

621.67
к 72

ІВАНО-ФРАНКІВСЬКИЙ НАЦІОНАЛЬНИЙ ТЕХНІЧНИЙ
УНІВЕРСИТЕТ НАФТИ І ГАЗУ

Костишин Володимир Степанович

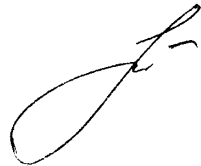
УДК 621.67+62.001.57+532.5+621.22.018

МОДЕЛЮВАННЯ РЕЖИМІВ РОБОТИ ВІДЦЕНТРОВИХ НАСОСІВ НА
ОСНОВІ ЕЛЕКТРОГІДРАВЛІЧНОЇ АНАЛОГІЇ

11.11.11

Спеціальність 05.15.13 – Нафтогазопроводи, бази та сховища

Автореферат
дисертації на здобуття наукового ступеня
доктора технічних наук



Івано-Франківськ- 2003

ІВАНО-ФРАНКІВСЬКИЙ НАЦІОНАЛЬНИЙ
ТЕХНІЧНИЙ УНІВЕРСИТЕТ

22. 09. 2003

Регстр. № 46-27-104

Дисертацією є рукопис

Робота виконана в Івано-Франківському національному технічному університеті нафти і газу Міністерства освіти і науки України.

Науковий консультант: доктор технічних наук, професор
Копей Богдан Володимирович,
Івано-Франківський національний технічний
університет нафти і газу, професор кафедри
нафтогазового обладнання

Офіційні опоненти: : доктор технічних наук, професор
Грудз Володимир Ярославович,
Івано-Франківський національний технічний
університет нафти і газу,
завідувач кафедри спорудження та ремонту
газонафтопроводів і газонафтосховищ

доктор технічних наук, професор
Нагорний Володимир Петрович,
Інститут геофізики ім. С.І.Суботіна НАН
України, завідувач відділом інтенсифікації
обмінних процесів, м. Київ

доктор технічних наук, професор
Яцун Михайло Андрійович,
національний університет “Львівська
політехніка”, професор кафедри електричних
машин і апаратів

Провідна установа: Інжинірінгово-виробниче підприємство
“Всеукраїнський науковий і проектний інститут транспорту газу”
(ВНІПТрансгаз), м.Київ

10⁰⁰ годині на засіданні
...ому національному
...Франківськ,

сп.
тех
ву.

на
м.

того
019,

ЗАГАЛЬНА ХАРАКТЕРИСТИКА РОБОТИ

Актуальність теми. Неухильне зростання ролі трубопровідного транспорту нафти як засобу диверсифікації енергетичних джерел та підвищення світової екологічної безпеки вимагає вирішення задачі розрахунку та оптимізації режимів нафтопровідних систем, які змінюють свою структуру та технологічне навантаження. Це, в свою чергу, визначає необхідність створення сучасних комп'ютерно-орієнтованих моделей елементів трубопровідних систем, зокрема моделей нафтоперекачувальних станцій (НПС), обладнаних, зазвичай, потужними відцентровими насосами (ВН), що оперують з величезними потоками механічної енергії привода в процесі перетворення її в гідравлічну енергію робочої рідини.

Однак, існуючий стан фундаментальних досліджень в області теорії лопатевих машин і стан моделювання режимів роботи ВН, зокрема, далекий до задовільного. Йдеться про математичне моделювання режимів за допомогою ЕОМ. Досі не створена така математична модель ВН, яка б давала змогу на основі каталогових конструктивних даних машини аналізувати її режимні та економічні параметри у всьому експлуатаційному діапазоні з врахуванням основних властивостей робочої рідини, зокрема її в'язкості. Особливості зазначеної проблеми полягають у тому, що по магістральних нафтопроводах перекачують рідини, що істотно відрізняються від холодної води — основного виду робочого середовища при відпрацьовуванні конструкцій насосного устаткування. Це значною мірою ускладнює вирішення задач підвищення ефективності функціонування ВН. Не вирішене повною мірою і питання синтезу оптимальних конструкцій ВН за заданими технологічними вимогами. Гідромеханіка лопатевих машин ґрунтується на емпіричних стохастичних формулах, які не допускають ефективного використання ЕОМ, так як не дозволяють встановити всі закономірності взаємозв'язаних фізичних процесів, що мають місце у гідромашинах. Особливо відчутне відставання теорії гідромеханіки лопатевих гідромашин на фоні розвитку теорії електричних машин, де формалізація задач виконана на значно вищому рівні.

Зв'язок роботи з науковими програмами, планами, темами. Тематика дисертаційної роботи є частиною планової науково-дослідної програми з розвитку нафтопромислового комплексу України і базується на результатах держбюджетної науково-дослідної роботи ІФНТУНГ "Наукові основи контролю, управління і екологічного моніторингу об'єктами нафтогазового комплексу України", номер державної реєстрації в УкрНДНТІ № Д-4-01Ф, де автор був виконавцем розділу, присвяченому моделюванню режимів відцентрових насосів, технічних послуг №149/99 "Дослідження ефектив

НТБ
ІФНТУНГ



умовах НПС “Августівка” Одеського РНУ”, де автор був керівником та господарсько-договірної теми №95/95 “Аналіз системи енергопостачання та розробка методів та технічних заходів її контролю та захисту” з Городенківським підприємством “Теплоенерго”, номер державної реєстрації №0197U004695, де автор був виконавцем.

Мета і задачі досліджень. Метою роботи є розробка на основі електрогідравлічної аналогії комп'ютерно-орієнтованих математичних моделей відцентрових насосів для підвищення ефективності їх функціонування на насосних станціях магістральних нафтопроводів.

Для досягнення поставленої мети в дисертації необхідно вирішити такі задачі:

1. Формалізувати на основі принципів системотехніки механізм застосування єдиної теорії кіл для моделювання технічних підсистем різної фізичної природи.

2. Розробити математичну модель в координатах дійсних чисел (скалярна модель) та дослідити з її допомогою характеристики ідеалізованого (ІВН) та реального (РВН) відцентрового насоса.

3. Синтезувати зручні для практичного використання тригонометричні та поліноміальні аналітичні вирази для розрахунку робочих характеристик РВН за їх каталоговими даними.

4. Створити математичну модель РВН в координатах комплексних чисел (комплексна модель) та дослідити його характеристики в залежності від частоти обертання колеса та в'язкості рідини.

5. Дослідити спільну роботу ВН і ділянки нафтопроводу за допомогою комплексної заступної схеми та вирішити питання еквівалентування багатоступеневих і багатонотокових машин.

6. Розробити методику розрахунку параметрів комплексної заступної схеми РВН та створити каталог цих параметрів для ВН магістральних нафтопроводів.

7. Проаналізувати практичні аспекти застосування моделей ВН для підвищення ефективності їх функціонування на насосних станціях нафтотранспортних систем.

Об'єкт дослідження — це сукупність гідравлічних та механічних процесів у відцентрових насосах.

Предметом дослідження є математичне моделювання вказаних процесів з використанням методів електрогідравлічної аналогії та теорії кіл.

Методи дослідження. При створенні математичних моделей ВН використовувалися методи схемо- і системотехніки, методи електрогідравлічної аналогії та аналітичні методи теорії електричних та гідравлічних кіл, синхронних електричних та відцентрових гідравлічних

машин. Також застосовувалися: математичний апарат теорії коливань, теорії комплексної змінної та звичайних диференціальних рівнянь, методи гармонічного аналізу та техніко-економічних порівнянь.

Наукова новизна отриманих результатів полягає у створенні нового напрямку — моделювання режимів роботи відцентрових насосів магістральних нафтопроводів на основі електрогідравлічної аналогії та єдиної теорії кіл і визначається наступними основними положеннями:

— дістало подальший розвиток використання методів електрогідравлічної аналогії, зокрема, для моделювання режимів роботи ВН — гідромеханічних перетворювачів енергії;

— на основі теорії кіл (з використанням поняття “імпедансу”) запропоноване модифіковане рівняння Ейлера для ІВН, яке дало можливість синтезувати його гідравлічну заступну схему та вперше визначити її параметри через конструктивні дані робочого колеса;

— отримане основне рівняння режимів ІВН, яке встановлює взаємозв’язок між коефіцієнтами напору та витрати ІВН у повному діапазоні функціонування машини, побудовані її приведені (нормалізовані) теоретичні характеристики та визначені оптимальні режимні параметри;

— на ґрунті методології системного підходу запропонована нова математична модель РВН в координатах дійсних чисел (скалярна модель), яка дає змогу визначати взаємозв’язані гідравлічні, об’ємні та механічні втрати в машині а, отже, аналізувати гідравлічний, об’ємний та повний ККД у повному діапазоні її функціонування;

— отримані зручні для практичного використання тригонометричні та поліноміальні аналітичні вирази робочих характеристик ВН, характерною особливістю яких є використання як головного розрахункового параметра ВН номінального значення розрахункового кута навантаження машини $\gamma_p^{ном}$, введеного аналогічно до теорії електричних машин, визначення якого ведеться через конструктивні каталогові дані;

— вперше застосована ортогональна обертова система координат d, q , жорстко зв’язана з колесом ВН для моделювання руху рідини у спіральному відводі машини;

— створена нова модель ВН в координатах комплексних чисел (комплексна модель) для теоретичного дослідження його характеристик за конструктивними параметрами в залежності від частоти обертання колеса та в’язкості робочої рідини;

— отримані розгорнута та колова векторні діаграми ВН для розрахунку відповідно параметрів його повної та еквівалентної комплексних заступних схем;

— на основі принципів еквівалентування електричних схем вирішена задача еквівалентування багатоступеневих та багатопотокових гідравлічних машин і запропоновані нові аналітичні вирази для аналізу спільної (послідовної і паралельної) роботи ВН та ділянки трубопроводу;

— вперше встановлено ізоморфізм математичних виразів, що описують обертові електричні та відцентрові гідравлічні машини, що відкриває перспективи використання багатого досвіду математичного моделювання електричних машин (ЕМ) для опису режимів та синтезу нових конструкцій ВН.

Практичне значення отриманих результатів полягає в:

— створенні моделей БН, які дають змогу прогнозувати їх робочі характеристики за каталоговими даними без проведення дорогих натурних експериментів;

— отриманні зручних для практичного використання аналітичних виразів робочих характеристик ВН;

— створенні каталогу розрахункових параметрів комплексної заступної схеми для ВН магістральних нафтопроводів;

— синтезі алгоритмів оптимального керування електроприводними насосними агрегатами перекачувальних станцій;

створенні програми розрахунку на ЕОМ економічної ефективності впровадження тиристорного регульованого електроприводу ВН.

Реалізація математичних моделей ВН дає змогу здійснити оптимізацію режимів уже введених в експлуатацію та новоспроектованих ВН, відкриває шлях для синтезу нових високоефективних конструкцій машин та створення банку їх розрахункових параметрів.

Результати досліджень впроваджені:

в 1999р. на Підприємстві Придніпровських магістральних нафтопроводів, в 2001р. в ЗАТ “ЛУКОР” (м.Калуш) та в ВАТ “Прикарпаттяобленерго” (м.Івано-Франківськ), а також реалізовані в навчальний процес на кафедрах електропостачання та електрообладнання і нафтового та газового обладнання ІФНТУНГ.

Особистий внесок здобувача. Основні ідеї та розробки, викладені в дисертації належать особисто автору. Вони опубліковані в 25 роботах без співавторів [2,4-14,16-19,24-26,28-30,33-34], зокрема в монографії [1].

В роботах, які опубліковані у співавторстві:

встановлено вираз моментної характеристики ВН [3,27], синтезовано його еквівалентну комплексну схему заміщення та кругову діаграму [15], запропоновано скалярну модель ВН [32] і методику розрахунку його параметрів [31], розроблено алгоритми поліоптимального керування режимами вузлів навантаження перекачувальних станцій магістральних трубопроводів з

використанням моделей ВН [21-22] та визначені технічні засоби реалізації цих алгоритмів [20,23].

Апробація роботи. Матеріали дисертації оприлюднені на науково-технічних конференціях професорсько-викладацького складу ІФНТУНГ в 1995–2000р; на IV міжнародному симпозіумі “Автоматизация и научное приборостроение -87” (Варна, Болгария, 1987); на семінарі “Многокритериальное управление энергосберегающими технологиями в электроэнергетике” (м.Яремча, 15-17 листопада 1988р.); на 2-ій Українській конференції з автоматичного керування “Автоматика-95” (м.Львів, 26-30 вересня 1995р.); на 1-й міжнародній науково-практичній конференції “Системи транспортування, контролю якості та обліку енергоносіїв” (м.Львів, 27-30 листопада 1997р.); на 1-й та 2-ій міжнародних науково-практичних конференціях “Проблеми економії енергії” (м.Львів, 16-19 червня 1998, 1-2 червня 1999р.); на міжнародній науково-практичній конференції “Інноваційна діяльність в системі державного регулювання” (м.Івано-Франківськ, 1999р.); на 4-й міжнародній науковій конференції “Ефективність та якість електропостачання промислових підприємств” (м.Маріуполь, 2000), на міжнародній конференції “International Conference & Exhibition on Gearing, Transmissions and Mechanical Systems” (Nottingham, United Kingdom, 3-6 July 2000); на міжнародній конференції з надійності машин та прогнозування їх ресурсу RoM 2000 (Івано-франківськ-Яремча, 20-22 вересня 2000р.); на 6-й міжнародній науково-практичній конференції “Нафта і газ України - 2000” (31 жовтня – 3 листопада 2000); на міжнародній конференції “The First International Conference on Mechanical Engineering ICME 2000” (Shanghai, China, 20-22 November 2000); на 7-ій науково-методичній конференції “Роль комп’ютеризації навчального процесу в підготовці фахівців” (20-22 грудня 2000р.); на 8-й міжнародній науково-технічній конференції “Вимірювальна та обчислювальна техніка в технологічних процесах” (м.Хмельницький, 31 травня-03 червня 2001р.).

Публікації. Результати дисертації опубліковані у 34 роботах, серед яких 1 монографія, 23 – статті у наукових фахових виданнях (17 робіт без співавторів), 6 – матеріали і тези конференцій, 4 – депоновані статті.

Структура і обсяг роботи. Дисертаційна робота складається з переліку умовних позначень, вступу, семи розділів, висновків і восьми додатків. Матеріал викладено на 342 сторінках, з них перелік умовних позначень займає 1 стор., список використаних джерел з 150 найменувань – 14 стор., додатки – 65 стор. Робота містить 143 рисунки та 22 таблиці.

ОСНОВНИЙ ЗМІСТ РОБОТИ

У вступі обґрунтована актуальність теми дисертації, визначено об'єкт і предмет дослідження, сформульовані мета, завдання дослідження та методи їх рішення, визначені наукова новизна, практичне значення й особистий внесок автора в одержанні результати, подані відомості про їх апробацію і впровадження.

У першому розділі виконано ситуаційний аналіз світової і української, зокрема, системи транспорту нафти, розглянуто насосне устаткування перекачувальних станцій магістральних нафтопроводів, сучасний стан його фізичного та математичного моделювання та визначені основні напрямки дисертаційних досліджень. Встановлено зростання ролі трубопровідного транспорту нафти як засобу диверсифікації енергетичних джерел та підвищення світової екологічної безпеки.

Показано актуальність вирішення питання розрахунку та оптимізації режимів сучасних нафтотранспортних систем, які змінюють свою структуру та технологічне навантаження. Визначено необхідність створення сучасних комп'ютерно-орієнтованих моделей елементів трубопровідних систем, зокрема моделей НПС, обладнаних потужними відцентровими машинами.

Встановлено, що сучасний стан фундаментальних досліджень в області теорії ВН, зокрема, далекий до заловільного, оскільки відсутні такі математичні моделі ВН, які б давали змогу аналізувати його режимні та економічні параметри у всьому діапазоні функціонування на основі каталогових конструктивних даних машини з врахуванням основних властивостей робочої рідини.

У другому розділі розроблено загальну методику проведення дисертаційних досліджень. Показано, що одним із найперспективніших шляхів виходу з кризової ситуації моделювання ВН є використання методу аналогії, зокрема електрогідравлічної, як основи інтеграції наукових знань з різних областей науки для створення моделей об'єктів та процесів навколишнього світу.

Обґрунтовано та формалізовано механізм застосування фундаментальної теорії електричних кіл, яка, з огляду на використання аналогії, претендує на статус узагальненої теорії для моделювання підсистем (ПС) різної фізичної природи (електричної; механічної підсистеми поступального руху; механічної підсистеми обертального руху; гідравлічної (пневматичної) та теплової). При моделюванні на макрорівні кожен ПС можна (при певних допущеннях) замінити деяким розрахунковим еквівалентом - системним колом, суть якого є сукупність з'єднаних між собою зосереджених активних та пасивних

елементів, через які генерується, трансформується, передається та споживається енергія.

В цьому випадку поведінка кожного елемента ПС характеризується парою фазових змінних (Φ_3), які мають відповідно “силовий”, типу потенціалу (Φ_C) та “швидкісний”, типу потоку ($\Phi_{ш}$) характер, добуток яких рівний потужності M .

Φ_3 пов'язані між собою компонентними та топологічними рівняннями. Три компонентних рівняння встановлюють зв'язок між різнорідними Φ_3 , що відносяться до одного елемента ПС. На макrorівні вони оперують відповідно з пасивними компонентами типу “опору (реактансу)” R , який відображає дисипацію енергії з ПС у довкілля, та “індуктивності (інерційності)” L і “ємності” C , які описують процес обміну енергією між собою (базовою вибрана електрична ПС).

Поряд з пасивними компонентами в системне коло входять активні – ідеальні джерела енергії, які аналогічно Φ_3 мають “силовий” та “швидкісний” характер і використовуються для моделювання зовнішньої дії на об'єкт, (відображають взаємозв'язок між ПС різної фізичної природи).

Топологічні рівняння рівноваги та неперервності, які базуються на законах Кірхгофа, встановлюють зв'язок між Φ_3 різних елементів однієї ПС.

Визначено та проаналізовано загальнозживані Φ_3 та компоненти типу R, L, C для ПС різної фізичної природи. Показано, що крім електричної ПС, де роль Φ_3 однозначно виконують напруга U та струм I , в питанні вибору Φ_3 та компонент для ПС неелектричної природи відсутня єдина точка зору. Для знаходження точних аналогів параметрів базової електричної ПС запропоновано застосування принципів системотехніки, зокрема принципу фізичності, який оперує з розмірностями фізичних величин. З цією метою визначено розмірності загальнозживаних Φ_3 та компонент типу R, L, C для ПС різної фізичної природи в “кінематичній” системі координат простору і часу. Встановлено, що вони практично не співпадають між собою, що свідчить про очевидну неадекватність Φ_3 та компонент. Використання вищезгаданої “кінематичної” системи координат дало змогу визначити точні аналоги Φ_3 та компонент для різнорідних ПС, знайти їх зв'язки із загальнозживаними аналогами та уніфікувати методикку моделювання.

Також показано, що в теорії лопатевих машин, відсутнє використання поняття імпеданса — аналога електричного опору, який є одним із фундаментальних параметрів в теорії ЕМ. Ця компонента, що характеризує повний опір проходженню електричного струму, руху тіл та суцільних середовищ, визначається як відношення Φ_C до $\Phi_{ш}$. Замість неї в гідравліці застосовується безрозмірний гідравлічний коефіцієнт тертя λ (коефіцієнт Дарсі), значення якого залежить від режиму руху рідини (числа Рейнольдса) та шорсткості поверхні гідротракту. Цей факт зумовив емпіричний характер

більшості формул гідравліки та гідромеханіки, що значно загальмувало аналітичний аналіз фізичних процесів у лопатевих гідромашинах.

Розглянуто сучасний стан та виявлені недоліки моделей із зосередженими параметрами на основі теорії кіл та Bond Graphs для дослідження режимів роботи лопатевих гідромашин.

З метою оптимізації математичного моделювання гідравлічної машини, конструктивні параметри якої вважаються незмінними, в роботі запропоновано розгляд наступних умовних категорій ВН: ідеалізований (ІВН), теоретичний (ТВН) та реальний (РВН).

ІВН — це одноступеневий та однопотоковий ВН з нескінченною кількістю ($K_{\text{л}} = \infty$) безмежно тонких лопатей для перекачування ідеальної рідини, в якому відсутні втрати потужності. ТВН — це аналог ІВН, обладнаний колесом із скінченною кількістю лопатей певної товщини, в якому відсутні об'ємні, гідравлічні та механічні втрати. РВН — це реальний аналог ТВН із втратами потужності, який працює з однорідною (ньютонівською) рідиною.

В третьому розділі розроблені теоретичні основи моделювання ідеалізованої гідравлічної машини за допомогою використання методу електрогідравлічної аналогії та основних понять єдиної теорії кіл. З цієї метою для ІВН із заданими геометричними розмірами при постійній частоті обертання колеса ($n = \text{const}$) було отримане модифіковане рівняння Ейлера у вигляді балансу тисків

$$\rho g H_{\infty} = \rho g H_0 - R_l Q_{\infty}, \quad (1)$$

де H_{∞}, Q_{∞} — відповідно поточні значення напору та витрати на виході ІВН, $H_0 = H_{\infty}^{\text{XX}}$ — напір ІВН в режимі холостого ходу (закритої засувки на виході), аналог електрорушійної сили в електричному колі постійного струму

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

R_l — внутрішній гідравлічний опір ІВН, який є постійною величиною, що не залежить від режиму насоса і визначається

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

Тут D_2, D_1 — відповідно зовнішній та внутрішній діаметр, b_2, b_1 — вихідна та вхідна ширини лопаті, $\beta_{2л}, \beta_{1л}$ — вихідний та вхідний лопатеві кути робочого колеса ІВН; ρ, g — відповідно густина робочої рідини та прискорення вільного падіння.

Модифікованому рівнянню Ейлера (1) відповідає принципова заступна схема (рис.1), де $R_{\text{нав}}$ — гідроопір напірного тракту гідромережі

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

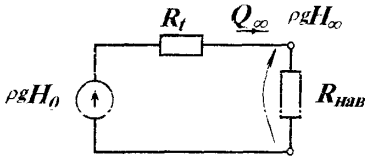


Рис.1 Заступна схема ІВН

Застосування єдиної теорії кіл для опису ВН відкрило нові аспекти в їх моделюванні і надало можливість встановити нові електрогідравлічні аналогії, які існують між ЕМ та ВН. В основі аналогії безперечно лежить подібність просторової будови цих обертових машин. Як ЕМ так і ВН має нерухому (статор) та обертову

(ротор) частини. В обох машинах є вхід і вихід енергоносія, а приріст (зменшення) енергії на виході здійснюється за рахунок підводу (відводу) механічної енергії обертання через вал машини, а роль електричних полюсів ЕМ відіграють лопаті ВН. Крім того, обидві машини можуть змінювати напрям руху енергоносія, тобто працювати в режимах генератора (насоса) або двигуна (турбіни).

Встановлений ізоморфізм математичних виразів, що описують усталений режим роботи ІВН та ЕМ постійного струму. Використовуючи аналогію інтервалів режимів роботи ВН (від холостого ходу (XX) $Q_\infty=0, H_\infty=H_\infty^{XX}$ до умовного "обриву" напірного тракту $Q_\infty=Q_\infty^{обп}, H_\infty=0$) і ЕМ (від XX $I=0, U=U^{XX}$ до короткого замикання $I=I^{K3}, U=0$), запропоновано використання приведених (нормалізованих) на інтервалі $[0,1]$ теоретичних коефіцієнтів напору $\gamma_{H\infty}$ витрати $\gamma_{Q\infty}$ потужності $\gamma_{N\infty}$ та опору $\gamma_{R\infty}$ ІВН

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

На основі цієї ж аналогії введено до розгляду поняття кута навантаження ІВН $\gamma_\infty = \pi Q_\infty / Q_\infty^{обп}$, як одного з визначальних режимних параметрів гідромашини в функції якого вперше побудовані приведені характеристики ІВН (рис 2).

На базі модифікованого рівняння Ейлера (1) отримане основне рівняння режимів ІВН, яке встановлює зв'язок між коефіцієнтами напору та витрати в повному діапазоні функціонування лопатевої гідромашини

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

Також знайдено синусоїдну залежність коефіцієнта потужності ІВН від кута навантаження γ_∞ що характерно також і для синхронної електричної машини

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

Очевидно, що максимальне значення потужності (оптимальний режим) ІВН має місце за умови

$$\left. \begin{aligned} \gamma_{\infty} &= \frac{\pi}{2}; & Q_{\infty} &= \frac{Q_{\text{обр}}}{2}; \\ \gamma_{H_{\infty}} &= \gamma_{Q_{\infty}} = 0.5, & \gamma_{N_{\infty}} &= 0.25. \end{aligned} \right\} \quad (8)$$

Для спрощення аналізу режимів гідравлічних машин та встановлення загальних закономірностей їхньої поведінки в різних режимах роботи застосована система відносних одиниць, яка дає змогу отримати узагальнені залежності, які підкреслюють аналогію фізичних процесів. За базові величини, які служать новою одиницею виміру, вибрані напір $H_{\text{баз}}$, витрата $Q_{\text{баз}}$, потужність $N_{\text{баз}}$ та опір $R_{\text{баз}}$. Відносні значення параметрів режиму насоса позначаються індексом “* ”.

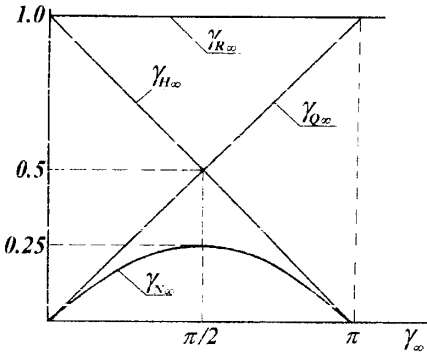


Рис.2 Приведені характеристики ІВН

Отримані аналітичні залежності характеристик ІВН у системі відносних одиниць для різних значень кута навантаження $\gamma_{\infty}^{\text{ном}}$, а також

визначена можливість еквівалентування вихідного M - потокового L - ступеневого ІВН з однаковими колесами однопотоковим та одноступеневим ІВН з колесом одностороннього входу, геометричні розміри якого

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

Таке еквівалентування – одне з невід’ємних складових алгоритму аналітичного розрахунку характеристик ВН.

У четвертому розділі розроблені теоретичні основи моделювання реального відцентрового насоса (РВН) в координатах дійсних чисел (скалярна модель).

З цією метою на основі єдиної теорії кіл запропонована заступна схема РВНІ (рис.3), яка складається з заступної схеми еквівалентного ІВН (див.рис.1), доповненої нелінійними гідроопорами (імпедансами), на яких виділяється енергія втрат. Зокрема, вплив скінченної кількості лопатей K_L на витрату і напір машини відображають відповідно опори $R_{\mu Q}$ і $R_{\mu H}$; гідравлічні та об’ємні

втрати енергії звільнюються відповідно на опорах $R_{\Delta H}$ і $R_{\Delta Q}$, а механічні втрати — на опорі $R_{\text{мех}}$.

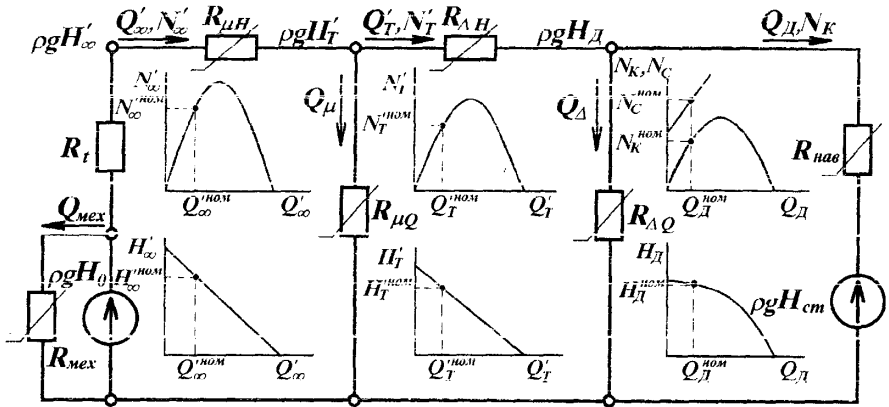


Рис.3 Заступна схема РВН

На рис.3 зображені наступні параметри:

$N_{\alpha}, N_T, N_K; H_{\alpha}, H_T, H_D; Q_{\alpha}, Q_T, Q_D$ — відповідно потужності, напори та витрати ІВН, ТВН та РВН (N_K, N_C — відповідно гідравлічна корисна та споживана з валу приводу потужність РВН); Q_{μ}, Q_{Δ} — об'ємні втрати рідини, спричинені відповідно скінченною кількістю лопатей K_D та зворотними зв'язками через ущільнення та байпаси; $Q_{\text{мех}}$ — фіктивний об'ємний витік, який відображає механічні втрати, $H_{\text{ст}}$ — статичний напір в зовнішній гідромережі.

Заступна схема встановлює функціональний зв'язок між режимами ІВН, ТВН та РВН, що дає змогу знайти об'ємний і гідравлічний ККД РВН η_o, η_e та коефіцієнти впливу скінченної кількості лопатей μ_Q, μ_H на повному інтервалі зміни витрати Q_D від режиму ХХ до “обриву” напірного тракту

$$\left. \begin{aligned} \mu_H &= \frac{H_T'}{H_{\infty}'} & \mu_Q &= \frac{Q_T'}{Q_{\infty}'} \\ \eta_e &= \frac{H_D'}{H_T'} & \eta_o &= \frac{Q_D'}{Q_T'} \end{aligned} \right\} \quad (10)$$

Заступній схемі відповідає система топологічних нелінійних рівнянь Кірхгофа

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

Ці рівняння рівноваги та неперервності записані у системі відносних одиниць, де базовими вибрані номінальні параметри машини. Їх розв'язання дає можливість теоретичної побудови характеристик насоса за його каталоговими даними. Визначена вхідна інформація, необхідна для цього розрахунку, яка містить конструктивні та номінальні режимні параметри, приведені у довідниках, каталогах та заводських формулярах гідромашин. Створено методику знаходження параметрів заступної схеми РВН у відносних одиницях, яка ґрунтується на підтвердженій експериментально гіпотезі про автоматичність більшості режимів насосів, коли число Рейнольдса Re суттєво не впливає на структуру потоку в гідротракті машини. В цьому випадку напір пропорційний другому степеню витрати рідини, тобто має місце квадратична залежність зміни напору від витрати.

Вплив скінченної кількості лопатей K_{Dl} на витрату і напір машини відображено відповідно опорами $R_{*\mu Q}$ і $R_{*\mu H}$, числове значення яких визначено із заступної схеми

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

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

Запропоновано метод моделювання об'ємних втрат в передньому ущільненні колеса, в системі врівноваження осьового тиску, в ущільненні ступиці колеса та через байпаси шляхом вводу в заступну схему РВН паралельних віток зворотного зв'язку. В результаті еквівалентування отримано результуючу вітку з нелінійним гідроопором $R_{*\Delta Q}$ (рис.3), величина якого визначається номінальним значенням об'ємного ККД машини $\eta_o^{ном}$

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

Гідравлічні втрати в РВН, які умовно зображені у вигляді суми вихрових втрат (ударних і дифузійних) та втрат по довжині, після еквівалентування відображає гідроопір R_{*DH}

$$R_{*DH} = \frac{C_2}{Q_{*T}} (Q_{*T}' - C_1 Q_{*T}'^{ном})^2 + C_0 Q_{*T}' \quad (15)$$

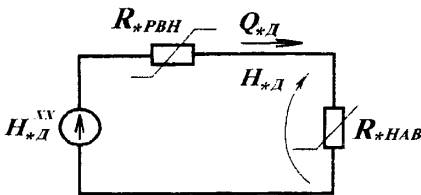
Постійні коефіцієнти C_0 — C_2 визначаються з аналізу гідравлічних втрат в так званих “характерних” режимах роботи РВН, а саме: в режимах ХХ, номінальному та “обриву” напірного тракту.

Механічні втрати, які складаються з втрат дискового тертя, тертя в сальниках і підшипниках та втрат гідравлічного гальмування, моделюються гідроопором R_{*MEH} , орієнтовне значення якого розраховується через повний ККД $\eta^{ном}$ та внутрішній механічний ККД (який враховує втрати дискового тертя) $\eta_{me}^{ном}$

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

Спільний розв'язок рівнянь (11)-(16) дав можливість визначення енергетичного балансу РВН на основі розрахунку взаємозв'язаних гідравлічних, об'ємних та механічних втрат на повному інтервалі функціонування машини та теоретичної побудови характеристик РВН за його каталоговими даними.

Оскільки механічні втрати мають зовнішній характер по відношенню до гідравлічного тракту РВН і не впливають на напірну характеристику машини, то за правилами еквівалентування електричних схем отримана еквівалентна заступна схема РВН з нелінійним результуючим опором насоса R_{*PBH} (рис.4). По відношенню до вітки навантаження ця схема є активним двополюсником і її можна замінити еквівалентним гідрогенератором, аналог електрорушійної сили якого рівний значенню дійсного напору РВН H_{*D}^{XX} в режимі холостого ходу, а нелінійний внутрішній гідроопір R_{*PBH} рівний вхідному опору двополюсника. Показано, що значення опору R_{*PBH} в першому наближенні пропорційне витраті Q_{*D} насоса.



Створено банк розрахункових режимних параметрів та підтверджено правильність скалярної моделі хорошим збігом розрахункових та отриманих експериментально характеристик для серії ВН магістральних нафтопроводів.

Рис. 4 Еквівалентна заступна схема РВН Відносна похибка результатів

для експлуатаційного інтервалу витрат машин не перевищує 5-7%.

Також показано, що суттєвим недоліком скалярної моделі РВН є нелінійність параметрів заступної схеми та принципова неможливість точного врахування впливу зміни параметрів робочої рідини, зокрема її в'язкості, на характеристики гідромашини.

Точний метод розрахунку параметрів заступної схеми та режимів роботи РВН, вимагає застосування чисельних методів розв'язку за допомогою ЕОМ системи нелінійних рівнянь (11), доповненої рівняннями зв'язку (12)-(16), а тому **в п'ятому розділі** роботи запропоновані зручні для практичного використання спрощені тригонометричні та поліноміальні аналітичні вирази у системі відносних одиниць залежності потужності, напору та повного ККД від зміни дійсної витрати РВН.

Тут для опису режимів РВН запропоновано застосування нового параметра — розрахункового кута навантаження γ_p , введеного за аналогією з теорією синхронної ЕМ, визначення номінального значення якого ведеться за каталоговими параметрами машини.

Встановлено, що залежність корисної потужності N_K РВН від γ_p аналогічно як і залежність активної потужності синхронної ЕМ N_{CM} від кута її навантаження θ , має синусоїдний характер. Це свідчить про ізоморфізм виразів потужності для відцентрових гідравлічних та синхронних ЕМ, що дає можливість синтезу тригонометричних виразів характеристик РВН.

Напірна характеристика РВН формалізована у вигляді

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

де $\gamma_p^{ном}$ — номінальне значення кута навантаження, для якого встановлено емпіричну формулу лінійного зв'язку з коефіцієнтом швидкохідності n_s

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

Зроблено висновок, що з ростом $\gamma_p^{ном}$ крутизна напірної характеристики РВН зростає, а значення дійсної витрати в режимі уявного “обриву” напірного тракту $Q_{*D}^{обр}$ зменшується.

Характеристика споживаної потужності N_{*C} РВН отримана у вигляді рівняння прямої, яка еквідистанційна дотичній до кривої корисної потужності N_{*K} , проведеної в точці номінального режиму

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

Характеристика повного ККД (в частках від номінального) визначається виразом

$$\eta_* = \frac{\sin(\gamma_P^{\text{НОМ}} Q_{*Д})}{\sin(\gamma_P^{\text{НОМ}}) + (Q_{*Д} - 1)\gamma_P^{\text{НОМ}} \cos(\gamma_P^{\text{НОМ}})} \quad (20)$$

Максимальне значення $\eta_* = 1$ має місце за умови $Q_{*Д} = 1$ та $\gamma_P^{\text{НОМ}} = \pi/2$, а з ростом $\gamma_P^{\text{НОМ}}$ діапазон квазіоптимальних режимів звужується.

Шляхом розкладу в ряд Маклорена функції $\sin\gamma_P$, яка входить у тригонометричні формули характеристик РВН, отримані поліноміальні вирази цих характеристик, коректність яких підтверджується досвідом практичної експлуатації ВН.

Також отримано основне рівняння режимів РВН у вигляді співвідношення дійсних коефіцієнтів напору $\gamma_{нд}$ та витрати $\gamma_{од}$. Це рівняння відображає закон збереження повної енергії в РВН, оскільки описує взаємозв'язок між приведеними безрозмірними еквівалентами потенціальної ($\gamma_{нд}$) та кінетичної ($\gamma_{од}$) енергії

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

Проілюстровано добрий збіг розрахованих з використанням спрощених тригонометричних і поліноміальних аналітичних виразів та отриманих експериментально напірних характеристик ВН магістральних нафтопроводів де відносна похибка розрахунків для експлуатаційного інтервалу витрат машин не перевищує 4-8%.

У **шостому розділі** розроблені теоретичні основи моделювання реальної відцентрової гідромашини в координатах комплексних чисел (комплексна модель).

Показано, що створення моделі відцентрової машини безумовно ґрунтується на основі її просторової будови. В загальному випадку ВН складається з трьох взаємозв'язаних частин: підводу, робочого колеса та відводу (рис.5). Як правило, відвід, рух рідини в якому згідно з прийнятими допущеннями відбувається в декартовій системі координат у площині X,Y , та підвід, завдяки якому рідина підводиться до робочого колеса по осі Z , є нерухомі відносно цієї системи, в той час як робоче колесо обертається в площині X,Y з кутовою частотою ω_P .

Очевидно, що за час одного оберту колеса вектор примусової результуючої сили \vec{F}_2 , що діє на виході з робочого колеса ІВН в точці 2, змінює свій напрям в координатах X,Y (відносно нерухомого відводу) на 360° . Тому модулі його складових $\vec{F}_{2x}, \vec{F}_{2y}$, що діють по осях X,Y , як і модулі

складових абсолютної швидкості $\vec{c}_{2x}, \vec{c}_{2y}$ будуть гармонічними функціями часу t з періодом $T=2\pi$

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

де θ — кут повороту лопаті відносно відводу (поточне значення кута між віссю X та поздовжньою радіальною віссю j -тої лопаті, що проходить через її кінець та початок координат), α_2 — кут між напрямками векторів абсолютної (\vec{c}_2) та тангенціальної (\vec{u}_2) швидкостей на виході колеса (кут виходу потоку з лопаті), який характеризує витратне навантаження машини.

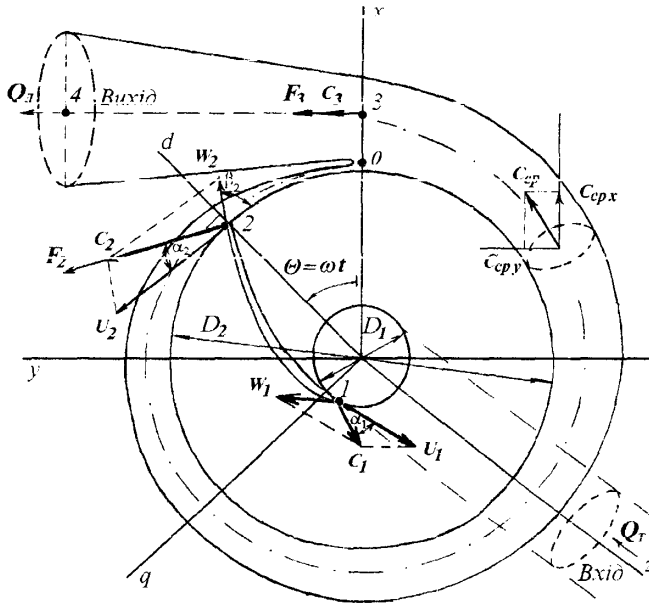


Рис. 5 Просторова будова РВН

Аналогічно будуть гармонічними функціями кута повороту лопаті θ і модулі X, Y - складових вектора середньої швидкості рідини \vec{c}_{cp} , напрям якого співпадає з віссю відводу і вектором \vec{u}_2 (див. рис.5). Такий підхід дав змогу застосувати для моделювання РВН та аналізу режимів його роботи потужний апарат комплексної змінної, який базується на зображенні гармонічної функції швидкості та інших режимних параметрів насоса (витрат, потужностей, тощо)

у вигляді узагальненого комплексного вектора в полярній або декартовій системах координат.

Використання аналогії між гідравлічними та електричними параметрами дала змогу реалізувати добре розвинену теорію електричних кіл для моделювання режимів гідравлічних трактів РВН. З цієї метою введені поняття пасивних лінійних компонент РВН гідроопору r та інертності (гідроіндуктивності) M , базуючись на загальноприйнятій аналогії напруга - тиск та струм - об'ємна витрата. Оскільки при аналізі усталених режимів ВН стисливістю робочої рідини можна знехтувати ($\rho = \text{const}$), то гідроємність тракту машини не розглядалася. Очевидно, що в цьому випадку комплексний опір Z має активно-індуктивний характер і його можна зобразити послідовним з'єднанням активного та інерційного гідроопорів r та x .

На основі застосування комплексної змінної запропоновано розрахункові формули для визначення еквівалентних значень активних та інерційних гідроопорів окремих ділянок проточної частини РВН.

Активний гідроопір r , в основі якого лежать сили в'язкісного тертя між шарами рідини та рідиною і стінками каналу, відображає дисипацію енергії у зовнішній простір у вигляді тепла. В загальному вигляді розрахункова формула для визначення r отримана із розв'язку рівняння Блазіуса для ламінарного режиму роботи із врахуванням зміни конструктивних параметрів гідравлічного тракту, який розбивається на K ділянок з постійним поперечним перерізом довільної форми. Запропоновано в практичних розрахунках прийняти усереднені значення параметрів, розраховані з умови еквівалентування гідравлічного тракту у вигляді труби з круглим поперечним перерізом. В результаті еквівалентування, яке проводилося в два етапи, отримано вираз для розрахунку активного гідроопору

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

де D_{TE}, l_E — відповідно еквівалентні значення діаметра та довжини ділянки проточної частини ВН, знайдені з умови збереження значення її активного опору, g — коефіцієнт кінематичної в'язкості робочої рідини.

Інерційний (гідроіндуктивний) гідроопір x , який спричинюється силами інерції, що протидіють зміні витрати РВН, визначено для цієї ж ділянки у вигляді

$$x = \frac{2npl_E}{15(D'_{TE})^2}, \quad (24)$$

де D'_{TE} — еквівалентне значення діаметра ділянки проточної частини ВН, знайдене з умови збереження значення її інерційного опору.

Показано, що співвідношення активних та інерційних гідроопорів ділянки гідромережі є однією з форм, а саме відцентровою формою числа Рейнольдса Re_B , що визначає характер режиму руху рідини в цій частині гідравлічного тракту РВН.

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

де D_{Ep} — розрахунковий еквівалентний гідравлічний діаметр гідротракту

$$D_{Ep} = \frac{D_{IE}^2}{D_{IF}} = \sqrt{\frac{\sum_{j=1}^K \frac{l_j}{D_{IE}^2}}{\sum_{j=1}^K \frac{l_j}{D_{IF}^4}}} . \quad (26)$$

Очевидно, що в електротехніці аналогом числа Рейнольдса Re_B є добротність або постійна часу затухань коливань у резонансному контурі.

Виконано гармонічний аналіз розподілу напору (тиску) по зовнішньому периметру робочого колеса для врахування скінченної кількості лопатей насоса K_L . Оскільки корисна робота, що виконується робочим колесом РВН, є результатом його силової взаємодії з потоком завдяки різниці тисків з напірної та всмоктувальної сторін лопатей, то розподіл напору $H_T'(l_2)$ по зовнішньому периметру колеса l_2 має вигляд періодичної нелінійної функції кута θ з періодом $T = 2\pi / K_L$ з розривом неперервності в місцях розташування лопатей, яку можна шляхом заміни $\theta_l = \theta K_L$ розкласти в тригонометричний ряд Фур'є. В результаті гармонічного аналізу зроблено висновок про існування (в першому наближенні) квадратичної залежності функції H_T' від кута θ_l

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

де $H_{*T}'^{min}$, $H_{*T}'^{max}$ — відносне мінімальне та максимальне значення амплітуди напору на виході колеса РВН.

Для спрощення аналізу моделювання руху рідини у спіральному відводі із змінним поперечним перерізом в розділі запропоновано його еквівалентування ділянкою круглої труби аналогічної довжини $l_{св}$, але з постійним діаметром без проміжного підводу рідини від інших лопатей (модель з однією лопаттю). В такій моделі відводу вектори примусової сили \vec{F}_2 та середньої швидкості $\vec{c}_{ср}$ залишаються аналогічними, як у реальному спіральному відводі, однак, завдяки постійному поперечному перерізу витрата Q_d та тиск P (без врахування втрат) в площині перерізу, що містить точку 2 виходу лопаті, будуть постійними.

Отримано диференціальні рівняння з періодичними коефіцієнтами для опису руху в'язкої нестисливої рідини на ділянці спіральної частини відводу

довжиною l_{23} і еквівалентними гідравлічними діаметрами $D_{ГЕ23}$, $D'_{ГЕ23}$ у нерухомій системі координат X, Y (див.рис.5)

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

де r_{23} , M_{23} — відповідно активний гідроопір та інертність (гідроіндуктивність) ділянки відводу між точками виходу рідини з лопаті (т.2) та спіралі відводу (т.3)

$$\left. \begin{aligned} r_{23} &= \frac{128 \rho g l_{23}}{\pi (D_{ГЕ23})^4}, \\ M_{23} &= \frac{4 \rho l_{23}}{\pi (D'_{ГЕ23})^2}; \end{aligned} \right\} \quad (29)$$

$Q_x, Q_y; H_{2x}, H_{3x}; H_{2y}, H_{3y}$ — відповідно X, Y - складові узагальнених векторів дійсної витрати РВН Q_d та напору \underline{H}_T (в точках 2 і 3 спірального відводу).

Показано, що задача розв'язку цих рівнянь має спрощене вирішення шляхом заміни змінних або застосування нової системи ортогональних координат d, q , що обертаються з кутовою частотою ω_p разом із робочим колесом. В цій системі проекції узагальненого вектора на ці осі будуть постійними в часі. Такий підхід теж має свою історичну аналогію з виводом рівнянь Парка-Горєва синхронної електричної машини. Запропоновано також використання цієї системи координат d, q для моделювання руху рідини у дифузорі спірального відводу насоса.

Синтезовано розгорнуту комплексну заступну схему гідромашини (рис.6) і складено на її основі систему рівнянь (30) та побудовано векторну діаграму рівноваги витрат і тисків РВН в комплексній формі (при умов $H_{cm}=0$).

$$\left. \begin{aligned} \underline{Q}'_y - \underline{Q}'_{mex} - \underline{Q}'_{\infty} &= 0, \\ \underline{Q}'_{\infty} - \underline{Q}'_{\mu} - \underline{Q}'_T &= 0, \\ \underline{Q}'_T - \underline{Q}'_{\Delta} - \underline{Q}'_D &= 0, \\ \underline{Q}'_{mex}(r_{mex} + jx_{mex}) &= \rho g \underline{H}_0, \\ \underline{Q}'_{\infty} j(x_t + x_{\mu H}) + \underline{Q}'_{\mu} jx_{\mu Q} &= \rho g \underline{H}_0, \\ \underline{Q}'_{\Delta}(r_{\Delta Q} + jx_{\Delta Q}) - \underline{Q}'_{\mu} jx_{\mu Q} &= 0, \\ \underline{Q}'_{\Delta}(r_{\Delta Q} + jx_{\Delta Q}) - \underline{Q}'_{\Delta}(r_{\Delta H} + jx_{\Delta H}) &= \rho g \underline{H}_D. \end{aligned} \right\} \quad (30)$$

В заступній схемі (див.рис.6) $\rho g \underline{H}_0$ —комплексний вектор джерела гармонічних коливань тиску (напору) – аналог електрорушійної сили в колі змінного струму; x_t —інерційний внутрішній опір машини, числове значення якого рівне $R_t \cdot i \omega H$; $x_{\mu H}$, $x_{\mu Q}$ —інерційні гідроопори (на яких відсутні дисипативні втрати тепла) для врахування скінченної кількості лопатей; $x_{\Delta H}$, $r_{\Delta Q}$; $x_{\Delta Q}$; $x_{\text{мех}}$, $r_{\text{мех}}$ —інерційні та активні гідроопори для моделювання відповідно гідравлічних, об'ємних та механічних втрат в РВН.

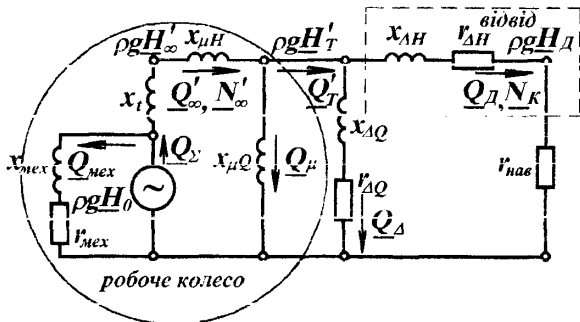


Рис.6 Повна комплексна заступна схема РВН

Щляхом використання методології еквівалентування електричних заступних схем отримано спрощену заступну схему (рис.7), колову діаграму РВН (рис.8), та рівняння балансу тисків у комплексній формі

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

де $\rho g \underline{H}_{\text{ек}}$, $x_{\text{ек}}$, $r_{\text{ек}}$ — параметри спрощеної заступної схеми.

Отримано формули для аналітичного врахування впливу зміни частоти обертання колеса насоса та в'язкості робочої рідини на характеристики РВН. Колова діаграма РВН (див.рис.8), існування якої передбачив І.М.Вершинін, дає змогу отримати зручні для практичного використання аналітичні вирази напірної характеристики та характеристики корисної потужності машини.

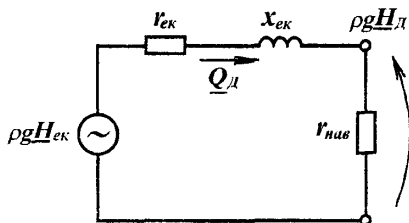


Рис.7 Еквівалентна комплексна заступна схема РВН

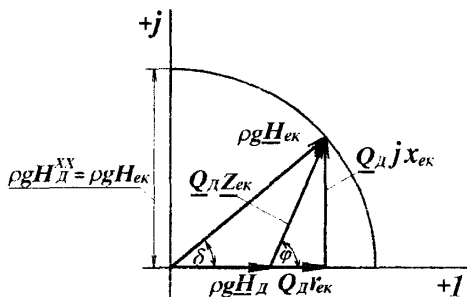


Рис.8 Колова діаграма РВН

Оскільки геометричним місцем вектора $\rho g H_{ек}$ є коло, радіус якого рівний значенню тиску в режимі холостого ходу $\rho g H_{ек} = \rho g H_{д}^{хх}$, напірну характеристику можна розрахувати в системі відносних одиниць за формулою

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

Показано, що вираз для розрахунку характеристики корисної потужності РВН набуває вигляду, аналогічного визначенню активної потужності синхронної електричної машини. Якщо знехтувати впливом в'язкості рідини ($r_{ек} - 0$), то отримаємо аналогічну (17) тригонометричну форму запису напірної характеристики, яка підтверджує адекватність комплексної та вихідної, реалізованої у координатах дійсних чисел, моделей РВН

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

де $\delta, \delta^{ном}$ — відповідно поточне та номінальне значення кута навантаження комплексної моделі ВН (див.рис.8).

Зроблено висновок про перевагу комплексної моделі над вихідною, записаною в координатах дійсних чисел, оскільки перша дає змогу враховувати такий важливий параметр робочої рідини як її в'язкість. Отримано вирази для перерахунку напірної характеристики РВН при зміні в'язкості робочої рідини та швидкості обертання колеса ВН.

Підтверджено отримані експериментально факти про те, що при в'язкостях $\nu = (10-20) * 10^{-6} \text{ м}^2/\text{с}$ в певній категорії насосів спостерігається незначне перевищення напірної характеристики над характеристикою, отриманою на воді. Це явище має місце за рахунок деякого росту $H_{ек}$ в насосах з низьким значенням еквівалентного числа Рейнольдса $Re_{рек} < (50-70)$.

Запропоновано методику і програму ітераційного розрахунку на ЕОМ параметрів комплексної заступної схеми гідромашини та створено на її основі банк вищезгаданих параметрів для серії РВН магістральних нафтопроводів. Алгоритм розрахунку передбачає встановлення характеру руху рідини за допомогою почергового знаходження чисел Рейнольдса та ітераційного визначення на їх основі активних та реактивних гідроопорів окремих частин гідротракту насоса.

Виявлено явище втрати стійкості ітераційного процесу розрахунків режимів РВН з розрахунковим номінальним значенням кута навантаження $\gamma_p^{ном} < 0.8$ ($n_s < 70$) внаслідок порушення монотонності напірної характеристики вказаних насосів (появою початкового підйому, де режим роботи машини є нестійким).

Використано метод електрогідравлічної аналогії для визначення та контролю параметрів заступної схеми РВН. Слід зазначити, що аналогічно параметру x_d синхронної ЕМ, розрахункові параметри ВН $H_{*ек}$, $x_{*ек}$, $r_{*ек}$ є теж фіктивними, справедливими для обертової системи координат d, q , жорстко зв'язаної з ротором (робочим колесом) гідравлічної машини. Вони також розраховуються теоретично, але контроль цих параметрів здійснюється експериментально. З цією метою запропоновано метод їх експериментального визначення із трьох дослідів: холостого ходу ($Q_{*д}=0$; $H_{*д}=H_{*д}^{XX}$), номінального ($Q_{*д}=1$; $H_{*д}=H_{*н}$), та ще одного довільного проміжного режиму насоса, яким зручно вибрати режим половинного витратного навантаження ($Q_{*д}=0,5$; $H_{*д}=H_{*0,5}$). Останній замінює режим короткого замикання ЕМ, оскільки аналогічний режим ВН експериментально нездійснений внаслідок втрати стійкості насоса.

Результатом експериментальних вимірювань, які слід виконувати за стандартною методикою, є три значення дійсного напору ВН: $H_{*д}^{XX}$, $H_{*0,5}$ та $H_{*н}$, які дають змогу розрахувати параметри комплексної заступної схеми ВН для порівняння з паспортними показниками машини.

Встановлено ізоморфізм математичних виразів, які описують РВН та синхронну ЕМ, що дає змогу ефективно використовувати багатий досвід моделювання ЕМ для вирішення задач аналізу та синтезу РВН.

Показано, що РВН можна розглядати як пасивний чотириполюсник, та виконано розрахунок його коефіцієнтів через параметри комплексної заступної схеми для серії РВН магістральних нафтопроводів.

Проілюстровано хороший збіг розрахованих за допомогою комплексної моделі та отриманих експериментально характеристик РВН магістральних нафтопроводів де відносна похибка результатів для експлуатаційного інтервалу витрат машин не перевищує 5-7%.

В сьомому розділі вирішене питання практичної реалізації моделей ВН для підвищення ефективності функціонування електроприводних насосних станцій магістральних нафтопроводів.

Проведений розрахунок параметрів режиму роботи насосної станції та ділянки нафтопроводу при паралельній (або послідовній) роботі декількох насосів за допомогою комплексної заступної схеми станції, яка в цьому випадку складається з M з'єднаних паралельно (або послідовно) еквівалентних заступних схем окремих насосів. Побудова сумарної характеристики насосної станції всьдеться або в системі іменованих одиниць, або в єдиній системі відносних базових одиниць. Базовими можна вибрати довільні параметри або (для спрощення розрахунків) номінальні параметри одного з ВН.

Використано комплексну модель РВН для синтезу алгоритмів оптимального керування струмом збудження приводних синхронних

електродвигунів, встановлених на НПС магістральних нафтопроводів. З цією метою формалізовано цільові умови оптимізації та застосовано принцип “узгодженого оптимуму” для визначення результуючого керування як квазіусталеними так і перехідними режимами НПС. Визначені області синхронної динамічної стійкості насосного агрегату в координатах глибини та часу аварійного зниження напруги на шинах підстанції для різних значень максимального струму збудження синхронної ЕМ.

Проаналізовані способи регулювання режимів електроприводних насосних станцій, обладнаних ВН. Показано, що найбільшого поширення, спричиненого простотою реалізації, набуло використання ефекту дроселювання, що може спричинити значні втрати енергії. На основі скалярної моделі ВН запропоновано метод розрахунку економічної ефективності заміни нерегульованого електроприводу РВН тиристорним регульованим електроприводом та отримано аналітичний вираз для розрахунку річної економії електроенергії

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

де T_p – кількість робочих годин насосної станції в році, η_E^{nom} – ККД електродвигуна, N_C^{nom} – номінальне значення споживаної потужності ВН, Q_{*Di} – відносне значення витрати на i -тому інтервалі часу Δt_i .

Показано, що рентабельність операції впровадження ТПЧ визначається в першу чергу технологічним графіком витрат (його коефіцієнтом форми K_ϕ), конструктивними параметрами РВН та ЕМ, вартістю електроенергії та ТПЧ, а також нормами грошових відрахувань.

Методика розрахунку економічної ефективності впровадження ТПЧ використана у прикладній програмі “Prscal”, яка написана на алгоритмічній мові “OBJECT PASCAL” та реалізована на ЕОМ в середовищі “DELPHI”.

ЗАГАЛЬНІ ВИСНОВКИ

В роботі вирішена важлива науково-практична проблема створення теоретичних засад математичного моделювання режимів роботи відцентрових насосів магістральних нафтопроводів на основі узагальненої теорії кіл та методу електрогидравлічної аналогії.

З цією метою:

1. Встановлено необхідність розрахунку та оптимізації режимів нафтотранспортних систем шляхом створення сучасних комп'ютерно-орієнтованих моделей їх елементів, зокрема моделей нафтоперекачувальних станцій з відцентровими насосами.

2. Виконано аналіз сучасного стану моделювання режимів роботи лопатевих гідромашин і запропоновано використання методу аналогії, зокрема електрогідравлічної, та узагальненої теорії кіл для моделювання підсистем різної фізичної природи.

3. Розроблені теоретичні основи моделювання ідеалізованої гідравлічної машини, які ґрунтуються на застосуванні єдиної теорії кіл для отримання основного рівняння стану та гідравлічної заступної схеми насоса з метою дослідження його теоретичних характеристик.

4. Створена модель реальної відцентрової гідромашини в координатах дійсних чисел (скалярна модель), яка дає змогу визначення енергетичного балансу насоса на основі розрахунку взаємозв'язаних гідравлічних, об'ємних та механічних втрат на повному інтервалі функціонування машини.

5. Запропоновано зручні для практичного використання спрощені тригонометричні та поліноміальні аналітичні вирази характеристики відцентрового насоса у системі відносних одиниць, характерною особливістю яких є використання як головного конструктивного параметра номінального значення розрахункового кута навантаження $\gamma_p^{ном}$, визначення якого ведеться через каталогові параметри машини.

6. Розроблено модель реальної відцентрової гідромашини в координатах комплексних чисел (комплексна модель), яка дає можливість аналітичного розрахунку характеристики відцентрового насоса в залежності від частоти обертання колеса та в'язкості робочої рідини.

7. Встановлено ізоморфізм математичних виразів, що описують відповідні пари: ідеалізований відцентровий насос і електрична машина постійного струму незалежного збудження та реальний відцентровий насос і синхронна електрична машина, що відкриває перспективи використання багатого досвіду математичного моделювання електричних машин для опису режимів та синтезу нових конструкцій гідромашин.

8. Визначено шляхи використання моделей відцентрового насоса для аналізу та оптимізації режимів роботи нафтотранспортних систем, а також для розрахунку економічної ефективності впровадження на них регульованого тиристорного електроприводу.

9. Виявлено хороший збіг розрахованих на основі моделей та отриманих експериментально характеристик відцентрових насосів, де відносна похибка розрахунків для експлуатаційного інтервалу функціонування машин не перевищує 5-7%.

10. Створено банк розрахункових режимних параметрів для моделювання серії відцентрових насосів магістральних нафтопроводів.

11. Впроваджено основні результати дисертаційної роботи в рамках держбюджетної і господарсько-договірної робіт та у навчальний процес ІФНТУНГ.

СПИСОК ОПУБЛІКОВАНИХ ПРАЦЬ ЗА ТЕМОЮ ДИСЕРТАЦІЇ

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 нефтеспроводов 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. Нафтогазпромислове обладнання. Вип.34, Івано-Франківськ, 1997.- С. 65-75.
5. Костишин В.С. Еквівалентування багатоступеневих та багатопотокових 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 ККД відцентрового насоса // Нафтова і газова промисловість. – 2000. №6.- С. 47-48.
10. Костишин В.С. Поліномна форма запису характеристик відцентрових насосів магистральних 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. 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. Ващицак 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., Писиголовца 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. Энергозаощадження шляхом впровадження регульованого електроприводу 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. Экономические 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.Kopey 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 (СР) of oil pipelines on the basis of the generalized theory of circuits and a method of electrohydraulic analogy. The theoretical bases of modeling of the 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 процессов 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 гидромашин. 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 установлена 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 гидромашин в координатах комплексных чисел (комплексная модель). На основании применения комплексной переменной предложены расчетные формулы для определения эквивалентных значений активных и инерционных 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 гидромашин, 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 гидромашин 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.