

Всеукраїнський

науково-технічний

журнал

**ПРОМИСЛОВА
ГІДРАВЛІКА І
ПНЕВМАТИКА**

1(27)

2010

ISSN 1994-4691



9 771994 469005

Редаційна колегія:

Головний редактор:

к.т.н., проф. Сарада Л.П. (м. Вінниця)

Перший заступник головного редактора:

д.т.н., проф. Зайончковський Г.Й.,
президент АС ПП (НАУ, м. Київ)

Заступника головного редактора:

д.т.н., проф. Струтинської В.Б. (м. Київ)

д.т.н., проф. Яноч О.М. (м. Київ)

к.т.н., проф. Іванов М.І. (м. Вінниця)

к.т.н., с.н.с. Бадах В.М. (м. Київ)

Члени редакційної колегії:

д.т.н., проф. Анісімов В.Ф. (м. Вінниця)

д.т.н., проф. Гармашев А.Д. (м. Вінниця)

д.т.н., проф. Лисенко В.М. (м. Вінниця)

д.т.н., проф. Ісаківич-Лотоцький Р.Д.
(м. Вінниця)

д.т.н., проф. Бочаров В.П. (м. Київ)

д.т.н., проф. Лур'є З.Я. (м. Харків)

д.т.н., проф. Нахайдчук О.В. (м. Вінниця)

д.т.н., Паламарчук І.П. (м. Вінниця)

д.с.н., Калетнік Г.М. (м. Вінниця)

Секретаріат:

Відповідальний секретар:

к.т.н., доц. Переяславський О.М.
(м. Вінниця)

Заступника відповідального секретаря:

д.т.н., проф. Лутовський О.Ф. (м. Київ)

к.т.н., доц. Верба І.І. (м. Київ)

Асоційовані члени редакційної колегії від регіонів України:

д.т.н., проф. Кузнецов Ю.М. (м. Київ)

д.т.н., проф. Павлонко І.І.
(м. Львів)

д.т.н., проф. Сахно Ю.О. (м. Чернівці)

д.т.н., проф. Усов А.В. (м. Одеса)

д.т.н., проф. Батляк В.А. (м. Львів)

д.т.н., проф. Михайлов О.М.
(м. Донецьк)

д.т.н., проф. Мельничук П.П.
(м. Житомир)

д.т.н., проф. Ковальов В.Д.
(м. Ізмаїльський)

д.т.н., проф. Фінкельштейн З.Л.
(м. Алчевськ)

д.т.н., проф. Провалюк О.С.
(м. Дніпропетровськ)

к.т.н., проф. Ступанюк А.О. (м. Суми)

д.т.н., проф. Осенін Ю.І. (м. Луганськ)

д.т.н., проф. Селявський О.М.
(м. Санкт-Петербург, Росія)

д.т.н., проф. Панченко А.І.
(м. Миколаїв)

к.т.н. Карлутин Б.В. (м. Київ)

д.т.н. Трафімов В.А. (м. Київ)

к.т.н., доц. Жук В.М. (м. Львів)

ПРОМИСЛОВА ГІДРАВЛІКА І ПНЕВМАТИКА

Всеукраїнський науково-технічний журнал

Журнал засновано у березні 2003 р.

Свідчення про реєстрацію НВ № 7033, видає
Державним комітетом інформаційної політики,
телебачення і радіомовлення України 1.03.2005 р.

№1(27)
'2010

Засновники: Вінницький державний аграрний університет,
Асоціація спеціалістів промислової гідравліки і пневматики

Номер друкується згідно з рішенням Вченої ради БДАУ (протокол №7 від 26.01.2010 р.)

Журнал рішенням президії ВАК України від 30 червня 2004 р. № 3-05/7 входить в перелік
наукових фахових видань (білететів ВАК України, № 8, 2004 р.)

З М І С Т

Загальні питання

промислової гідравліки і пневматики

Н.І. Библюк, О.А. Стиранівський, О.С. Мачуга

Науково-технічні аспекти запобігання негативному впливові
господарської діяльності на довкілля

3

М.Г. Бойко, О.А. Геммерлінг

Дослідження сили удару гідроімпульсного струменя при проходженні його
через шар зруйнованого вугілля різної вологості

10

Г.О. Мазяр, І.О. Гузьова, Я.М. Ханік

Вивчення гідродинаміки при фільтрації теплоносія крізь сухий шар фосфатитсу

13

И.А. Емельянова, А.А. Задорожний, С.А. Гузенко

Зависимость скоростей движения частиц бетонной смеси от начальных условий
рабочего процесса при использовании малогабаритного оборудования

16

А.Г. Виноградов

Математичне моделювання розподілу концентрацій та швидкостей крапель
у водяній завесі

20

М.П. Кулик

Про можливі енергоздатні підходи в процесі виробництва теплової
та електричної енергії

23

Р.С. Мякохляб

Моделювання тепломасообмінних процесів при сушінні деревини:
алгоритмування розрахунку

27

Прикладна гідромеханіка, гідромашини і гідропневмоагрегати

В.А. Батляк, І.В. Проскуріна, А.В. Ляшенко

Математична модель процесу очищення заглибленого дотону
у відцентрово-всерединних пилословловлювачах

31

А.Ф. Луговской, В.П. Фесич, А.В. Мовчанюк

Методика расчета ультразвуковых высокоамплитудных резонансных приводов
для канвационных технологий

37

В.І. Сівецький, Д.Д. Рябінін, О.Л. Соколюський

Вплив ефективного ковзання на параметри потоку маністонівської рідини

41

Асоційовані зарубіжні члени редакційної колегії:

д.т.н., проф. Попов Д.М.
(м. Москва, Росія)
д.т.н., проф. Єрманов С.О.
(м. Москва, Росія)
д.т.н., проф. Іванов Г.М.
(м. Москва, Росія)
д.т.н., проф. Нагорний В.С.
(м. Санкт-Петербург, Росія)
д.т.н., проф. Чегодаєв Д.С.
(м. Самара, Росія)
н.т.н., с.к.є. Малишев С.А.
(м. Москва, Росія)
н.т.н., доц. Ащеулов О.В.
(м. Санкт-Петербург, Росія)
н.т.н., с.н.с. Колєзатов Ю.В.
(м. Новосибірськ, Росія)
д.т.н., проф. Метлюк Н.Ф.
(м. Мінськ, Республіка Білорусь)
н.т.н., проф. Немирюцька І.А. (Ізраїль)
д.т.н., проф. Врублевський А. (Польща)
д.т.н., проф. Христов Х. (Болгарія)
д.т.н., проф. Яеделєва П. (Болгарія)

Адреса редакції:
21008, м. Вінниця
вул. Сонячна, 3,
Вінницький державний аграрний
університет
тел.: (0432) 57-42-27, 43-72-30
e-mail: journal@vsnau.org



ГЛОБУС-ПРЕС

21021, м. Вінниця, 600-річчя, 15
Свідчення про внесення до Державного
реєстру ДК № 1877
тел. (+38 0432) 67-58-92

E-mail: globuspr@svitonline.com

Технічний редактор О.А. Мельниченко
Комп'ютерна верстка О.В. Ступак
Коректор Є.Н. Гонга

Здано до набору 11.01.2010.
Підписано до друку 21.02.2010.
Формат 60x84/16. Папір офсетний.
Гарнітура JOURNAL. Друк офсетний.
Ум. друк. арк. 21. Зак. № 09-41.
Наклад 100 прим.

З М І С Т

С.В. Косюк, С.А. Чистяков, А.В. Котелевєв Оценка структуры потока фотозвульсии в распределительных каналах многочащевой головки	44
Р.М. Гнатів, І.Ф. Рип'як, В.В. Чернюк Дослідження неуставеного середовища трубопроводів гідравлічних систем методами візуалізації	47
А.А. Евтушенко, С.О. Луговая, Л.Л. Ольштынський, И.Б. Твердохлеб Исследование промежуточной ступени центробежного насоса с уменьшенными массо-габаритными характеристиками в диапазоне $ps = 120-140$	52
С.О. Хованський Вимоги до форми енергетичних характеристик відцентрових насосів гідравлічних мереж комунального водопостачання	56
А.Т. Гусак, В.А. Панченко, И.В. Островський Некоторые подходы к методике проектирования направляющих аппаратов осевых погружных моноблочных насосов	61
А.Н. Гулий, А.Н. Зубакин Совершенствование конструкций центробежных насосов, основанное на использовании демпфирующих эффектов щелевых уплотнений проточных частей	65
Д.М. Кашуба, О.М. Яхно, В.С. Кривошеев, О.В. Кривошеев Метод расчета потерь энергии при течении аномально-вязких жидкостей в конических щелевых зазорах	68

Системи приводів. Технологія і обладнання машинобудівного виробництва. Мехатроніка

З.Я. Лурье, А.И. Гасюк Определение аппроксимированных уравнений нагрузки на гидростатический подшипник гидротурбина подъема вала паровой турбины	71
В.Б. Струтинський, Д.Ю. Федоринєнко Моделирование траекторий пространственного ruchu опорных точек шпинделя на основе стохастической математической модели	75
В.В. Дубінський, С.П. Кулініч, В.П. Чуйко Математична модель вібраційного гідравлічного привода преса для утилізації відходів деревообробних підприємств	81
Р.Д. Іскович-Лотоцький, М.О. Мовчанюк, М.В. Бакало Вимірний комплекс для визначення робочих параметрів технологічних машин з гідропульсним приводом	86
В.І. Мосуленко, О.С. Чумаченко Гідродинамічні характеристики потоку в зоні обробки електричною дугою як визначальний фактор при конструюванні електрода-інструмента	90

Механізація сільськогосподарського виробництва

А.А. Патченко, С.Ф. Новельов, В.В. Коломієць, М.С. Овчаренко Шляхи підвищення ефективності роторних теплогенеруючих агрегатів-гомогенізаторів агрегатів-гомогенізаторів	67
---	----

А.П. Гулий, канд. техн. наук,
А.П. Зубахин
Сумський Державний Університет

СОВЕРШЕНСТВОВАНИЕ КОНСТРУКЦИЙ ЦЕНТРОБЕЖНЫХ НАСОСОВ, ОСНОВАННОЕ НА ИСПОЛЬЗОВАНИИ ДЕМПИРУЮЩИХ ЭФФЕКТОВ ЩЕЛЕВЫХ УПЛОТНЕНИЙ ПРОТОЧНЫХ ЧАСТЕЙ

Вкладено результати чисельного моделювання течії рідини в штарпінному ущільненні ротора відцентрового насоса. На підставі виконаних розрахунків отримані рекомендації щодо використання аналітичної методики розрахунків динамічних параметрів штарпінних ущільнень, а також обґрунтовано необхідність врахування поправочних коефіцієнтів для довгих ущільнень, отриманих для корегування параметрів при розрахунках за допомогою методики для «коротких» штарпін.

In the article set forth results of numerical modelling of a liquid in groove seal of a rotor of the centrifugal pump. On the basis of the executed calculations recommendations are got in relation to the use of an analytical method of calculations of dynamic parameters of cracks them compressions, and also is proved necessity of the account of coefficients of corrections for the long compressions for correcting of parameters at calculations with the help of a technique for "short" cracks

Введение

Развитие техники и технологии требует постоянного роста показателей качества, в том числе насосного оборудования. Одной из главных трудностей, возникающих при наращивании мощности центробежных насосов за счет либо увеличения размера и числа ступеней, либо за счет увеличения частоты вращения является борьба с вибрацией, создаваемой вращающимся ротором. Преодоление проблем вибрации центробежных насосов в свое время задерживает развитие мировой энергетики (Энергоблок 100 МВт Череповецкой ГРЭС) и лишь год был задержан первый пуск космического корабля многоразового использования.

Для совершенствования центробежных насосов в данном направлении крайне необходимы достоверные методики расчета вибрационного состояния. Традиционно по динамические расчеты центробежных насосов включают в себя расчет собственных частот ротора, в критерием, удовлетворяющим вибрационное состояние, является отстройка собственных частот от частоты вращения на 20–30%. В [1] показано, что в щелевых уплотнениях нади и проточной части центробежной ступени благодаря напорному течению и значительному перепаду давлений на ротор действуют силы, восстанавливающие его концентрическое положение при перекосе. Эти силы, называемые силами Ломакита, складываются с изгибной жесткости вала и повышают собственные частоты ротора. Позже, благодаря исследованиям [2,3] были обнаружены другие составляющие гидродинамических сил в щелевых уплотнениях, а именно демпфирующая составляющая, пропорциональная уже не эксцентриситету, а скорости движения вала, аналогичная классическому вязкому сопротивлению, а также циркуляционная сила или перекрестная жесткость, связанная с вращением жидкости в зазоре, действующая перпендикулярно эксцентриситету вала и соответствующая возникновению несинхронной прецессии ротора автоколебаний. Последняя составляющая аналогична силе действия в полностью жидкостном цилиндрическом подшипнике.

По своей величине названные силы на порядок превышают аналогичные силы в других лопастных гидромашинах: центробежных компрессорах, паровых и газовых турбинах и оказывают такое существенное действие на динамику ротора, что скорректировать ее обычными методами изменением динамики ротора, применением специальных демпфирующих опор не удается. Но если упругие силы в настоящее время поддаются расчету, то данные разных исследователей относительно демпфирующих и циркуляционных сил могут различаться на порядок, а объем экспериментальных исследований недостаточен для апробации данной теории. В то же время в связи с повышением единичной мощности и частоты вращения насосного оборудования выполнение отстройки от резонансных частот становится все более и более проблематичным. Поэтому достоверные данные о демпфирующих и циркуляционных силах в щелевых уплотнениях крайне необходимы. Иллюстрацией действия демпфирующих сил может служить амплитудно-частотная характеристика модели ротора насоса со щелевым уплотнением. Мы видим, что в определенных условиях резонансные явления вблизи собственных частот могут быть сведены к минимуму и даже полностью отсутствовать. Устранение резонанса обусловлено демпфирующими силами в уплотнениях, которые несут затухания в колебательной системе, которой является ротор центробежного насоса. Целенаправленно влияя на демпфирующие свойства щелевых уплотнений, можно добиться не только оптимизации конструкции насоса, но и расширения рабочего диапазона, повышения КПД, повышения надежности и ресурса. Целенаправленно повышая демпфирование в уплотнениях, можно повысить и частоту вращения насоса и число ступеней без страха получить неприятие с динамикой ротора.

Основные результаты работы

Аналитические вычисления демпфирующих сил в щелевых уплотнениях из-за погрешностей, связанных с линеаризацией, не позволяют получить необходимые значения, а полученных экспериментальным путем значе-

ний не достаточо для проведення вібраційної устойчивості ротора центробіжних насосів. Також при проведенні експериментальних досліджень існують обмеження в технологічному плані. Не існує технологічної можливості створення експериментального стенда для визначення динамічних параметрів для щелевих ущільнень, довжина яких більше їх діаметра.

Розвиток комп'ютерної техніки і виникнення на ринку сучасних комерційних програмних продуктів дозволяє з достаточною точністю провести чисельний розрахунок течії рідини в щелевих ущільненнях і визначення динамічних параметрів щелі. В відміну від фізичного експерименту, чисельний розрахунок не має обговорених раніше проблем і дозволяє розширити можливості визначення вібраційної устойчивості ротора. Після проведення порівняння результатів розрахунку з експериментом була підтверджена адекватність результатів, що дозволило утвердити про правильність отриманих результатів.

Для проведення чисельного розрахунку була розроблена методика, описана в передзаних роботах [4]. При проведенні літературного огляду була визначена необхідність отримання динамічних параметрів щелі, отриманих при заданні кутової прецесії ротора. Однак розроблена методика принципово відрізняється від прийнятої тим, що при заданні граничних умов руху щелевого ущільнення переміщується не по кутовій прецесії, а по закону гармонічних коливань. Це дозволяє виділити сили демпфування в більш «чистому» вигляді, а не визначати по існуючим методикам із ряду сил, діючих на поверхню і мають різну природу. Ще однією відмінною особливістю від існуючих розрахункових математичних моделей є необхідність введення додаткового об'єму на вхід і на вихід із розрахункової щелі. Указане відміння дозволяє уникнути втрати тиску на вхід і відновлення швидкості потоку на виході розрахункового зазору. Урахування динамічних параметрів щелі ущільнення, т.к. виникнення демпфуючих сил обумовлено не тільки «протіканням» рідини в щелі ущільнення (рис. 1), але і різниці тиску тиску на вхід і відновлення швидкості потоку на виході.

Розрахунково моделювання течії потоку в щелевих ущільненнях дозволило отримати розподіл тиску по довжині щелевого ущільнення, який є основою для визначення сил, діючих на стінки каналу. Було проведено порівняння первинних результатів розрахунку, експериментальних даних і супроводжуваної аналітичної методики розрахунку [5]. Аналіз показав збіг результатів. Однак результати привелися в обмеженому кількості, а аналітичний розрахунок дозволяє отримати адекватні результати тільки для короткої щелі.

Отримана схожість результатів дозволила утвердити, що математичне моделювання адекватно результатам. Таким чином, їх можна вважати істинними і для інших геометричних розмірів щелевих ущільнень, отриманих шляхом розрахункового моделювання.

Було проведено розрахунок для ряду геометричних параметрів щелевих ущільнень з постійним перепадом тиску $\Delta p = 0,5 \text{ МПа}$ при зміні діаметра щелі d

від 25 мм до 100 мм, довжини l співвідношенням до діаметра $(0,25 - 2,0)d$ і зазором h від 0,05 мм до 0,4 мм. Так були отримані сили демпфування в щелевих ущільненнях, після чого ці сили були приведені до більш зручного параметру при визначенні динамічних характеристик ротора центробіжних насосів як коефіцієнта демпфування b .

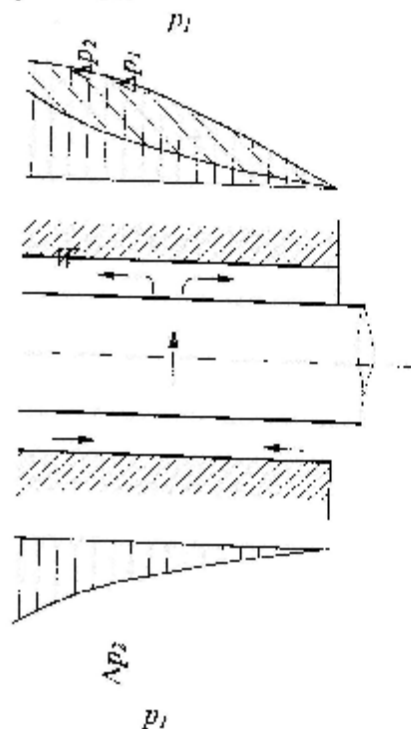


Рис. 1. К виникненню сили, демпфуючої радіальні коливання вала.

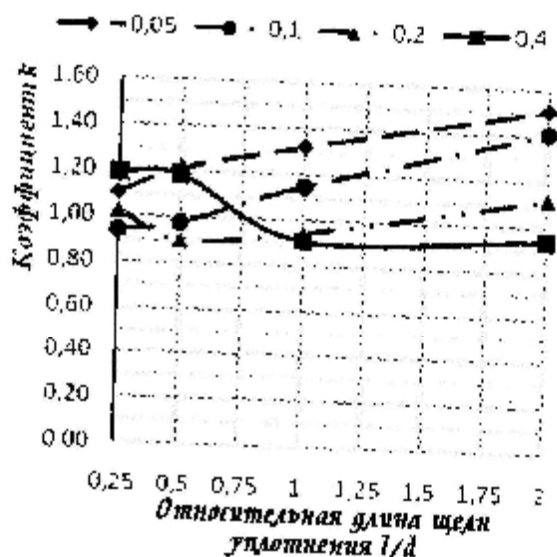


Рис. 2. Зависимость поправочного коэффициента k от относительной длины уплотнения l/d при различных зазорах щели h .

На основі отриманих результатів визначили поправочний коефіцієнт k для різних геометричних параметрів щелі ущільнення, який є відношенням коефіцієнтів демпфування, отриман-

ных расчетным моделированием и с помощью аналитических методик. На рис. 2 показаны значения поправочного коэффициента для диаметра щели $d = 70$ мкм. Подобно этому были получены значения k и для остальных диаметров. На основании полученных результатов расчета были определены граничные параметры щелевых уплотнений, при которых методика аналитического расчета динамических параметров [5] позволяет получить адекватные значения. Данная методика может быть использована для щелевых уплотнений при диаметре больше 50 мкм, относительной длине l/d при всех допустимых диаметрах не более 1 и при зазорах щели, находящихся в диапазоне от 0,1 мкм до 0,4 мкм. В случаях, когда условия не попадают в указанный диапазон, необходимо использовать поправочные коэффициенты и проводить экспериментальные исследования или расчетное моделирование.

В настоящее время проведено внедрение результатов работы на одном из машиностроительных предприятий г. Сумы. При разработке перспективного малорасходного насоса для повышения пластового давления в нефтесодержащей проницаемости на подачу $25 \text{ м}^3/\text{час}$ при напоре 2000 м возникла проблема, связанная с чрезвычайно низким коэффициентом быстроходности n_s . Было принято решение о повышении частоты вращения до 9000 об/мин, что при числе ступеней 18 обеспечивало $n_s = 80$ и КПД до 70% вместо 50% у подобных насосов. Однако в связи с большой длиной ротора и высокой частотой вращения, обеспечить отстройку собственных частот от частоты вращения ротора во всем диапазоне подач никакими конструктивными методами не удавалось. При дисбалансе деталей ротора $30 \text{ г} \cdot \text{мм}$ расчетная амплитуда колебаний ротора имеет порядок величины зазора в щелевых уплотнениях, что в 2–3 раза превышает допустимый уровень, обеспечивающий приемлемую виброактивность ротора. Кроме того, это (с учетом неизбежной технологической несоосности деталей) приведет к механическому контакту между ротором и статором и, соответственно, интенсивному износу их сопряженных поверхностей.

Задача снижения виброактивности ротора была решена путем внесения изменений в конструкцию средних и межступенных уплотнений, направленных на повышение демпфирования. Коэффициент демпфирования уплотнений пропорционален кубу длины щели. Применением нетипично длинных для центробежной ступени уплотнений (в 2 раза длиннее по отношению к диаметру), при практически неизменной жесткости и, соответственно, собственных частотах, демпфирование целенаправленно увеличено в 6 раз. Соответственно в 6 раз уменьшилась амплитуда колебаний ротора вблизи собственной частоты (примерно до 0,02 мкм), что гарантирует умеренную виброактивность ротора насоса и всего агрегата, даже при работе на критической частоте. Таким образом, предполагается, что благодаря внедрению новой методики расчета удастся реализовать идею малорасходного центробежного насоса для повышения пластового давления с достаточно высоким КПД. Данный насос находится в производстве, испытания в варианте с турбоприводом планируются через 3 месяца.

Кроме того, в разработке с использованием предлагаемой методики расчета находится турбоинтенсивный насосный агрегат на подачу $580 \text{ м}^3/\text{час}$ и напор 1850 м для энергоблоков ГРЭС мощностью 4 МВт с частотой вращения

9600 об/мин и расчетным кпд свыше 80%. Его конструкция также ориентирована на использование эффекта демпфирования в щелевых уплотнениях, которое стало реальным благодаря возможности его достоверного расчета.

В настоящее время проводятся также опытные работы по модернизации ряда существующих насосов типа ЦНС, которые имеют многократные излишние запасы валов по прочности, обусловленные стремлением за счет увеличения жесткости ротора отстроиться от резонансных частот. Реконструкция передних и межступенных уплотнений таких насосов даст возможность существенно уменьшить диаметры валов, не опасаясь «критических» частот. Это, кроме улучшения массогабаритных показателей и снижения себестоимости, приведет к определенному росту КПД за счет уменьшения, в первую очередь, объемных потерь.

Тенденция мировой науки и практики также показывают актуальность перехода от отстройки от резонансных режимов к полноценным расчетам с учетом демпфирующих сил. Так в API Standard 610/ISO 13709 Американского института нефти (American Petroleum Institute) девятого издания указано на необходимость подобных расчетов для насосов данной отрасли, однако отсутствуют ссылки на методику, а то время как восьмое издание предусматривает расчет только собственных частот.

Выводы

Проведенное расчетное моделирование течения жидкости в щелевых уплотнениях при различных геометрических параметрах позволило определить предельные значения использования аналитической методики для определения динамических параметров ротора центробежных насосов, и позволило получить поправочные коэффициенты для уплотнений, не входящих в допустимые пределы, которые могут быть использованы в расчетах. Результаты расчета можно применять для анализа вибрационных параметров ротора центробежных насосов. Внедрение на основании полученных результатов позволило решить возникшие проблемы с вибродефектностью, а также снизить стоимость насосного оборудования.

Литература

1. Ломакит А.А. Расчет критического числа оборотов и условия обеспечения динамической устойчивости роторов высокоскоростных гидравлических машин с учетом сил, возникающих в уплотнениях // Энергостроение. — 1958. — № 4. — С.1—5
2. Марцинюкский В.А. Бесконтактные уплотнения роторных машин. — М.: Машиностроение, 1980. — 200 с.
3. Black H.F., Jensen D.N. Dynamic Hybrid Bearing Characteristics of Annular Controlled Leakage Seals // P.I.M.E. №1 — 184—1970. — P.92 - 100.
4. Гулий А.Н., Зубахин А.П. Вычисление радиальных сил щелевых уплотнений центробежных насосов численными методами // Промислова гідроліка і пневматика. — 2008. — №2 (20). — С. 49—51.
5. Гулий А.Н. Разработка экспериментальных и теоретических методов анализа динамических параметров бесконтактных уплотнений: Дис. канд. техн. наук: 01.02.06. — Сумы, 1989. — 217 с.

Прийнято 14.12.2009 р.