

ЧИСЛЕННЫЙ АНАЛИЗ ДИНАМИЧЕСКИХ КОЭФФИЦИЕНТОВ БЕСКОНТАКТНОГО ТОРЦОВОГО УПЛОТНЕНИЯ

Ч. Кундера¹, С. Бласяк²

В представленной работе приведены результаты расчета динамических коэффициентов слоя жидкости в зазоре бесконтактного торцового уплотнения с модифицированной поверхностью уплотнительного кольца. Представлено математическую модель, на основе которой проведен параметрический анализ. Расчеты выполнены с использованием метода возмущений, который применен к уравнению Рейнольдса. Полученные результаты численного решения дифференциальных уравнений в частных производных позволяют определить влияние параметров, связанных с геометрией модифицированной поверхности, на динамические характеристики бесконтактного торцового уплотнения.

ВВЕДЕНИЕ

Важной задачей при проектировании уплотнительных узлов центробежных машин является обеспечение их надежности и высокого уровня герметичности, что определяется требованиями безопасности и обусловлено экономически. Удовлетворить этим требованиям возможно благодаря использованию в высокооборотных центробежных машинах бесконтактных торцовых уплотнений с рабочим кольцевым пояском [1,2]. Использование микроструктур определенной геометрии на одном из рабочих колец вызывает рост величины силы, сгенерированной в зазоре уплотнения (гидродинамической силы), которая позволяет поддерживать устойчивый слой среды в зазоре и не допустить контакт колец уплотнения во время работы. Благодаря этому обеспечивается высокий ресурс уплотнительных колец при одновременном сведении к минимуму протечек.

1 ПРЕДМЕТ ИССЛЕДОВАНИЙ

Схема бесконтактного торцового уплотнения типа FMS [2] с модифицированной поверхностью аксиально-подвижного уплотнительного кольца, установленного в корпусе, представлена на рисунке 1.

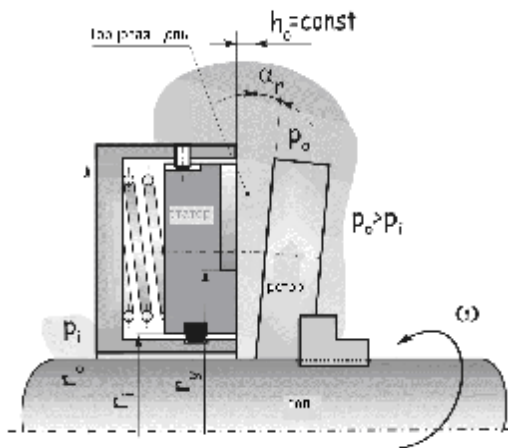


Рисунок 1 - Схема уплотнения с модифицированной торцовой поверхностью одного из рабочих колец

¹ Доктор техн. наук, профессор Технологического университета, г. Кельце, Польша

² Магистр, инженер Технологического университета, г. Кельце, Польша

Проведен численный анализ трех выбранных видов модифицированной поверхности торцовых колец, выполненных с различной топографией микроструктур (рис. 2).

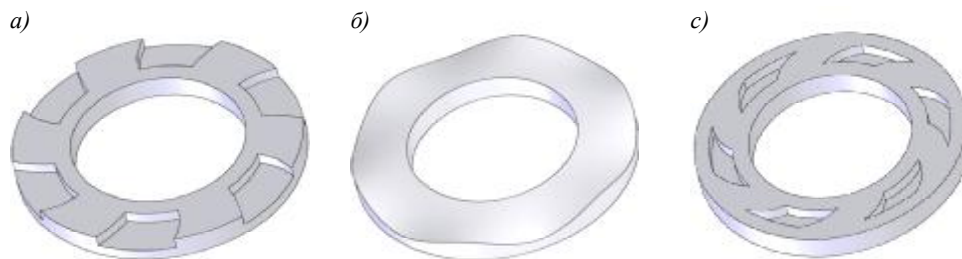


Рисунок 2 - Исследуемые поверхности: а) П1; б) П2; в) П3

Проведен параметрический анализ, главной целью которого было определение влияния геометрических параметров (модификаций поверхности) на динамические характеристики слоя среды в торцовом зазоре уплотнения. В численных исследованиях варьировались следующие величины, такие, как h_{gr} – глубина микроканалов; N_g – количество микроканалов; r_g – радиус микроканалов.

2. РАСПРЕДЕЛЕНИЕ ДАВЛЕНИЯ В УПЛОТНЕНИИ

Выполнено численное исследование уплотнения, в качестве математической модели которого рассматривалось течение вязкой, несжимаемой жидкости, при условии изотермичности процесса. Распределение давления в уплотнении описывается уравнением Рейнольдса [2,3,5]:

$$\frac{\partial}{\partial r} \left(rH^3 \frac{\partial p}{\partial r} \right) + \frac{\partial}{\partial \theta} \left(\frac{H^3}{r} \frac{\partial p}{\partial \theta} \right) = -6\mu V_\theta^r \cdot \left(\frac{\partial H^r}{\partial \theta} + \frac{\partial H^s}{\partial \theta} \right) + 12\mu r (V_z^r - V_z^s). \quad (1)$$

Для определения динамических коэффициентов применялся метод возмущений [7], который заключается в разложении в ряд Тейлора около состояния статического равновесия выражений, описывающих давление и высоту торцевой щели уплотнения:

$$p = p_0 + \Delta p = p_0 + \left(\frac{\partial p}{\partial z} \right) \cdot \Delta z + \left(\frac{\partial p}{\partial \alpha_x} \right) \cdot \Delta \alpha_x + \left(\frac{\partial p}{\partial \alpha_y} \right) \cdot \Delta \alpha_y + \left(\frac{\partial p}{\partial \dot{z}} \right) \cdot \Delta \dot{z} + \left(\frac{\partial p}{\partial \dot{\alpha}_x} \right) \cdot \Delta \dot{\alpha}_x + \left(\frac{\partial p}{\partial \dot{\alpha}_y} \right) \cdot \Delta \dot{\alpha}_y; \quad (2)$$

$$H = H_0 + \Delta H = H_0 + \left(\frac{\partial H}{\partial z} \right) \cdot \Delta z + \left(\frac{\partial H}{\partial \alpha_x} \right) \cdot \Delta \alpha_x + \left(\frac{\partial H}{\partial \alpha_y} \right) \cdot \Delta \alpha_y. \quad (3)$$

Остальные слагаемые, входящие в уравнения Рейнольдса (1), записаны здесь в виде ряда Тейлора. После записи полученных уравнений, проведения алгебраических действий и упорядочения выражения с

учетом слагаемых $\Delta z, \Delta \dot{z}, \Delta \alpha_x, \Delta \dot{\alpha}_x, \Delta \alpha_y, \Delta \dot{\alpha}_y$ получено систему шести дифференциальных уравнений в частных производных, включающих возмущения, которые в общем случае можно записать в виде

$$\begin{aligned} & \frac{\partial}{\partial r} \left(r H^3_0 \frac{\partial p_i}{\partial r} + 3r H^2_0 H_i \left(\frac{\partial p}{\partial r} \right) \right) + \\ & + \frac{1}{r} \frac{\partial}{\partial \theta} \left(H^3_0 \frac{\partial p_i}{\partial \theta} + 3H^2_0 H_i \left(\frac{\partial p}{\partial \theta} \right) \right) + 6\mu\omega r \cdot \left\{ \frac{\partial H_i^{sum}}{\partial \theta} \right\} = 0; \end{aligned} \quad (4)$$

$$\frac{\partial}{\partial r} \left(r H^3_0 \frac{\partial \bar{p}_i}{\partial r} \right) + \frac{1}{r} \frac{\partial}{\partial \theta} \left(H^3_0 \frac{\partial \bar{p}_i}{\partial \theta} \right) = 12\mu r H_i, \quad (5)$$

где $i = z, \alpha_x, \alpha_y$; $p_i = \frac{\partial p}{\partial i}$; $H_i = \frac{\partial H}{\partial i}$; $\bar{p}_i = \frac{\partial p}{\partial i}$.

Решение системы уравнений (4), (5) позволяет определить искомые соотношения $p_i = \frac{\partial p}{\partial i}$ и $\bar{p}_i = \frac{\partial p}{\partial i}$.

3 ДИНАМИЧЕСКИЕ КОЭФФИЦИЕНТЫ

Определение динамических коэффициентов слоя жидкости проведено в предположении, что упруго установленное кольцо совершает малые колебания около состояния статического равновесия. Расчет по площади кольца представлен выше в виде производных. Получено девять коэффициентов жесткости и девять коэффициентов диссипации (демпфирования), которые однозначно описывают динамические характеристики слоя жидкости, разделяющего уплотнительные кольца.

$$\begin{aligned} & \begin{Bmatrix} F_z \\ M_x \\ M_y \end{Bmatrix} = \iint_{\Omega} \begin{bmatrix} -p_z & -p_{\alpha_x} & -p_{\alpha_y} \\ -r \cdot \sin(\theta) \cdot p_z & -r \cdot \sin(\theta) \cdot p_{\alpha_x} & -r \cdot \sin(\theta) \cdot p_{\alpha_y} \\ -r \cdot \cos(\theta) \cdot p_z & r \cdot \cos(\theta) \cdot p_{\alpha_x} & r \cdot \cos(\theta) \cdot p_{\alpha_{yx}} \end{bmatrix} d\Omega \cdot \begin{Bmatrix} \Delta z \\ \Delta \alpha_x \\ \Delta \alpha_y \end{Bmatrix} + \\ & + \iint_{\Omega} \begin{bmatrix} -\bar{p}_z & -\bar{p}_{\alpha_x} & -\bar{p}_{\alpha_y} \\ -r \cdot \sin(\theta) \cdot \bar{p}_z & -r \cdot \sin(\theta) \cdot \bar{p}_{\alpha_x} & -r \cdot \sin(\theta) \cdot \bar{p}_{\alpha_y} \\ -r \cdot \cos(\theta) \cdot \bar{p}_z & r \cdot \cos(\theta) \cdot \bar{p}_{\alpha_x} & r \cdot \cos(\theta) \cdot \bar{p}_{\alpha_{yx}} \end{bmatrix} d\Omega \cdot \begin{Bmatrix} \Delta \dot{z} \\ \Delta \dot{\alpha}_x \\ \Delta \dot{\alpha}_y \end{Bmatrix} = \\ & = \begin{bmatrix} K_{zz} & 0 & 0 \\ 0 & K_{\alpha_x \alpha_x} & K_{\alpha_x \alpha_y} \\ 0 & K_{\alpha_y \alpha_x} & K_{\alpha_y \alpha_y} \end{bmatrix} \cdot \begin{Bmatrix} \Delta z \\ \Delta \alpha_x \\ \Delta \alpha_y \end{Bmatrix} + \begin{bmatrix} C_{zz} & 0 & 0 \\ 0 & C_{\alpha_x \alpha_x} & C_{\alpha_x \alpha_y} \\ 0 & C_{\alpha_y \alpha_x} & C_{\alpha_y \alpha_y} \end{bmatrix} \cdot \begin{Bmatrix} \Delta \dot{z} \\ \Delta \dot{\alpha}_x \\ \Delta \dot{\alpha}_y \end{Bmatrix}. \end{aligned} \quad (6)$$

Расчеты выполнены для упруго установленного кольца при следующих его геометрических размерах: внутренний радиус - $r_i = 0,04$ [м], внешний радиус - $r_0 = 0,045$ [м], число микроканалов - $N_g = 6$ и условия работы:

рабочее давление на внешнем радиусе - $p_0 = 4 \cdot 10^5$ [Па], номинальный зазор между уплотнительными кольцами $h_0 = 2 \cdot 10^{-5}$ [м]. Вынуждающее кинематическое возбуждение реализовано в виде угловых гармонических колебаний кольца, которое связано с валом машины (ротором), с амплитудой $\alpha_r = 5 \cdot 10^{-5}$ [rad].

4 ПАРАМЕТРИЧЕСКИЙ АНАЛИЗ

Ниже представлены результаты вычислений, которые получены при решении представленной математической модели бесконтактного торцового уплотнения (типа FMS).

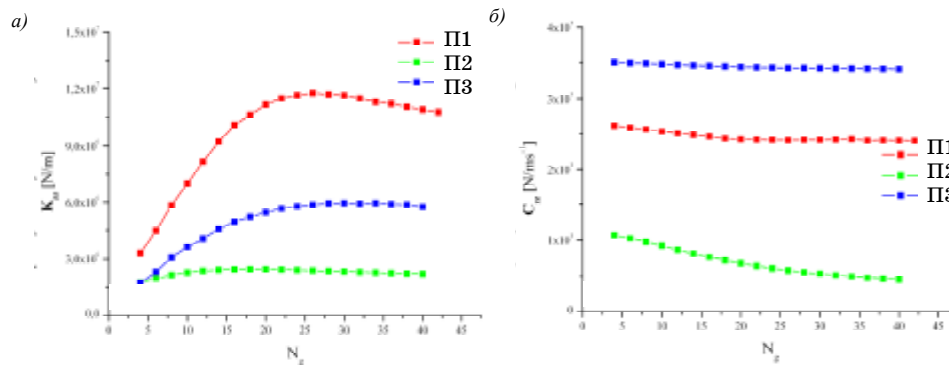


Рисунок 3 - Коэффициенты осевой жесткости и демпфирования при различном количестве микроканалов N_g

На графиках (рис. 3) видно, что для поверхности П1 коэффициент осевой жесткости изменяется в диапазоне ($3 \cdot 10^6 - 1,2 \cdot 10^7$ [Н/м]), а при определенном количестве микроканалов $N_g = 24$, коэффициент K_{zz} достигает максимального значения. Можно заметить, что наименьшее влияние числа микроканалов на значения динамических коэффициентов оказывается для поверхности П2.

Исследование влияния глубины микроканалов на величину осевых динамических коэффициентов проведено для поверхностей П1 и П3 (с камерами). Полученные результаты обобщены и представлены в виде графиков (рис. 4).

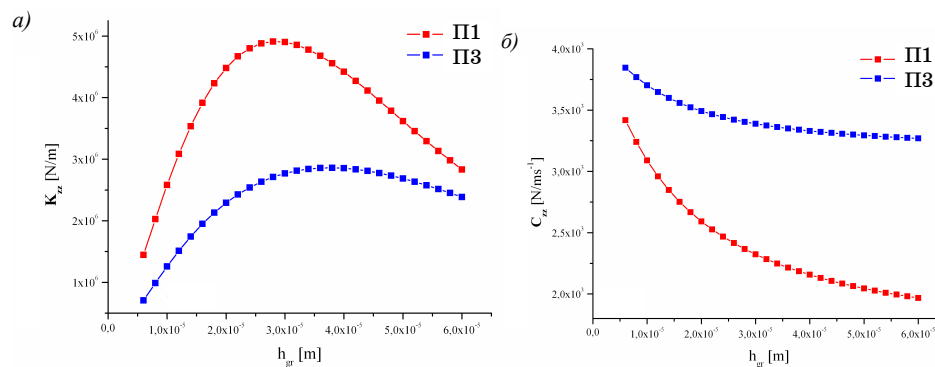


Рисунок 4 - Коэффициенты осевой жесткости и демпфирования для различной величины h_{gr}

Рассматривается влияние изменения глубины микроканалов, выполненных на поверхности упруго установленного торцового кольца (поверхность П1 и П3). Можно заметить, как они влияют на динамические характеристики слоя среды. Особенно это влияние проявляется для микроканалов с открытым профилем (микроканалы). Для замкнутых микроканалов (рис. 1с) величина коэффициента осевой жесткости в половину меньше, чем для поверхности П1, при той же самой величине $h_{gr} = 2,6 \cdot 10^{-5}$ [м].

Еще один геометрический параметр, влияние которого было исследовано, это длина микроканалов (поверхность П1, рис. 1а). Он характеризуется радиусом r_g . Вычисления проведены для величины радиуса r_g , изменяющегося в диапазоне $0,04025 < r_g < 0,04475$ [м]. На основе полученных результатов было обнаружено, что для радиуса $r_g = 0,04175$ [м] коэффициент K_{zz} достигает максимальной величины, рисунок 5а.

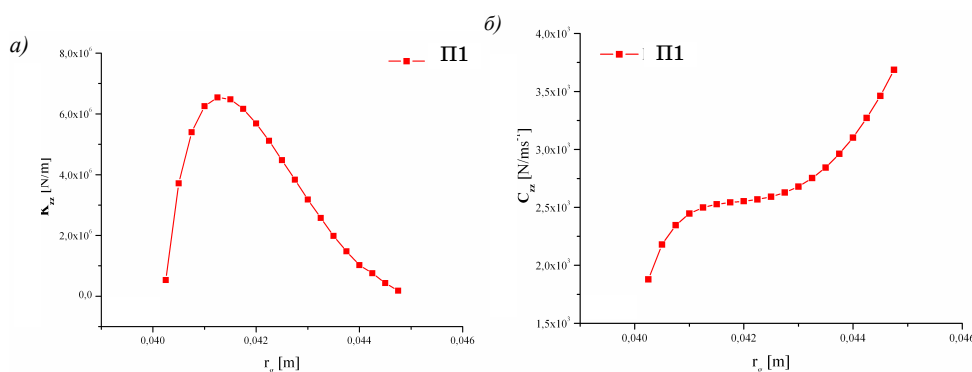


Рисунок 5 - Коэффициенты осевой жесткости и демпфирования при различных значениях r_g

Коэффициент осевого демпфирования достигает наибольшей величины при $r_g \approx r_0$, т.е. для поверхностей колец без микроканалов (рис. 5 б).

5 ВЫВОДЫ

По результатам проведенных исследований можно утверждать, что геометрия микроструктур имеет непосредственное влияние на величину динамических коэффициентов. Параметрический анализ позволил определить оптимальные величины отдельных параметров, формирующих поверхность. Предложенный численный эксперимент показал, что бесконтактная работа торцового уплотнения в большей степени зависит от тщательного выбора и правильного проектирования микроструктур для указанных условий эксплуатации.

SUMMARY

Non-contacting fluid lubricated face seals offer the potential of low leakage, low friction and face wear in high speed and high pressure turbomachinery. The grooves upon rotation would generate large hydrodynamic pressure, which would help to separate the two faces and maintain a steady fluid film thickness. The fluid film stiffness and damping, which characterize the dynamic force response of the fluid film to the seal motion, can be obtained by the lubrication analysis.

In this paper, a simplified method to solve the steady-state tracking motion of non-contacting face seal is developed. The fluid dynamic coefficients are calculated by the perturbation method and the finite volume method.

СПИСОК ЛИТЕРАТУРЫ

1. Марцинковский В.А. Бесконтактные уплотнения роторных машин. – Москва: Машиностроение, 1987.
2. Kundera Cz. Aktywne uszczelnianie drgających elementów wirujących. Monografia 15. Politechnika Świętokrzyska. -Kielce, 1999.
3. Kundera Cz., Błasiak S. A numerical approach to the dynamic behavior of noncontacting seals with grooved faces // 11th International Conference HERVICON-2005. - Ukraine, Sumy, 2005. -Tom 2. - P. 90-98.
4. Kundera Cz., Błasiak S. Semi-active non-contacting face seal // Mechanika, AGH. – 2003. - Tom 22, Zeszyt 3. - S. 331-336.
5. Miller B.A., Green I. Numerical formulation for the dynamic analysis of spiral-grooved gas face seals // Journal of Tribology. - April 2001.
6. Miller B.A., Green I. Numerical techniques for computing rotordynamic properties of mechanical gas face seals // Journal of Tribology. - October 2002.
7. Ruan B. A semi-analytical solution to the dynamic tracking of non-contacting gas face seals // Journal of Tribology. - January 2002.

Поступила в редакцию 24 ноября 2006 г.