

більше (наприклад, точка "с" в секторі 9 $f = 300$ Гц).

Якщо при цьому врахувати, що виріб, встановлений на перехідному пристосуванні, має безліч своїх резонансів, то ця різниця може бути ще більше. Обстеження ще ряду пристосувань радіоелектронних підприємств України показало, що і там використовувалися пристосування, які мають ряд резонансів в діапазоні частот, на яких ведуться випробування, а також нерівномірний розподіл віброперевантажень за площею.

Таким чином існуюче обладнання, а значить і технології випробування на віброміцність і вібростійкість не відповідають основній вимозі, а саме, щоб передача вібрацій від столу вібростенда до виробів, які тестуються, відбувалась без спотворень, тобто в масштабі 1:1. А це вимагає розробки і застосування безрезонансних конструкцій пристосувань для закріплення виробів, які підлягають тестуванню.

Робота виконана за підтримки Державного агентства з питань науки, інновацій та інформатизації України в рамках спільного проекту № Ф41.2/025 Державного фонду фундаментальних досліджень України і Білоруського республіканського фонду фундаментальних досліджень.

Література

1. Карпушин В.Б. Вибрации и удары в радиоаппаратуре / Карпушин В.Б. – М. : Сов. радио, 1971. – 344 с.
2. Воллернер Н.Ф. Конструирование и технология изготовления радиоэлектронной аппаратуры / Воллернер Н.Ф. – К. : Вища школа, 1990. – 365 с.

Надійшла 2.10.2011 р.

УДК 621.0: 621.8

А.Н. НИКИФОРОВ, Г.Я. ПАНОВКО

Учреждение РАН Институт машиноведения им. А.А.Благонравова

В.П. РОЙЗМАН

Хмельницкий национальный университет

КОНЕЧНО-ЭЛЕМЕНТНЫЙ АНАЛИЗ ТЕЧЕНИЯ СРЕДЫ В РОТОРНЫХ СИСТЕМАХ С ПЛАВАЮЩИМ ЭЛЕМЕНТОМ

В настоящей статье проведен анализ гидродинамических процессов, протекающих в роторных системах, в частности, в которых ротор взаимодействует через слой жидкости с плавающим уплотнительным кольцом или автобалансирующим телом. Моделирование и расчеты выполнены на основе фундаментальных уравнений гидродинамики с использованием метода конечных элементов.

Ключевые слова: ротор, вал, конечно-элементная модель, гидродинамика, поле давлений, поле скоростей.

Введение

В высокоскоростных роторных машинах все чаще вместо контактных герметизирующих устройств (сальники, манжеты) используются различные виды уплотнений с рабочим зазором. К ним относятся щелевые и лабиринтные уплотнения [1], а также уплотнения с плавающими кольцами [2]. Существующая научно-техническая литература посвящена в основном проектированию, режме работе (динамике) уплотнительных колец [3]. При этом большой редкостью являются фундаментальные работы, в которых исследуется гидродинамика таких уплотнений [4]. Похожая картина сложилась и с различными жидкостными автобалансирующими устройствами [5, 6].

Важно отметить, что и в том, и в другом случае гидродинамика в расчетных моделях для соответствующих роторных систем, как правило, «представляется» всего лишь упруго-вязкими коэффициентами. Это, в свою очередь, не позволяет выявить и проанализировать теоретическим путем интересные полезные, а также вредоносные гидромеханические эффекты в роторных системах.

Ниже рассмотрены две реальные практические гидродинамические задачи о течении среды в зазоре уплотнительного кольца, предназначенного для герметизации ротора турбонасосного агрегата, а также в балансировочной камере при полном наливе жидкости и присутствии плавучего твердого тела, что представляет собой известную конструкцию автобалансирующего устройства.

1. Течение среды в зазоре уплотнительного кольца

Отталкиваясь от физических и технических предпосылок, исследовано стационарное движение несжимаемой, вязкой жидкости в тонком, цилиндрическом и эксцентрическом объеме. Гидродинамический анализ данного течения выполнен с помощью конечно-элементной модели (рис. 1) при следующих граничных условиях:

- «вращающаяся стенка» с частотой $\omega_n = 125000$ об/мин для внутренней, принадлежащей ротору поверхности;
- «неподвижная стенка» для наружной, принадлежащей уплотнительному кольцу поверхности;

- «вход» среды под давлением $p_1^n = 20$ МПа для одной торцевой поверхности;
- «выход» среды с давлением $p_2^n = 0$ МПа для другой торцевой поверхности.

Вычисление гидродинамических характеристик (поля давлений, поля скоростей, поля турбулентных кинетических энергий и результирующей поля давлений) выполнялось в программе ANSYS CFX, в предположении турбулентного течения и «тонкопленочного» поведения жидкости между близко расположенными поверхностями на основе линеаризованного уравнения Рейнольдса, известного из теории смазки [7]:

$$\frac{\delta_*^3}{12\eta_e} \left(\frac{\partial^2 p}{\partial z^2} + \frac{\partial^2 p}{\partial \theta^2} \right) = \frac{\delta_*}{p_0} \frac{\partial p}{\partial t} + V_x,$$

где p_0 – внешнее давление (окружающей среды), p – изменение давления, δ_* – локальный зазор, V_x – скорость стенки по нормали, t – время, z, θ – продольная и окружная координаты, η_e – эффективная вязкость жидкости (см. раздел 3).

Суммы проекций давлений на оси x и y :

$$P_x = \int_0^{L_1} \int_0^{2\pi} p \sin \theta d\theta dz, \quad P_y = -\int_0^{L_1} \int_0^{2\pi} p \cos \theta d\theta dz. \quad (1)$$

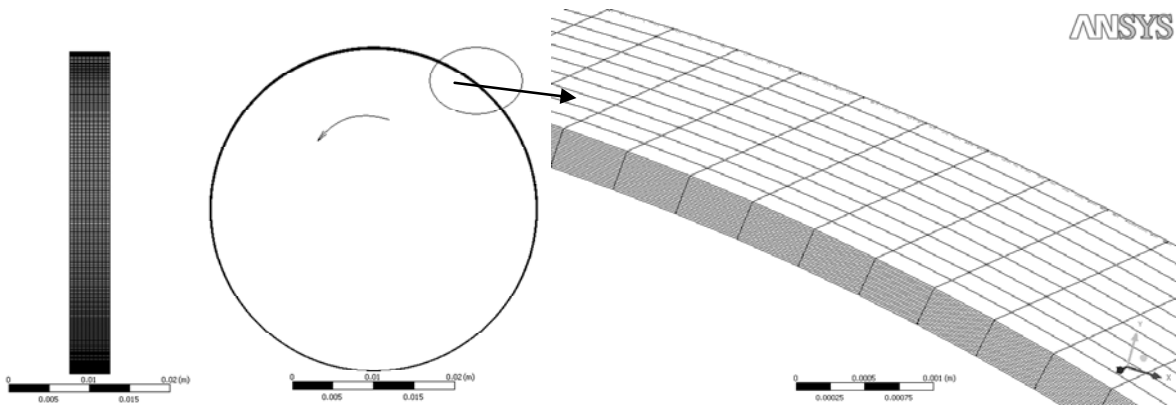


Рис. 1. Конечно-элементная модель среды, протекающей в зазоре между ротором и уплотнительным кольцом

Расчет поля скоростей (рис.2) показал, что при номинальном давлении перед уплотнительным кольцом 20МПа и скорости вращения ротора 125000 об/мин скорость жидкости в зазоре между ними варьируется в пределах от 100 в центре потока до 260 м/с в пограничном слое у поверхности ротора. Закрутка жидкости практически отсутствует и преобладает осевое течение.

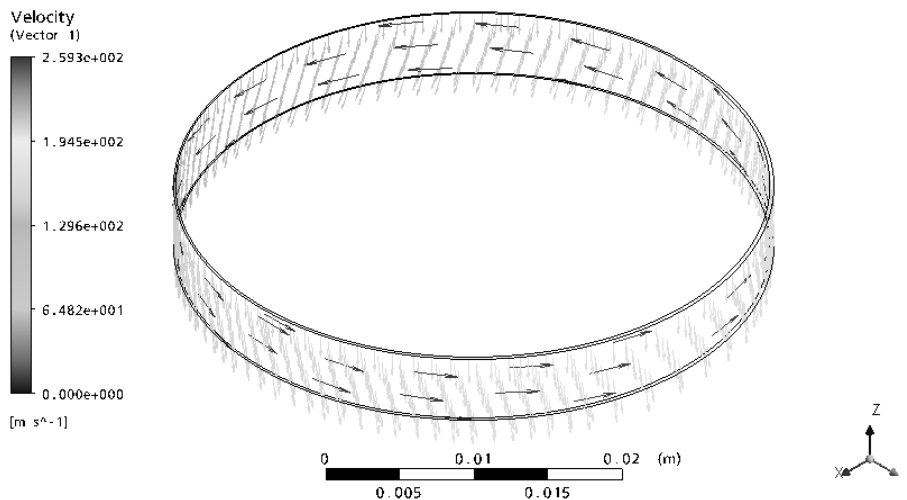


Рис. 2. Поле скоростей жидкости в рабочем зазоре уплотнительного кольца

Расчет поля турбулентных кинетических энергий (рис.3) показал, что турбулентность потока в зазоре между ротором и уплотнительным кольцом ярко выражена, сравнительно одинакова и максимальна в зоне минимального зазора.

Расчет поля давлений (рис. 4) показал, что давление жидкости в зазоре между ротором и уплотнительным кольцом варьируется в пределах от -1 МПа в зоне, следующей сразу после минимального зазора по направлению вращения ротора до 12 МПа в зоне минимального зазора и перед ним по направлению вращения. Необходимо отметить, что существование области отрицательного давления может

приводить к неустойчивому движению системы «ротор–среда–кольцо».

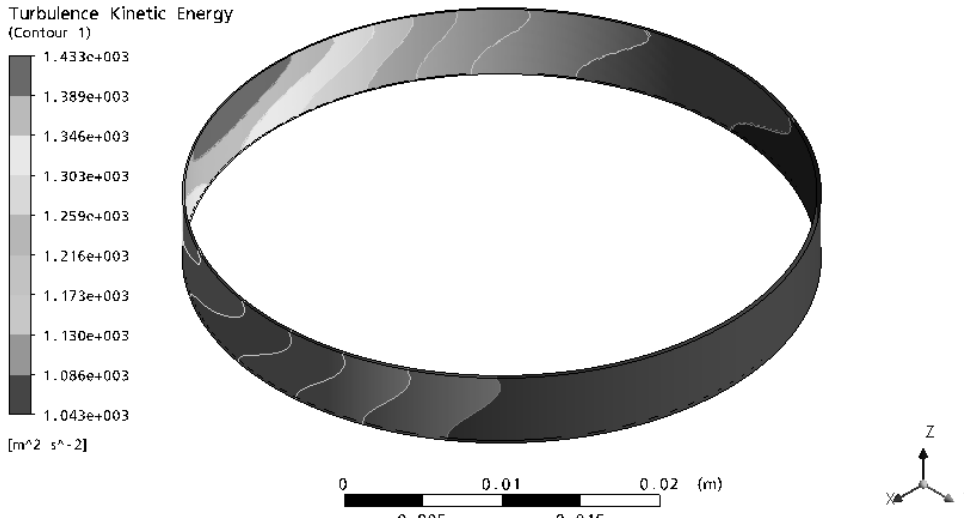


Рис.3. Поле турбулентных кинетических энергий жидкости в рабочем зазоре кольца

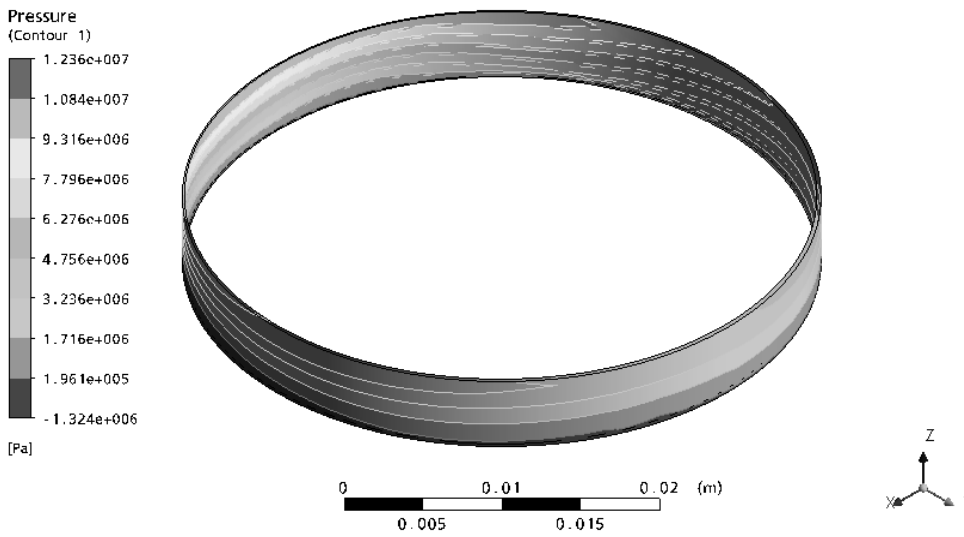


Рис. 4. Поле давлений жидкости в рабочем зазоре уплотнительного кольца

Выполненный с помощью дополнительных процедур расчет результирующей поля давлений по формулам (1) и $P_{\Sigma} = \sqrt{P_x^2 + P_y^2}$ позволяет определить гидродинамическую жесткость уплотнительного кольца k_h . Здесь также важно отметить, что это очень трудоемкий в плане определения параметр роторной системы. Знание k_h позволяет, в свою очередь, решать задачу о колебаниях системы «ротор–среда–кольцо».

2. Течение среды в балансирующей камере при полном наливе жидкости и присутствии плавучего твердого тела

Работа принятой к рассмотрению конструкции автобалансирующего устройства базируется на самоцентрировке. При вращении ротора жидкость, находящаяся в его полости (камере), под действием сил трения вращается синхронно с ротором и приводит в такое же вращение плавучее твердое тело. При этом она располагается по периферии полости, отжимая тело к центру вращения, поскольку его масса меньше массы, вытесненной им жидкости. Однако как показал гидродинамический анализ возникающего течения, это происходит лишь в

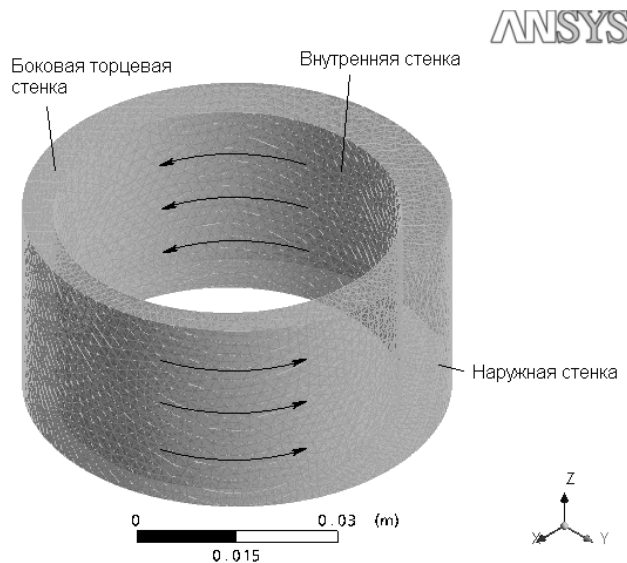


Рис. 5. Конечно-элементная модель жидкости, вращающейся в балансирующей камере

определенных случаях.

Соответствующие расчеты проведены на модели «стационарного течения несжимаемой, вязкой (ньютоновской) жидкости в эксцентрической цилиндрической полости с твердыми, вращающимися стенками» (рис. 5).

Помимо этого в разработанной конечно-элементной модели предполагалось, что течение в пограничных слоях и центре потока турбулентное, т. е. исходная система уравнений модели представляет собой:

$$\nabla \cdot \{v\} = 0 \text{ – уравнение неразрывности,}$$

$$\rho \{v\} \cdot \nabla \{v\} = -\nabla p + \nabla (\eta_e \nabla \{v\}) + \{f_i\} \text{ – уравнение движения Навье-Стокса,}$$

где $\{v\}$ – вектор (поле) скоростей, p – поле давлений, $\{f_i\}$ – внешние силы, в частности учтенная сила тяжести $\{f_g\} = \rho \{g\}$, $\rho = \rho_{ж}$ – плотность жидкости, η_e – эффективная вязкость жидкости, в ламинарном случае совпадает с постоянной (коэффициентом) динамической вязкости $\eta_e = \eta$, для турбулентного случая $\eta_e = \eta + \eta_t$.

Коэффициент турбулентной вязкости η_t не постоянен во всех частях объема жидкости, а изменяется в соответствии с колебаниями градиента скорости от заданных значений у вращающихся стенок до относительно малых значений в центре потока. В частности, в использованной программе ANSYS CFX η_t вычисляется как функция параметров турбулентности – кинетической энергии и скорости ее диссипации [8]:

$$\eta_t = \rho C_\eta \frac{k^2}{\varepsilon},$$

где k – турбулентная кинетическая энергия, ε – турбулентная энергия диссипации.

Причем для расчета турбулентной вязкости была использована стандартная k - ε модель, используемая по умолчанию, в которой C_η – константа. С целью нахождения k и ε имеются два дополнительных уравнения:

$$\rho \frac{\partial k}{\partial t} + \rho k \nabla \cdot \{v\} = \nabla \cdot \left(\frac{\eta_t}{\sigma_k} \nabla k \right) + \eta_t \Phi - \rho \varepsilon + \frac{C_4 \beta \eta_t}{\sigma_t} (g \cdot \nabla T) \text{ – уравнение турбулентной кинетической}$$

энергии,

$$\rho \frac{\partial \varepsilon}{\partial t} + \rho \varepsilon \nabla \cdot \{v\} = \nabla \cdot \left(\frac{\eta_t}{\sigma_\varepsilon} \nabla \varepsilon \right) + C_{1\varepsilon} \eta_t \frac{\varepsilon}{k} \Phi - C_2 \rho \frac{\varepsilon^2}{k} + \frac{C_\eta (1 - C_3) \beta \rho k}{\sigma_t} (g \cdot \nabla T) \text{ – уравнение скорости}$$

диссипации,

где $C_1, C_{1\varepsilon}, C_2, C_3, C_4, C_\eta, \sigma_k, \sigma_\varepsilon, \sigma_t, \beta$ – коэффициенты, значения которых заданы по умолчанию.

Кроме того, уравнения движения Навье-Стокса дополнялись еще граничными условиями на твердых стенках. Основные результаты решения поставленной краевой гидродинамической задачи представлены на рис.6-7 и в табл.1.

В качестве примера приведены поля давлений и скоростей жидкости, вращающейся в цилиндрической полости, наружная и внутренняя стенки которой смещены относительно друг друга на 2 мм и подчинены различным граничным условиям (табл. 1). Боковые торцевые стенки во всех случаях полагаются вращающимися с угловой скоростью 3000 об/мин и гладкими с прилипанием к ним потока (с высотой неровностей 0 мм и без скольжения по ним потока).

Таблица 1

Граничные условия на стенках модели (рис. 5) и результаты расчета локальных давлений

№	Наружная стенка	Внутренняя стенка	Разность между локальными давлениями в зоне минимального и максимального зазора у поверхности внутренней стенки по центру
1	2	3	4
1	вращающаяся с угловой скоростью 3000 об/мин и гладкая с прилипанием потока	Гладкая без прилипания (свободное скольжение потока)	9510-8249=1261 Па (центрирующий эффект)
2	вращающаяся с угловой скоростью 3000 об/мин и грубая с высотой неровностей 1 мм	Гладкая без прилипания (свободное скольжение потока)	13477-9793=3684 Па (центрирующий эффект)
3	вращающаяся с угловой скоростью 3000 об/мин и грубая с высотой неровностей 2 мм	Гладкая без прилипания (свободное скольжение потока)	12753-10383=2370 Па (центрирующий эффект)
4	вращающаяся с угловой скоростью 3000 об/мин и грубая с высотой неровностей 3 мм	Гладкая без прилипания (свободное скольжение потока)	11568-10292=1276 Па (центрирующий эффект)
5	вращающаяся с угловой скоростью 3000 об/мин и гладкая с прилипанием потока	вращающаяся с угловой скоростью 3000 об/мин и гладкая с прилипанием потока	11705-13989=-2284 Па (антицентрирующий эффект)
6	вращающаяся с угловой скоростью 3000 об/мин и грубая с высотой неровностей 1 мм	вращающаяся с угловой скоростью 3000 об/мин и гладкая с прилипанием потока	15231-14906=325 Па (слабый центрирующий эффект)

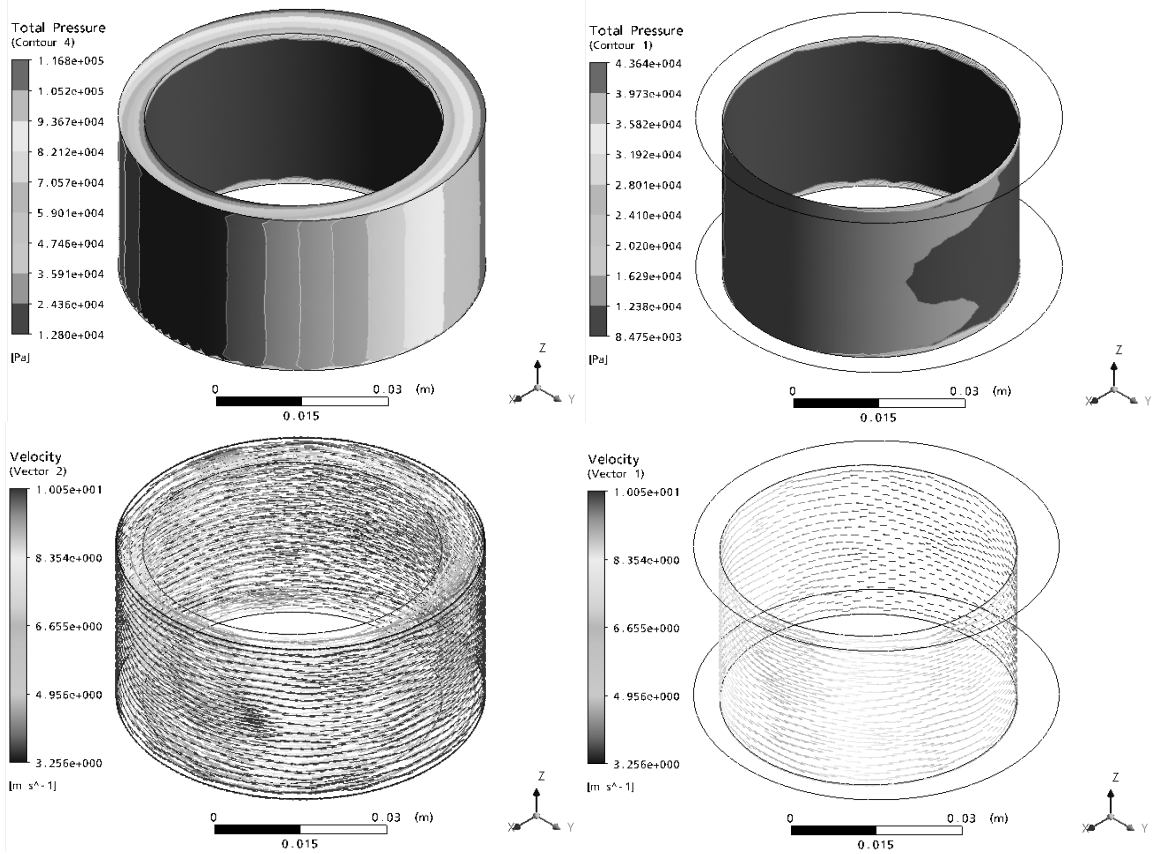


Рис. 6. Характерное поле давлений и скоростей по объему и у внутренней стенки для границ № 1–4 и №6 в табл.1

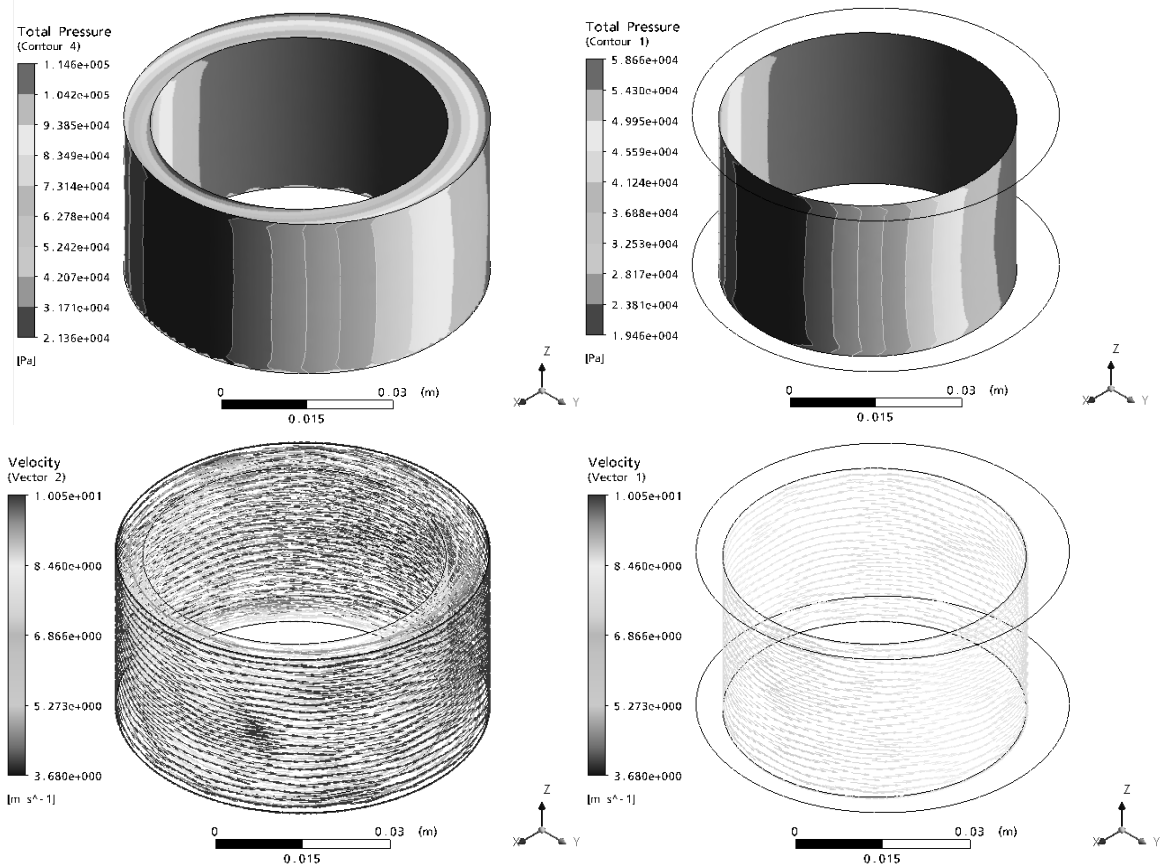


Рис. 7. Характерное поле давлений и скоростей по объему и у внутренней стенки для границ № 5, 7 и 8 в табл.1

1	2	3	4
7	вращающаяся с угловой скоростью 3000 об/мин и гладкая с прилипанием потока	вращающаяся с угловой скоростью 3000 об/мин и грубая с высотой неровностей 1 мм	12359-20217=-7858 Па (антицентрирующий эффект)
8	вращающаяся с угловой скоростью 3000 об/мин и грубая с высотой неровностей 1 мм	вращающаяся с угловой скоростью 3000 об/мин и грубая с высотой неровностей 1 мм	14978-20621=-5643 Па (антицентрирующий эффект)

Выводы

Рис.6 и рис.7 показывают, что при скорости вращения ротора 3000 об/мин давление жидкости в балансировочной камере ротора варьируется в пределах от 0.08 до 1.16 атм относительно окружающей среды (относительные значения, на которые превосходит атмосферное давление 1 атм), а скорость жидкости – в пределах от 3 до 10 м/с. Течение протекает слоистым образом (однонаправлено и без перемешивания линий тока). Наконец, самое главное, гладкая внутренняя стенка обеспечивает свободное скольжение по ней жидкости со своей скоростью, которая переменна и отлична от скорости ротора, благодаря чему формируются центрирующие локальные давления. В то время как грубая внутренняя стенка вынуждает жидкость двигаться со скоростью ротора, практически выравнивает их скорости, вследствие чего образуются антицентрирующие локальные давления.

Работа выполнена при финансовой поддержке Российского фонда фундаментальных исследований, грант № 11-08-90434 и Государственного агентства по вопросам науки, инноваций и информатизации Украины, проект №Ф40.7/046.

Литература

1. Никитин Г.А. Щелевые и лабиринтные уплотнения гидроагрегатов / Никитин Г.А. М. : Машиностроение, 1982. – 109 с.
2. Марцинковский В.А. Бесконтактные уплотнения роторных машин / Марцинковский В.А. М. : Машиностроение, 1980. – 200 с.
3. Банах Л.Я., Никифоров А.Н., Ройзман В.П. Виброгашение колебаний и отсутствие критической скорости в многосекционных роторных системах / Л.Я. Банах, А.Н. Никифоров, В.П. Ройзман // Вибрации в технике и технологиях. – 2010. – № 1 (57). – С. 5–15.
4. Марцинковский В.А. Гидродинамика дросселирующих каналов : в 2-х книгах / Марцинковский В.А. Сумы : Изд-во Сумского госуниверситета, 2002. – 336 с.
5. Гусаров А.А. Автобалансирующие устройства прямого действия / Гусаров А.А. – М. : Наука, 2002. – 119 с.
6. Андрейченко К.П. Динамика поплавковых гироскопов и акселерометров / Андрейченко К.П. – М. : Машиностроение, 1987. – 128 с.
7. Blech, J. J., "On Isothermal Squeeze Films", Journal of Lubrication Technology, Vol.105, pp. 615–620 (1983).
8. ANSYS Release 11.0. Документация.

Надійшла 21.11.2011 р.

УДК 621.01: 620.179.1

Ю.Н. КОФАНОВ

Московский государственный институт электроники и математики

С.А. ПЕТРАЩУК, В.П. РОЙЗМАН

Хмельницкий национальный университет

РЕШЕНИЕ ЗАДАЧИ ТЕПЛОПРОВОДНОСТИ В ГЕРМОМОДУЛЕ ПРИ НЕСТАЦИОНАРНЫХ ТЕМПЕРАТУРАХ

Предложен новый подход к физико-математическому моделированию распределения температурных полей в герметизированных узлах электронной аппаратуры на основе введения «эффективных параметров» системы. Эффективность и работоспособность разработанной математической модели, а также ее компьютерная реализация показаны на примере стандартного микромодуля, герметизированного компаундом.

Paper represents new approach to physical and mathematical modeling of thermal fields distribution in sealed electronic units on the base of introducing "effective parameters" of the system. Effectiveness of developed mathematical model and its computer implementing are demonstrated on the example of standard unit sealed by compound.

Ключевые слова: гермомодуль, температурное поле, электронный элемент, компаунд.

Современный процесс разработки новых компонентов и узлов инновационной электронной техники с применением новых композитных материалов с точки зрения повышения прочностной надежности и ресурса не возможен без применения математического моделирования тепломеханических процессов,