{p_0} \times \\ &\quad \times (p - p_0)^2 + \mathcal{O}[(p - p_0)^3], \\ V(p) - V_0 &= \left(\frac{\partial V}{\partial p} \right)_S \Big|_{p_0} (p - p_0) + \frac{1}{2} \left(\frac{\partial^2 V}{\partial p^2} \right)_S \Big|_{p_0} \times \\ &\quad \times (p - p_0)^2 + \mathcal{O}[(p - p_0)^3], \end{aligned}$$

где $\left(\frac{\partial}{\partial p} \right)_S \Big|_{p_0}$ – производная по давлению при постоянной энтропии, вычисленная в точке p_0 , $\mathcal{O}[(p - p_0)^3]$ – член третьего порядка малости.

Сделаем замену $V(p) - V_0 = V'$, $p' = p - p_0$, отбрасывая члены порядка $(p')^2$ и выше, и получим $V' = \left(\frac{\partial V}{\partial p} \right)_S \Big|_{p_0} p'$. Для производной введем обозначение $\left(\frac{\partial V}{\partial p} \right)_S \Big|_{p_0} = C$ (гидравлическая емкость), $\text{м}^3/\text{Па}$. C характеризует, насколько объем жидкости (или объем системы) меняется при изменении давления и $V' = Cp'$. Ясно, что для дифференциальной формы $dV' = C dp'$ при делении ее на $V' dp'$ появится выражение

$\frac{1}{V'} \frac{dV'}{dp'} = \frac{C}{V'} = \beta$, Па^{-1} , которое характеризует сжимаемость жидкости, т. е. насколько относительный объем жидкости (или относительный объем системы) меняется при изменении давления и $C = \beta V'$. Так как плотность жидкости ρ зависит также от давления и $\frac{\partial \rho}{\partial p} = \beta \rho$, найдем материальную производную $\frac{D\rho}{dt}$ по цепному правилу

$\frac{D\rho}{dt} = \frac{\partial \rho}{\partial p} \frac{\partial p}{\partial t} = \beta \rho \frac{\partial p}{\partial t}$.

Пусть в данный объем за время Δt поступает масса m_1 с плотностью ρ_1 и объемным расходом Q_1 , а покидает объем масса m_2 с плотностью ρ_2 объемным расходом Q_2 . Рассмотрим разность $m_1 - m_2 = \rho_1 Q_1 \Delta t - \rho_2 Q_2 \Delta t$, положим $\rho_1 = \rho_2 = \rho$ и $m_1 - m_2 = \rho \Delta t (Q_1 - Q_2)$. Заменим разность приращением $m_1 - m_2 = \Delta m$, тогда $\Delta m = \rho \Delta t (Q_1 - Q_2)$. Так как $\Delta m = \rho \Delta V$ при $\rho = \text{const}$, запишем разность $\Delta V = A \Delta t + o(\Delta t)$, где A – некоторая константа, $o(\Delta t)$ – член большего порядка малости по сравнению с Δt и $\lim_{\Delta t \rightarrow 0} \frac{o(\Delta t)}{\Delta t} = 0$. Тогда $A \Delta t = dV$ представлено линейной формой (дифференциалом) и при

$\Delta t = dt$ имеем $\frac{dV}{dt} = Q_1 - Q_2$. Но $\frac{dV}{dt} = C \frac{dp}{dt}$, поэтому производная давления имеет вид

$$\frac{dp}{dt} = \frac{1}{C} \frac{dV}{dt} = \frac{1}{C} (Q_1 - Q_2), \quad C \frac{dp}{dt} = Q_1 - Q_2. \quad (2)$$

Рассмотрим столб жидкости в проточной части насоса между всасывающей и нагнетательной полостями. Длина пути потока l , площадь поперечного сечения A , скорость потока $v = Q/A$. Применим второй закон Ньютона для движения жидкости, на которую действуют давления всасывания $p_{вс}$ и давление нагнетания $p_{наг}$:

$$\frac{d(\rho A l v)}{dt} = (p_{наг} - p_{вс}) A - F_{тр} - F_{тяж} - F_{нас},$$

где $F_{тр}$ – сила вязкого трения; $F_{тяж}$ – сила тяжести; $F_{нас}$ – сила, создаваемая рабочими колесами насоса (связана с напором H).

При постоянном сечении ($A = \text{const}$) $Al \frac{d(\rho v)}{dt} = (p_{наг} - p_{вс}) A - F_{тр} - F_{тяж} - F_{нас} = F$. Сила тяжести $F_{тяж} = \rho g h_n$, где h_n – расстояние между всасывающим и нагнетающим патрубками насоса – высота, так как он вертикального типа.

Сила давления насоса составляет $F_{нас} = \rho g H_{стат}(Q, n) A$, где $H_{стат}(Q, n)$ – напор, создаваемый рабочим колесом, вращающимся со скоростью n .

Вязкое трение вводим как $F_{тр} = R_{вязк} Q^2$, где $R_{вязк}$ – коэффициент вязкого сопротивления. Делим на A , вводим гидроиндуктивность $L = \rho l / A$ и переходим к расходу $v = Q/A$, откуда

$\frac{dv}{dt} = \frac{1}{A} \frac{dQ}{dt}$, тогда

$$\begin{aligned} \frac{l}{A} \frac{dp}{dt} Q + \frac{\rho l}{A} \frac{dQ}{dt} &= \frac{F}{A}; \\ \frac{L}{\rho} \frac{dp}{dt} Q + L \frac{dQ}{dt} &= (p_{наг} - p_{вс}) - \frac{R_{вязк}}{A} Q^2 - \\ &\quad - \frac{\rho g h_n}{A} - \rho g H_{стат}(Q, n); \\ \frac{l}{A} \frac{dp}{dt} Q + \frac{\rho l}{A} \frac{dQ}{dt} &= (p_{наг} - p_{вс}) - \frac{R_{вязк}}{A} Q^2 - \\ &\quad - \frac{\rho g h_n}{A} - \rho g H_{стат}(Q, n). \end{aligned}$$

В насосе потери на трение и преодоления высоты h_n включены в саму паспортную характеристику (что обычно для центробежных насосов), то получаем основное уравнение динамики расхода

$$\begin{aligned} \frac{l}{A} \frac{dp}{dt} Q + \frac{\rho l}{A} \frac{dQ}{dt} &= p_{наг} - p_{вс} - \rho g H_{стат}(Q, n); \\ \frac{dQ}{dt} &= \frac{A(p_{наг} - p_{вс})}{\rho l} - \frac{AgH_{стат}(Q, n)}{l} - \frac{1}{\rho} \frac{dp}{dt} Q. \end{aligned}$$

Если скорость вращения n насоса меняется (например, частотно-регулируемым электроприводом), то динамика ротора описывается уравнением:

$$J' \frac{dn}{dt} = M_{двиг}(t) - M_{гидр}(Q, n),$$

где $J' = \frac{\pi J}{30}$ – приведенный момент инерции ротора и рабочего колеса; $M_{двиг}(t)$ – управляющий момент двигателя, заданная функция времени; $M_{гидр}$ – гидравлический момент нагрузки на валу.

Гидравлический момент выражается через мощность и угловую скорость

$$M_{гидр} = \frac{P_{гидр}}{\omega},$$

где $\omega = \frac{2\pi n}{60}$ – угловая скорость, рад/с.

Гидравлическая мощность насоса, связанная с КПД насоса η_n и двигателя η_d :

$$P_{гидр} = \frac{\rho g Q (p_{наг} - p_{вс})}{\eta_n \eta_d}.$$

$$\text{Таким образом } M_{гидр} = \frac{\rho g Q H_{стат}(Q, n)}{\omega \eta_n \eta_d}.$$

Полная система динамических уравнений модели насоса с гидравлическими емкостями на всосе и нагнетании $C_{вс}$, $C_{наг}$

$$\left\{ \begin{aligned} C_{вс} \frac{dp_{вс}}{dt} &= Q_{вх} - Q; \\ C_{наг} \frac{dp_{наг}}{dt} &= Q - Q_{вых}; \\ \frac{dQ}{dt} &= \frac{A(p_{наг} - p_{вс})}{\rho l} - \\ &\quad - \frac{AgH_{стат}(Q, n)}{l} - \frac{1}{\rho} \frac{dp}{dt} Q; \\ \frac{Dp}{dt} &= \beta p \frac{dp}{dt}; \\ J' \frac{dn}{dt} &= M_{двиг}(t) - M_{гидр}. \end{aligned} \right. \quad (3)$$

Далее переменная с нижним индексом «ном» обозначает номинальное значение, а дублирующая ее переменная без индекса – текущее значение заданной величины. Для центробежных машин (при постоянной заданной геометрии текущего диаметра D установленного колеса и номинальном значении $D_{\text{ном}}$ рабочего колеса, неизменной вязкости и плотности жидкости ρ и $\rho_{\text{ном}}$) справедливы фундаментальные законы подобия для расхода, напора, давления, мощности и момента

$$Q(n) = Q_{\text{ном}} \frac{n}{n_{\text{ном}}} \left(\frac{D}{D_{\text{ном}}} \right)^3 = Q_{\text{ном}} k_Q k_D^3;$$

$$H(n) = H_{\text{ном}} \left(\frac{n}{n_{\text{ном}}} \right)^2 \left(\frac{D}{D_{\text{ном}}} \right)^2 = H_{\text{ном}} k_H k_D^2 = H_{\text{ном}} k_Q^2 k_D^2;$$

$$p(n) = p_{\text{ном}} \left(\frac{n}{n_{\text{ном}}} \right)^2 \left(\frac{D}{D_{\text{ном}}} \right)^2 \left(\frac{\rho}{\rho_{\text{ном}}} \right) = p_{\text{ном}} k_H k_D^2 k_\rho = p_{\text{ном}} k_Q^2 k_D^2 k_\rho;$$

$$P_{\text{гидр}}(n) = P_{\text{ном}} \left(\frac{n}{n_{\text{ном}}} \right)^3 \left(\frac{D}{D_{\text{ном}}} \right)^5 \times \left(\frac{\rho}{\rho_{\text{ном}}} \right) = P_{\text{ном}} k_Q^3 k_D^5 k_\rho;$$

$$\frac{n}{n_{\text{ном}}} = k_Q, \quad \frac{D}{D_{\text{ном}}} = k_D, \quad \frac{\rho}{\rho_{\text{ном}}} = k_\rho.$$

Обычно расходно-напорная характеристика центробежного насоса описывается параболой с ветвями вниз $H = c + bQ + Q^2 = H_0 + bQ + aQ^2$, где $\{a < 0, b, c = H_0\} \in \mathbb{R}$, H_0 – максимальный напор при нулевой подаче.

Теперь узнаем уравнение характеристики при меняющейся скорости, используя законы подобия. Пусть при номинальной скорости вращения колеса $n_{\text{ном}}$ выполнено $H_{\text{ном}} = H_0 + bQ_{\text{ном}} + aQ_{\text{ном}}^2$, и пусть $Q_{\text{ном}} = \frac{Q}{k_Q k_D^3}$, $H_{\text{ном}} = \frac{H}{k_Q^2 k_D^2}$, тогда

$$\frac{H}{k_Q^2 k_D^2} = H_0 + b \frac{Q}{k_Q k_D^3} + aQ^2 \left(\frac{1}{k_Q k_D^3} \right)^2;$$

$$H = H_0 \left(\frac{n}{n_{\text{ном}}} \right)^2 \left(\frac{D}{D_{\text{ном}}} \right)^2 + bQ \left(\frac{n}{n_{\text{ном}}} \right) \left(\frac{D_{\text{ном}}}{D} \right) + aQ^2 \left(\frac{D_{\text{ном}}}{D} \right)^4;$$

$$H = H_0 \left(\frac{n}{n_{\text{ном}}} \right)^2 \left(\frac{D}{D_{\text{ном}}} \right)^2 + bQ \left(\frac{n}{n_{\text{ном}}} \right) \left(\frac{D_{\text{ном}}}{D} \right) + aQ^2 \left(\frac{D_{\text{ном}}}{D} \right)^4.$$

Поэтому окончательный вид паспортной характеристики приобретает вид

$$H_{\text{стат}}(Q, n) = H_0 k_Q^2 k_D^2 + bQ k_Q k_D^{-1} + aQ^2 k_D^{-4}.$$

Однако если лопатки колеса загнуты назад, что обычно для центробежных насосов, и $D_{\text{ном}} = D$, то расходно-напорная характеристика описывается упрощенной параболой с ветвями вниз, и максимальный напор будет находиться в вершине при $a > 0$:

$$H = H_0 (n/n_{\text{ном}})^2 - aQ^2. \quad (4)$$

При номинальном расходе жидкости $Q = Q_{\text{ном}}$ и номинальной скорости $n = n_{\text{ном}}$ вращения рабочего колеса номинальный перепад ΔH (напор) составляет

$$\Delta H = H_0 - aQ_{\text{ном}}^2; \quad a = \frac{H_0 - \Delta H}{Q_{\text{ном}}^2} > 0.$$

Для более наглядного примера при моделировании используем программу MatLab. На рис. 2 приведем структурную схему расчета расхода насоса, основываясь на уравнениях системы (3) и (4), пользуясь готовыми блоками программы Simulink [19].

Далее приведем систему уравнений, описывающих трехфазный асинхронный двигатель с короткозамкнутым ротором. Для неподвижной системы координат вещественная ось обозначается символом α , а мнимая – символом β . Тогда можно разложить по этим осям пространственные векторы напряжения, тока и потокосцепления:

$$\mathbf{u}_s = \mathbf{u}_{s\alpha} + j\mathbf{u}_{s\beta}, \quad \mathbf{i}_s = \mathbf{i}_{s\alpha} + j\mathbf{i}_{s\beta}, \quad \Psi_R = \Psi_{R\alpha} + j\Psi_{R\beta}.$$

В общем случае существует 6 уравнений, описывающих динамику двигателя:

$$\begin{cases} \mathbf{u}_{s\alpha} = r(1 + T_{s2}s)\mathbf{i}_{s\alpha} - \frac{k_r}{T_r}\Psi_{R\alpha} + k_r s \omega_m \Psi_{R\beta}, \\ \mathbf{u}_{s\beta} = r(1 + T_{s2}s)\mathbf{i}_{s\beta} - \frac{k_r}{T_r}\Psi_{R\beta} + k_r s \omega_m \Psi_{R\alpha}, \\ 0 = -k_r R_r \mathbf{i}_{s\alpha} + \frac{1}{T_r}(1 + T_r s)\Psi_{R\alpha} - s \omega_m \Psi_{R\beta}, \\ x = -k_r R_r \mathbf{i}_{s\beta} + \frac{1}{T_r}(1 + T_r p)\Psi_{R\beta} - s \omega_m \Psi_{R\alpha}, \\ M = \frac{2}{3} n_p k_r (\Psi_{R\alpha} \mathbf{i}_{s\beta} - \Psi_{R\beta} \mathbf{i}_{s\alpha}), \\ Js \omega_m = M - M_H. \end{cases} \quad (5)$$

где $u_{s\alpha}, u_{s\beta}$ – напряжения статора (входы управления); $i_{s\alpha}, i_{s\beta}$ – токи статора; $\Psi_{R\alpha}, \Psi_{R\beta}$ – потоки сцепления ротора; ω_m – угловая скорость ротора; r – активное сопротивление статора; T_{s2} – постоянная времени рассеяния статора; T_r – постоянная времени ротора; k_r – коэффициент связи; R_r – сопротивление ротора; $s = d/dt$ – оператор дифференцирования; J – момент инерции; M_H – момент нагрузки; n_p – число пар полюсов двигателя.

Недостаток простой реализации данной системы состоит в невозможности использования ее для моделирования привода с источником энергии в качестве реального преобразователя частоты (ПЧ). Поэтому автор предлагает использовать преобразования (Кларка) трехфазной системы координат (система координат преобразователя) в двухфазную (система координат двигателя) и обратно, подключив управляемые источники тока (Controlled Current Source), поставив их параллельно цепям питания двигателя и нейтральной точкой ПЧ для возможности передачи энергии между сетью и двигателем, имитируя даже режимы динамического торможения.

Для более эффективного моделирования предлагается осуществить дискретное z -преобразование каждого уравнения системы. Например, любой контроллер решает разностные дифференциальные уравнения (прямой и обратный методы Эйлера, метод трапеций). Пусть имеется аperiodическое звено первого порядка, и пусть T_s – шаг интегрирования контроллера. Дифференциальное уравнение аperiodического звена с постоянной

времени T , пропорциональным коэффициентом K , входным сигналом x , выходным сигналом y имеет вид

$$T \frac{dy}{dt} + y(t) = Kx(t),$$

а его разностный аналог по прямому методу Эйлера –

$$T \frac{y(m) - y(m-1)}{T_s} + y(m-1) = Kx(m-1).$$

Упрощая уравнение, можно записать:

$$y(m) - y(m-1) + \frac{T_s}{T} y(m-1) = \frac{T_s K}{T} x(m-1)$$

или

$$y(m) + y(m-1) \left(\frac{T_s - T}{T} \right) = \frac{T_s K}{T} x(m-1).$$

А для z -формы и изображений выходного и входного сигнала $Y(z)$ и $X(z)$:

$$zY(z) + z^{-1} \left(\frac{T_s - T}{T} \right) Y(z) = \frac{T_s K}{T} X(z)$$

или

$$\frac{Y(z)}{X(z)} = \frac{\frac{T_s K}{T}}{z + z^{-1} \left(\frac{T_s - T}{T} \right)}.$$

Реализуем все указанные рассуждения для построения структурной схемы (рис. 3) имитационной трехфазной дискретной модели асинхронного двигателя с короткозамкнутым ротором по уравнениям (5). Далее были реализованы уравнения по типу (2) для исполнения полной модели насоса и простой гидравлической сети для полу-

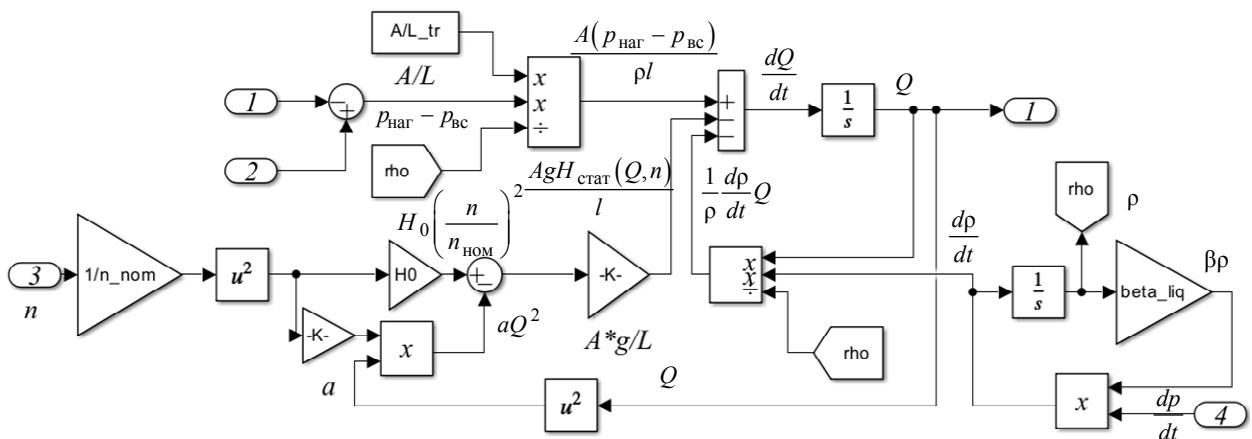


Рис. 2. Структурная схема расчета расхода насоса
Fig. 2. Structural diagram of pump flow calculation

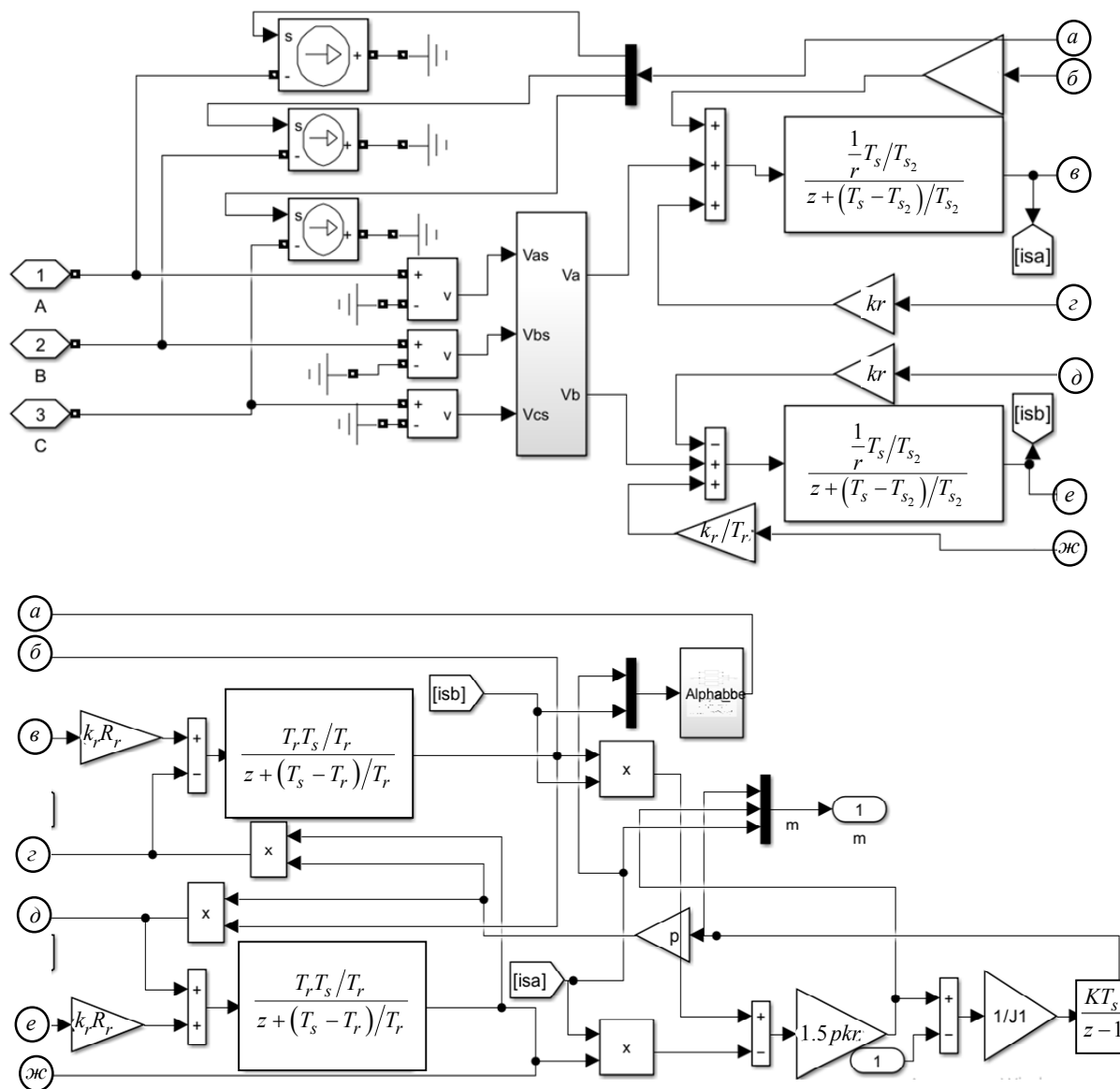


Рис. 3. Структурная схема имитационной трехфазной дискретной модели асинхронного двигателя с короткозамкнутым ротором

Fig. 3. Structural diagram of a three-phase discrete simulation model of an asynchronous motor with a squirrel-cage rotor

нения графиков на рис. 5. Рис. 4 показывает имитационную модель логической схемы и силовой части преобразователя частоты. Структурные схемы реализованы в виде готовых известных блоков программы Simulink [19].

Авторами предложено исследование совершенствованной системы посредством внедрения технологии высоковольтного частотного преобразования частоты для управления асинхронным электродвигателем с ПИД-регулятором уровня.

Как показано на рис. 5, д, снижение уровня жидкости h из-за изменения градиента давления вызвало немедленную реакцию со стороны системы управления. Показано, что ПИД-регулятор снизил скорость вращения, что привело к соот-

ветствующему уменьшению общего напора H . Это действие не только стабилизировало давление в насосном агрегате, но и успешно предотвратило снижение уровня. На рис. 5, е представлен полный обзор этой компенсационной реакции. Снижение скорости насоса позволило системе эффективно синхронизировать скорость нагнетания с уменьшенным притоком конденсата. Такое поведение подтверждает предложенную иерархическую структуру, гарантируя, что связанные дифференциальные уравнения точно отражают нелинейное взаимодействие между параметрами электромагнитного привода и гидравлическими переменными состояния.

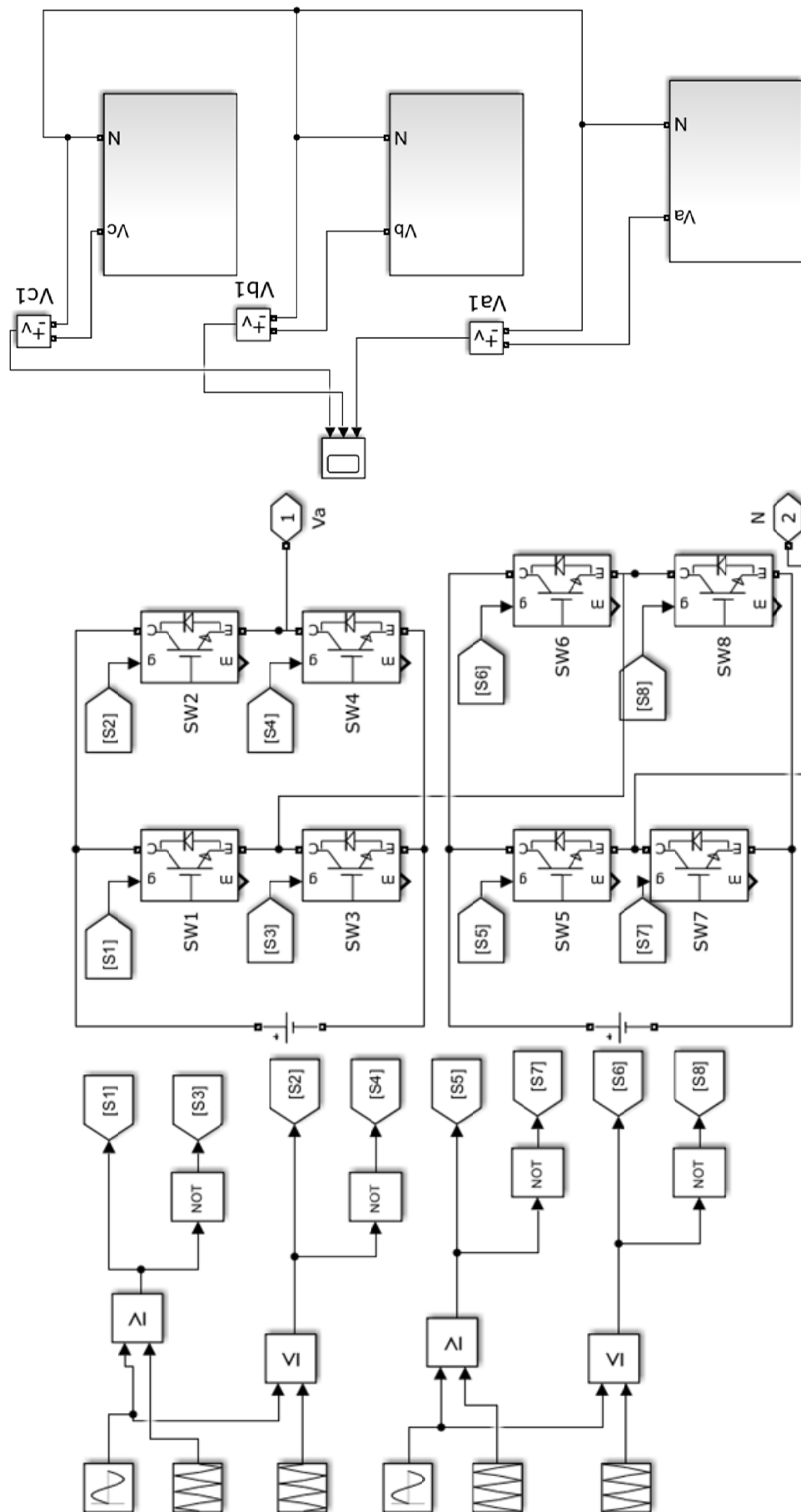


Рис. 4. Имитационная модель логической схемы и силовой части преобразователя частоты
Fig. 4. Simulation model of the logic circuit and power section of the frequency converter

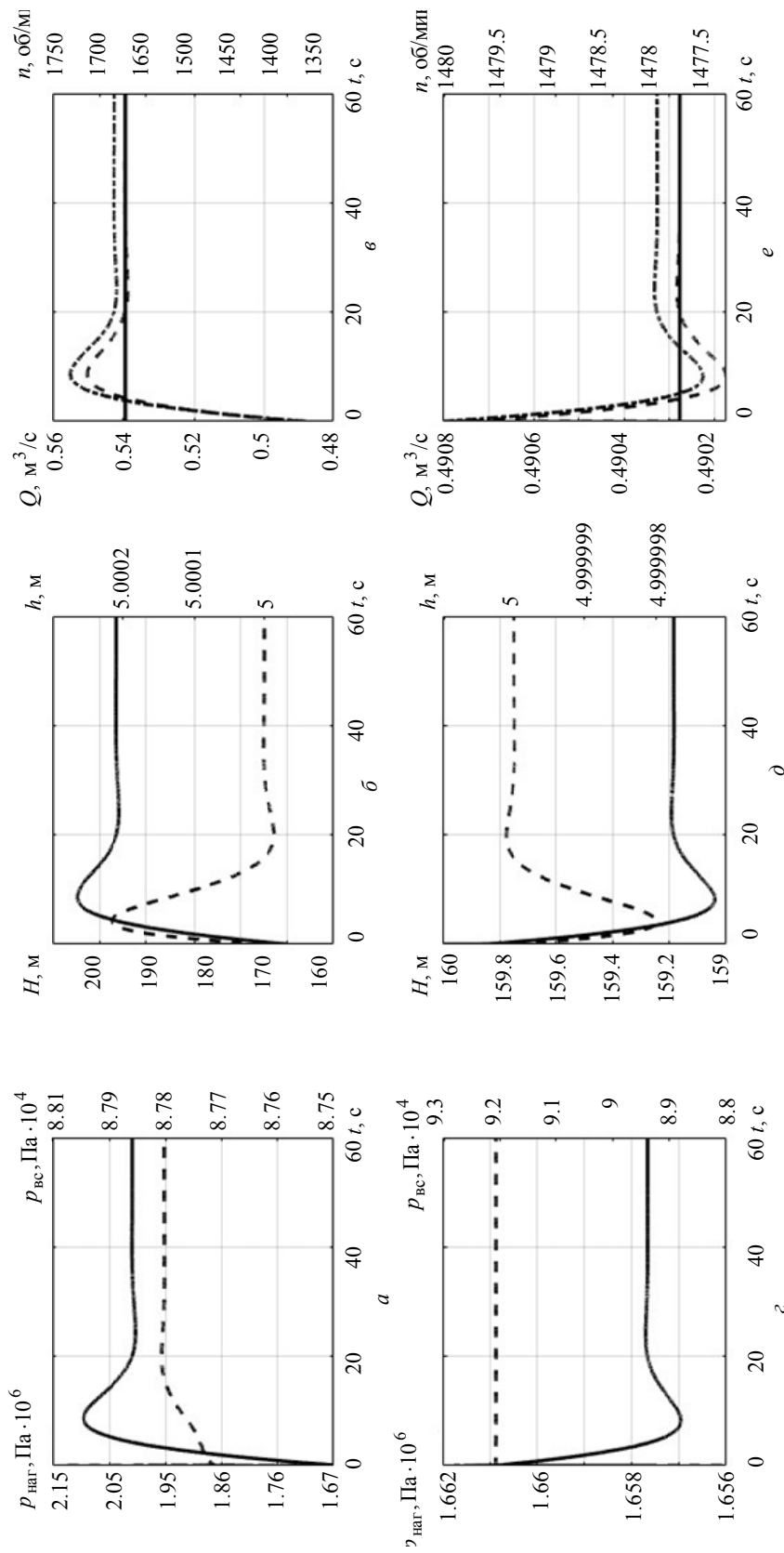


Рис. 5. а, з – давление на всасывании (штриховая линия) и нагнетании (сплошная линия) насоса; б, д – полный напор насоса (сплошная линия) и уровень в конденсаторе (штриховая линия); в, е – расход жидкости на входе в конденсатор (сплошная линия), расход насоса (штриховая линия) и частота вращения насоса (штрихпунктирная линия)

Fig. 5. а, з – pump suction (dashed) and discharge (solid) pressures; б, д – total pump heads (solid) and condenser levels (dashed); в, е – condenser inlet flow (solid), pump flow rate (dashed), and pump rotational speed (dash-dot)

Проведение численных экспериментов.

Разработанная в настоящей работе комплексная динамическая модель охватывает связанную многосоставную гидравлическую систему, основные компоненты которой – конденсаторная установка, центробежный насосный агрегат, гидравлическая сеть, высоковольтный ПЧ и ПИД-регулятор уровня – интегрированы в иерархическую вычислительную структуру. Указанные компоненты не функционируют изолированно; их динамическое взаимодействие требует одновременного численного интегрирования связанных дифференциальных уравнений, описывающих сохранение массы, перенос импульса и электромагнитные процессы.

Основные элементы моделирования включают: конденсатор, выступающий в роли термогидравлического резервуара, из которого поступает конденсат, причем его термодинамические и гидродинамические параметры существенно влияют на поведение насоса; центробежный насос, характеристики которого были ранее определены через напорные кривые при различных частотах вращения; гидравлическую сеть, представленную эквивалентными элементами, учитывающими распределенную инерцию и локальные сопротивления; высоковольтный ПЧ с ШИМ, регулирующий частоту и напряжение на обмотках двигателя; ПИД-регулятор, корректирующий задание частоты ПЧ по сигналу обратной связи от датчика уровня конденсатора.

В исследованиях предложены и используются сложные вычислительные инструменты для моделирования связанных электро-гидравлических систем. В ранних работах разработан оригинальный численный метод, специально адаптированный для решения жестких гидравлических динамик в реальном времени (О. О. Иванов). Метод основан на схеме фиксированного шага интегрирования N , сочетающей аппарат лагранжева прогнозирования параметров потока с алгоритмом формирования числовой якобиана. Данная конструкция обеспечивает устойчивое и вычислительно эффективное интегрирование уравнений даже при выраженной жесткости, обусловленной быстрыми гидравлическими переходными процессами и более медленными электромеханическими. Для решения нелинейной системы $F(x_{n+1}) = 0$, применяется метод Ньютона–Рафсона с итерациями вида

$$x^{(k+1)} = x^{(k)} - [J_F(x^{(k)})]^{-1} F(x^{(k)}),$$

где $x^{(k)}$ – приближение на итерации k ; $x^{(0)}$ – стартовое приближение из экстраполяции Лагранжа; $J_F(x)$ – якобиан функции F .

На каждой итерации k вычисляются:

- Функция невязки $F^{(k)} := F(x^{(k)}) = x^{(k)} - x_n - Nf(x^{(k)}, t_{m+1})$, где x_m – решение на предыдущем временном слое; N – шаг интегрирования; f – векторная функция правой части системы ОДУ.

- Якобиан функции F : $J_F^{(k)} := \frac{\partial F}{\partial x}(x^{(k)}) = I - N \frac{\partial f}{\partial x}(x^{(k)}, t_{m+1}) = I - NJ_f^{(k)}$, где I – единичная

матрица; $J_f(x, t) = \frac{\partial f}{\partial x}(x, t) =$

$$= \begin{pmatrix} \frac{\partial f_1}{\partial x_1} & \dots & \frac{\partial f_1}{\partial x_m} \\ \vdots & \ddots & \vdots \\ \frac{\partial f_m}{\partial x_1} & \dots & \frac{\partial f_m}{\partial x_m} \end{pmatrix} - \text{якобиан функции } f.$$

На каждой итерации необходимо решить линейную систему относительно приращения $\Delta x^{(k)} : J_F^{(k)} \Delta x^{(k)} = -F^{(k)}$, откуда

$$\Delta x^{(k)} = -[J_F^{(k)}]^{-1} F^{(k)}.$$

Новое приближение вычисляется по формуле $x^{(k+1)} = x^{(k)} + \Delta x^{(k)}$. Итерации продолжаются до достижения заданной точности: $\|\Delta x^{(k)}\| < \varepsilon$, где ε – допустимая погрешность (например, 10^{-6} или 10^{-8}), $\|\cdot\|$ – евклидова норма.

Результаты численного моделирования, иллюстрирующие динамический отклик синтезированной системы в двух режимах работы – при изменении расхода в конденсаторе и давления пара на входе, представлены на рис. 5. Подвергнутая переходным возмущениям нагрузки модель демонстрирует высокую точность воспроизведения нелинейного взаимодействия между частотой вращения насоса и стабилизацией уровня конденсата. Как показано на рис. 5, ПИД-регулируемый ПЧ эффективно компенсирует возмущения расхода, подтверждая надежность предложенной иерархической структуры.

Обсуждение результатов. Динамические характеристики синтезированной гидравлической системы были оценены с помощью численного моделирования, результаты которого были разделены на два различных сценария работы – изменение расхода жидкости и давления в конденса-

торе. Эти сценарии были разработаны для проверки точности модели и устойчивости архитектуры частотно-регулируемого привода с ПИД-управлением при различных переходных возмущениях.

Сценарий I: Изменение расхода жидкости в конденсаторе (рис. 5, а–в). Рис. 5, а иллюстрирует переходное изменение давлений в системе после команды основного привода. На рисунке видно, что давление на всасывании (штриховая линия) изменилось с $8.774 \cdot 10^4$ Па до $8.798 \cdot 10^4$, в то время как давление на выходе (сплошная линия) одновременно повысилось, достигнув установившегося значения $2.0145 \cdot 10^6$ Па. Этот скачок давления неразрывно связан с динамикой переноса импульса (см. «Математическая постановка задачи»). На рис. 5, б полный напор H (сплошная линия) увеличился на 21 %, что обусловлено необходимостью преодоления локального сопротивления гидравлической сети и работой двигателя. Одновременно уровень в конденсаторе h (штриховая линия), первоначально демонстрирующий переходный рост, плавно регулировался ПИД-регулятором. Было замечено, что уровень монотонно снижался до возвращения к номинальному заданному значению 5 м, что демонстрирует эффективность контура обратной связи.

Основная динамика потока более подробно показана на рис. 5, в. На графиках представлены скорости потока конденсата и насоса наряду со скоростью вращения n (штрихпунктирная линия). Показано, что последняя была увеличена на 10 %; эта стратегическая модуляция была выполнена для облегчения отвода накопленного объема конденсата, обеспечивая поддержание баланса массы внутри конденсатора.

Сценарий II: Подавление возмущений при изменениях давления (рис. 5 г–е). На рис. 5, г–е изображен аналогичный набор переходных процессов, хотя и подверженных 10 %-ному возмущению давления в воздушном пространстве конденсатора. Это возмущение служит строгой проверкой компенсационных механизмов модели. После изменения давления наблюдалось увеличение давления на всасывании, в то время как давление на нагнетании одновременно снижалось, отражая изменение равновесия напора и производительности.

Примечательно, что длительность зарегистрированных переходных процессов в основном определялась высокой мощностью асинхронного

двигателя 1250 кВт и внутренними эксплуатационными ограничениями частотно-регулируемого привода. В связи со значительным моментом инерции ротора и рабочего колеса, модуляция скорости вращения подвергалась заранее заданным ускорениям и замедлениям для предотвращения чрезмерной перегрузки по току и механических нагрузок. Эти ограничители, установленные частотно-регулируемым приводом и интегрированные в логику управления для обеспечения структурной целостности мощного привода, привели к целенаправленному и стабилизированному переходу к новым состояниям равновесия.

Выводы и заключение. В данном исследовании была разработана и тщательно проверена комплексная динамическая математическая модель центробежного конденсатного насоса КсВА 1800-170, интегрированного с высоковольтным частотно-регулируемым приводом, в контексте системы регулирования уровня воды на АЭС «Руппур» (блоки 1 и 2). Благодаря синтезу основных законов сохранения импульса и массы в единую дифференциальную структуру предложенная модель превосходит традиционные методы, основанные на интерполяции, обеспечивая достоверное представление переходных гидравлических явлений в трубопроводной сети.

Численные моделирования, проведенные при различных эксплуатационных возмущениях, показывают, что иерархическая архитектура управления эффективно смягчает колебания уровня конденсата даже при значительных возмущениях давления в воздушном пространстве над конденсатором. Кроме того, анализ динамики привода мощностью 1250 кВт показывает, что продолжительность стабилизации неразрывно связана с большим моментом инерции ротора и ускорением частотно-регулируемого привода, которые точно описываются уравнениями модели. В конечном итоге, это исследование дает надежный и вычислительно эффективный инструмент для оптимизации стратегий управления вторичным контуром, обеспечивающий эксплуатационную надежность и структурную целостность гидравлических систем крупных атомных электростанций. Такая точность соотношений имеет решающее значение для создания надежных баз знаний.

Хотя уравнения в частных производных (1) обеспечивают строгое описание локальных переменных поля потока, подход с сосредоточенными параметрами, используемый в этом исследовании, значительно более вычислительно эффекти-

вен для моделирования в реальном времени и проектирования систем управления. Абстрагируя сложные пространственные распределения в обыкновенные дифференциальные уравнения, модель обходит непомерные вычислительные затраты, характерные для численной гидродина-

мики. Следовательно, эта упрощенная структура лучше подходит для крупномасштабной системной интеграции, обеспечивая быструю сходимость и облегчая анализ переходных процессов без ущерба для основных физических принципов динамики центробежного насоса.

Список литературы

1. IAEA Safety Standards. Design of the reactor coolant system and associated systems in nuclear power plants: Specific safety guide No. SSG-56. Vienna: Intern. Atomic Energy Agency, 2020. 88 p.
2. АЭС с реактором типа ВВЭР-1000. От физических основ эксплуатации до эволюции проекта / С. А. Андрущечко, А. М. Афроу, Б. Ю. Васильев, В. Н. Генералов, К. Б. Косоуров, Ю. М. Семченков, В. Ф. Украинцев. М.: Логос, 2010. 604 с.
3. Mode analysis of coolant pump in nuclear power plant / Z. Ren, H. Ma, X. Wang, F. Wen // Proc. of the 16th Intern. Conf. on Nuclear Engin. (ICONE16). Orlando, Florida, USA: ASME, 2008. doi: 10.1115/ICONE16-48638 URL: https://www.researchgate.net/publication/267620661_Mode_Analysis_of_Coolant_Pump_in_Nuclear_Power_Plant (дата обращения: 31.03.2026).
4. К вопросу динамической и эксплуатационной устойчивости энергоблоков АЭС с ВВЭР-1200 / И. Н. Гусев, Д. С. Смородинов, К. В. Казаков, В. В. Жуденков, Г. А. Мамонтов // Изв. вузов. Ядерная энергетика. 2024. № 1. С. 18–27. doi: 10.26583/npe.2024.1.02.
5. FPGA integrated IEEE 802.15.4 ZigBee wireless sensor nodes performance for industrial plant monitoring and automation / Ompal, V. M. Mishra, A. Kumar // Nuclear Engin. and Technol. 2022. Vol. 54, no. 7. P. 2444–2452. doi: 10.1016/j.net.2022.01.011. URL: <https://share.google/1RK7lrjpsfBTDRRGL> (дата обращения: 31.03.2026).
6. Абидова Е. А., Ратушный В. И. Регистрация и обработка сигналов в измерительном комплексе контроля протечек трубопроводной арматуры атомной электростанции // Омский науч. вестн. 2023. № 4 (188). С. 117–124. doi: 10.25206/1813-8225-2023-188-117-124.
7. Лазарева И. А., Парамонова И. Л. Обоснование теплотехнической надежности ВВЭР-1200 // Надежность и безопасность энергетики. 2022. Т. 15, № 5/6. С. 15–21. doi: 10.32603/2071-8985-2022-15-5/6-15-21.
8. Интеллектуальная система поддержки принятия решений по управлению турбопитательными насосами Калининской АЭС / В. А. Горбунов, Н. А. Лоншаков, С. С. Теплякова, М. Н. Мечтаева, П. А. Минеев // Изв. вузов. Ядерная энергетика. 2024. № 3. С. 119–130. doi: 10.26583/npe.2024.3.10 (дата обращения: 31.03.2026).
9. Rooks J. A., Wallace A. K. Energy efficiency of variable speed drive systems // Conf. Record of the 2003 Ann. Pulp and Paper Industry Techn. Conf. IEEE, 2003. P. 191–198. doi: 10.1109/PAPCON.2003.1216912. URL: https://www.researchgate.net/publication/4024962_Energy_efficiency_of_variable_speed_drive_systems (дата обращения: 31.03.2026).
10. Лазарев Г. Б. Высоковольтные преобразователи для частотно-регулируемого электропривода // IES-Drives. Промышленная электротехника. URL: <https://ies-drives.ru/news/4541/?ysclid=mnepf2ycx583734636> (дата обращения: 31.03.2026).
11. Wu B., Narimani M. High-Power Converters and AC Drives. 2nd ed. Hoboken: Wiley-IEEE Press, 2017. 480 p.
12. Medium-voltage multilevel converters: State of the art, challenges, and trends in industrial applications / H. Abu-Rub, J. Holtz, J. Rodriguez, B. Ge // IEEE Trans. on Industrial Electron. 2010. Vol. 57, no. 8. P. 2581–2596. doi: 10.1109/TIE.2010.2043039.
13. High-voltage frequency converter supplying power to asynchronous motors / V. I. Kuz'kin, V. N. Melleshkin, S. V. Myasishchev, D. V. Simonenkov, S. N. Shipaeva // Russ. Electr. Engin. 2004. Vol. 75, no. 10. P. 19–24.
14. Bose B. K. Power electronics and motor drives: Advances and trends. 2nd ed. London: Academic Press, 2020. 1012 p.
15. Зырянов В. М., Митрофанов Н. А., Соколовский Ю. Б. Исследование гармонического состава напряжения преобразователя частоты // Вестн. ИГЭУ. 2014. № 4. С. 41–45. URL: <http://vestnik.ispu.ru/sites/vestnik.ispu.ru/files/published/str.24-29.pdf> (дата обращения: 31.03.2026).
16. Rodriguez J., Lai J.-S., Peng F. Z. Multilevel inverters: A survey of topologies, controls, and applications // IEEE Trans. on Industrial Electron. 2002. Vol. 49, no. 4. P. 724–738. doi: 10.1109/TIE.2002.801052.
17. Blaabjerg F. Control of power electronic converters and systems. 1st ed. London: Academic Press, 2018. 484 p.
18. Виноградов А. Б. Векторное управление электроприводами переменного тока. Иваново: ИГЭУ, 2018. 298 с.
19. Simulink Concepts: Models // MatLab Documentation. MathWorks. URL: docs.exponenta.ru (дата обращения: 24.03.2026).

Информация об авторе

Иванов Олег Олегович – аспирант, магистр по направлению «Электроэнергетика и электротехника», ассистент кафедры автоматизированного электропривода и электротехники СПбГУПТД, ул. Ивана Черных, д. 4, Б-429, Санкт-Петербург, 198095, Россия.

E-mail: oiivanov.ml2973@gmail.com

<https://orcid.org/0009-0009-5740-1490>

Сафронов Алексей Анатольевич – д-р техн. наук, профессор, зав. отделением плазменных устройств и технологий, Институт электрофизики и электроэнергетики РАН, Дворцовая наб., 18, Санкт-Петербург, 191181, Россия; профессор кафедры автоматизированного электропривода и электротехники СПбГУПТД, ул. Ивана Черных, д. 4, Б-429, Санкт-Петербург, 198095, Россия.

E-mail: 9932553@mail.ru

<https://orcid.org/0009-0009-6966-2567>

References

1. IAEA Safety Standards. Design of the reactor coolant system and associated systems in nuclear power plants: Specific safety guide No. SSG-56. Vienna: Intern. Atomic Energy Agency, 2020. 88 p.
2. AES s reaktorom tipa VVER-1000. Ot fizicheskikh osnov ekspluatatsii do evoljucii proekta / S. A. Andrushechko, A. M. Afrov, B. Yu. Vasilev, V. N. Generalov, K. B. Kosourov, Yu. M. Semchenkov, V. F. Ukrainev. M.: Logos, 2010. 604 s. (In Russ.).
3. Mode analysis of coolant pump in nuclear power plant / Z. Ren, H. Ma, X. Wang, F. Wen // Proc. of the 16th Intern. Conf. on Nuclear Engin. (ICONE16). Orlando, Florida, USA: ASME, 2008. doi: 10.1115/ICONE16-48638 URL: https://www.researchgate.net/publication/267620661_Mode_Analysis_of_Coolant_Pump_in_Nuclear_Power_Plant (data obrashhenija: 31.03.2026).
4. K voprosu dinamicheskoy i ekspluatacionnoj ustojchivosti energoblokov AES s VVER-1200 / I. N. Gusev, D. S. Smorodinov, K. V. Kazakov, V. V. Zhudnikov, G. A. Mamontov // Izv. vuzov. Jadernaja energetika. 2024. № 1. S. 18–27. doi: 10.26583/npe.2024.1.02. (In Russ.).
5. FPGA integrated IEEE 802.15.4 ZigBee wireless sensor nodes performance for industrial plant monitoring and automation / Ompal, V. M. Mishra, A. Kumar // Nuclear Engin. and Technol. 2022. Vol. 54, no. 7. P. 2444–2452. doi: 10.1016/j.net.2022.01.011. URL: <https://share.google/1RK7lrjpsfBTDRRGL> (data obrashhenija: 31.03.2026).
6. Abidova E. A., Ratushnyj V. I. Registracija i obrabotka signalov v izmeritelnom komplekse kontrolja protechek truboprovodnoj armatury atomnoj elektrostancii // Omskij nauch. vestn. 2023. № 4 (188). S. 117–124. doi: 10.25206/1813-8225-2023-188-117-124. (In Russ.).
7. Lazareva I. A., Paramonova I. L. Obosnovanie teplo-tehnicheskoy nadezhnosti VVER-1200 // Nadezhnost i bezopasnost energetiki. 2022. T. 15, № 5/6. S. 15–21. doi: 10.32603/2071-8985-2022-15-5/6-15-21. (In Russ.).
8. Intellektualnaja sistema podderzhki prinjatija reshenij po upravleniju turbopitatelnymi nasosami Kalininskoj AES / V. A. Gorbunov, N. A. Lonshakov, S. S. Teplyakova, M. N. Mechtaeva, P. A. Mineev // Izv. vuzov. Jadernaja energetika. 2024. № 3. S. 119–130. doi: 10.26583/npe.2024.3.10 (data obrashhenija: 31.03.2026) (In Russ.).
9. Rooks J. A., Wallace A. K. Energy efficiency of variable speed drive systems // Conf. Record of the 2003 Ann. Pulp and Paper Industry Techn. Conf. IEEE, 2003. P. 191–198. doi: 10.1109/PAPCON.2003.1216912. URL: https://www.researchgate.net/publication/4024962_Energy_efficiency_of_variable_speed_drive_systems (data obrashhenija: 31.03.2026).
10. Lazarev G. B. Vysokovoltnye preobrazovateli dlja chastotno-reguliruemogo elektroprivoda // IES-Drives. Promyshlennaja elektrotehnika. URL: <https://iesdrives.ru/news/4541/?ysclid=mnepf2ycxu583734636> (data obrashhenija: 31.03.2026). (In Russ.).
11. Wu B., Narimani M. High-power converters and AC drives. 2nd ed. Hoboken: Wiley-IEEE Press, 2017. 480 p.
12. Medium-voltage multilevel converters: State of the art, challenges, and trends in industrial applications / H. Abu-Rub, J. Holtz, J. Rodriguez, B. Ge // IEEE Trans. on Industrial Electron. 2010. Vol. 57, no. 8. P. 2581–2596. doi: 10.1109/TIE.2010.2043039.
13. High-voltage frequency converter supplying power to asynchronous motors / V. I. Kuzkin, V. N. Melleshkin, S. V. Myasishchev, D. V. Simonenkov, S. N. Shipaeva // Russ. Electr. Engin. 2004. Vol. 75, no. 10. P. 19–24.
14. Bose B. K. Power electronics and motor drives: Advances and trends. 2nd ed. London: Academic Press, 2020. 1012 p.
15. Zyryanov V. M., Mitrofanov N. A., Sokolovskij Yu. B. Issledovanie garmonicheskogo sostava naprjazhenija preobrazovatelja chastoty // Vestn. IGE`U. 2014. № 4. S. 41–45. URL: <http://vestnik.ispu.ru/sites/vestnik.ispu.ru/files/published/str.24-29.pdf> (data obrashhenija: 31.03.2026) (In Russ.).
16. Rodriguez J., Lai J.-S., Peng F. Z. Multilevel inverters: A survey of topologies, controls, and applications // IEEE Trans. on Industrial Electron. 2002. Vol. 49, no. 4. P. 724–738. doi: 10.1109/TIE.2002.801052.
17. Blaabjerg F. Control of power electronic converters and systems. 1st ed. London: Academic Press, 2018. 484 p.
18. Vinogradov A. B. Vektornoe upravlenie elektroprivodami peremennogo toka. Ivanovo: IGEU, 2018. 298 s. (In Russ.).
19. Simulink concepts: Models // MatLab Documentation. MathWorks. URL: docs.exponenta.ru (data obrashhenija: 24.03.2026).

Information about the author

Oleg O. Ivanov – postgraduate student, master's degree in the field Electric Power and Electrical Engineering, assistant professor at the Department of Electrical Engineering and Automated Drive, St. Petersburg State University of Industrial Technologies and Design, 4, Ivan Chernykh St., B-429, St. Petersburg, 198095, Russia.

E-mail: oivanov.ml2973@gmail.com

<https://orcid.org/0009-0009-5740-1490>

Alexey A. Safronov – Dr Sci. (Eng.), Professor, Head of the Department of Plasma Devices and Technologies, Institute for Electrophysics and Electric Power of the Russian Academy of Sciences (IEE RAS), Dvortzovaya emb., 18, St. Petersburg, 191181, Russia; Professor of the Department Electrical Engineering and Automated Drive, St. Petersburg State University of Industrial Technologies and Design, 4, Ivan Chernykh St., B-429, St. Petersburg, 198095, Russia.

E-mail: 9932553@mail.ru

<https://orcid.org/0009-0009-6966-2567>

Статья поступила в редакцию 20.01.2026; принята к публикации после рецензирования 31.03.2026; опубликована онлайн 25.05.2026.

Submitted 20.01.2026; accepted 31.03.2026; published online 25.05.2026.
