

А.В. Смирнов, к.т.н, В.Г. Гадяка, к.т.н, Д.В. Лейких, к.т.н, И.Н. Зинченко, научный сотрудник (ПАО «Сумское НПО им. М.В. Фрунзе», г. Сумы, Украина)

## Расчетное исследование динамических характеристик уплотнений компрессора высокого давления

Представлена методика определения коэффициентов жесткости и демпфирования уплотнений в программном комплексе ANSYS CFX. Выполнен сравнительный анализ динамических коэффициентов различных типов центрального уплотнения центробежного компрессора высокого давления.

**Ключевые слова:** уплотнение, коэффициент жесткости, коэффициент демпфирования, эффективное демпфирование.

Представлена методика визначення коефіцієнтів жорсткості та демпфування ущільнень в програмному комплексі ANSYS CFX. Виконано порівняльний аналіз динамічних коефіцієнтів різних типів центрального ущільнення відцентрового компресора високого тиску.

**Ключові слова:** ущільнення, коефіцієнт жорсткості, коефіцієнт демпфування, ефективно демпфування.

The technique of determining stiffness and damping coefficients of seal in the software package ANSYS CFX is represented. A comparative analysis of dynamic coefficients of different types of centrifugal high-pressure compressor central seal is carried out.

**Keywords:** seal, stiffness coefficient, damping coefficient, effective damping.

Для компрессоров высокого давления правильный выбор типа уплотнений и зазора между статорными и роторными элементами проточной части не только влияет на эффективность газодинамических характеристик, но и определяет вибрационное состояние компрессора в процессе его эксплуатации.

Сложный характер течения газа в уплотнении, обусловленный прецессионным движением ротора в условиях высокой плотности перекачиваемой среды способствует возникновению значительных сил и моментов, действующих на ротор. Эти усилия оказывают существенное влияние на значения критических частот вращения, величину динамического прогиба в окрестности критических частот, а также на границу устойчивых частот вращения ротора.

Известно множество примеров возникновения повышенных вибраций в турбокомпрессорах подобного класса [1-3]. Основной вклад в спектр виброперемещений при рабочих частотах вращения вносила субсинхронная составляющая с частотой, близкой к собственной частоте ротора с первой его изгибной формой колебаний. В большинстве случаев проблемой повышенных

вибраций являлись значительные циркуляционные силы, возникающие в межсекционном уплотнении и уплотнениях рабочих колес.

Для устранения данных проблем вносились различные изменения в конструкцию ротора и проточной части. Основные изменения заключались в следующем: замена лабиринтных уплотнений на сотовые или уплотнения типа «карманный демпфер», установка antivortex устройств в проточной части или на входе в уплотнение, проектирование более жесткого ротора, уменьшение межопорного расстояния, установка демпферных подшипников, установка дополнительной третьей опоры для придания дополнительной жесткости, уменьшение зазоров в уплотнениях за счет использования композиционных материалов в уплотнениях. Известны также случаи замены торцовых газодинамических уплотнений (ТГДУ) на масляные уплотнения с плавающими кольцами, которые в отличие от ТГДУ обладают существенными демпфирующими свойствами и повышают динамическую устойчивость роторной системы.

Во всех случаях проблемой возникновения субсинхронных колебаний являлась дестабилизирующая перекрестная жесткость  $K_{xy}$ ,  $K_{yx}$ ,

которая вызывалась круговым вихрем газа вокруг уплотнения. Вихрь возрастает с увеличением частоты вращения в результате трения вала и газа.

Любая сила, действующая на вал от уплотнения, может быть смоделирована при помощи линеаризованных коэффициентов. Дестабилизирующая сила моделируется при помощи коэффициентов перекрестной жесткости  $K_{xy} = -K_{yx}$ . С учетом коэффициента прямого сопротивления  $C_{xx}$ , коэффициент эффективного демпфирования уплотнения будет равен:

$$C_{eff} = C_{xx} - K_{xy}/\Omega,$$

где  $\Omega$  – скорость прецессии вала.

Лабиринтные уплотнения обычно имеют отрицательное эффективное демпфирование  $C_{eff}$ . При сравнении двух уплотнений вала при одной и той же скорости и рабочих условиях, наилучшее уплотнение, с точки зрения роторной динамики, будет иметь наибольшее значение  $C_{eff}$  [1].

В последние годы были разработаны методы и программы для аналитического определения динамических коэффициентов лабиринтных уплотнений. Как правило, в них использованы прямоугольные сетки, и для расчетов уплотнений

более сложной формы (сотовые, лунковые, с наклонными зубьями) непригодны.

Экспериментальное определение значений коэффициентов жесткости и демпфирования для оценки стабильности системы современными средствами сбора информации осуществить сложно. В лабиринтных канавках возникают вихри и застойные зоны, интенсивность и размеры которых зависят от числа Рейнольдса и от колебаний ротора. К тому же, на экспериментальных стендах практически невозможно полностью смоделировать рабочие условия уплотнения.

В настоящей работе для определения расходных и динамических характеристик различных типов уплотнений компрессора высокого давления проведен численный расчет на сложных трехмерных моделях в среде ANSYS CFX.

Для определения коэффициентов жесткости и демпфирования уплотнения выполнялось четыре расчета при разных скоростях прецессии. По результатам проведенных расчетов производилась аппроксимация радиальной силы  $F_r$  – полиномом второго порядка относительно частоты прецессии, а касательной силы  $F_t$  – полиномом первого порядка. Коэффициенты этих полиномов являются динамическими характеристиками уплотнения. Схематическое движение ротора, а также силы и моменты в уплотнении при цилиндрической прецессии представлено на рис. 1.

Применяя методику оценки значений динамических характеристик уплотнения, изложенную в [4,5], и используя уравнения определяются коэффициенты жесткости и сопротивления.

$$\begin{cases} \frac{F_r}{e} = -K_{xx} - \Omega C_{xy} + \Omega^2 M \\ \frac{F_t}{e} = K_{xy} - \Omega C_{xx} \end{cases},$$

где  $K_{xx}, K_{xy}$  – коэффициенты прямой и перекрестной жесткости, Н/м;  $C_{xx}, C_{xy}$  – коэффициенты прямого и перекрестного демпфирования, Н·с/м;  $M$  – коэффициент присоединенной массы, кг;

Одной из основных сложностей на этапе оценки значений динамических коэффициентов является решение нестационарной задачи течения газа в уплотнении, так как КЭ-модель состоит из 12-15 млн. ячеек. Для более качествен-

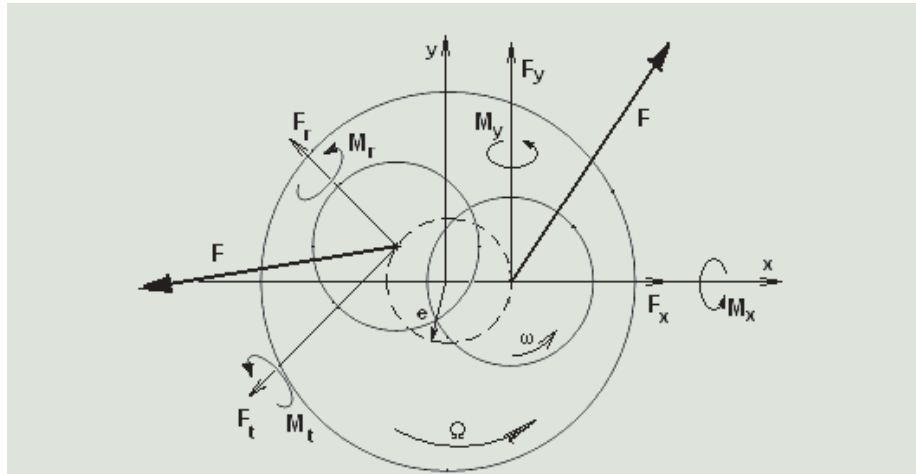


Рис. 1. Траектория движения ротора в уплотнении

ного определения параметров необходимо выполнять расчет для 2-3 оборотов вала в уплотнении, а для аппроксимации и дальнейшего нахождения зависимости искомой силы от отношения частоты вращения вала к частоте прецессии минимальное количество точек должно быть не меньше 4-х (рис. 2). Поэтому, даже используя самую современную технику, процесс оптимизации и распараллеливания, расчет одного режима для конкретного типа уплотнений занимал до 2-х недель времени.

Далее приведен анализ реальных конструкций уплотнений, использующихся в компрессорах высокого давления. Исследуемые типы уплотнений приведены на рис. 3.

Первый тип уплотнений представляет собой лунковое уплот-

нение с каналом, в который подводится запирающий газ, второй тип – комбинированное лабиринтно-лунковое уплотнение, между составными частями которого расположен канал с запирающим газом, третий тип – комбинированное уплотнение с использованием композитного «РЕЕК» материала, в которое также подводится запирающий газ, четвертый тип – классическое лунковое уплотнение без подвода газа, пятый – уплотнение вида «карманный демпфер» [1]. Также рассматривалось уплотнение вида «карманный демпфер», но удлиненное в 1,5 раза в осевом направлении – тип 5а и удлиненное в 1,25 раза – тип 5б.

Согласно описанной выше методике были определены динамические характеристики уплотнений для номинального режима работы

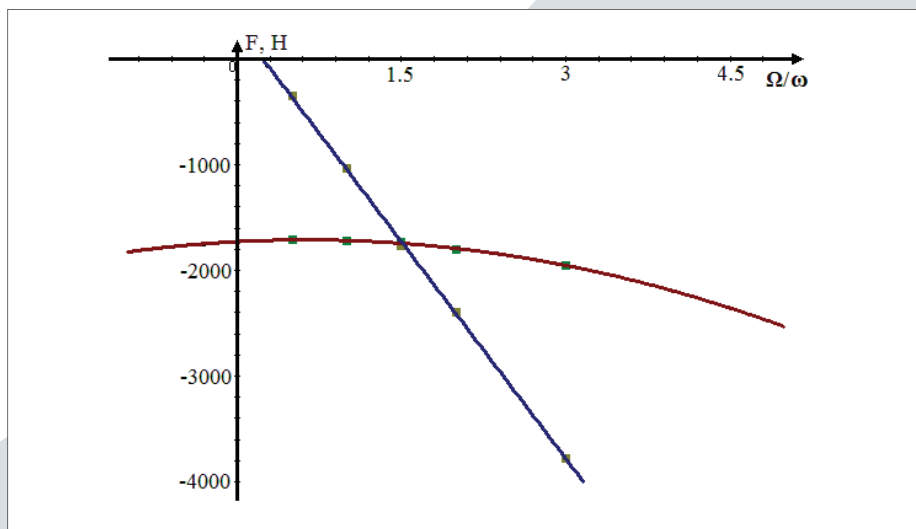


Рис. 2. Пример аппроксимации полученных значений тангенциальной и радиальной силы полиномами первого и второго порядка соответственно

компрессора. Все расчеты проводились при одинаковых граничных условиях.

Граничные условия, которые использовались при расчетных исследованиях, представлены в табл. 1.

Результаты динамических коэффициентов различных типов уплотнений приведены в табл. 2.

Для уплотнения типа «карманный демпфер» выполнено сравнение динамических характеристик уплотнений по описанной выше методике, с результатами, полученными одним из ведущих миро-

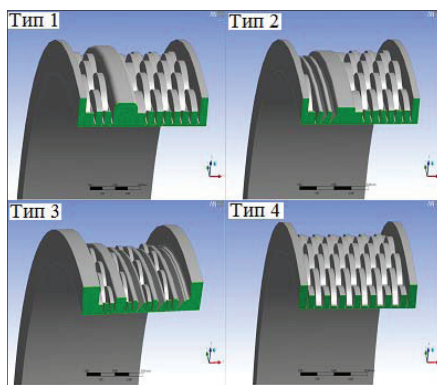


Рис. 3. Типы исследуемых уплотнений

Таблица 1. Граничные условия исследования

Частота вращения, об/мин	10965
$P_{вх}$ , МПа	21,87
$t_{вх}$ , К	304,4
$P_{вых}$ , МПа	28,56
$t_{вых}$ , К	375

вых производителей подшипников и уплотнений фирмы Waukehse Bearings, ( $C_{xx}=18104$  Н·с/м,  $K_{xx}=2.4 \cdot 10^6$  Н/м). Так, разница в значениях прямого демпфирования составила 7,5%, а для прямой жесткости – 6%.

Это подтверждает возможность применения методики для оценки динамических коэффициентов уплотнений.

#### Выводы:

1. С точки зрения роторной динамики система будет наиболее

устойчива при использовании уплотнений 5-го (уплотнение типа «карманный демпфер»), 3-го (применение «РЕЕК» материала), а также 4-го типа (классическое лунковое уплотнение), так как при одинаковых зазорах и эксцентриситете они имеют более высокое по сравнению с остальными рассматриваемыми типами уплотнений значение эффективного демпфирования и отрицательное значение поперечной жесткости КХУ.

2. Величина зазора существенно влияет на коэффициенты жесткости и демпфирования, поэтому для увеличения стабильности системы необходимо добиваться минимального зазора для всех типов уплотнений. Анализируя величину эффективного демпфирования при увеличенном зазоре (0,6 мм) для уплотнений без использования композитных материалов и термопластиков наиболее высокое значение имеет уплотнение пятого типа («карманный демпфер»).

3. В численном эксперименте 9 и 10 значение прямой жесткости оказалось отрицательным. Это можно использовать для обеспечения запасов отстройки по критическим частотам или увеличения логарифмического декремента по соответствующей форме колебаний.

#### Список литературы:

1. Vance John M. Machinery vibration and rotordynamics / John Vance, Brian Murphy, Fouad Zeidan// by John Wiley & Sons, Inc. 2010. – 417р.
2. Касьянов С.В. Двухсекционные компрессоры НПО «Искра» / С.В. Касьянов, А.В. Чеплыгин, А.М. Чусов, А.С. Голдобин, Орлов В.Н. // Труды 17-го международного симпозиума «Потребители-производители компрессоров и компрессорного оборудования – 2012», – С.-Пб.: С.-ПбГТУ, 2012. – С. 108-114
3. Шнепп В.В. Конструкция и расчет центробежных компрессорных машин. – М.: Машиностроение, 1995. – 240 с.
4. Kanemori Y. Experimental Study of Dynamic Fluid Forces and Moments for a Long Annular seals / Kanemori Y., Iwatsubo T.// ASME Journal of Tribology, 1992, T.114, Oct., pp. – 773-778.
5. Марцинковский В.А. Щелевые уплотнения: теория и практика. – Сумы: Изд-во СумГУ, 2005. – 416 с.

Таблица 2. Результаты динамических коэффициентов различных типов уплотнений

№	Тип упл.	Зазор, мм	$K_{xx}$ , Н/м	$C_{xx}$ , Н·с/м	$K_{xy}$ , Н/м	$C_{xy}$ , Н·с/м	$C_{eff}$ , Н·с/м
1	Тип 1	0,25	$8.15 \cdot 10^6$	6744.2	$-4.27 \cdot 10^5$	402.2	7116.2
2	Тип 2	0,25	$4.85 \cdot 10^6$	7528.4	68700.00	524.4	7468.5
3		0,60	$3.77 \cdot 10^6$	6318.9	$8.95 \cdot 10^5$	965.68	5538.8
4	Тип 3	0,30	$2.53 \cdot 10^6$	15969.8	-87600.00	809.5	16046.1
5	Тип 4	0,30	$2.93 \cdot 10^6$	10070.5	-57866.70	277.7	10120.9
6		0,60	$4.28 \cdot 10^6$	7034.2	$2.96 \cdot 10^5$	82.95	6776.1
7	Тип 5	0,25	$2.30 \cdot 10^6$	16654.6	-98670.00	295.67	16740.6
8		0,60	$7.36 \cdot 10^6$	9363.9	$6.06 \cdot 10^5$	226.20	8836.0
9	Тип 5а	0,25	$-1.76 \cdot 10^6$	27337.7	$-2.72 \cdot 10^6$	814.40	29707.0
10	Тип 5б	0,25	$-4.76 \cdot 10^6$	21978.7	$-1.26 \cdot 10^6$	523.00	23073.0