

Редакційна колегія:

Головний редактор:

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

Перший заступник

головного редактора:

д.т.н., проф. Зайончковський Г.Й.,

президент АС ПГП (НАУ, м. Київ)

Заступники головного редактора:

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

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

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

д.т.н., проф. Іскович-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. Нахайчук О.В. (м. Вінниця)

д.т.н., проф. Паламарчук І.П. (м. Вінниця)

д.е.н., проф. Калетнік Г.М. (м. Вінниця)

Секретаріат:

Відповідальний секретар:

к.т.н., доц. Переяславський О.М.

(м. Вінниця)

Заступники відповідального секретаря:

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

к.т.н., доц. Верба І.І. (м. Київ)

Асоційовані члени редакційної колегії
від регіонів України:

д.т.н., проф. Кузнєцов Ю.М. (м. Київ)

д.т.н., проф. Павленко І.І.

(м. Кіровоград)

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

д.т.н., проф. Усов А.В. (м. Одеса)

д.т.н., проф. Батлук 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. Краматорськ)

д.т.н., проф. Фінкельштейн З.Л.

(м. Алчевськ)

д.т.н., проф. Проволоцький О.Є.

(м. Дніпропетровськ)

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

д.т.н., проф. Склярєвський О.М.

(м. Санкт-Петербург, Росія)

д.т.н., проф. Панченко А.І.

(м. Мелітополь)

к.т.н. Кармугин Б.В. (м. Київ)

д.т.н. Трофімов В.А. (м. Київ)

к.т.н., доц. Жук В.М. (м. Львів)

ПРОМИСЛОВА ГІДРАВЛІКА І ПНЕВМАТИКА

Всеукраїнський науково-технічний журнал

№1(35)
'2012

Журнал засновано у березні 2003 р.
Свідоцтво про реєстрацію КВ № 7033, видане
Державним комітетом інформаційної політики,
телебачення і радіомовлення України 7.03.2003 р.

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

Номер друкується згідно з рішенням Вченої ради ВНАУ (протокол № 7 від 22.02.2012 р.)

Журнал рішенням президії ВАК України від 30 червня 2004 р. № 3-05/7 включено до переліку
наукових фахових видань (бюлетень ВАК України, № 8, 2004 р.)

З М І С Т

Наукові праці Вінницького національного аграрного університету

М.І. Іванов, С.А. Шаргородський, О.М. Міщук, В.С. Руткевич, В.В. Гавенко Моделювання привода маніпулятора машини для порційної видачі кормів.....	5
І. В. Севостьянов, Р.Д. Іскович-Лотоцький, В.С. Любин Моделювання гідроімпульсної установки для потокового віброударного очищення вологих дисперсних матеріалів	10
І.В. Твердохліб, А.В. Спирін, М.М. Анеляк, А.Я. Кузьмич, С.О. Кустов Основні підходи для обґрунтування технологічних рішень процесу обмолоту, витирання та сепарації насіння бобових трав.....	15
В.І. Савуляк, І.В. Коц, В.В. Петрусь Моделювання робочого процесу гідроімпульсного привода насоса мембранного типу.....	19
М.І. Іванов, С.А. Шаргородський, І.М. Подолянин, В.С. Руткевич Привод механізму блочно-порційного відокремлювача консервованих кормів.....	23
Л.П. Серета, Ю. М. Козак, О.О. Моторна, О.М. Переяславський Насос-дозатор з додатковим зливним золотником з новою системою керування для гідрооб'ємних систем рульового керування.....	27
Загальні питання промислової гідравліки і пневматики	
О.М. Зубченко, А.П. Жук Виділення води з пального за допомогою електричного поля.....	31
О.П. Яшук Вплив абразиву на характеристики ріжучого струменя	34
В.А. Батлук, В.Г. Макачук, Е.В. Романцов Динаміка руху частинок у внутрішній області стаціонарного турбулентного потoku в циклоні.....	38
І.А. Емельянова, А.А. Задорожний, Н.А. Меленцов К вопросу построения математической модели процесса движения бетонной смеси по трубопроводу.....	45
Т.М. Вітенько, Т.В. Зарецька Кінетика екстрагування за умови кавітаційного гідродинамічного режиму.....	50

Асоційовані зарубіжні члени редакційної колегії:

- д.т.н., проф. Попов Д.М.
(м. Москва, Росія)
д.т.н., проф. Єрмаков 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.Є.
(м. Самара, Росія)
к.т.н., с.н.с. Малишев Є.А.
(м. Москва, Росія)
к.т.н., доц. Ащеулов О.В.
(м. Санкт-Петербург, Росія)
к.т.н., с.н.с. Колєватов Ю.В.
(м. Новосибірськ, Росія)
д.т.н., проф. Метлюк Н.Ф.
(м. Мінськ, Республіка Білорусь)
к.т.н., проф. Немировський І.А. (Ізраїль)
д.т.н., проф. Врублевський А. (Польща)
д.т.н., проф. Христов Х. (Болгарія)
д.т.н., проф. Неделчева П. (Болгарія)

Адреса редакції:

21008, м. Вінниця
вул. Сонячна, 3,
Вінницький національний аграрний
університет
тел.: (0432) 57-42-27, 43-72-30
e-mail: jornal-pgr@ukr.net



21021, м. Вінниця, 600-річчя, 15
Свідцтво про внесення
до Державного реєстру ДК № 1077
тел. (+38 0432) 699-149

E-mail: globustam@rambler.ru

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

Здано до набору 12.06.2012.
Підписано до друку 30.08.2012.
Формат 60x84/16. Папір офсетний.
Гарнітура JOURNAL. Друк офсетний.
Ум. друк. арк. 21. Зак. № 12-17.
Наклад 100 прим.

З М І С Т

А.П. Губарев, О.В. Левченко, В.В. Фортенко, И.Ю. Музыка
Особенности использования централизованных смазочных систем на горно-обогатительных комбинатах.....55

Прикладна гідромеханіка, гідромашини і гідропневмоагрегати

Д.Ю. Федориненко, Є.В. Бойко, С.П. Сапон
Пошук просторової функції тиску в регульованому радіальному гідростатичному підшипнику засобами системи cosmosfloworks.....61
С.М. Слободян, С.А. Романишина, А.Ю. Романишин, В.И. Стецюк
Неравновесность термодинамики диска культиватора в среде66

Системи приводів. Технологія і обладнання машинобудівного виробництва. Мехатроніка

М.С. Моїсеєнко, О.Ф. Саленко, О.Ю. Кумуржи, Б.А. Ляшенко, А.В. Рутковський
Підвищення працездатності елементів гідрорізальних пристроїв за допомогою функціонально-орієнтованого підходу.....71
Л.Г. Козлов, О.В. Петров
Енергоощадный гидропривод, чувствительный до навантаження, на базі мультирежимного гидрозподільника77
О.І. Проценко, О.Д. Манжілевський, Ю.В. Булига
Математична модель віброустановки з гідроімпульсним приводом для очищення труб великого діаметру.....81
Ю.М. Рикуніч
Визначення запасів працездатності малогабаритних електромагнітних клапанів.....85
Т.В. Тарасенко, М.М. Глазков, В.Н. Бадах
Эрозионные испытания конструкционных материалов элементов гидроаппаратуры.....92
Андренко П.М., Свиаренко М.С.
Дослідження впливу форми пульсації тиску в гідроагрегаті на коефіцієнт гасіння гасителя.....97
Г.Г. Грабовський, Ю.О. Цибрій
Мехатронна система керування плавкою титану.....101
И.В. Николенко, А.Н. Рыжаков
Математическое моделирование волновых переходных процессов в гидравлических приводах на основе аксиально-поршневых дискретно регулируемых гидромашин.....105
В.С. Бутько, Е.Н. Сябряк, В.П. Нетреба
Исследование статических характеристик автоматических регуляторов разгруженного и нагруженного типов113

Механізація сільськогосподарського виробництва

С.М. Уминський
Гідродинамічна установка для отримання біодизельного палива в умовах агровиробництва.....117

УДК 621.924.1/6

Д.Ю. Федориненко, канд. техн. наук,
С.В. Бойко, канд. техн. наук,
С.П. Сапон

Чернігівський державний технологічний університет

ПОШУК ПРОСТОРОВОЇ ФУНКЦІЇ ТИСКУ В РЕГУЛЬОВАНОМУ РАДІАЛЬНОМУ ГІДРОСТАТИЧНОМУ ПІДШИПНИКУ ЗАСОБАМИ СИСТЕМИ COSMOSFLOWWORKS

Рассмотрены подходы к нахождению пространственной функции давления в регулируемых радиальных гидростатических подшипниках методом конечных элементов. Исследован перепад величины давления в тангенциальном направлении кармана опоры при различных условиях эксплуатации.

In article approaches to a finding of spatial function of pressure in the regulated radial hydrostatic bearings are considered by a method of final elements. Difference of size of pressure in a tangential direction of a pocket of a support is investigated under various service conditions.

Вступ

Основною для розрахунку характеристик гідростатичних підшипників (ГСП), як і підшипників ковзання інших типів, є функція розподілу тиску. Від точності її знаходження залежить точність розрахунків. Тому розрахунку розподілу тиску в змащувальній плівці ГСП відводиться велика увага.

В основу розрахунку розподілу тиску в змащувальній плівці ГСП покладено основні рівняння гідромеханіки [1]:

Нав'є-Стокса

$$\frac{\partial \vec{V}}{\partial t} + (\vec{V} \cdot \nabla) \cdot \vec{V} = F - \frac{1}{\rho} \text{grad}(p) + \nu \cdot \nabla^2 \cdot \vec{V}, \quad (1)$$

нерозривності

$$\text{div} \rho \vec{V} = 0, \quad (2)$$

де \vec{V} — вектор швидкості частинки рідини в точці простору, з координатами x, y, z в певний момент часу t ; ∇ — оператор Гамільтона; F — об'ємні сили, що діють на частинку рідини; ρ, ν — густина та коефіцієнт кінематичної в'язкості рідини; ∇^2 — оператор Лапласа.

Для ізотермічного ($\nu = \text{const}$) ламінарного усталеного руху нестискаємої ($\text{div} \vec{V} = 0, \rho = \text{const}$) в'язкої рідини з урахуванням порядку величин попередніх рівнянь у декартовій системі координат можемо записати [2]

$$\frac{\partial p}{\partial x} = \mu \frac{\partial^2 u}{\partial y^2}; \frac{\partial p}{\partial y} = 0; \frac{\partial p}{\partial z} = \mu \frac{\partial^2 w}{\partial z^2}; \frac{\partial u}{\partial x} + \frac{\partial v}{\partial y} + \frac{\partial w}{\partial z} = 0, \quad (3)$$

де μ — коефіцієнт динамічної в'язкості рідини; u, v, w — проекції вектора швидкості частинки рідини на осі координат ox, oy, oz , відповідно.

Інтегруючи рівняння нерозривності (3) по y в межах зазору в ГСП з урахуванням граничних умов [3], отримуємо рівняння Рейнольдса для тиску в радіальному ГСП.

Аналізуючи дослідження роботи [3], можна дійти висновку, що остаточно рівняння Рейнольдса у циліндричній системі координат є лінійним неоднорідним диференціальним рівнянням у частинних похідних другого порядку еліптичного типу з двома незалежними змінними j, \bar{z} (кут карману опори і робоча довжина, відповідно).

В загальному випадку дане рівняння не має аналітичного розв'язку. Для наближеного розв'язання задач гідромеханіки і дослідження статичних характеристик ГСП на практиці використовують різноманітні методи: скінчених різниць [4], варіаційні методи для диференціальних рівнянь у частинних похідних [5], методи скінчених елементів та скінчених об'ємів [6].

Аналіз останніх досліджень і публікацій

Найбільш зручним для чисельного розв'язку рівняння Рейнольдса є метод скінчених різниць [4], на основі якого можна дістати дискретний набір наближених значень розв'язку диференціального рівняння на досліджуваній області, що вкрита сіткою. Відповідно до цього методу диференціальна задача замінюється скінченорізницевою і різницевий розв'язок визначається на сітці.

У роботі [7] даний метод використано для чисельного розв'язку рівняння Рейнольдса і знаходження статичних характеристик ГСП. В якості досліджуваної області підшипника у роботі розглянуто розгортку на площину карману з прилеглими до нього аксіальними і тангенціальними пе-

ремичками. Проведено скінченорізнцеву апроксимацію диференціального рівняння Рейнольдса, а частинні похідні другого порядку замінені їх різницевиими аналогами. Для розв'язання отриманих систем рівнянь було використано ітераційні методи, які у порівнянні з прямими, мають низку переваг, насамперед, вони є самовиправними, потребують меншої кількості арифметичних дій для досягнення розв'язку та досить легко програмуються ЕОМ через повторення в алгоритмі пошуку рішення однотипних операцій.

Результатом розрахунку є побудована на рисунку 1 просторова еюра тиску $\bar{p}(\varphi, \bar{z})$ для області визначення функції, обмеженої другим карманом з прилеглими до нього ремичками.



Рисунок 1 — Просторова еюра тиску, яка отримана методом скінчених різниць.

Метод скінчених різниць, який розглянуто у роботі [7], для чисельного розв'язку рівняння Рейнольдса і знаходження статичних характеристик ГСП вимагає розробки складних математичних моделей і складних розрахунків.

Виклад основного матеріалу досліджень

Найбільш поширеними підходами до чисельного розв'язку диференціальних рівнянь Рейнольдса, окрім розглянутого метода скінчених різниць, є методи скінчених елементів та скінчених об'ємів. Ці методи засновано на дискретизації рідинного середовища скінченими елементами, в яких знаходиться розв'язок задачі набором інтерполяційних функцій. Метод скінчених об'ємів є частинним, більш швидкодіючим випадком методу скінчених елементів [6].

У якості інструментарію для вирішення поставленої задачі ефективним є застосування сучасних програмних CFD пакетів, зокрема CosmosFloWorks. У цьому пакеті рух рідини моделюється за допомогою рівнянь Нав'є–Стокса, що описують у нестационарній постановці закони збереження імпульсу, маси, енергії рідинного середовища. Для пошуку розв'язку задачі використовується дискретизація рівнянь Нав'є–Стокса по поверхні скінченого об'єму розрахункової сітки.

Докладно основи методу скінчених об'ємів та алгоритми пошуку рішень на дискретних сітках висвітлено у монографіях [8].

Розглянемо підходи до пошуку просторової функції тиску $p(\varphi, z)$ у регульованому радіальному ГСП засобами CFD системи CosmosFlo Works.

Об'єкт аналізу — регульований радіальний ГСП, базову конструкцію якого показано на рисунку 2.

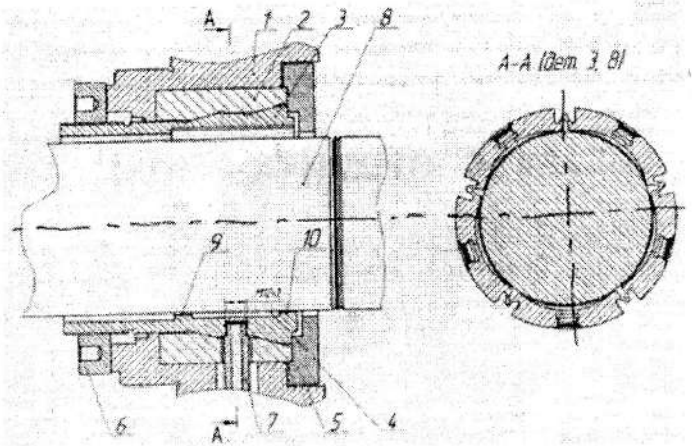


Рисунок 2 — Регульований радіальний ГСП.

Конструкція регульованого радіального ГСП складається з наступних елементів: 1 — корпус; 2 — конічна втулка; 3 — гідростатична втулка; 4 — карман; 5 — кришка; 6 — гайка; 7 — штуцер; 8 — шпindel; 9, 10 — ремички.

Припущення щодо моделі гідродинамічного аналізу наступні:

- рух рідини у проточних частинах ГСП можна віднести до "повільних" течій рідини. Тому сили інерції та масові сили є незначними у порівнянні із силами тиску та силами, обумовленими в'язкістю рідини.

- для середньо- та високошвидкісних ГСП з $V_j < 70$ м/с (V_j — лінійна швидкість опорної шийки шпинделя в тангенціальному напрямку підшипника) та $\delta_0 > 10$ мкм (δ_0 — зазор) можливо застосування задачі в ізотермічній постановці [9] з усередненими значеннями температури у проточних щілинах підшипника.

- масло — ньютонівська рідина, тиск за товщиною мастильного прошарку постійний, ковзання на границях зазору та розрив рідини у прошарку відсутні (приймається гіпотеза Зоммерфельда), товщина масляного прошарку мала у порівнянні з радіусом підшипника, в'язкість масла приймаємо при деякій усередненій температурі, градієнт тиску в кармані опори нульовий.

Для розрахунку використані твердотільні 3D моделі спряжених поверхонь підшипника, а саме: гідростатичної втулки та опорної шийки шпинделя. При постановці задачі враховано геометричні відхилення опорних поверхонь у тангенціальному напрямку ГСП шляхом задавання форми поперечних перетинів опорної поверхні шпинделя, яка

відповідає функції радіального зазору з відхиленнями геометрії спряжених поверхонь [7].

Для визначення розрахункової області (області визначення функції $p(\varphi, z)$) необхідно задати її границі у просторі. Природними границями області розрахунку є опорні поверхні підшипника. З метою моделювання руху рідини через отвори твердотільної моделі використовувалися спеціальні кришки [10], яких показано на рисунку 3. Поверхня зазначених кришок інтерпретується CosmosFloWorks як отвір, на внутрішній поверхні якого задаються граничні умови задачі (на рисунку 3 показано стрілками).

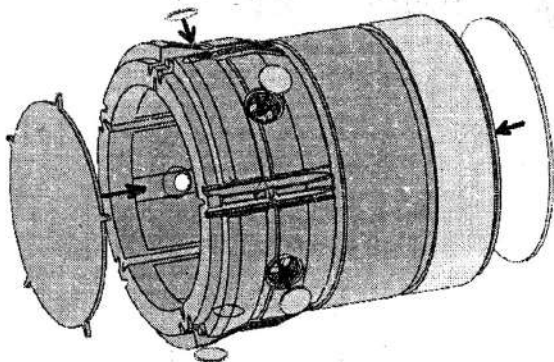


Рисунок 3 – До завдання граничних умов на отворах 3D моделі (шпindelь умовно не показано)

На вхідних кришках (відповідають отворах для подачі рідини в кармани ГСП) задавалося статичне значення тиску рідини $p_{в}$ в карманах опори. Вихідні кришки моделюють отвори по торцевим поверхням підшипника, на внутрішніх поверхнях яких задавалося значення тиску зливу $p_{з}$. Граничною умовою на опорній поверхні шпindelя є кутова швидкість його обертання, яка дорівнює $n_{ш} = 2000 \text{ хв}^{-1}$.

У результаті розрахунку отримано просторову епюру тиску на опорній поверхні ГСП, яку представлено на рисунку 4.

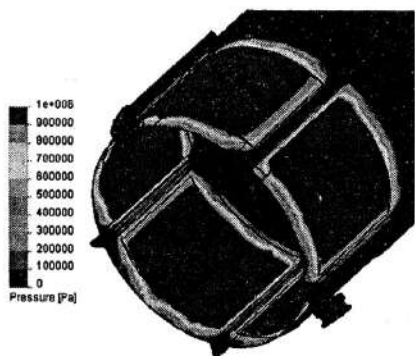


Рисунок 4 – Просторова епюра тиску на опорній поверхні регульованого радіального ГСП

Формат представлення даних на рисунку 4 надає здебільшого якісну картину розподілу тиску в підшипнику. Кількісне оцінювання скалярного поля тиску в окремих точках рідинного середовища за приведеною просторовою епюрою ускладнене. Для визначення тиску рідини в характерних перетинах ГСП запропоновано використання просторової сітки ескізів (рисунок 5), що вкривають область опорної поверхні, яка досліджується, в аксіальному і тангенціальному напрямках підшипника.

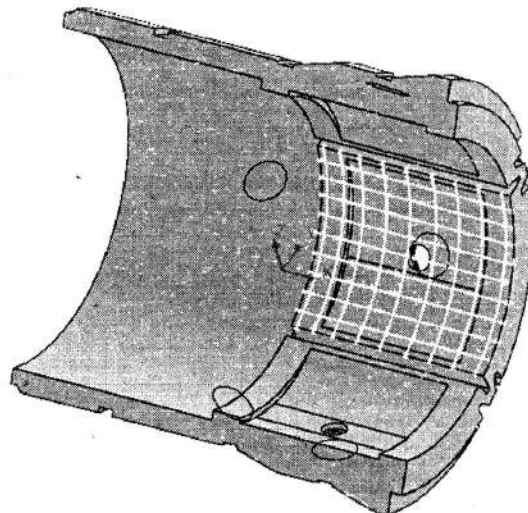


Рисунок 5 – Сітка ескізів для аналізу функції $p(\varphi, z)$ в області визначення, що обмежена окремим карманом опори з прилеглими перемичками

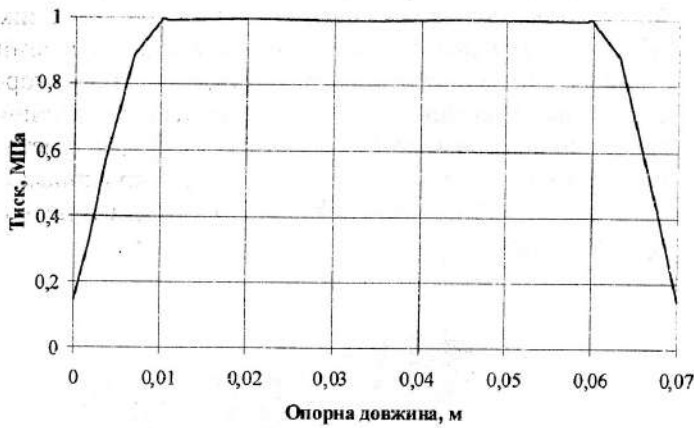
За кожним з ескізів засобами системи CosmosFloWorks визначено залежність тиску рідини по довжині лінії ескізу. На рисунку 6 наведено залежності тиску рідини, які визначено по довжині ескізів у аксіальному (рисунок 6, а) та тангенціальному (рисунок 6, б) напрямках ГСП.

На основі запропонованої сітки ескізів (рисунок 5) побудовано просторову епюру тиску, яку побудовано на рисунку 7.

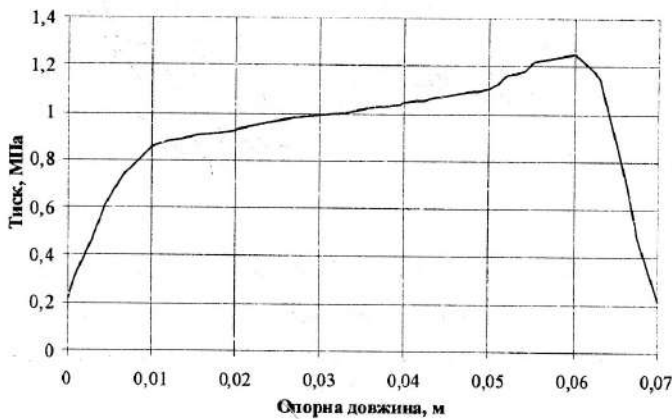
Порівняємо результати розрахунку диференціальних рівнянь Нав'є–Стокса за методами скінчених різниць та скінчених об'ємів.

Функція тиску $p(\varphi, z)$ по довжині тангенціальних перемичок і в аксіальному напрямку підшипника (рисунки 1, 6, 7) має якісно та кількісно подібну картину для обох методів чисельного розрахунку.

Спостерігаються і відмінності в рішеннях, які отримано, стосовно граничних умов розв'язку крайової задачі. Так, по торцевим поверхням опорної частини ГСП і на кромках дренажних канавок при моделюванні функції тиску засобами системи CosmosFloWorks отримано ненульові значення тиску рідини (рисунок 6) на відміну від розв'язку задачі скінченорізницеєвими методами, де тиск рідини покладено таким, що дорівнює нулю.



а)



б)

Рисунок 6 – Типові характеристики розподілу тиску рідини в аксіальному а) та тангенціальному б) напрямках ГСП.

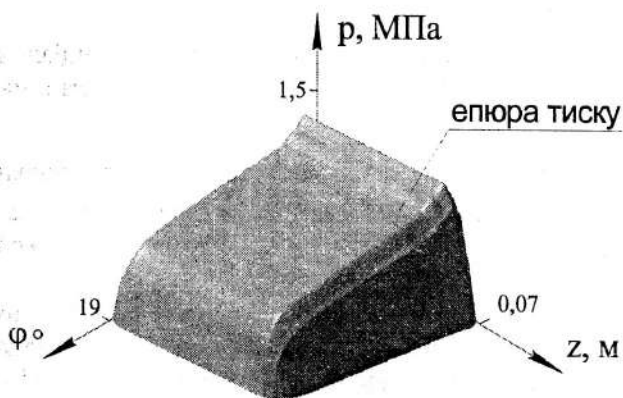


Рисунок 7 – Функція тиску рідини $p(\varphi, z)$ в області визначення, обмеженої другим карманом опори та прилеглими до нього перемичками.

По довжині карманів у тангенціальному напрямку підшипника спостерігається перепад тиску (рисунки 6, 7), обумовлений обертанням шпинделя, що не відповідає граничній умові зі сталим значенням тиску p_k при розв'язку задачі методом скінчених різниць (рисунок 1). Встановлено, що зростання тиску рідини по тангенціальній довжині карманів підшипника відбувається у напрямку обертання шпинделя.

Перепад тиску в i -му кармані, обумовлений обертанням шпинделя, характеризуватимемо безрозмірною величиною $\Delta \bar{p}_i$, що визначається як

$$\Delta \bar{p}_i = \frac{|p(\varphi_{tk1}, z_c) - p(\varphi_{tk2}, z_c)|}{p_{ki}} \quad (4)$$

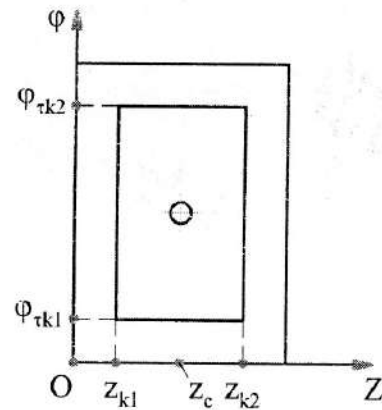


Рисунок 8 – До визначення перепаду тиску в i -му кармані.

У результаті розрахунку за формулою (4) побудовані графіки перепаду тиску в другому кармані регульованого ГСП, що приведені на рисунку 9.

Як видно з побудованих на рисунку 9 графіків, підвищення тиску рідини, що підводиться до карману, призводить до зменшення перепаду тиску в ньому при обертанні шпинделя у підшипнику.

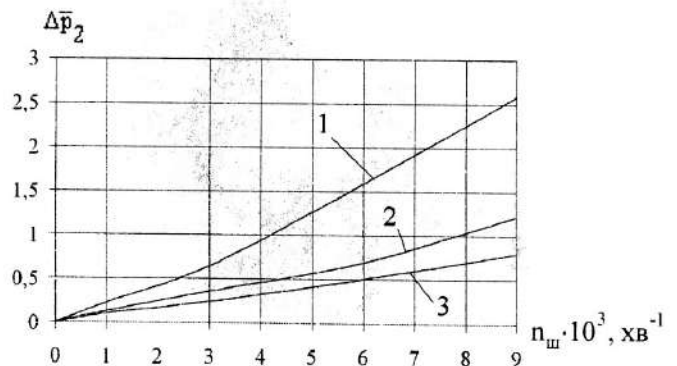


Рисунок 9 – Перепад тиску по тангенціальній довжині другого карману опори: 1 - $p_{k2}=1$ МПа; 2 - $p_{k2}=2$ МПа; 3 - $p_{k2}=3$ МПа.

Встановлено, що зі зростанням частоти обертання шпинделя $n_{ш}$ перепад тиску в карманах опори збільшується, причому при менших значеннях p_k зазначене явище відбувається інтенсивніше.

Оцінювання точності розрахунку функції тиску за методом скінчених об'ємів може бути виконано порівнянням результатів розрахунку з різними сітками, що відрізняються одна від одної розміром та кількістю комірок. Пошук розв'язку стаціонарних задач в CosmosFloWorks відбувається на основі ітераційних алгоритмів з усередненням результатів розрахунку в часі. Критерієм завершення ітераційного процесу є збіжність розрахунку до деякого усталеного у часі рішення. Для визначення цього моменту використовуються певні критерії — фізичні параметри системи, які можуть характеризувати стан розрахунку в часі. Якщо під час розрахунку значення відміченого критерію має поведінку, близьку до стаціонарної, то приймається рішення про завершення ітераційного процесу пошуку розв'язку задачі.

У якості критерію для завершення ітераційного процесу розрахунку запропоновано використання середнього тиску в розрахунковому рідинному середовищі. Графіки, що характеризують сіткову збіжність розрахунку при різних розмірах та кількості N_k комірок, наведено на рисунку 10.

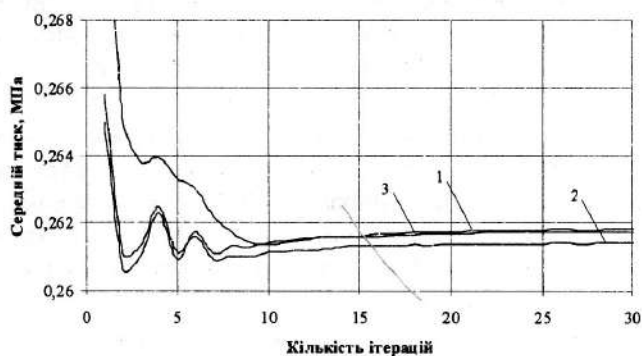


Рисунок 10 — До оцінювання точності розрахунку функції тиску $p(\varphi, z)$ засобами CFD системи CosmosFloWorks: 1 - $N_k=2383$; 2 - $N_k=13192$; 3 - $N_k=20443$

З показаних на рисунку 10 графіків видно, що значення середнього тиску в розрахунковій області збігаються до деякої усталеної величини тиску після проведення 20-ти ітерацій. Максимальна відносна розбіжність розрахунку за середнім тиском при використанні сіток із різною кількістю комірок не перевищує 0,11%, що свідчить про задовільну точність розрахунку.

Висновки

У результаті моделювання вихідних характеристик регульованого радіального ГСП встановлено, що найбільший вплив на зазначені характеристики чинять геометричні відхилення опорних поверхонь у тангенціальному напрямку підшипника та перекіс осі шпинделя у ГСП.

Слід також зазначити, що з метою підвищення несучої здатності ГСП у процесі механічної обробки на верстатах необхідно підвищувати тиск у карманах p_k , зменшувати радіальний зазор d_o у підшипнику. Варіювання величиною тиску в карманах ГСП обмежується необхідністю підтримання оптимального перепаду тиску Dp ($Dp=p_H - p_k$) для забезпечення максимальної жорсткості шару масла та максимальним тиском насосної установки.

Отже, найбільш зручним способом підвищення несучої здатності підшипника є регулювання величиною радіального статичного зазору d_o , що може бути використано для різноманітних систем живлення ГСП у режимах як постійної витрати рідини ($Q=const$), так і постійного тиску рідини ($p=const$).

Література

1. Лойцянский, Л.Г. Механика жидкости и газа / Л.Г. Лойцянский. — М.: Наука, 1978. — 736 с.
2. Слезкин, Н.А. Динамика вязкой несжимаемой жидкости / Н.А. Слезкин. — М.: ТТЛ, 1955. — 519 с.
3. Камерон, А. Теория смазки в инженерном деле / А. Камерон. — М.: Машиностроение, 1962. — 296 с.
4. Самарский, А.А. Методы решения сеточных уравнений / А.А. Самарский, Е.С. Николаев. — М.: Наука, 1978. — 654 с.
5. Бахвалов, Н.С. Численные методы / Н.С. Бахвалов, Н.П. Жидков, Г.М. Кобельков. — М.: Наука, 1987. — 600 с.
6. McDonald P.W. The computation of transonic flow through two-dimensional gas turbine cascades. ASME Paper 71-GT-89, 1971. — P. 12—21.
7. Струтинський, В.Б., Федориненко, Д.Ю. Статистична динаміка шпиндельних вузлів на гідростатичних опорах: монографія / В.Б. Струтинський, Д.Ю. Федориненко. — Ніжин: Аспект-Поліграф, 2011. — 464 с.
8. Коннор, Д. Метод конечных элементов в механике жидкости / Д. Коннор, К. Бреббия. — Л.: Судостроение, 1979. — 264 с.
9. Ковальов, В.Д. Основи теорії розрахунку та проектування гідравлічних опорних вузлів верстатного устаткування: дис. ... доктора техн. наук: 05.03.01 / Віктор Дмитрович Ковальов. — К.: НТУУ „КПІ”, 2001. — 424 с.
10. Алямовский, А.А. SolidWorks. Компьютерное моделирование в инженерной практике / А.А. Алямовский. — СПб.: БХВ-Петербург, 2005. — 800 с.

Надійшла 20.04.2012 р.