

**ИВАНО-ФРАНКОВСКИЙ НАЦИОНАЛЬНЫЙ ТЕХНИЧЕСКИЙ
УНИВЕРСИТЕТ НЕФТИ И ГАЗА**

Костышин Владимир Степанович

УДК 621.67+62.001.57+532.5+621.22.018

**МОДЕЛИРОВАНИЕ РЕЖИМОВ РАБОТЫ ЦЕНТРОБЕЖНЫХ
НАСОСОВ НА ОСНОВЕ ЭЛЕКТРОГИДРАВЛИЧЕСКОЙ АНАЛОГИИ**

Специальность 05.15.13 – Нефтегазопроводы, базы и хранилища

Автореферат
диссертации на соискание научной степени
доктора технических наук

Ивано-Франковск- 2003

Диссертацией есть рукопись

Работа выполнена в Ивано-Франковском национальном техническом университете нефти и газа Министерства образования и науки Украины.

Научный консультант: доктор технических наук, профессор
Копей Богдан Владимирович,
Ивано-Франковский национальный технический университет нефти и газа, профессор кафедры нефтегазового оборудования

Официальные оппоненты: : доктор технических наук, профессор
Грудз Владимир Ярославович,
Ивано-Франковский национальный технический университет нефти и газа,
заведующий кафедры сооружения и ремонта газонефтепроводов и газонефтехранилищ

доктор технических наук, профессор
Нагорный Владимир Петрович,
Институт геофизики им. С.И.Суботіна НАН Украины, заведующий отделом интенсификации обменных процессов, г. Киев

доктор технических наук, профессор
Яцун Михаил Андреевич,
национальный университет “Львовская политехника”, профессор кафедры электрических машин и аппаратов

Ведущее учреждение: Инжинирингово-производственное предприятие “Всеукраинский научный и проектный институт транспорта газа” (ВНИПИТрансгаз), г.Киев

Защита состоится “22” октября 2003г. в 10⁰⁰ часу на заседании специализированного ученого совета Д 20.052.04 в Ивано-Франковском национальном техническом университете нефти и газа по адресу: 76019, г. Ивано-Франковск, ул. Карпатская, 15.

С диссертацией можно ознакомиться в библиотеке Ивано-Франковского национального технического университета нефти и газа по адресу: 76019, г. Ивано-Франковск, ул. Карпатская, 15.

Автореферат разослан “ ” сентября 2003г.

Ученый секретарь
специализированного ученого совета

Корнута О.В.

ОБЩАЯ ХАРАКТЕРИСТИКА РАБОТЫ

Актуальность темы. Неуклонное возрастание роли трубопроводного транспорта нефти как средства диверсификации энергетических источников и повышение мировой экологической безопасности требует решение задачи расчета и оптимизации режимов нефтепроводных систем, которые изменяют свою структуру и технологическую погрузку. Это, в свою очередь, определяет необходимость создания современных компьютерно - ориентированных моделей элементов трубопроводных систем, в частности моделей нефтеперекачивающих станций (НПС), обычно оборудованных мощными центробежными насосами (ЦН), которые оперируют с огромными потоками механической энергии привода в процессе превращения ее в гидравлическую энергию рабочей жидкости.

Однако существующее состояние фундаментальных исследований в области теории лопастных машин и состояние моделирования режимов работы ЦН, в частности, далеко не удовлетворительное. Речь идет о математическом моделировании режимов с помощью ЭВМ. До сих пор не созданная такая математическая модель ЦН, которая бы давала возможность на основе каталожных конструктивных данных машины анализировать ее режимные и экономические параметры в всем эксплуатационном диапазоне с учетом основных свойств рабочей жидкости, в частности его вязкости. Особенности указанной проблемы состоят в том, что по магистральным нефтепроводам перекачивают жидкости, которые существенным образом отличаются от холодной воды — основного вида рабочей среды при отработке конструкций насосного оборудования. Это в значительной мере усложняет решение задач повышения эффективности функционирования ЦН. Не решен в полной мере и вопрос синтеза оптимальных конструкций ЦН за заданными технологическими требованиями. Гидромеханика лопастных машин основана на эмпирических стохастических формулах, которые не допускают эффективного использования ЭВМ, так как не разрешают установить все закономерности взаимосвязанных физических процессов, которые имеют место в гидромашинах. В особенности ошутимое отставание теории гидромеханики лопастных гидромашин на фоне развития теории электрических машин, где формализация задач выполненная на значительно высшем уровне.

Связь работы с научными программами, планами, темами. Тематика диссертационной работы есть частью плановой научно-исследовательской программы по развитию нефтепромыслового комплекса Украины и базируется на результатах госбюджетной научно-исследовательской работы ИФНТУНГ “Научные основы контроля, управления и экологического мониторинга объектами нефтегазового комплекса Украины”, номер государственной регистрации в УкрНДИНТИ № Д-4-01Ф, где автор был исполнителем раздела, посвященному моделированию режимов центробежных насосов, договора на предоставление технических услуг №149/99 “Исследование эффективности внедрения регулируемого электропривода в условиях НПС “Августивка”

Одесского РНУ”, где автор был руководителем и хозяйственно-договорной темы №95/95 “Анализ системы энергоснабжение и разработка методов и технических мероприятий ее контроля и защиты” с Городенковским предприятием “Теплоэнерго”, номер государственной регистрации №0197U004695, где автор был исполнителем.

Цель и задачи исследований. Целью работы является разработка на основе электрогидравлической аналогии компьютерно-ориентированных математических моделей центробежных насосов для повышения эффективности их функционирование на насосных станциях магистральных нефтепроводов.

Для достижения поставленной цели в диссертации необходимо решить такие задачи:

1. Формализовать на основе принципов системотехники механизм применения единой теории кол для моделирования технических подсистем разной физической природы.

2. Разработать математическую модель в координатах действительных чисел (скалярная модель) и исследовать с ее помощью характеристики идеализированного (ИЦН) и реального (РЦН) центробежного насоса.

3. Синтезировать удобные для практического использования тригонометрические и полиномиальные аналитические выражения для расчета рабочих характеристик РЦН по их каталожным данным.

4. Создать математическую модель РЦН в координатах комплексных чисел (комплексная модель) и исследовать его характеристики в зависимости от частоты обращения колеса и вязкости жидкости.

5. Исследовать общую работу ЦН и участка нефтепровода с помощью комплексной схемы замещения и решить вопрос эквивалентирование многоступенчатых и многопоточных машин.

6. Разработать методику расчета параметров комплексной схемы замещения РЦН и создать каталог этих параметров для ЦН магистральных нефтепроводов.

7. Проанализировать практические аспекты применения моделей ЦН для повышения эффективности их функционирование на насосных станциях нефтетранспортных систем.

Объект исследования — это совокупность гидравлических и механических процессов в центробежных насосах.

Предметом исследования есть математическое моделирование указанных процессов с использованием методов электрогидравлической аналогии и теории кругов.

Исследовательские приемы. При создании математических моделей ЦН использовались методы схемотехники и системотехники, методы электрогидравлической аналогии и аналитические методы теории электрических и гидравлических кругов, синхронных электрических и центробежных гидравлических машин. Также применялись: математический аппарат теории

колебаний, теории комплексной сменной и обычных дифференциальных уравнений, методы гармонического анализа и технико-экономических сравнений.

Научная новизна полученных результатов состоит в создании нового направления — моделирование режимов работы центробежных насосов магистральных нефтепроводов на основе электрогидравлической аналогии и единой теории цепей и определяется следующими основными положениями:

- получило дальнейшее развитие использования методов электрогидравлической аналогии, в частности, для моделирования режимов работы ЦН — гидромеханических преобразователей энергии;

- на основе теории цепей (с использованием понятия “импеданса”) предложено модифицированное уравнение Эйлера для ИЦН, которое дало возможность синтезировать его гидравлическую схему замещения и впервые определить ее параметры через конструктивные данные рабочего колеса;

- получено основное уравнение режимов ИЦН, которое устанавливает взаимосвязь между коэффициентами напора и расхода ИЦН в полном диапазоне функционирования машины, построенные ее приведенные (нормализованные) теоретические характеристики и определенные оптимальные режимные параметры;

- на основе методологии системного подхода предложена новая математическая модель РЦН в координатах действительных чисел (скалярная модель), которая дает возможность определять взаимосвязанные гидравлические, объемные и механические потери в машине и анализировать гидравлический, объемный и полный КПД в полном диапазоне ее функционирования;

- получены удобные для практического использования тригонометрические и полиномиальные аналитические выражения рабочих характеристик ЦН, характерной особенностью которых есть использование в качестве главного расчетного параметра ЦН номинального значения расчетного угла нагрузки машины $\gamma_p^{ном}$, введенного аналогично теории электрических машин, определение которого ведется через конструктивные каталожные данные;

- впервые применена ортогональная вращающаяся система координат d, q , жестко связанная с колесом ЦН для моделирования движения жидкости в спиральном отводе машины;

- созданная новая модель ЦН в координатах комплексных чисел (комплексная модель) для теоретического исследования его характеристик за конструктивными параметрами в зависимости от частоты обращения колеса и вязкости рабочей жидкости;

- полученные развернутая и круговая векторной диаграммы ЦН для расчета соответственно параметров его полной и эквивалентной комплексных заступных схем;

— на основе принципов эквивалентирования электрических схем решена задача эквивалентирования многоступенчатых и многопоточных гидравлических машин и предложены новые аналитические выражения для анализа общей (последовательной и параллельной) работы ЦН и участка трубопровода;

— впервые установлен изоморфизм математических выражений, которые описывают вращающиеся электрические и центробежные гидравлические машины, что открывает перспективы использования богатого опыта математического моделирования электрических машин (ЭМ) для описания режимов и синтеза новых конструкций ЦН.

Практическое значение полученных результатов состоит в:

— создании моделей ЦН, которые дают возможность прогнозировать их рабочие характеристики за каталожными данными без проведения дорогих натуральных экспериментов;

— получении удобных для практического использования аналитических выражений рабочих характеристик ЦН;

— создании каталога расчетных параметров комплексной схемы замещения для ЦН магистральных нефтепроводов;

— синтезе алгоритмов оптимального управления электроприводными насосными агрегатами перекачивающих станций;

— создании программы расчета на ЭВМ экономической эффективности внедрения тиристорного регулируемого электропривода ЦН.

Реализация математических моделей ЦН дает возможность осуществить оптимизацию режимов уже введенных в эксплуатацию и новоспроектированных ЦН, открывает путь для синтеза новых высокоэффективных конструкций машин и создания банка их расчетных параметров.

Результаты исследований внедрены:

в 1999г. на Предприятии Приднепровских магистральных нефтепроводов, в 2001г. в ЗАО “ЛУКОР” (г.Калуш) и в ВАТТ “Прикарпаттяоблэнерго” (г.Ивано-Франковск), а также реализованы в учебном процессе на кафедрах электроснабжения и электрооборудования и нефтяного и газового оборудования ИФНТУНГ.

Личный вклад соискателя. Основные идеи и разработки, изложенные в диссертации належат лично автору. Они опубликованы в 25 работах без соавторов [2,4-14,16-19,24-26,28-30,33-34], в частности в монографии [1].

В работах, которые опубликованы в соавторстве: установлено выражение моментной характеристики ЦН [3,27], синтезирована его эквивалентная комплексная схема замещения и круговая диаграмма [15], предложена скалярная модель ЦН [32] и методика расчета его параметров [31], разработаны алгоритмы полиоптимального управления режимами узлов нагрузки перекачивающих станций магистральных трубопроводов с

использованием моделей ЦН [21-22] и определенные технические средства реализации этих алгоритмов [20,23].

Апробация работы. Материалы диссертации оглашены на научно-технических конференциях ИФНТУНГ в 1995—2000р; на 1V международном симпозиуме “Автоматизация и научное приборостроение -87” (Варна, Болгария, 1987); на семинаре “Многокритериальное управление энергосберегающими технологиями в электроэнергетике” (г.Яремча, 15-17 ноября 1988г.); на 2-ой Украинской конференции из автоматического управления “Автоматика-95” (г.Львов, 26-30 сентября 1995г.); на 1-й международной научно-практической конференции “Системы транспортирования, контроля качества и учета энергоносителей” (г.Львов, 27-30 ноября 1997г.); на 1-й и 2-ой международных научно-практических конференциях “Проблемы экономии энергии” (г.Львов, 16-19 июня 1998, 1-2 июня 1999г.); на международной научно-практической конференции “Инновационная деятельность в системе государственного регулирования” (г.Ивано-Франковск, 1999г.); на 4-й международной научной конференции “Эффективность и качество электроснабжения промышленных предприятий” (г.Мариуполь, 2000); на международной конференции “International Conference & Exhibition on Gearing, Transmissions and Mechanical Systems” (Nottingham, United Kingdom, 3-6 July 2000); на международной конференции по надежности машин и прогнозированию их ресурса Rom 2000 (Ивано-франківськ-Яремча, 20-22 сентября 2000г.); на 6-й международной научно-практической конференции “Нефть и газ Украины - 2000” (31 октября – 3 ноября 2000); на международной конференции “The First International Conference on Mechanical Engineering ICME 2000” (Shanghai, China, 20-22 November 2000); на 7-ой научно-методической конференции “Роль компьютеризации учебного процесса в подготовке специалистов” (20-22 декабря 2000г.); на 8-й международной научно-технической конференции “Измерительная и вычислительная техника в технологических процессах” (г.Хмельницк, 31мая-03 июня 2001г.).

Публикации. Результаты диссертации опубликованные в 34 работах, среди которых 1 монография, 23 – статьи в научных профессиональных изданиях (17 работ без соавторов), 6 – материалы и тезисы конференций, 4 – депонированные статьи.

Структура и объем работы. Диссертационная работа состоит из перечня условных обозначений, вступления, семи разделов, выводов и восьми приложений. Материал изложен на 342 страницах, из них перечень условных обозначений занимает 1 стр., список использованных источников с 150 наименований – 14 стр., приложения – 65 стр. Работа содержит 143 рисунка и 22 таблицы.

ОСНОВНОЕ СОДЕРЖАНИЕ РАБОТЫ

В вступлении обоснована актуальность темы диссертации, определен объект и предмет исследования, сформулированные цель, задача исследований и методы их решения, определенные научная новизна, практическое значение и личный вклад автора в полученные результаты, представлены сведения об их апробации и внедрении.

В первом разделе выполнен ситуационный анализ мировой и украинской, в частности, системы транспорта нефти, рассмотрено насосное оборудование перекачивающих станций магистральных нефтепроводов, современное состояние его физического и математического моделирования и определенные основные направления диссертационных исследований. Установлено возрастание роли трубопроводного транспорта нефти как средства диверсификации энергетических источников и повышение мировой экологической безопасности.

Показана актуальность решения вопроса расчета и оптимизации режимов современных нефтетранспортных систем, которые изменяют свою структуру и технологическую нагрузку. Определена необходимость создания современных компьютерно - ориентированных моделей элементов трубопроводных систем, в частности моделей НПС, оборудованных мощными центробежными машинами.

Установлено, что современное состояние фундаментальных исследований в области теории ЦН, в частности, далеко не удовлетворительно, поскольку отсутствуют такие математические модели ЦН, которые бы давали возможность анализировать его режимные и экономические параметры в всем диапазоне функционирования на основе каталожных конструктивных данных машины с учетом основных свойств рабочей жидкости.

В втором разделе разработана общая методика проведения диссертационных исследований. Показано, что одним из перспективных путей выхода из кризисной ситуации моделирования ЦН есть использование метода аналогии, в частности электрогидравлической, как основы интеграции научных знаний из разных областей науки для создания моделей объектов и процессов окружающего мира.

Обоснован и формализован механизм применения фундаментальной теории электрических цепей, которая, учитывая использование аналогии, претендует на статус обобщенной теории для моделирования подсистем (ПС) разной физической природы (электрической; механической подсистемы поступательного движения; механической подсистемы вращающегося движения; гидравлической (пневматической) и тепловой). При моделировании на макроуровне любую ПС можно (при определенных допущениях) заменить некоторым расчетным эквивалентом - системной цепью, суть которой есть совокупность соединенных между собою сосредоточенных активных и

пассивных элементов, в которых генерируется, трансформируется, передается и потребляется энергия.

В этом случае поведение каждого элемента ПС характеризуется парой фазовых переменных (ФЗ), которые имеют соответственно “силовой”, типа потенциала (Φ_C) и “скоростной”, типа потока (Φ_{III}) характер, произведение которых равно мощности N .

ФЗ связаны между собою компонентными и топологическими уравнениями. Три компонентных уравнения устанавливают связь между разнородными ФЗ, которые относятся к одному элементу ПС. На макроуровне они оперируют соответственно с пассивными компонентами типа “сопротивления (реактанса)” R , что отображает диссипацию энергии с ПС у окружающую среду, и “индуктивности (инерционности)” L и “емкости” C , которые описывают процесс обмена энергией между собою (базовой выбранная электрическая ПС).

Рядом с пассивными компонентами в системную цепь входят активные – идеальные источники энергии, которые аналогично ФЗ имеют “силовой” и “скоростной” характер и используются для моделирования внешнего действия на объект, (отображают взаимосвязь между ПС разной физической природы).

Топологические уравнения равновесия и непрерывности, которые базируются на законах Кирхгофа, устанавливают связь между ФЗ разных элементов одной ПС.

Определены и проанализированы общеупотребительные ФЗ и компоненты типа R, L, C для ПС разной физической природы. Показано, что кроме электрической ПС, где роль ФЗ однозначно выполняют напряжение U и ток I , в вопросе выбора ФЗ и компонент для ПС неэлектрической природы отсутствующая единая точка зрения. Для нахождения точных аналогов параметров базовой электрической ПС предложено применение принципов системотехники, в частности принципа физичности, который оперирует с размерностями физических величин. С этой целью определены размерности общеупотребительных ФЗ и компонент типа R, L, C для ПС разной физической природы в “кинематической” системе координат пространства и времени. Установлено, что они практически не совпадают между собою, что свидетельствует об очевидной неадекватности ФЗ и компонент. Использование вышеупомянутой “кинематической” системы координат дало возможность определить точные аналоги ФЗ и компонент для разнородных ПС, найти их связи с общеупотребительными аналогами и унифицировать методику моделирования.

Также показано, что в теории лопастных машин, отсутствующее использование понятия импеданса — аналога электрического сопротивления, которое есть одним из фундаментальных параметров в теории ЭМ. Эта компонента, которая характеризует полное сопротивление прохождению электрического тока, движению тел и сплошных сред, определяется как

отношение Φ_C к Φ_{III} . Вместо нее в гидравлике применяется безразмерный гидравлический коэффициент трения (коэффициент Дарси), значение которого зависит от режима движения жидкости (числа Рейнольдса) и шероховатости поверхности гидроцепи. Этот факт обусловил эмпирический характер большинства формул гидравлики и гидромеханики, что значительно затормозило аналитический анализ физических процессов в лопастных гидромашинах.

Рассмотрено современное состояние и выявленные недостатки моделей с сосредоточенными параметрами на основе теории цепей и Bond Graphs для исследования режимов работы лопастных гидромашин.

С целью оптимизации математического моделирования гидравлической машины, конструктивные параметры которой считаются неизменными, в работе предложено рассмотрение следующих условных категорий ЦН: идеализированный (ИЦН), теоретический (ТЦН) и реальный (РЦН).

ИЦН — это одноступенчатый и однопоточный ЦН с бесконечным количеством ($K_L = \infty$) беспредельно тонких лопастей для перекачивания идеальной жидкости, в котором отсутствуют потери мощности. ТЦН — это аналог ИЦН, оборудованный колесом из конечным количеством лопастей определенной толщины, в котором отсутствуют объемные, гидравлические и механические потери. РЦН — это реальный аналог ТЦН с потерями мощности, который работает с однородной (ньютоновской) жидкостью.

В третьем разделе разработанные теоретические основы моделирования идеализированной гидравлической машины с помощью использования метода электрогидравлической аналогии и основных понятий единой теории цепей. С этой целью для ИЦН с заданными геометрическими размерами при постоянной частоте обращения колеса ($n = const$) было полученное модифицированное уравнение Ейлера в виде баланса давлений

$$\rho g H_\infty = \rho g H_0 - R_t Q_\infty , \quad (1)$$

где H_∞, Q_∞ — соответственно текущие значения напора и расхода на выходе ИЦН, $H_0 = H_\infty^{XX}$ — напор ИЦН в режиме холостого хода (закрытой задвижки на выходе), аналог электродвижущей силы в электрической цепи постоянного тока

$$H_0 = \frac{1}{g} \left(\frac{\pi n}{60} \right)^2 (D_2^2 - D_1^2) = const , \quad (2)$$

R_t — внутреннее гидравлическое сопротивление ИЦН, которое есть постоянной величиной, не зависящей от режима насоса и определяется

$$R_t = \frac{\rho n}{60} \left(\frac{ctg \beta_{2L}}{b_2} - \frac{ctg \beta_{1L}}{b_1} \right) = const . \quad (3)$$

Здесь D_2, D_1 — соответственно внешний и внутренний диаметр, b_2, b_1 — выходная и входная ширины лопасти, β_{2L}, β_{1L} — выходный и входной

лопастные углы рабочего колеса ИЦН; ρ, g — соответственно плотность рабочей жидкости и ускорение свободного падения.

Модифицированному уравнению Эйлера (1) отвечает принципиальная схема замещения (рис.1), где $R_{нав}$ — гидросопротивление напорного трубопровода гидросети

$$R_{нав} = \rho g H_{\infty} / Q_{\infty} . \quad (4)$$

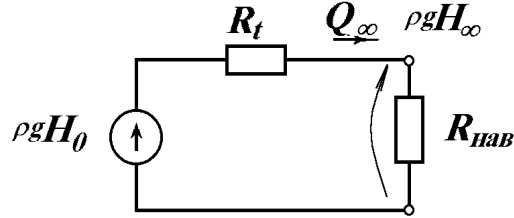


Рис. 1 Схема замещения ИЦН

Применение единой теории цепей для описания ЦН открыло новые аспекты их моделирования и предоставило возможность установить новые электрогидравлические аналогии, которые существуют между ЭМ и ЦН. В основе аналогии безусловно лежит сходство пространственного строения этих вращающихся машин. Как ЭМ так и ЦН имеет неподвижную (статор) и вращающуюся (ротор) части. В обеих машинах есть вход и выход энергоносителя, а прирост (уменьшение) энергии на выходе осуществляется за счет подвода (отвода) механической энергии вращения через вал машины, а роль электрических полюсов ЭМ сыграют лопасти ЦН. Кроме того, обе машины могут изменять направление движения энергоносителя, то есть работать в режимах генератора (насоса) или двигателя (турбины).

Установленный изоморфизм математических выражений, которые описывают установившийся режим работы ИЦН и ЭМ постоянного тока. Используя аналогию интервалов режимов работы ЦН (от холостого хода (XX) $Q_{\infty}=0, H_{\infty}=H_{\infty}^{XX}$ к условного “обрыва” напорной сети ($Q_{\infty}=Q_{\infty}^{обp}, H_{\infty}=0$) и ЭМ (от XX $I=0, U=U^{XX}$ до короткого замыкания $I=I^{K3}, U=0$), предложено использование приведенных (нормализованных) на интервале $[0, 1]$ теоретических коэффициентов напора $\gamma_{H_{\infty}}$, расхода $\gamma_{Q_{\infty}}$, мощности $\gamma_{N_{\infty}}$ и сопротивления $\gamma_{R_{\infty}}$ ИЦН

$$\left. \begin{aligned} \gamma_{H_{\infty}} &= \frac{H_{\infty}}{H_{\infty}^{XX}}; \gamma_{N_{\infty}} = \frac{N_{\infty}}{\rho g H_{\infty}^{XX} Q_{\infty}^{обp}}; \\ \gamma_{Q_{\infty}} &= \frac{Q_{\infty}}{Q_{\infty}^{обp}}; \gamma_{R_{\infty}} = \frac{R_t}{R_t} = 1. \end{aligned} \right\} \quad (5)$$

На основе этой же аналогии введено к рассмотрению понятие угла нагрузки ИЦН $\gamma_{\infty} = \pi Q_{\infty} / Q_{\infty}^{обp}$, как одного из определяющих режимных параметров гидромашин, в функции которого впервые построены приведенные характеристики ИЦН (рис 2).

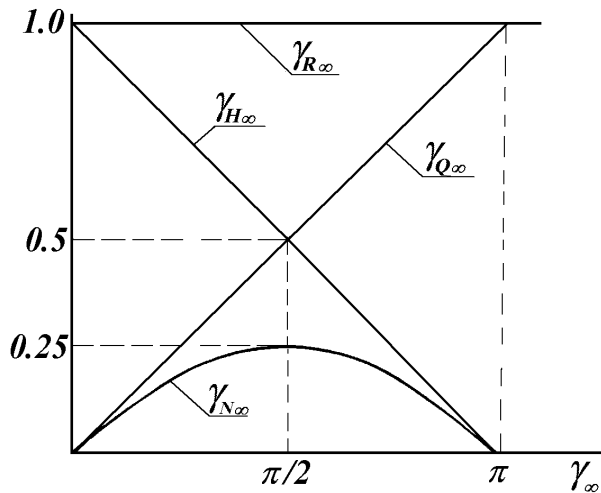


Рис.2 приведенные характеристики ИЦН

На базе модифицированного уравнения Эйлера (1) получено основное уравнение режимов ИЦН, которое устанавливает связь между коэффициентами напора и затраты в полном диапазоне функционирования лопастной гидромашины

$$\gamma_{H\infty} + \gamma_{Q\infty} = 1. \quad (6)$$

Также найдена синусоидальная зависимость коэффициента мощности ИЦН от угла нагрузки γ_{∞} , что характерно также и для синхронной электрической машины

$$\gamma_{N\infty} \approx 0.25 \sin \gamma_{\infty}. \quad (7)$$

Очевидно, что максимальное значение мощности (оптимальный режим) ИЦН имеет место при условии

$$\left. \begin{aligned} \gamma_{\infty} &= \frac{\pi}{2}; & Q_{\infty} &= \frac{Q_{\infty}^{обр}}{2}; \\ \gamma_{H\infty} &= \gamma_{Q\infty} = 0.5, & \gamma_{N\infty} &= 0.25. \end{aligned} \right\} \quad (8)$$

Для упрощения анализа режимов гидравлических машин и установления общих закономерностей их поведения в разных режимах работы применена система относительных единиц, которая дает возможность получить обобщенные зависимости, подчеркивающие аналогию физических процессов. Базовыми величинами, которые служат новой единицей измерения, выбраны напор $H_{баз}$, расход $Q_{баз}$, мощность $N_{баз}$ и сопротивление $R_{баз}$. Относительные значения параметров режима насоса сопровождаются индексом “* ”.

Получены аналитические зависимости характеристик ИЦН в системе относительных единиц для разных значений угла нагрузки $\gamma_{\infty}^{ном}$, а также определенная возможность эквивалентирования исходного M - поточного L - ступенчатого ИЦН с одинаковыми колесами однопоточным и одноступенчатым ИЦН с колесом одностороннего входа, геометрические размеры которого

$$\left. \begin{aligned} D_{2E} &= D_2 \sqrt{L} \quad , \quad D_{1E} = D_1 \sqrt{L} \quad , \\ b_{2E} &= \frac{M}{L} b_2 \quad , \quad b_{1E} = \frac{M}{L} b_1 \quad . \end{aligned} \right\} \quad (9)$$

Такое эквивалентирование – одно из неотъемлемых составляющих алгоритма аналитического расчета характеристик ЦН.

В четвертом разделе разработаны теоретические основы моделирования реального центробежного насоса (РЦН) в координатах действительных чисел (скалярная модель).

С этой целью на основе единой теории цепей предложена схема замещения РЦН (рис.3), которая состоит из схемы замещения эквивалентного ИЦН (см.рис.1), дополненной нелинейными гидросопротивлениями (импедансами), на которые выделяется энергия потерь. В частности, влияние конечного количества лопастей K_L на затрату и напор машины отображают соответственно сопротивления $R_{\mu Q}$ и $R_{\mu H}$; гидравлические и объемные потери энергии освобождаются соответственно на сопротивлениях $R_{\Delta H}$ и $R_{\Delta Q}$, а механические потери — на сопротивлении $R_{\text{мех}}$.

На рис.3 изображены следующие параметры:

N_∞', N_T', N_K ; H_∞', H_T', H_D ; Q_∞', Q_T', Q_D — соответственно мощности, напоры и расходы ИЦН, ТЦН и РЦН (N_K, N_C — соответственно гидравлическая полезная и потребляемая из вала привода мощности РЦН); Q_μ, Q_Δ — объемные потери жидкости, вызванные соответственно конечным количеством лопастей K_L и обратными связями через уплотнение и байпас; $Q_{\text{мех}}$ -фиктивная объемная утечка, которая отображает механические потери, $H_{\text{ст}}$ — статический напор в внешней гидросети.

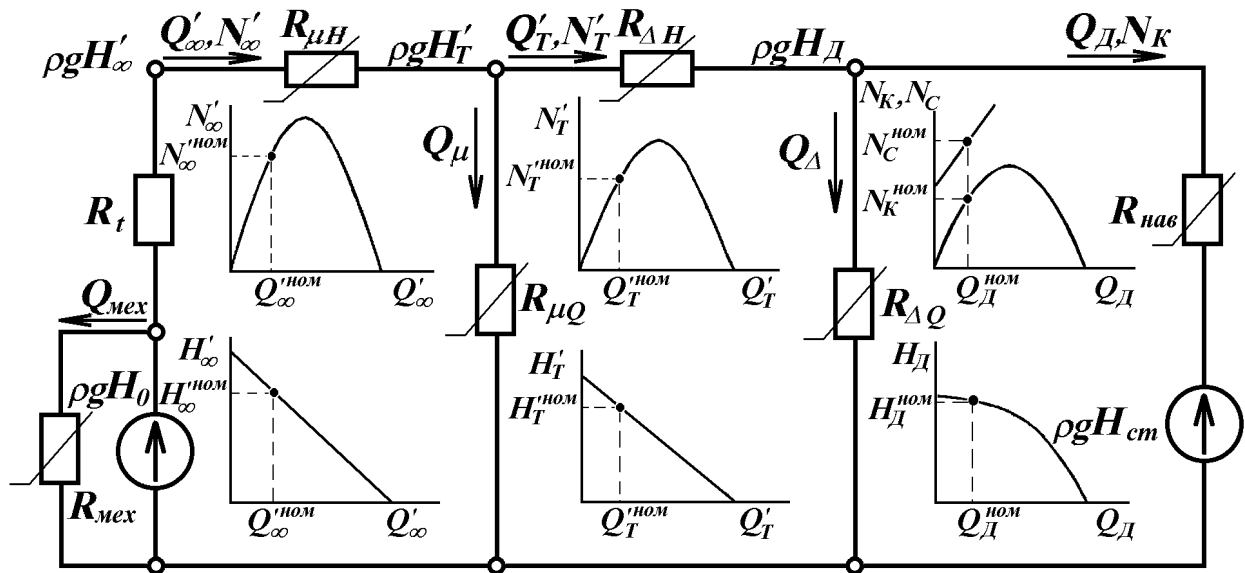


Рис.3 Схема замещения РЦН

Схема замещения устанавливает функциональную связь между режимами ИЦН, ТЦН и РЦН, которая дает возможность найти объемный и гидравлический КПД РЦН η_v, η_z и коэффициенты влияния конечного количества лопастей μ_Q, μ_H на полном интервале изменения расхода Q_D от режима ХХ до “обрыва” напорного трубопровода

$$\left. \begin{aligned} \mu_H &= \frac{H'_T}{H'_\infty}, \quad \mu_Q = \frac{Q'_T}{Q'_\infty}; \\ \eta_z &= \frac{H_D}{H'_T}, \quad \eta_0 = \frac{Q_D}{Q'_T}. \end{aligned} \right\} \begin{matrix} 1 \\ 3 \end{matrix} \quad (10)$$

Схеме замещения отвечает система топологических нелинейных уравнений Кірхгофа

$$\left. \begin{aligned} Q'_{*\infty} - Q_{*\mu} - Q'_{*T} &= 0, \\ Q'_{*T} - Q_{*\Delta} - Q_{*D} &= 0, \\ Q_{*MEX} R_{*MEX} &= H_{*0}, \\ -Q_{*\Delta} R_{*\Delta Q} + H_{*D} - H_{*cm} &= 0, \\ Q'_{*\infty} (R_{*t} + R_{*\mu H}) + Q_{*\mu} R_{*\mu Q} &= H_{*0}, \\ -Q_{*\mu} R_{*\mu Q} + Q'_{*T} R_{*\Delta H} + Q_{*\Delta} R_{*\Delta Q} &= 0. \end{aligned} \right\} \quad (11)$$

Эти уравнения равновесия и непрерывности записаны в системе относительных единиц, где базовыми выбраны номинальные параметры машины. Их решение дает возможность теоретического построения характеристик насоса по его каталожным данным. Определена входная информация, необходимая для этого расчета, которая содержит конструктивные и номинальные режимные параметры, приведенные в справочниках, каталогах и заводских формулярах гидромашин. Создана методика нахождения параметров схемы замещения РЦН в относительных единицах, которая основывается на подтвержденной экспериментально гипотезе об автомодельности большинства режимов насосов, когда число Рейнольдса Re существенно не влияет на структуру потока в гидрочепи машины. В этом случае напор пропорциональный второй степени затраты жидкости, то есть имеет место квадратичная зависимость изменения напора от затраты.

Влияние конечного количества лопастей K_L на расход и напор машины отображено соответственно сопротивлениями $R_{\mu Q}$ и $R_{\mu H}$, числовое значение которых определено из схемы замещения

$$R_{*\mu H} = \left(\frac{H_{*0}}{Q'_{*\infty}} - R_{*t} \right) (1 - \mu_H), \quad (12)$$

$$R_{*\mu Q} = \left(\frac{H_{*0}}{Q'_{*\infty}} - R_{*t} - R_{*\mu H} \right) \frac{1}{1 - \mu_Q}. \quad (13)$$

Предложен метод моделирования объемных потерь в переднем уплотнении колеса, в системе уравновешивания осевого давления, в уплотнении ступицы

колеса и через байпасы путем ввода в ⁴ схему замещения РЦН параллельных веток обратной связи. В результате эквивалентирования получена результирующая ветка с нелинейным гидросопротивлением $R_{*\Delta Q}$ (рис.3), величина которого определяется номинальным значением объемного КПД машины $\eta_o^{ном}$

$$R_{*\Delta Q} = \frac{\eta_o^{ном}}{1 - \eta_o^{ном}} \sqrt{H_{*Д}} . \quad (14)$$

Гидравлические потери в РЦН, которые условно изображенные в виде суммы вихревых потерь (ударных и диффузорных) и потерь по длине, после эквивалентирования отображает гидросопротивление $R_{*\Delta H}$

$$R_{*\Delta H} = \frac{C_2}{Q_{*Т}'} \left(Q_{*Т}' - C_1 Q_{*Т}'^{ном} \right)^2 + C_0 Q_{*Т}' . \quad (15)$$

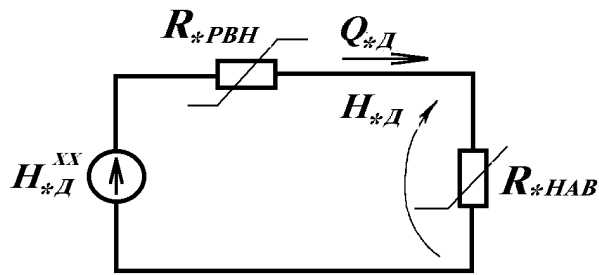
Постоянные коэффициенты $C_0—C_2$ определяются из анализа гидравлических потерь в так называемых “характерных” режимах работ РЦН, а именно: в режим ХХ, номинальном и “обрыва” напорной сети.

Механические потери, которые состоят из потерь дискового трения, трения в сальниках и подшипниках и потерь гидравлического торможения, моделируются гидросопротивлением $R_{мех}$, ориентировочное значение которого рассчитывается через полный КПД $\eta^{ном}$ и внутренний механический КПД (который учитывает потери дискового трения) $\eta_{мв}^{ном}$

$$R_{*Мех} \approx \frac{H_{*0}^2 \eta^{ном}}{1 - \eta_{мв}^{ном}} . \quad (16)$$

Общее решение уравнений (11)-(16) дал возможность определения энергетического баланса РЦН на основе расчета взаимосвязанных гидравлических, объемных и механических потерь на полном интервале функционирования машины и теоретического построения характеристик РЦН по его каталожным данным.

Поскольку механические потери имеют внешний характер по отношению к гидравлической цепи РЦН и не влияют на напорную характеристику машины, то по правилам эквивалентирования электрических схем получена эквивалентная схема замещения РЦН с нелинейным результирующим сопротивлением насоса $R_{*РВН}$ (рис.4). По отношению к ветке нагрузки эта схема есть активным двухполюсником и ее можно заменить эквивалентным гидрогенератором, аналог электродвижущей силы которого равный значению соответствующего действительного напора РЦН $H_{*Д}^{ХХ}$ в режиме холостого хода, а нелинейное внутреннее гидросопротивление $R_{*РВН}$ равно входному сопротивлению двухполюсника. Показано, что значение сопротивления $R_{*РВН}$ в первом приближении пропорционально расходу $Q_{*Д}$ насоса.



Создан банк расчетных режимных параметров и подтверждена правильность скалярной модели хорошим совпадением расчетных и полученных экспериментально характеристик для серии ЦН магистральных нефтепроводов.

Рис. 4 Эквивалентная схема замещения РЦН Относительная погрешность результатов для эксплуатационного интервала затрат машин не превышает 5-7%.

Также показано, что существенным недостатком скалярной модели РЦН есть нелинейность параметров схемы замещения и принципиальная невозможность точного учета влияния изменения параметров рабочей жидкости, в частности ее вязкости, на характеристики гидромашины.

Точный метод расчета параметров схемы замещения и режимов работы РЦН, требует применение численных методов решения с помощью ЭВМ системы нелинейных уравнений (11), дополненной уравнениями связи (12)-(16), а потому **в пятом разделе** работы предложенные удобные для практического использования упрощенные тригонометрические и полиномиальные аналитические выражения в системе относительных единиц зависимости мощности, напора и полного КПД от изменения соответствующего действительного расхода РЦН.

Здесь для описания режимов РЦН предложено применение нового параметра -расчетного угла нагрузки γ_p , введенного по аналогии с теорией синхронной ЭМ, определение номинального значения которого ведется по каталожным параметрам машины.

Установлено, что зависимость полезной мощности N_K РЦН от γ_p , аналогично как и зависимость активной мощности синхронной ЭМ N_{CM} от угла ее нагрузки θ , имеет синусоидальный характер. Это свидетельствует об изоморфизме выражений мощности для центробежных гидравлических и синхронных ЭМ, что дало возможность синтеза тригонометрических выражений характеристик РЦН.

Напорная характеристика РЦН формализованная в виде

$$H_{*Д} = \frac{\sin(\gamma_p^{ном} Q_{*Д})}{Q_{*Д} \sin(\gamma_p^{ном})}, \quad (17)$$

где $\gamma_p^{ном}$ — номинальное значение угла нагрузки, для которой установлена эмпирическая формула линейной связи с коэффициентом быстроходности n

$$\gamma_p^{ном} \approx 0.475 \left(1 + \frac{n_s}{100} \right). \quad (18)$$

Сделан вывод, что с ростом $\gamma_p^{ном}$ крутизна напорной характеристики РЦН возрастает, а значение соответствующего действительного расхода в режиме мнимого “обрыва” напорного трубопровода $Q_{*Д}^{обр}$ уменьшается.

Характеристика потребляемой мощности $N_{*С}$ РЦН получена в виде уравнения прямой, которая эквидистанционна к касательной к кривой полезной мощности $N_{*К}$, проведенной в точке номинального режима

$$N_{*С} = \left[1 + (Q_{*Д} - 1) \gamma_p^{ном} \operatorname{ctg} \gamma_p^{ном} \right] \frac{1}{\eta^{ном}}. \quad (19)$$

Характеристика полного КПД (в долях от номинального) определяется выражением

$$\eta_* = \frac{\sin(\gamma_p^{ном} Q_{*Д})}{\sin(\gamma_p^{ном}) + (Q_{*Д} - 1) \gamma_p^{ном} \cos(\gamma_p^{ном})}. \quad (20)$$

Максимальное значение $\eta_* = 1$ имеет место при условии $Q_{*Д} = 1$ и $\gamma_p^{ном} = \pi/2$, а с ростом $\gamma_p^{ном}$ диапазон квазиоптимальных режимов суживается.

Путем расписания в ряд Маклорена функции $\sin \gamma_p$, которое входит в тригонометрические формулы характеристик РЦН, получены полиномиальные выражения этих характеристик, корректность которых подтверждается опытом практической эксплуатации ЦН.

Также получено основное уравнение режимов РЦН в виде соотношения соответствующих действительных коэффициентов напора $\gamma_{нд}$ и расхода $\gamma_{од}$. Это уравнение отображает закон сохранения полной энергии в РЦН, поскольку описывает взаимосвязь между приведенными безразмерными эквивалентами потенциальной ($\gamma_{нд}$) и кинетической ($\gamma_{од}^2$) энергий

$$\gamma_{нд} + \gamma_{од}^2 = 1. \quad (21)$$

Проиллюстрировано хорошее совпадение рассчитанных с использованием упрощенных тригонометрических и полиномиальных аналитических выражений и полученных экспериментально напорных характеристик ЦН магистральных нефтепроводов где относительная погрешность расчетов для эксплуатационного интервала расходов машин не превышает 4-8%.

В шестом разделе разработанные теоретические основы моделирования реальной центробежной гидромашины в координатах комплексных чисел (комплексная модель).

Показано, что создание модели центробежной машины безусловно основывается на ее пространственном строении. В общем случае ЦН состоит из трех взаимосвязанных частей: подвода, рабочего колеса и отвода (рис.5). Как правило, отвод, движение жидкости в котором в соответствии с принятыми допущениями происходит в декартовой системе координат в плоскости X, Y , и подвод, благодаря которому жидкость подается к рабочему колесу по оси Z ,

являются неподвижными относительно этой системы, в то время как рабочее колесо вращается в плоскости X, Y с угловой частотой ω_p .

Очевидно, что за время одного оборота колеса вектор принудительной результирующей силы \vec{F}_2 , которая действует на выходе из рабочего колеса ИЦН в точке 2, изменяет свое направление в координатах X, Y (относительно неподвижного отвода) на 360° . Поэтому модули его составляющих $\vec{F}_{2x}, \vec{F}_{2y}$, действующих по осям X, Y , как и модули составляющих абсолютной скорости $\vec{c}_{2x}, \vec{c}_{2y}$ будут гармоническими функциями времени t с периодом $T=2\pi$

$$\left. \begin{aligned} F_{2x} &= -F_2 \sin(\theta - \alpha_2), \\ F_{2y} &= F_2 \cos(\theta - \alpha_2), \\ c_{2x} &= -c_2 \sin(\theta - \alpha_2), \\ c_{2y} &= c_2 \cos(\theta - \alpha_2); \end{aligned} \right\} \quad (22)$$

где θ — угол поворота лопасти относительно отвода (текущее значение угла между осью X и продольной радиальной осью j -той лопасти, которая проходит через ее конец и начало координат), α_2 — угол между направлениями векторов абсолютной (\vec{c}_2) и тангенциальной (\vec{u}_2) скоростей на выходе колеса (угол выхода потока с лопасти), характеризующий расходную нагрузку машины.

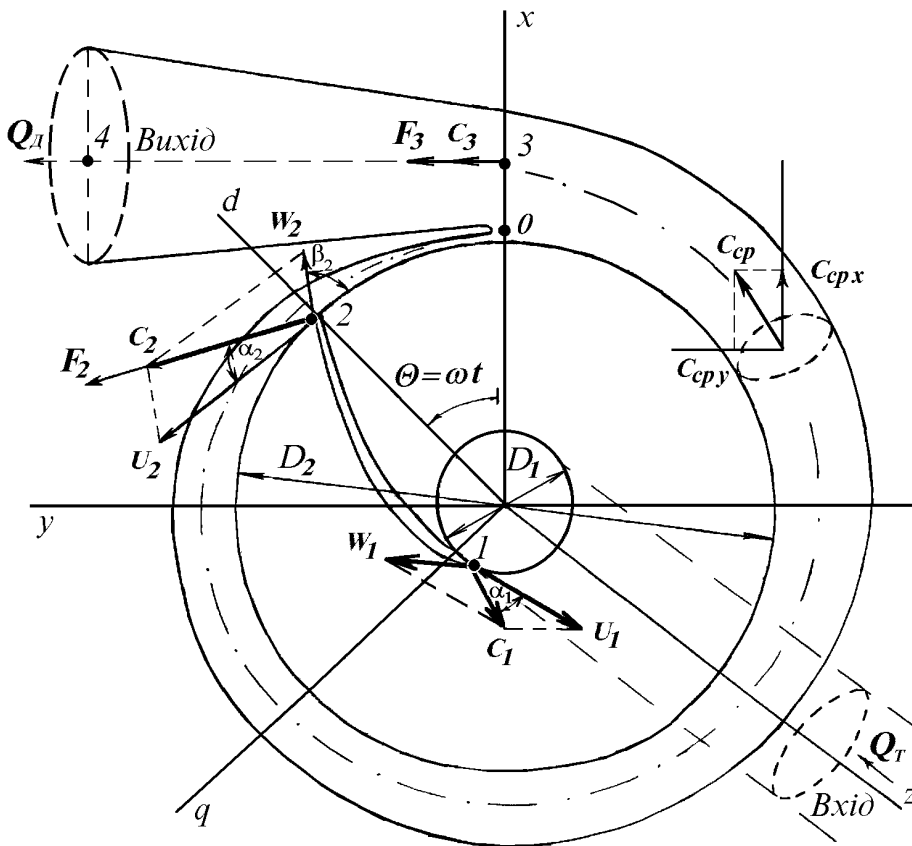


Рис. 5 Пространственное строение РЦН

Аналогично будут гармоничными функциями угла поворота лопасти θ и модули X, Y - составляющих вектора средней скорости жидкости \vec{c}_{cp} , направление которого совпадает с осью отвода и вектором \vec{u}_2 (см. рис.5). Такой подход дал возможность применить для моделирования РЦН и анализа режимов его работы мощный аппарат комплексной переменной, базирующийся на изображении гармоничной функции скорости и других режимных параметров насоса (расходов, мощностей, и т.д.) в виде обобщенного комплексного вектора в полярной или декартовой системах координат.

Использование аналогии между гидравлическими и электрическими параметрами дало возможность реализовать хорошо развитую теорию электрических цепей для моделирования режимов гидравлических цепей РЦН. С этой целью введенные понятия пассивных линейных компонент РЦН гидросопротивления r и инертности (гидроиндуктивности) M , базируясь на общепринятой аналогии напряжение - давление и ток - объемный расход. Поскольку при анализе установившихся режимов ЦН сжимаемостью рабочей жидкости можно пренебречь ($\rho = const$), то гидроемкость трубопровода машины не рассматривалась. Очевидно, что в этом случае комплексное сопротивление Z имеет активно-индуктивный характер и его можно изобразить последовательным соединением активного и инерционного гидросопротивлений r и x .

На основе применения комплексной переменной предложены расчетные формулы для определения эквивалентных значений активных и инерционных гидросопротивлений отдельных участков проточной части РЦН.

Активное гидросопротивление r , в основе которого лежат силы вязкостного трения между пластинами жидкости и жидкостью и стенками канала, отображает диссипацию энергии во внешнее пространство в виде тепла. В общем виде расчетная формула для определения r полученная из решения уравнения Блазиуса для ламинарного режима работы с учетом изменения конструктивных параметров гидравлического трубопровода, который разбивается на K участков с постоянным поперечным сечением произвольной формы. Предложено в практических расчетах принять усредненные значения параметров, рассчитанные из условия эквивалентирования гидравлического трубопровода в виде трубы с круглым поперечным сечением. В результате эквивалентирования, которое проводилось в два этапа, получено выражение для расчета активного гидросопротивления

$$r = \frac{128 \rho \nu l_E}{\pi D_{GE}^4}, \quad (23)$$

где D_{GE}, l_E — соответственно эквивалентные значения диаметра и длины участка проточной части ЦН, найденные из условия сохранения значения его активного сопротивления, ϑ -коэффициент кинематической вязкости рабочей жидкости.

Инерционное (гидроиндуктивное) гидросопротивление x , вызванное силами инерции, которые противодействуют изменению затраты РЦН, определено для этого же участка в виде

$$x = \frac{2n\rho l_E}{15(D'_{GE})^2}, \quad (24)$$

где D'_{GE} — эквивалентное значение диаметра участка проточной части ЦН, найденное из условия сохранения значение его инерционного сопротивления.

Показано, что соотношение активных и инерционных гидросопротивлений участка гидросети есть одна из форм, а именно центробежная форма числа Рейнольдса Re_B , определяющая характер режима движения жидкости в этой части гидравлического трубопровода РЦН.

$$\frac{x}{r} = \frac{\omega_p D_{Ep}^2}{32\vartheta} = Re_B; \quad (25)$$

где D_{Ep} — расчетный эквивалентный гидравлический диаметр гидротрубопровода

$$D_{Ep} = \frac{D_{GE}^2}{D'_{GE}} = \sqrt{\frac{\sum_{j=1}^K \frac{l_j}{D_{GEj}^2}}{\sum_{j=1}^K \frac{l_j}{D_{GEj}^4}}}. \quad (26)$$

Очевидно, что в электротехнике аналогом числа Рейнольдса Re_B есть добротность или постоянная времени затухания колебаний в резонансном контуре.

Выполнен гармоничный анализ распределения напора (давления) по внешнему периметру рабочего колеса для учета конечного количества лопастей насоса K_L . Поскольку полезная работа, которая выполняется рабочим колесом РЦН, есть результатом его силового взаимодействия с потоком благодаря разности давлений напорной и всасывательной сторон лопастей, то распределение напора $H_T(l_2)$ по внешнему периметру колеса l_2 имеет вид периодической нелинейной функции угла θ с периодом $T = 2\pi / K_L$ с разрывом непрерывности в местах положения лопастей, которое можно путем замены $\theta_l = \theta K_L$ разложить в тригонометрический ряд Фурье. В результате гармоничного анализа сделан вывод о существовании (в первом приближении) квадратичной зависимости функции H_T' от угла θ_l

$$H'_{*T}(\theta_1) = H'_{*T}{}^{min} + (H'_{*T}{}^{max} - H'_{*T}{}^{min}) \left(\frac{\theta_1}{2\pi} \right)^2, \quad (27)$$

где $H'_{*T}{}^{min}$, $H'_{*T}{}^{max}$ — относительные минимальное и максимальное значения амплитуды напора на выходе колеса РЦН.

Для упрощения анализа моделирование движения жидкости в спиральном отводе с переменным поперечным сечением в разделе предложено его эквивалентирование участком круглой трубы аналогичной длины $l_{св}$, но с постоянным диаметром без промежуточного подвода жидкости от других лопастей (модель с одной лопастью). В такой модели отвода векторы принудительной силы \vec{F}_2 и средней скорости $\vec{c}_{ср}$ остаются аналогичными, как в реальном спиральном отводе, однако, благодаря постоянному поперечному сечению расход Q_D и давление P (без учета потерь) в плоскости сечения, который содержит точку 2 выхода лопасти, будут постоянными.

Получены дифференциальные уравнения с периодическими коэффициентами для описания движения вязкой несжимаемой жидкости на участке спиральной части отвода длиной l_{23} и эквивалентными гидравлическими диаметрами D_{GE23} , D'_{GE23} в неподвижной системе координат X, Y (см.рис.5)

$$\left. \begin{aligned} \rho g (H_{2x} - H_{3x}) &= \frac{d(M_{23} Q_x)}{dt} + r_{23} Q_x, \\ \rho g (H_{2y} - H_{3y}) &= \frac{d(M_{23} Q_y)}{dt} + r_{23} Q_y; \end{aligned} \right\} \quad (28)$$

где r_{23} , M_{23} — соответственно активное гидросопротивление и инертность (гидроиндуктивность) участка отвода между точками выхода жидкости с лопасти (т.2) и спирали отвода (т.3)

$$\left. \begin{aligned} r_{23} &= \frac{128 \rho \nu l_{23}}{\pi (D_{GE23})^4}, \\ M_{23} &= \frac{4 \rho l_{23}}{\pi (D'_{GE23})^2}; \end{aligned} \right\} \quad (29)$$

Q_x, Q_y ; H_{2x}, H_{3x} ; H_{2y}, H_{3y} — соответственно X, Y - составляющие обобщенных векторов соответственно действительного расхода РЦН Q_D и напора H' (в точках 2 и 3 спирального отвода).

Показано, что задача имеет упрощенное решение путем замены переменных или применения новой системы ортогональных координат d, q , которые вращаются с угловой частотой ω_p вместе с рабочим колесом. В этой системе проекции обобщенного вектора на эти оси будут постоянными во времени. Такой подход тоже имеет свою историческую аналогию с выводом уравнений

Парка-Горева синхронной¹ электрической машины. Предложено также использование этой системы координат d, q для моделирования движения жидкости в диффузоре спирального отвода насоса.

Синтезирована развернутая комплексная схема замещения гидромашины (рис.6) и составлена на ее основе система уравнений (30) и построена векторная диаграмма равновесия расходов и давлений РЦН в комплексной форме (при условии $H_{cm}=0$).

$$\left. \begin{aligned} \underline{Q}'_{\Sigma} - \underline{Q}'_{mex} - \underline{Q}'_{\infty} &= 0, \\ \underline{Q}'_{\infty} - \underline{Q}'_{\mu} - \underline{Q}'_{T} &= 0, \\ \underline{Q}'_{T} - \underline{Q}'_{\Delta} - \underline{Q}'_{D} &= 0, \\ \underline{Q}'_{mex} (r_{mex} + jx_{mex}) &= \rho g \underline{H}_0, \\ \underline{Q}'_{\infty} j(x_t + x_{\mu H}) + \underline{Q}'_{\mu} jx_{\mu Q} &= \rho g \underline{H}_0, \\ \underline{Q}'_{\Delta} (r_{\Delta Q} + jx_{\Delta Q}) - \underline{Q}'_{\mu} jx_{\mu Q} &= 0, \\ \underline{Q}'_{\Delta} (r_{\Delta Q} + jx_{\Delta Q}) - \underline{Q}'_{D} (r_{\Delta H} + jx_{\Delta H}) &= \rho g \underline{H}_D. \end{aligned} \right\} \quad (30)$$

В схеме замещения (см.рис.6) $\rho g \underline{H}_0$ — комплексный вектор источника гармонических колебаний давления (напора) — аналог электродвижущей силы в цепи переменного тока; x_t — инерционное внутреннее сопротивление машины, числовое значение которого равно R_t ИЦН; $x_{\mu H}$, $x_{\mu Q}$ — инерционные гидросопротивления (на которых отсутствуют диссипативные потери тепла) для учета конечного количества лопастей; $x_{\Delta H}$, $r_{\Delta H}$; $x_{\Delta Q}$, $r_{\Delta Q}$; x_{mex} , r_{mex} — инерционные активные гидросопротивления для моделирования соответственно гидравлических, объемных и механических потерь в РЦН.

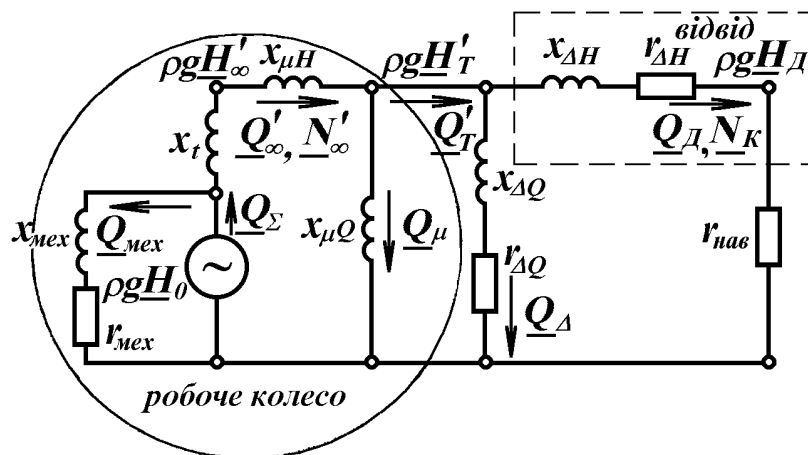


Рис.6 Полная комплексная схема замещения РЦН

Путем использования методологии эквивалентирования электрических схем получена упрощенная схема замещения (рис.7), круговая диаграмма РЦН (рис.8), и уравнение баланса давлений в комплексной форме

$$\rho g \underline{H}_{ек} = \rho g \underline{H}_{Д} + \underline{Q}_{Д} (r_{ек} + jx_{ек})^2, \quad (31)$$

где $\rho g \underline{H}_{ек}$, $x_{ек}$, $r_{ек}$ — параметры упрощенной схемы замещения.

Получены формулы для аналитического учета влияния изменения частоты вращения колеса насоса и вязкости рабочей жидкости на характеристики РЦН. Круговая диаграмма РЦН (см.рис.8), существование которой предвидел И.М.Вершинин, дает возможность получить удобные для практического использования аналитические выражения напорной характеристики и характеристики полезной мощности машины.

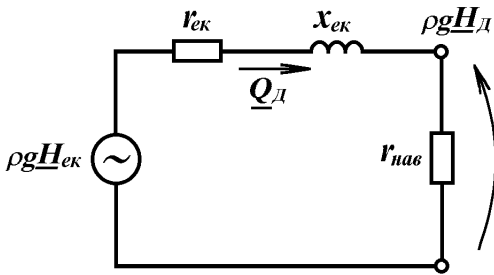


Рис.7 Эквивалентная комплексная схема замещения РЦН

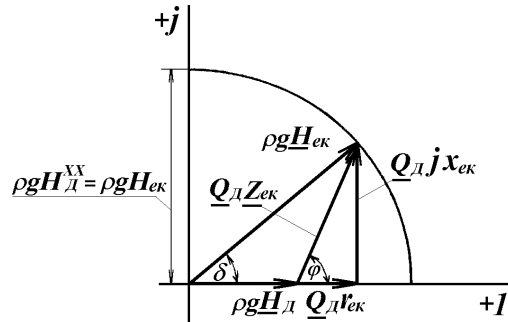


Рис.8 Круговая диаграмма РЦН

Поскольку геометрическим местом вектора $\rho g \underline{H}_{ек}$ есть окружность, радиус которой равный значению давления в режиме холостого хода $\rho g H_{ек} = \rho g H_{Д}^{XX}$, напорную характеристику можно рассчитать в системе относительных единиц по формуле

$$H_{*Д} = \sqrt{(H_{*ек})^2 - (Q_{*Д} x_{*ек})^2} - Q_{*Д} r_{*ек}. \quad (32)$$

Показано, что выражение для расчета характеристики полезной мощности РЦН приобретает вид, аналогичный определению активной мощности синхронной электрической машины. Если пренебречь влиянием вязкости жидкости ($r_{ек}=0$), то получим аналогичную (17) тригонометрическую форму записи напорной характеристики, которая подтверждает адекватность комплексной и исходной, реализованной в координатах действительных чисел, моделей РЦН

$$H_{*Д} = \frac{\sin(2\delta)}{Q_{*Д} \sin(2\delta^{ном})}. \quad (33)$$

где $\delta, \delta^{ном}$ — соответственно текущее и номинальное значения угла нагрузки комплексной модели ЦН (см.рис.8).

Сделан вывод о преимуществе комплексной модели над исходной, записанной в координатах действительных чисел, поскольку первая дает возможность учитывать такой важный параметр рабочей жидкости как ее вязкость. Получены выражения для перерасчета напорной характеристики РЦН при изменении вязкости рабочей жидкости и скорости обращения колеса ЦН.

Подтверждены ³ полученные экспериментально факты о том, что при вязкостях $\nu = (10-20) \cdot 10^{-6} \text{ м}^2/\text{с}$ в определенной категории насосов наблюдается незначительное превышение напорной характеристики над характеристикой, полученной на воде. Это явление имеет место за счет некоторого роста $H_{ек}$ в насосах с низким значением эквивалентного числа Рейнольдса $Re_{Век} < (50-70)$.

Предложена методика и программа итерационного расчета на ЭВМ параметров комплексной схемы замещения гидромашины и создан на ее основе банк вышеупомянутых параметров для серии РЦН магистральных нефтепроводов. Алгоритм расчета предусматривает установление характера движения жидкости с помощью поочередного нахождения чисел Рейнольдса и итерационного определения на их основе активных и реактивных гидросопротивлений отдельных частей гидроцепи насоса.

Выявлено явление потери устойчивости итерационного процесса анализа режимов РЦН с расчетным номинальным значением угла нагрузки $\gamma_p^{ном} < 0.8$ ($n < 70$) вследствие нарушения монотонности напорной характеристики указанных насосов (появлением начального подъема, где режим работы машины неустойчивый).

Использован метод электрогидравлической аналогии для определения и контроля параметров схемы замещения РЦН. Следует отметить, что аналогично параметру x_d синхронной ЭМ, расчетные параметры ЦН $H_{*ек}$, $x_{*ек}$, $r_{*ек}$ есть тоже фиктивными, справедливыми для вращающейся системы координат d, q , жестко связанной с ротором (рабочим колесом) гидравлической машины. Они также рассчитываются теоретически, но контроль этих параметров осуществляется экспериментально. С этой целью предложен метод их экспериментального определения из трех опытов: холостого хода ($Q_{*д} = 0$; $H_{*д} = H_{*д}^{XX}$), номинального ($Q_{*д} = 1$; $H_{*д} = H_{*1}$), и еще одного произвольного промежуточного режима насоса, которым удобно выбрать режим половинной расходной нагрузки ($Q_{*д} = 0,5$; $H_{*д} = H_{*0,5}$). Последний заменяет режим короткого замыкания ЭМ, поскольку аналогичный режим ЦН экспериментально неосуществленный вследствие потери устойчивости насоса.

Результатом экспериментальных измерений, которые следует выполнять по стандартной методике, есть три значения действительного напора ЦН: $H_{*д}^{XX}$, $H_{*0,5}$ и H_{*1} , которые дают возможность рассчитать параметры комплексной схемы замещения ЦН для сравнения с паспортными показателями машины.

Установлен изоморфизм математических выражений, которые описывают РЦН и синхронную ЭМ, что дает возможность эффективно использовать богатый опыт моделирования ЭМ для решения задач анализа и синтеза РЦН.

Показано, что РЦН можно рассматривать как пассивный четырехполюсник, и выполнен расчет его коэффициентов через параметры комплексной схемы замещения для серии РЦН магистральных нефтепроводов.

Проиллюстрировано ⁴ хорошее совпадение рассчитанных с помощью комплексной модели и полученных экспериментально характеристик РЦН магистральных нефтепроводов где относительная погрешность результатов для эксплуатационного интервала затрат машин не превышает 5-7%.

В седьмом разделе решен вопрос практической реализации моделей ЦН для повышения эффективности функционирования электроприводных насосных станций магистральных нефтепроводов.

Проведен расчет параметров режима работы насосной станции и участка нефтепровода при параллельной (или последовательной) работе нескольких насосов с помощью комплексной схемы замещения станции, которая в этом случае состоит из M соединенных параллельно (или последовательно) эквивалентных схем замещения отдельных насосов. Построение суммарной характеристики насосной станции ведется или в системе именованных единиц, или в единой системе относительных базовых единиц. Базовыми можно выбрать произвольные параметры или (для упрощения расчетов) номинальные параметры одного из ЦН.

Использована комплексная модель РЦН для синтеза алгоритмов оптимального управления током возбуждения приводных синхронных электродвигателей, установленных на НПС магистральных нефтепроводов. С этой целью формализованы целевые условия оптимизации и применен принцип “согласованного оптимума” для определения результирующего управления как квазиустановившимися так и переходными режимами НПС. Определены области синхронной динамической устойчивости насосного агрегата в координатах глубины и времени аварийного снижения напряжения на шинах подстанции для разных значений максимального тока возбуждения синхронной ЭМ.

Проанализированы способы регулирования режимов электроприводных насосных станций, оборудованных ЦН. Показано, что наибольшего распространения, вызванного простотой реализации, приобрело использование эффекта дросселирования, которое может послужить причиной значительных потерь энергии. На основе скалярной модели ЦН предложен метод расчета экономической эффективности замены нерегулированного электропривода РЦН тиристорным регулируемым электроприводом и получено аналитическое выражение для расчета годовой экономии электроэнергии

$$\Delta W_p = \frac{T_p N_C^{ном}}{24 \eta_E^{ном}} \sum_{i=1}^k \left[1 - Q_{*Di}^3 - (1 - Q_{*Di}) \gamma_p^{ном} \operatorname{ctg} \gamma_p^{ном} \right] \Delta t_i, \quad (34)$$

где T_p – количество рабочих часов насосной станции в году, $\eta_E^{ном}$ – КПД электродвигателя, $N_C^{ном}$ – номинальное значение потребляемой мощности ЦН, Q_{*Di} – относительное значение расхода на i -том интервале времени Δt_i .

Показано, что рентабельность⁵ операции внедрения ТПЧ определяется в первую очередь технологическим графиком расхода (его коэффициентом формы K_ϕ), конструктивными параметрами РЦН и ЭМ, стоимостью электроэнергии и ТПЧ, а также нормами денежных отчислений.

Методика расчета экономической эффективности внедрения ТПЧ использована в прикладной программе "Prscal", которая написана на алгоритмическом языке "OBJECT PASCAL" и реализована на ЭВМ в среде "DELPHI".

ОБЩИЕ ВЫВОДЫ

В работе решена важная научно-практическая проблема создания теоретических основ математического моделирования режимов работы центробежных насосов магистральных нефтепроводов на основе обобщенной теории цепей и метода электрогидравлической аналогии.

С этой целью:

1. Установлена необходимость расчета и оптимизации режимов нефтетранспортных систем путем создания современных компьютерно-ориентированных моделей их элементов, в частности моделей нефтеперекачивающих станций с центробежными насосами.

2. Выполнен анализ современного состояния моделирования режимов работы лопастных гидромашин и предложено использования метода аналогии, в частности электрогидравлической, и обобщенной теории цепей для моделирования подсистем разной физической природы.

3. Разработаны теоретические основы моделирования идеализированной гидравлической машины, которые основываются на применении единой теории цепей для получения основного уравнения состояния и гидравлической схемы замещения насоса с целью исследования его теоретических характеристик.

4. Создана модель реальной центробежной гидромашин в координатах действительных чисел (скалярная модель), которая дает возможность определения энергетического баланса насоса на основе расчета взаимосвязанных гидравлических, объемных и механических потерь на полном интервале функционирования машины.

5. Предложены удобные для практического использования упрощенные тригонометрические и полиномиальные аналитические выражения характеристик центробежного насоса в системе относительных единиц, характерной особенностью которых есть использование в качестве главного конструктивного параметра номинального значения расчетного угла нагрузки $\gamma_p^{ном}$, определение которого ведется через каталожные параметры машины.

6. Разработана модель реальной центробежной гидромашин в координатах комплексных чисел (комплексная модель), которая дает возможность

аналитического расчета характеристик⁶ центробежного насоса в зависимости от частоты обращения колеса и вязкости рабочей жидкости.

7. Установлен изоморфизм математических выражений, которые описывают соответствующие пары: идеализированный центробежный насос и электрическая машина постоянного тока независимого возбуждения и реальный центробежный насос и синхронная электрическая машина, открывающий перспективы использования богатого опыта математического моделирования электрических машин для описания режимов и синтеза новых конструкций гидромашин.

8. Определены пути использования моделей центробежного насоса для анализа и оптимизации режимов работы нефтетранспортных систем, а также для расчета экономической эффективности внедрения на них регулируемого тиристорного электропривода.

9. Выявлено хорошее совпадение рассчитанных на основе моделей и полученных экспериментально характеристик центробежных насосов, где относительная погрешность расчетов для эксплуатационного интервала функционирования машин не превышает 5-7%.

10. Создан банк расчетных режимных параметров для моделирования серии центробежных насосов магистральных нефтепроводов.

11. Внедрены основные результаты диссертационной работы в рамках госбюджетной и хозяйственно-договорной работ и в учебный процесс ИФНТУНГ.

СПИСОК ОПУБЛИКОВАННЫХ ТРУДОВ ПО ТЕМЕ ДИССЕРТАЦИИ

1. Костишин В.С. Моделювання режимів роботи відцентрових насосів на основі електрогідравлічної аналогії .-Івано-Франківськ: Факел, 2000,-164с.
2. Костишин В.С. Застосування теорії розмірностей для встановлення точних фізичних аналогій // Методи та прилади контролю якості.-2000.- №6.- С. 69-72.
3. Борисов Р.И., Костишин В.С. Мощность и момент центробежных насосов магистральных нефтепроводов в различных режимах нагрузки // Изв.вузов СССР: Энергетика. - 1986.- №4.-С. 106-109.
4. Костишин В.С. Моделювання режимів ідеалізованого відцентрового насоса на основі електрогідравлічної аналогії // Розвідка і розробка нафтових і газових родовищ. Сер. Нафтогазопромислове обладнання. Вип.34, Івано-Франківськ, 1997.- С. 65-75.
5. Костишин В.С. Эквивалентирование багатоступеневих та многопоточних відцентрових насосів // Розвідка і розробка нафтових і газових родовищ. Сер. Транспорт і зберігання нафти і газу. Вип.36 – Т.5, Івано-Франківськ, 1999.- С. 28-31.

6. Костишин В.С. Синтез скалярних схем заміщення відцентрових насосів на основі електрогідравлічної аналогії // Розвідка і розробка нафтових і газових родовищ. Серія: Технічна кібернетика та електрифікація об'єктів паливно-енергетичного комплексу. Вип.36 -Т.6, Івано-Франківськ, 1997.-С. 165-176.
7. Костишин В.С. Аналітичний вираз напірної характеристики відцентрового насоса // Нафтова і газова промисловість. – 2000. №1.- С. 50-52.
8. Костишин В.С. Аналітичний вираз характеристики потужності відцентрового насоса // Нафтова і газова промисловість. – 2000. №5.-С. 54.
9. Костишин В.С. Аналітичний вираз характеристики КПД відцентрового насоса // Нафтова і газова промисловість. – 2000. №6.- С. 47-48.
10. Костишин В.С. Поліномна форма запису характеристик відцентрових насосів магістральних нафтопроводів у системі відносних одиниць // Науковий вісник Івано-Франківського Національного Технічного Університету Нафти і Газу.-2001.-№1.-С.69-72
11. Костишин В.С. Застосування теорії комплексної змінної для моделювання режимів відцентрових насосів // Розвідка і розробка нафтових і газових родовищ. Сер. Транспорт і зберігання нафти і газу. Вип.35, Івано-Франківськ, 1998.- С. 65-75.
12. Костишин В.С. Метод гармонічного аналізу розподілу напору на виході робочого колеса відцентрового насоса // Методи та прилади контролю якості .-1999.- №4.- С. 91-94.
13. Костишин В.С. Моделювання руху рідини у спіральному відводі відцентрового насоса // Розвідка і розробка нафтових і газових родовищ. Сер. Нафтогазопромислове обладнання. Вип.36-Т4., Івано-Франківськ, 1999.- С. 174-185.
14. Костишин В.С. Математична модель відцентрового насоса у координатах комплексної площини // Розвідка і розробка нафтових і газових родовищ. Серія: Технічна кібернетика та електрифікація об'єктів паливно-енергетичного комплексу. Вип.38 -Т.6, Івано-Франківськ, 2001.-С. 141-147.
15. Костишин В.С., Копей Б.В., Шекета О.М. Еквівалентна комплексна схема заміщення та кругова діаграма відцентрового насоса // Розвідка і розробка нафтових і газових родовищ. Сер. Нафтогазопромислове обладнання. Вип.38 – Т.4, Івано-Франківськ, 2001.- С. 78-83.
16. Костишин В.С. Застосування комплексної моделі відцентрового насоса для розрахунку його напірної характеристики // Нафтова і газова промисловість. – 2001. №3.- С. 36-38.
17. Костишин В.С. Застосування методу електрогідравлічної аналогії для визначення та контролю параметрів відцентрових насосів // Вимірювальна та обчислювальна техніка в технологічних процесах.-2001.-№1.-С.53-55.

18. Костишин В.С.⁸ Електрогідравлічна аналогія перетворювачів енергії – обертових електричних та відцентрових гідравлічних машин // Методи та прилади контролю якості.-2002.- №8.- С. 70-72.
19. Костишин В.С. Розрахунок сумарної напірної характеристики насосної станції при спільній роботі відцентрових насосів // Нафтова і газова промисловість. – 2001. №4.- С. 47-49.
20. Ващищак С.П., Чеховський С.А., Костишин В.С. Контроль, діагностування та захист трифазних електродвигунів // Методи та прилади контролю якості .-1998.- №2.- С. 11-15.
21. Борисов Р.И., Костышин В.С., Тайлих Я.В. Оценка экономичности решений в многоцелевой оптимизации управления функционированием объектов и систем энергетики // Изв.вузов СССР: Энергетика.-1986.- №11.- С.3-8.
22. Костышин В.С., Писиголовец Л.Ф., Тайлих Я.В. Многоцелевая оптимизация управления функционированием и развитием систем электроснабжения предприятий нефтяной и газовой промышленности // Разведка и разработка нефтяных и газовых месторождений. Вып.24, Ивано-Франковск, 1987.- С. 94-97.
23. Борисов Р.И., Костышин В.С. Полиоптимальное управление неустановившимися режимами узлов нагрузки нефтеперекачивающих станций // Изв. академии наук СССР: Энергетика и транспорт.-1987.-№4.- С.122-126.
24. Костишин В.С. Економічні аспекти застосування регульованого електроприводу відцентрових насосів // Розвідка і розробка нафтових і газових родовищ. Серія:Технічна кібернетика та електрифікація об'єктів паливно-енергетичного комплексу. Вип.34 -Т.6, Івано-Франківськ, 1997.-С. 237-244.
25. Костишин В.С. Енергозаощадження шляхом впровадження регульованого електропривода відцентрових насосів // Вісник Державного Університету “Львівська політехніка” ”Проблеми економії енергії”.-Львів:1999.- №2.-С. 55-57.
26. Костышин В.С. Эквивалентирование многоступенчатых и многопоточных центробежных насосов.- Киев, 1990.-7с. Деп.в УкрНИИНТИ, № 1899
27. Борисов Р.И., Костышин В.С. К вопросу об исследовании устойчивости насосных агрегатов магистральных нефтепроводов - Киев, 1986.-7с. Деп.в УкрНИИНТИ, №1910
28. Костышин В.С. Аналитическое выражение напорной характеристики центробежного насосного агрегата.- Киев, 1990.-9с. Деп.в УкрНИИНТИ, № 1899.

29. Костышин В.С. Экономические⁹ аспекты применения регулируемого электропривода центробежных перекачивающих агрегатов.- Киев, 1990.-8с. Деп.в УкрНИИНТИ, № 1899.
30. Костишин В.С. Регулювання швидкості обертання електроприводних насосних агрегатів для підвищення ефективності їх функціонування / Нафта і газ України. Збірник наукових праць: Матеріали 6-ої міжнародної науково-практичної конф. “Нафта і газ України—2000”. Івано-Франківськ, 31 жовтня – 3 листопада 2000р.: У трьох томах. — Івано-Франківськ: Факел, 2000.- Том 3. – С. 72-75.
31. Костишин В.С., Сітко Ю. Я. Комп’ютерне дослідження режимів відцентрових насосів при виконанні розрахункової роботи з основ теорії кіл моделювання перетворювачів енергії. // Тези VII науково-метод. конференції ”Роль комп’ютеризації навчального процесу в підготовці фахівців”. Івано-Франківськ: ІФДТУНГ.-2000.-С. 85-86.
32. V.Kostyshyn, B.Korey Centrifugal pump simulation on the base of electrohydraulic analogy. В зб. “Надійність машин та прогнозування їх ресурсу”. Доповіді міжнародної н/т конф., (Ів.-Франківськ-Яремча, 20-22 вересня 2000р.).- В двох томах. Том 2. Івано-Франківськ, ІФДТУНГ. Факел, 2000.- С.569-577.
33. Костишин В.С. Скалярна “електрична” модель відцентрового насоса // Тези н/т конференції професорсько-викладацького складу університету. Івано-Франківськ: ІФНТУНГ.-1997.-С. 168.
34. Костишин В.С. Векторна “електрична” модель відцентрового насоса // Тези н/т конференції професорсько-викладацького складу університету. Івано-Франківськ: ІФДТУНГ.-1997.-С. 169.

АНОТАЦІЯ

Костишин В.С. Моделювання режимів роботи відцентрових насосів на основі електрогідравлічної аналогії.- Рукопис.

Дисертація на здобуття наукового ступеня доктора технічних наук за спеціальністю 05.15.13 – Нафтогазопроводи, бази та сховища. – Івано-Франківський національний технічний університет нафти і газу, Івано-Франківськ, 2003.

Дисертація присвячена розв’язанню важливої науково-практичної проблеми математичного моделювання відцентрових насосів магістральних нафтопроводів на основі узагальненої теорії кіл та методу електрогідравлічної аналогії. Розроблені теоретичні основи моделювання ідеалізованої гідравлічної машини та досліджені її теоретичні характеристики. Створена модель реальної відцентрової гідромашини в координатах дійсних чисел (скалярна модель) для визначення енергетичного балансу РВН на основі розрахунку взаємозв’язаних гідравлічних, об’ємних та механічних втрат на повному інтервалі функціонування машини. Синтезовані зручні для практичного використання спрощені тригонометричні та поліноміальні аналітичні вирази характеристики ВН у системі відносних одиниць, характерною особливістю яких є використання як головного конструктивного параметра РВН номінального значення розрахункового кута навантаження, визначення якого ведеться через каталогові параметри машини. Розроблено модель реальної відцентрової гідромашини в координатах комплексних чисел (комплексна модель), яка дає можливість аналітичного розрахунку характеристик ВН в залежності від частоти обертання колеса та в’язкості робочої рідини. Визначено шляхи використання моделей ВН для оптимізації режимів перекачувальних станцій магістральних нафтопроводів та розрахунку економічної ефективності впровадження на них регульованого тиристорного електроприводу. Створено банк розрахункових режимних параметрів для моделювання серії РВН магістральних нафтопроводів та впроваджено основні результати дисертаційної роботи в рамках держбюджетної і господарсько-договірної робіт та у навчальний процес ІФНТУНГ.

Ключові слова: відцентровий насос, робочі характеристики, математична модель, метод аналогій, теорія кіл.

Kostyshyn V.S. Modeling of operation modes of centrifugal pumps on the basis of electrohydraulic analogy.-the Manuscript.

The dissertation on obtaining a scientific degree of Doctor of Technical Sciences majoring in speciality 05.15.13 – Oil and gas pipelines, bases and storages. The Ivano-Frankivsk national technical university of oil and gas, Ivano-Frankivsk, 2003.

The dissertation is devoted to solving of the important scientific and practical problem of mathematical modeling of centrifugal pumps (CP) of oil pipelines on the basis of the generalized theory of circuits and a method of electrohydraulic analogy.

The theoretical bases of modeling of the¹ idealized hydraulic machine have been developed and its theoretical characteristics have been investigated. The created model of the real centrifugal hydraulic machine in real numbers coordinates (scalar model) has been created for determining power balance CP on the basis of calculation of the interconnected hydraulic, volumetric and mechanical losses on a full interval of functioning of the machine. Convenient for practical use and simplified trigonometric and polynomial analytical expressions of characteristic CP in system of relative units have been synthesized. Their prominent feature is using the rating value of a settlement angle of loading as main design data CP. Its determining is conducted through machine catalogue parameters. The model of the real CP in coordinates of complex numbers (complex model) which enables analytical calculation of characteristics of the pump depending on frequency of rotation of a wheel and viscosity of a working liquid has been developed. Ways of using CP models for optimization of modes of pumping over main oil pipelines stations and calculation of economic efficiency of introduction the thyristor variable-speed control electric drive have been determined. The catalogue of settlement regime parameters for modeling series CP for main oil pipelines has been created and the basic results of dissertation work have been introduced.

Key words: centrifugal pump, pump characteristic curves, mathematical model, analogies method, circles theory.

Костишин В.С. Моделирование режимов работы центробежных насосов на основе электрогидравлической аналогии. - Рукопись.

Диссертация на соискание научной степени доктора технических наук за специальностью 05.15.13 Нефтегазопроводы, базы и хранилища. Ивано-Франковский национальный технический университет нефти и газа, Ивано-Франковск, 2003.

Диссертация посвящена решению важной научно-практической проблемы математического моделирования центробежных насосов со спиральным отводом на основе обобщенной теории цепей и метода электрогидравлической аналогии.

В первом разделе выполнен ситуационный анализ мировой и украинской, в частности, системы транспорта нефти, рассмотрено насосное оборудование перекачивающих станций магистральных нефтепроводов, современное состояние его физического и математического моделирования и определены основные направления диссертационных исследований.

Во втором разделе разработана общая методика проведения диссертационных исследований режимов работы лопастных гидромашин. Выполнен анализ современного состояния моделирования режимов работы центробежных насосов (ЦН) и постановка задач исследований. Предложено использование метода аналогии, в частности электрогидравлической, как основы интеграции научных знаний различных областей науки для создания

моделей объектов и процессов² окружающего мира. Обоснован и формализован механизм фундаментальной теории электрических цепей как обобщенной теории для моделирования подсистем различной физической природы. Использована “кинематическая” система координат пространства и времени для определения точных аналогов параметров для разнородных подсистем и нахождения их связи с общеизвестными аналогами.

В третьем разделе разработаны теоретические основы моделирования идеализированного ЦН. С помощью метода электрогидравлической аналогии и основных понятий теории цепей получено модифицированное уравнение Эйлера и синтезирована на его основе гидравлическая схема замещения ЦН. Исследованы приведенные (нормализованные) теоретические характеристики гидромашины. Установлен изоморфизм математических выражений, описывающих идеализированный ЦН и электрическую машину постоянного тока независимого возбуждения. Предложены формулы эквивалентирования многопоточного и многоступенчатого ЦН с одинаковыми колесами.

В четвертом разделе разработаны теоретические основы моделирования реального (с учетом потерь) ЦН в координатах действительных чисел (скалярная модель). Предложена схема замещения реального ЦН и соответствующая система нелинейных уравнений равновесия и непрерывности, дающие возможность теоретического построения характеристик насоса по его каталожным данным. Создана методика расчета параметров схемы замещения ЦН и установленная структура исходной информации для математического моделирования ЦН. Создан банк расчетных режимных параметров для моделирования серии ЦН магистральных нефтепроводов. Разработана методика определения энергетического баланса ЦН на основании расчета взаимосвязанных гидравлических, объемных и механических потерь на полном интервале функционирования машины.

В пятом разделе установлен изоморфизм выражений мощности для центробежных гидравлических и синхронных электрических машин, дающий возможность синтеза простых, удобных для практического применения тригонометрических выражений характеристик ЦН в системе относительных единиц. Их характерной особенностью есть использование в качестве главного конструктивного параметра ЦН номинального значения расчетного угла нагрузки, введенного по аналогии с синхронной электрической машиной, определение которого ведется через каталожные параметры машины. Проиллюстрировано хорошее совпадение расчетных и экспериментальных характеристик напора ЦН магистральных нефтепроводов.

В шестом разделе разработаны теоретические основы моделирования реальной центробежной гидромашины в координатах комплексных чисел (комплексная модель). На основании применения комплексной переменной предложены расчетные формулы для определения эквивалентных значений

активных и инерционных³ гидравлических сопротивлений отдельных участков проточной части ЦН. Выполнен гармонический анализ распределения напора (давления) по внешнему периметру рабочего колеса для учета конечного числа лопастей насоса. Создана математическая модель ЦН во вращающейся системе координат, жестко связанной с колесом насоса. Синтезированы развернутая и эквивалентная комплексные схемы замещения гидромашины, построены векторная и круговая диаграммы равновесия расходов и давлений ЦН, позволяющие осуществить аналитический учет влияния изменения частоты вращения колеса насоса и вязкости рабочей жидкости на характеристики ЦН. Предложена методика и программа итерационного расчета на ЭВМ параметров комплексной схемы замещения гидромашины и создан на ее основе банк этих параметров для серии ЦН магистральных нефтепроводов. Использован метод электрогидравлической аналогии для определения и контроля параметров схемы замещения ЦН. Установлен изоморфизм математических выражений, описывающих реальный ЦН и синхронную электрическую машину переменного тока.

В седьмом разделе решен вопрос практической реализации моделей ЦН. С этой целью использована комплексная модель ЦН для расчета параметров режима нефтетранспортной системы, состоящей из НПС и участка нефтепровода, при различных вариантах совместной (последовательной или параллельной) работы нескольких насосов. Синтезированы алгоритмы оптимального управления током возбуждения приводных синхронных электродвигателей и разработан метод расчета экономической эффективности внедрения тиристорного регулируемого электропривода.

Ключевые слова: центробежный насос, рабочие характеристики, математическая модель, метод аналогий, теория цепей.