

РЕГУЛИРОВАНИЕ ОСЕВЫХ СИЛ НА РАДИАЛЬНО-УПОРНЫХ ПОДШИПНИКАХ И КРИТИЧЕСКИХ ЧАСТОТ ВРАЩЕНИЯ РОТОРОВ ГИДРОДИНАМИЧЕСКИМИ СИЛАМИ

Юрий Борисович Назаренко, к.т.н.,

ведущий конструктор ОКБ им. А. Льюльки - филиал ПАО "ОДК-УМПО"

Рассматривается регулирование осевой силы на радиально-упорном подшипнике благодаря гидродинамическим силам потока масла, проходящего через сужающийся кольцевой зазор в радиальном направлении между гидродинамическим элементом и фланцем, связанным с валом. При изгибе вала на критических частотах вращения на противоположных сторонах кольцевой щели в плоскости изгиба вала зазоры изменяют свою ширину и создается изгибающий момент, препятствующий прогибам вала и повышающий критическую частоту вращения ротора.

Examines the regulation of the axial forces for angular contact bearing due to the hydrodynamic forces of the oil flow passing through the tapering annular gap in the radial direction between the hydrodynamic element and the flange associated with the shaft. Bend the shaft at the critical speed of the rotor on opposite sides of the annular gap in the plane of bending of the shaft, alters their width and creates a bending moment that prevents shaft deflection and increasing the critical frequency of rotation of the rotors.

Ключевые слова: ротор, вал, подшипник, гидродинамические силы, критическая частота вращения ротора.

Keywords: rotor, bearing shaft, bearing, hydrodynamic forces, critical revolution frequency of the rotor.

1 Введение

Одной из специфик работы газотурбинных двигателей является возникновение осевых сил роторов, обусловленных газодинамическими силами. На ротор компрессора действует осевая сила, направленная по полету, а на ротор турбины - против полета.

Для уменьшения результирующей осевой силы, ротора компрессора и турбины соединяют между собой в осевом направлении последовательно, так как осевые силы, действующие на них направлены в противоположные стороны.

Результирующая осевая сила, как правило, направленная по полету, воспринимается упорным подшипником вала ротора, в качестве которого используют обычно радиально-упорный шариковый подшипник.

Однако, как показала практика эксплуатации газотурбинных двигателей, даже в случае соединения валов роторов компрессора и турбины низкого давления друг с другом, действующая на подшипник вала ротора осевая результирующая сила может оказаться весьма значительной, что негативно сказывается на эффективности работы радиально-упорного подшипника.

При большой осевой силе и при большой частоте вращения ротора создание надежно работающего радиально-упорного шарикового подшипника представляет большие трудности. Это связано с большими центробежными силами тел качения, что ограничивает применение подшипников с большими габаритами и более высокой грузоподъемностью.

Особенно актуально этот вопрос встает для роторов низкого давления. В настоящее время в перспективных двигателях разрабатываются вентиляторы с повышенным значением π_k . Это увеличивает расход воздуха и повышает тягу двигателя. Вместе с тем это увеличивает осевую силу компрессора низкого давления. Увеличение осевой силы компрессора низкого давления, как правило, превышает приращение осевой силы турбины, и результирующая осевая сила также повышается.

Увеличение результирующей осевой силы роторов, приходящейся на радиально-упорный подшипник, дает прирост тяги двигателя.

Однако весьма актуально встает проблема уменьшения осевых сил, приходящихся на радиально-упорные подшипники при использовании простых конструктивных решений без дополнительных энергетических установок, требующих серьезных конструктивных решений и без потерь коэффициента полезного действия и тяговых характеристик двигателя.

В данной статье предлагается техническое решение уменьшения осевых сил на шариковом подшипнике, основанное на соз-

дании гидродинамических сил при прохождении радиального потока масла через сужающийся кольцевой зазор в радиальном направлении между гидродинамическим элементом и торцом внутреннего кольца шарикового радиально-упорного подшипника, что более эффективно, чем применение гидродинамического устройства совместно с роликовым подшипником [1], так как в этом случае происходит также повышение критических частот вращения роторов.

2 Регулирование осевых сил роторов гидродинамическими силами потока масла

Рассмотрим гидродинамическое устройство регулирования осевых сил на шариковом радиально-упорном подшипнике при использовании потока масла, предназначенного для смазывания и охлаждения его.

Это достигается благодаря гидродинамическим силам потока масла, проходящего с определенной скоростью через сужающийся зазор в радиальном направлении между гидродинамическим элементом и торцом внутреннего кольца шарикового радиально упорного подшипника (рис. 1).

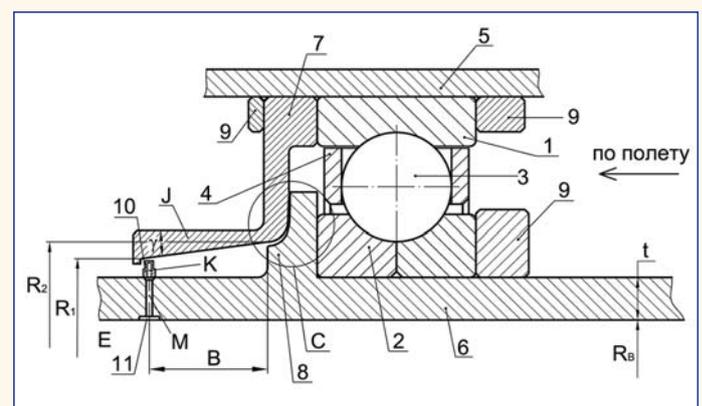


Рис. 1 Опора ротора шарикового подшипника с гидродинамическим элементом

Гидродинамические силы при движении масляного потока в радиальном зазоре будут передаваться через фланец 8 внутреннему кольцу подшипника, жестко связанному с помощью стопорного кольца 9 с валом в направлении против полета, и будут уменьшать осевую силу, направленную по полету на радиально-упорный подшипник.

Уменьшение осевой силы на радиально упорном подшипнике

будет улучшать условия его работы, и повышать его ресурс. Но с другой стороны шарик радиально-упорного подшипника будет передавать меньшую осевую силу статору двигателя, что уменьшает тяговые характеристики двигателя.

Однако точно такая же сила будет действовать на гидродинамический элемент 7, жестко связанный со статором стопорным элементом 9, и уменьшение осевой силы будет компенсировано. В результате чего тяга двигателя не изменится при уменьшении осевой силы на радиально-упорный подшипник.

Между кольцевым пояском (гидродинамический элемент) и фланцем, примыкающим к подшипнику, реализуют зазор, имеющий сужение в радиальном направлении от оси вращения при минимальном значении равном "е" и максимальном - "b" (рис. 2).



Для подачи масла в подшипник и создания гидродинамических сил масляного потока целесообразно использовать масляные форсунки или масляный коллектор 10, например, струйного типа, оснащенные жиклерами.

Каналы "К" коллектора 10 и каналы "М" на валу 6 соединены с кольцевой канавкой 11, выполненной в полости вала, куда поступает масло от масляной системы ГД (рис. 1).

В процессе работы ГД его вал 6 приводится во вращение, следовательно, приводится во вращение и скрепленное с ним кольцо подшипника. Масло от масляной системы двигателя подается к жиклерам, которые совершают движение вращения вместе с валом 6, и, под давлением со скоростью V направляется на коническую поверхность маслоулавливающего козырька.

Выходные отверстия коллектора (жиклеры) направлены таким образом, чтобы они находились в одной плоскости, нормальной к оси подшипника и перпендикулярно к оси радиального канала К.

Потоки масла при этом имеют окружное направление, а скорость будет определяться круговой скоростью вращения сопла коллектора и скоростью истечения масла из форсунки V₀.

Скорость сопла будет равна

$$V = \omega \times (R_B + t) \tag{1}$$

где R_B - внутренний радиус вала; t - толщина вала; λ - радиальное расстояние от внешней поверхности вала до выходного сопла; ω - круговая скорость вращения ротора.

Для определения скорости истечения масла из сопла установившееся давление масла в коллекторе на уровне сопла.

Давление масла в коллекторе на уровне выходного сопла определяется центробежной силой массы масла в каналах "К" и "М"

$$P = (\rho \times \lambda + \rho \times R_C \times (\lambda + t) / 2) \times \omega^2 \tag{2}$$

где ρ - плотность масла; R_C - радиус центра масс столба масла, R_C = R_B + (λ + t)/2.

Скорость истечения масла через жиклеры для несжимаемой жидкости при площади сечения масляного канала для подачи масла к соплу, намного превышающей его площадь, определяется из зависимости Бернулли

$$V = \sqrt{2P/\rho} \tag{3}$$

Под действием центробежных сил и наклона козырька потоки масла получают направление вдоль оси подшипника и формируются в единый поток, имеющий форму кольца в окружном направлении. Скорость масляного потока на входе в кольцевой радиальный зазор "F" равна [2]

$$V = \sqrt{2B \times V_0^2 \times \gamma / (R_2 - B \times \gamma / 2)} \tag{4}$$

где R₂ - наибольший радиус наклонной поверхности конусной части отбортовки; B - осевая длина конической поверхности;

γ - угол конуса отбортовки кольца; V₀ - окружная скорость потока масла.

Для направления масляного потока в щелевой канал "F" осевой поток масла на козырьке J гидродинамического элемента 7 подается на торец втулки 8, который имеет скругление по дуге окружности.

Аналогичное скругление выполнено на торце козырька гидродинамического элемента. В результате этого поток масла в канале "P" изменяет свое направление с осевого на радиальный и попадает в зазор между гидродинамическим элементом и фланцем, примыкающим к внутреннему кольцу подшипника.

При движении потока масла с определенной скоростью в радиальном направлении между двух пластин, образуемых торцевой поверхностью кольца 7 и фланцем 8 при сужении зазора между ними будут возникать гидродинамические силы.

При отсутствии движения двух пластин в радиальном направлении и движении только потока масла, гидродинамическое давление в середине пластин определим из выражения [1-2]

$$P = \frac{6\mu}{\beta} \left[h_1 \times V \left(\frac{1}{h_{cp}^2} - \frac{1}{h_1^2} \right) \right] \tag{5}$$

где h₁ - начальная величина зазора; h_{cp} - зазор в середине пластины; V - скорость потока масла; μ - динамическая вязкость масла; β - угол наклона пластины канала "F".

Применение данного устройства регулирования осевых сил позволяет увеличить ресурс радиально-упорного подшипника за счет уменьшения осевой силы, действующей на него без изменения тяговых характеристик двигателя. Кроме этого это позволяет отказаться от торцевых и радиальных уплотнений, применяемых при регулировании осевых сил, использующих гидравлические или пневматические устройства.

Пример реализации устройства, рассмотрим на модели ротора с шариковым радиально-упорным подшипником с габаритными размерами 60×110×22 мм.

На длине L = 4,5 мм минимальная и максимальная величина радиального кольцевого зазора "F" составляет соответственно e = 20 мкм и b = 30 мкм.

Ширина "B" линейного участка конической поверхности при конусности γ = 0,0375 рад отбортовки кольца 7 составляла 40 мм. Наибольший радиус наклонной поверхности конусной части отбортовки кольца составлял R₂ = 36 мм, а наименьший - R₁ = 34,5 мм. Радиус закругления криволинейного канала - R = 2 мм.

Для принятых исходных данных осевая сила, действующая на фланец и вал ротора, уменьшает осевую силу на радиально-упорном подшипнике на величину F = 2731,3 Н.

3 Устранение резонанса на критической частоте вращения роторов гидродинамическими элементами

Одним из важных моментов при регулировании осевых сил роторов с помощью гидродинамических элементов является возможность одновременного устранения прогибов вала на критических частотах их вращения.

Это связано с тем, что в плоскости прогиба вала каналы сужаются с одной стороны и расширяются на диаметрально противоположной стороне. Сужение каналов увеличивает гидродинамические силы и соответственно уменьшает при их увеличении. При этом, возникающий момент препятствует прогибам валов и повышает критические частоты вращения роторов.

Принимая изгиб вала по синусоидальному закону при максимальном прогибе в середине пролета, угол поворота вала на опоре будет равен

$$\alpha = Y_0 \times (\pi/L) \times \cos \pi \tag{6}$$

где Y₀ - максимальный прогиб вала в середине пролета; L - длина вала.

При повороте фланца на угол α, уменьшение и увеличение ширины зазора на минимальном радиусе кольцевого зазора "F" R₃, составят Δ = tgα × R₃, а на максимальном радиусе - R₄ будет равно Δ = tgα × R₄.

Максимальная и минимальная величина радиального кольцевого зазора "F" в зоне максимального уменьшения зазора составят соответственно $h_1 = b - \text{tg}\alpha \times R_3$ и $h_2 = e - \text{tg}\alpha \times R_4$.

Определим изгибающий момент от гидродинамических сил, действующих на фланец при максимальном прогибе вала $Y_0 = 0,05$ мм (рис. 3). На длине $L = 4,5$ мм минимальная и максимальная величина радиального кольцевого зазора "F" составляет соответственно $e = 20$ мкм и $b = 30$ мкм. Минимальный радиус кольцевого зазора "F" равен $R_3 = 38$ мм, а максимальный - $R_4 = 42,5$ мм.

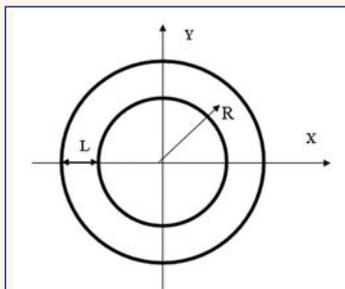


Рис. 3 Кольцевая зона приложения давления на фланце

При этом ширина зазора "F" при изгибе вала в сечениях, расположенных на оси "X", не изменится, и гидродинамическое давление на фланец в сечении, расположенном на оси "X", будет определяться при первоначальных зазорах щелевого канала и будет равно для принятых исходных данных $P_0 = 2,4$ МПа.

Максимальная и минимальная величины радиального кольцевого зазора "F" в зоне максимального уменьшения зазора, например, в верхней половине относительно оси "X" составит, соответственно, $h_1 = 20,1$ мкм и $h_2 = 9$ мкм, а угол наклона пластины канала "F" - $\beta = 0,00247$ рад. Максимальное гидродинамическое давление для верхней половины фланца в момент максимального сужения зазора в середине канала "F" на оси "Y" в осевом направлении составит $6,6$ МПа.

Минимальное гидродинамическое давление для нижней половины фланца в момент максимального расширения зазора в середине канала "F" на оси "Y" в осевом направлении при $h_1 = 39,9$ мкм и $h_2 = 31$ мкм и наклоне пластин канала "F" - $\beta = 0,002$ рад составит $P_{\min} = 1,2$ МПа.

Определим изгибающий момент для полукольца фланца, где происходит уменьшение ширины зазора относительно оси "X" и давление изменяется по синусоидальному закону от среднего значения на кольце $P_0 = 2,4$ МПа (на оси "X") и до максимального $P_{\max} = 6,6$ МПа (на оси "Y")

$$M_1 = \int_0^{\pi} [q_0 + (q_{\max} - q_0) \times \sin\theta] \times R^2 \times \sin\theta \times d\theta \quad (7)$$

где q_0 - среднее значение погонной силы на кольцо в осевом направлении, $q_0 = P_0 \times L$; q_{\max} - максимальное значение погонной силы на полукольцо на оси "Y", $q_{\max} = P_{\max} \times L$; L - длина радиального щелевого канала; R - средний радиус приложения гидродинамического давления на кольцо фланца, $R = (R_3 + R_4)/2$.

Установим изгибающий момент для полукольца фланца, где происходит увеличение ширины зазора относительно оси "X" и давление изменяется от среднего $P_0 = 2,4$ МПа (на оси "X") и до минимального $P_{\min} = 1,2$ МПа (на оси "Y").

Изгибающий момент полукольца относительно оси "X" будет равен

$$M_2 = \int_0^{\pi} [q_0 + (q_{\min} - q_0) \times \sin\theta] \times R^2 \times \sin\theta \times d\theta, \quad (8)$$

где q_{\min} - минимальное значение погонной силы на полукольцо, $q_{\min} = P_{\min} \times L$.

Суммарный изгибающий момент, действующий на фланец и на вал, будет равен $M = M_1 - M_2$.

Этот гидродинамический момент будет устранять прогиб вала и повышать критическую частоту вращения ротора аналогично, как это происходит и при возникновении гироскопического момента при наклоне вращающегося диска [2].

Оценим влияние гидродинамических сил на увеличение критической частоты на модели ротора со стальным диском при осевом моменте инерции $0,25$ кг·м², расположенным в одной четвер-

ти пролета. Длина стального вала $L = 600$ мм и диаметр 60 мм при шарнирном опирании на опорах. Круговая критическая скорость вращения вала, определенная для данного ротора методом конечных элементов, составляет $\omega_K = 1351$ рад/с. Критическая частота вращения ротора равна 215 Гц при собственной частоте колебаний $196,3$ Гц.

Для принятых исходных данных гидродинамический момент равен $M_r = 62$ Н·м. При этом величина гироскопического момента для ротора с одним диском, расположенным в четверти пролета равна

$$M_{\text{Гир}} = J_C \times \omega_K^2 \times \alpha = 84,4 \text{ Нм}, \quad (9)$$

где J_C - момент инерции диска; ω_K - круговая критическая скорость вращения вала, $\omega_K = 1351$ рад/с; α - угол поворота диска, $\alpha = Y_0 \times (\pi/L) \times \cos(x\pi/L) = 1,85 \times 10^{-4}$ рад.

Изгибающий гидродинамический момент на фланце, возникающий при колебаниях вала с такой же амплитудой, как и при определении гироскопического момента, составляет 73% .

Влияние гидродинамического момента, возникающего при колебаниях вала на критические частоты вращения, установим путём увеличения осевого момента инерции диска на 73% , что будет соответствовать такому же увеличению гироскопического момента, препятствующего прогибу вала.

Критическая частота вращения ротора при этом увеличивается на 6% и составит $228,3$ Гц.

Изменение гидродинамического и гироскопического изгибающего момента при увеличении прогиба вала представлено на диаграмме (рис. 4).

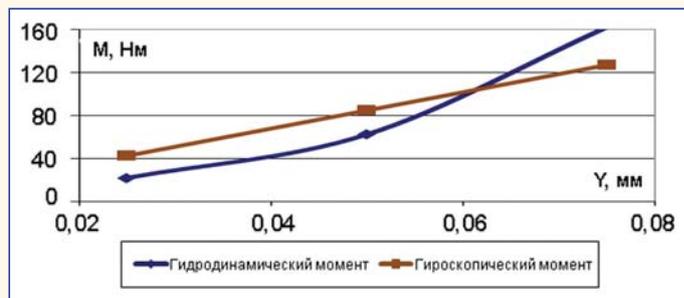


Рис. 4 Влияние прогибов вала на гидродинамический и гироскопический изгибающие моменты

Применение устройства регулирования осевых сил путем прохождения потока масла в щелевом зазоре между гидродинамическим элементом и торцом фланца, примыкающим к внутреннему кольцу, позволяет увеличить ресурс радиально-упорного подшипника, а также повышать критические частоты вращения роторов и выводить их из рабочего диапазона эксплуатации. П

Литература

1. Назаренко Ю.Б. Регулирование осевых сил роторов газотурбинных двигателей гидродинамическими элементами // XXXVII Всероссийская конференция по проблемам науки и технологий / Сборник трудов, т.1. - Миасс, РАН, 2017. - С. 157-168.
2. Марчуков Е.Ю., Назаренко Ю.Б. Динамика роторов и гидродинамика масляного клина подшипников качения газотурбинных двигателей: монография // Москва, 2016. -186с.

Связь с автором: nazarenkojb@rambler.ru

