

А.И.Поддубный

ВЛИЯНИЕ ЛОКАЛЬНОГО ХАРАКТЕРА ТУРБУЛЕНТНОСТИ СМАЗКИ
НА РАСПРЕДЕЛЕНИЕ ДАВЛЕНИЙ В ГИДРОСТАТИЧЕСКОМ ПОДШИПНИКЕ

При решении ряда практических задач, связанных с турбулентностью в тонких смазочных пленках, наиболее широко используются обобщения В.Н.Константинеску [1], основанные на концепции Прандтля о длине пути перемешивания. Величины коэффициентов кажущегося возрастания вязкости смазки K_x и K_z при таком подходе зависят лишь от уровня (или интенсивности) куэттовского движения рабочей жидкости в зазоре подшипника и определяются как

$$K_x = 1 + 0,00217 Re_\omega^{0,83}; \quad K_z = 1 + 0,00166 Re_\omega^{0,74}, \quad (1)$$

где Re_ω - число Рейнольдса окружного течения, обусловленного вращением вала.

Указанный подход, как известно, приводит к обобщенному на случай турбулентной смазки уравнению Рейнольдса

$$\frac{\partial}{\partial x} \left(\frac{h^3}{K_x} \frac{\partial p}{\partial x} \right) + \frac{\partial}{\partial z} \left(\frac{h^3}{K_z} \frac{\partial p}{\partial z} \right) = 6\mu\omega R \frac{dh}{dx}. \quad (2)$$

Как и аналогичное уравнение для ламинарных течений, оно линейно относительно давлений в смазочном слое, что обеспечивает преемственность решений в ламинарной и турбулентной постановке и позволяет успешно разрешать многие практические задачи, связанные с расчетом и проектированием гидродинамических подшипников.

При расчете гидростатических подшипников с турбулентной смазкой использование уравнения (2) в линейной трактовке с коэффициентами (1) требует определенной осторожности, так как течение рабочей жидкости в подшипниках с принудительной подачей смазки характеризуется достаточно интенсивными напорными составляющими. Последние вносят определенный вклад в турбулизацию потоков смазки, а в зависимостях (1) этим пренебрегается.

В лаборатории Харьковского авиационного института разрабатывается новый подход [2] к определению коэффициентов турбулентности смазки, увязывающий их величину с локальной интенсивностью как напорных

течений, так и течений, обусловленных скоростью поперечного сдвига. Интенсивность указанных течений при этом оценивается соответствующими числами Рейнольдса (Re_p и Re_ω), а коэффициенты кажутся увеличению вязкости определяются соотношениями

$$K_{x,z} = \left(\frac{Re_s}{Re_{x,z}^*} \right)^{0,75} = \begin{cases} 1 & \text{при } Re_s \leq Re_{x,z}^* \\ > 1 & \text{при } Re_s > Re_{x,z}^* \end{cases} \quad (3)$$

где Re_s - местное число Рейнольдса, рассчитанное по средней результирующей скорости потока; $Re_{x,z}^*$ - критические числа Рейнольдса соответственно скружных и осевых потоков:

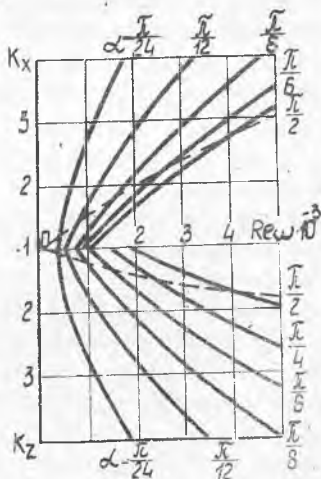
$Re_{x,z}^* = 2038$; $Re_x^* = Re_z^* \sqrt{1 - 0,75 \sin(\alpha \text{ctg } Re_\omega / Re_p)}$; Re_p - локальное число Рейнольдса результирующего напорного течения.

Предлагаемый метод оценки коэффициентов турбулентности смазки позволяет не только производить расчет подшипников с позиций, допускающих существование смешанных режимов течения смазки [3], но и вносит существенные коррективы в описание турбулентности по сравнению с работой [1].

На рис. 1 представлены зависимости коэффициентов турбулентности, рассчитанные по формуле (3) с введением параметра α , учитывающего соотношение интенсивностей напорных и сдвиговых течений

$$\alpha = \alpha \text{ctg } \frac{Re_\omega}{Re_p}; \quad (0 \leq \alpha \leq \frac{\pi}{2}).$$

Там же для сравнения приведены зависимости (1), взятые из работы [1]. Графическое сопоставление двух методов оценки коэффициентов турбулентности показывает, что при $\alpha = \frac{\pi}{2}$ абсолютное согласование между ними существует.



Р и с. 1. Влияние числа Рейнольдса Re_ω на коэффициенты турбулентности смазочной пленки в окружном (x) и осевом (z) направлениях: — по формуле (3) при различных значениях параметра α ; - - - по формуле (1)

вует лишь в тех случаях, когда $Re_{\omega} = 0$ или $Re_{\omega} = 4000$. Однако при $Re_{\omega} = 4000$ результаты обоих подходов в отношении оценки коэффициентов K_x и K_z совпадают. Следует отметить очень хорошее согласование зависимостей (3) с теорией интегральных характеристик [4]. Так при $\alpha = \frac{\pi}{2}$ выражения (3) принимают вид

$$K_z = \left(\frac{Re_{\omega}}{2038} \right)^{0,75};$$

$$K_x = \left(\frac{Re_{\omega}}{1019} \right)^{0,75},$$

а в работе [4] эти коэффициенты определяются как

$$K_z = \left(\frac{Re_{\omega}}{2060} \right)^{0,75}; \quad K_x = \left(\frac{Re_{\omega}}{977} \right)^{0,75}.$$

Таким образом, практически на всем диапазоне Re_{ω} напорные течения по сравнению с подходом [1] увеличивают коэффициенты турбулентности смазки. Исключения составляют лишь случаи смешанных режимов, когда на тех или иных участках целевого тракта подшипника возможно сохранение ламинарных режимов течения даже при достаточно высоких значениях Re_{ω} .

При одной и той же окружной скорости вращения вала интенсивность напорных течений в гидростатическом подшипнике тем больше, чем выше давление его питания. С ростом последнего уменьшается величина параметра α , а степень турбулизации потоков смазки возрастает.

Следует отметить, что интенсивность напорных течений по длине и периметру гидростатического подшипника не постоянна. В центральной части межкамерных перемычек подшипника течения смазки обусловлены в основном вращением вала, а осевые напорные потоки возрастают от середины подшипника к его торцам. Благодаря этому, локальный характер турбулентности проявляется тем заметнее, чем выше перепады давлений между несущими камерами подшипника и областью слива. Поэтому расчет гидростатических подшипников, работающих на маловязких смазках и при высоких давлениях питания, должен проводиться с учетом интенсивности напорных течений.

Как показано в работе [5], на основании зависимостей (3) и уравнения сплошности среды удается получить уравнение Рейнольдса

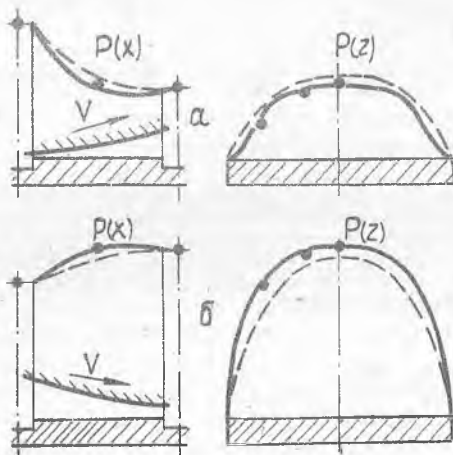
форме (2), которое следует рассматривать как нелинейное, так как коэффициенты K_x и K_z зависят от локальных градиентов функции распределения давлений.

Решения нелинейного уравнения (2), выполненные итерационными методами, показывают, что локальный характер турбулентности смазки вносит существенные коррективы в распределение давлений по периметру подшипника. На рис. 2 приведены эпюры распределения давлений в окружном и осевом направлениях на

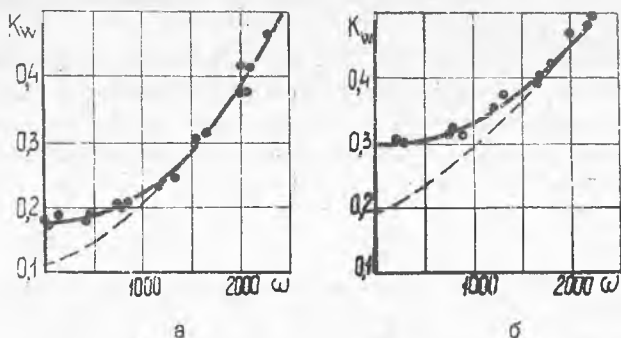
одной из межкамерных перемычек. Сплошные линии соответствуют решению нелинейного уравнения (2) с коэффициентами (3), а пунктирные — линейной постановке той же задачи с коэффициентами (1). Оба решения проводились при одинаковых граничных условиях, взятых из эксперимента. Опытные значения давлений в отдельных точках на

продольной оси симметрии межкамерной перемычки показывают, что наилучшее согласование опыта с теоретическими результатами наблюдается при трактовке коэффициентов турбулентности как локальных параметров.

Сравнение экспериментальных данных с результатами расчета грузоподъемности радиального гидростатического подшипника, полученными при двух различных подходах к описанию турбулентности, приведено на рис. 3. Из рисунка видно, что, учитывая влияние напорных течений на турбулентность смазки, можно даже при не очень высоких



Р и с.2. Сравнение функций распределения давлений в окружном $P(x)$ и осевом $P(z)$ направлениях на межкамерных перемычках гидростатического подшипника с диффузорными (а) и конфузорными (б) делами: - - - решение уравнения Рейнольдса в линейной постановке с коэффициентами (1); — решение нелинейного уравнения (2) с коэффициентами (3); • опытные значения давлений



Р и с. 3. Влияние частоты вращения вала на коэффициент грузоподъемности подшипника при различных относительных эксцентриситетах: а - $\varepsilon = 0,2$; б - $\varepsilon = 0,5$; - - - расчет с использованием зависимостей (1); ——— расчет по методике данной работы; • экспериментальные данные

давлениях питания ($P_{б.х.} = 12 \cdot 10^5 \frac{H}{M^2}$) добиться лучшего согласования расчетных и экспериментальных данных в широком диапазоне частот вращения вала. Для гидростатических подшипников, работающих при высоких давлениях питания, эти уточнения могут оказаться более существенными и охватывать более широкий диапазон скоростей вращения.

В ы в о д ы

1. В гидростатических подшипниках напорные течения смазки оказывают тем большее влияние на его характеристики, чем ниже частота вращения вала.

2. Коэффициенты турбулентности смазки носят локальный характер и могут быть оценены по зависимостям (3).

3. Проявление локального характера турбулентности в целевых трактах подшипников тем заметнее, чем меньше параметр α , определяемый соотношением интенсивностей куэттовских и напорных течений смазки

Л и т е р а т у р а

1. *Constantinescu V.N. On turbulent lubrication. - Proc. Inst. Mech. Eng -zs. 1959, v.173, N.38, p.p 881-900.*
2. П о д д у б н ы й А.И. О совместном влиянии сдвиговых и напорных течений на характеристики несущего слоя смазки гидростатического подшипника. - В кн.: Исследование и проектирование гидростатических опор и уплотнений быстроходных машин. - Харьков, 1976, вып. 3.
3. А р т е м е н к о И.П., П о д д у б н ы й А.И., Ч а й - к а А.И. О смешанном режиме течения смазки в несоосном гидростатическом подшипнике. - В кн.: Исследование и проектирование гидростатических опор и уплотнений быстроходных машин. - Харьков, 1973.
4. Х и р с (*Hirs G.G.*). Применение теории интегральных характеристик пространственного течения к турбулентным пленкам смазки. - Проблемы теории и смазки, 1973, № 2.
5. П о д д у б н ы й А.И. Расчет характеристик гидростатических подшипников с учетом интенсивности сдвиговых и напорных течений. - В кн.: Исследование и проектирование гидростатических опор и уплотнений быстроходных машин. - Харьков, 1977, вып. 4.

УДК 531.4.:670.17(088.8)

Ю.К.Пономарев, В.А.Антипов

ИССЛЕДОВАНИЕ АНИЗОТРОПИИ УПРУГО-ДЕМПФИРУЮЩИХ СВОЙСТВ КОЛЬЦЕВЫХ ГОФРИРОВАННЫХ ДЕМПФЕРОВ СУХОГО ТРЕНИЯ

Многослойные кольцевые гофрированные демпферы (МКГД) широко применяются для гашения колебаний роторов турбомашин. Однако демпферы, используемые в настоящее время на авиационных ГТД, анизотропны по упруго-демпфирующим свойствам. Степень анизотропии свойств демпфера зависит от числа его пролетов, наличия впадного паза, величины постоянной силы, действующей на демпфер, неточности изготовления деталей демпфера и т.д. Исследования динамики роторов на анизотропных упруго-демпферных опорах [1], подверженных действию интенсивных вибраций, показали, что анизотропность, в частности, жест-