

УДК 621.452.3.03:621.822.6

Ю.В. КОВЕЗА, С.В. НИКИТИН, С.И. ПШЕНИЧНЫХ*Национальный аэрокосмический университет им. Н.Е. Жуковского «ХАИ», Украина*

О РЕШЕНИИ ТЕПЛОВОЙ ЗАДАЧИ ПРИМЕНИТЕЛЬНО К ОБЫЧНЫМ И ГИБРИДНЫМ ПОДШИПНИКАМ КАЧЕНИЯ ГАЗОТУРБИННЫХ ДВИГАТЕЛЕЙ

Рассмотрены проблемы, обусловленные напряженностью теплового режима работы опор роторов газотурбинных двигателей. Предложен подход к описанию тепловых процессов, протекающих в подшипниках качения ГТД, основанный на совместном решении уравнений Рейнольдса, энергии и теплопроводности с учётом использования воздушно-масляной смеси и соответствующего изменения теплофизических свойств смазочной жидкости. Поставлена задача создания инженерной методики расчёта теплового режима подшипников качения ГТД, изготовленных из обычных и/или керамических деталей при различных условиях смазывания с использованием экспериментальным путем полученных данных.

опора ГТД, тепловая задача, гибридный и керамический подшипник качения, воздушно-масляная смесь, инженерная методика.

Введение

Увеличение ресурса работы газотурбинных двигателей (ГТД) и газотурбинных силовых установок во многом зависит от повышения долговечности применяемых в них опор роторов двигателей и редукторов. Чаще всего в опорных узлах современных ГТД используют подшипники качения, которые удовлетворительно работают при частотах вращения порядка $10 \dots 20$ тысяч мин^{-1} . Это, как правило, однорядные шариковые (с трёх- и четырёхточечным контактом) и роликовые подшипники высоких классов точности.

Основной материал

Большие скорости вращения вместе с высокой температурой окружающей среды в области турбины приводят к существенному нагреву подшипников ГТД. Известно, что подшипники могут надёжно работать при температурах, замеренных по наружному кольцу, на $40 \dots 50$ °C ниже температуры отпуска материала, из которого они изготовлены, поэтому рабочая температура подшипника является одним из важнейших критериев оценки надёжности

и долговечности его работы. Следовательно, при подборе подшипников качения опор ГТД, наряду с общепринятыми расчётами, необходимо производить расчёт их теплового режима. В проектировочном варианте такого расчёта должно определяться требуемое количество прокачиваемого масла, обеспечивающее надёжную работу подшипника при заданной по условиям эксплуатации его температуре. Если же подшипниковый узел ГТД уже спроектирован, то проверочным расчётом следует оценить температуру подшипника, которую он будет иметь при заданной условиями эксплуатации прокачке масла и определённом внешнем тепловом потоке от окружающих горячих деталей (вала, корпуса и др.).

Надо заметить, что непосредственно для смазки требуется весьма незначительное количество масла (несколько капель в час [1]), а для отвода тепла приходится прокачивать несколько сот литров в час. Поэтому на высоких частотах вращения роторов ГТД, когда работа газогенератора становится более эффективной, потери мощности на прокачку масла заметно возрастают.

Другим способом безболезненного увеличения тепловой нагрузки на подшипники является приме-

нение жаропрочных материалов, в частности – керамических. По мнению некоторых исследователей [2], использование керамических материалов в элементах качения подшипников может решить ряд проблем, возникающих при разработке перспективных опорных узлов высоконапряжённых ГТД за счёт расширения диапазона эксплуатационных температур и ряда дополнительных преимуществ (снижения давления на внешнюю дорожку качения за счёт центробежных сил, устойчивости к коррозии, некоторого упрощения системы смазки и др.).

В замкнутых маслосистемах ГТД масло непрерывно циркулирует по контуру и подаётся к опорным узлам после охлаждения в маслоохладителе. В подшипнике масло нагревается не только за счёт трения, но и от контакта с нагретыми внутренней и наружной обоймами, которые, в свою очередь, контактируют с горячими частями двигателя, корпусом и валом. В.М. Демидовичем на базе экспериментальной гидродинамики, основных положения гидродинамической теории смазки, теории подобия и данных проведенных экспериментов разработана методика, позволяющая рассчитать суммарный тепловой поток, идущий практически целиком на повышение рабочей температуры подшипников [1]. Однако в ней оценка общего теплового состояния подшипников за счёт внутренних потерь и внешнего подогрева производится без выяснения источников и интенсивности подвода тепла извне, т.е. рассчитывается допустимый по эксплуатационным требованиям внешний тепловой поток без сопоставления его с реально действующим.

Указанный недостаток можно устранить, создав модель подвода тепла к смазочному слою и дополнив на её основе тепловую картину в подшипнике. Эта модель должна включать в себя решение уравнения теплопроводности в окружающих деталях:

для вала

$$\lambda \nabla^2 T = \rho_g c U \frac{1}{r} \frac{\partial T}{\partial \varphi}; \quad (1)$$

для корпуса

$$\nabla^2 T = 0, \quad (2)$$

где λ , ρ , c – соответственно теплопроводность (Вт/(м·К)), плотность (кг/м³) и теплоёмкость (Дж/(кг·К)) материала вала;

T – абсолютная температура, К;

r , φ – цилиндрические координаты в радиальном и окружном направлениях.

В качестве граничного условия для уравнения (1) можно принять температуру фланца вала, который находится в непосредственном контакте с нагретой ступицей диска турбины. Эта температура достаточно точно рассчитывается при тепловом расчёте диска турбины и может достигать 500 °С.

Для уравнения (2) можно использовать температуру окружающего узел опоры воздуха (масляно-воздушной смеси), которую можно рассчитать по [3] или использовать данные экспериментов.

Расширенная за счёт рассмотрения и оценки внешнего теплоподвода модель позволит не только полнее описать тепловое состояние тяжело нагруженных подшипников ГТД, но и точнее рассчитать потери на трение благодаря теоретической и экспериментальной оценке влияния тепловых процессов на приведенный коэффициент трения f_{np} . Такая оценка имеет самостоятельное практическое значение, поскольку в справочной литературе приведены слишком широкие диапазоны значений этого коэффициента. Так, например, для шариковых подшипников $f_{np} = 0,001 \dots 0,004$ и не указывается, как f_{np} зависит от целого ряда факторов – нагрузки, частоты вращения, сорта и количества подведённой смазки, не говоря уже о влиянии теплового режима работы опоры, учёт которого совершенно необходим для подшипниковых узлов ГТД.

Многие исследователи [4] предлагают различные эмпирические формулы, основанные на результатах проведенных испытаний, однако они редко согласуются с результатами других исследователей. Такая ситуация вполне объяснима сложностью про-

цессов, возникающих в газотурбинном подшипнике. Течение жидкости в канале подшипника (примерная картина показана на рис. 1) включает в себя движение масла между телами качения, сепаратором и беговыми дорожками колец, между сепаратором и центрирующими буртами наружного кольца и др. Если прибавить к этому целый ряд слагающих явлений (сопротивление перекачиванию, сопротивление сдвигов в смазке, сопротивление от шероховатости тел, от неправильной формы шариков (роликов) и колец и др.), то совершенно очевидно, что точное математическое описание всех движений в канале подшипника не представляется возможным и единственным практически осуществимым путём исследования этих процессов является путь экспериментальный с обобщением опытных данных методами теории подобия.

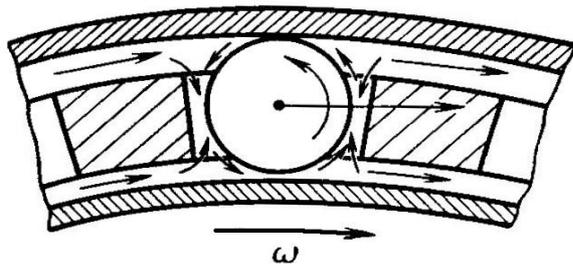


Рис. 1. Примерная схема течения жидкости в канале подшипника

Но даже представленные в критериальной форме зависимости не могут быть абсолютно адекватными иным условиям работы, в которых некоторые из допущений, принятых при проведении исследований, оказываются неприменимыми. Так, например, в [1] предложена следующая зависимость:

$$f_{np} = 8,47 \cdot 10^{-5} \text{Re}^{0,214} \text{Eu}^{-0,713} \text{Pr}^{0,44}, \quad (3)$$

где Re , Eu , Pr – соответственно критерии Рейнольдса, Эйлера и Прандтля.

При её получении считалось, что для шарикоподшипников действующая осевая нагрузка значительно (более, чем на порядок) превышает радиальную, поэтому последней пренебрегли. Поэтому

вопрос о значении приведенного коэффициента трения при взаимном действии радиальной и соизмеримой с ней осевой нагрузками остался открытым и выражение (3) должно быть проверено экспериментально, а при необходимости – уточнено.

Ещё одним ограничением вышеупомянутой методики В.М. Демидовича является предположение, что по каналу подшипника движется вязкая несжимаемая жидкость.

Это положение вполне применимо до тех пор, пока смазка осуществляется относительно холодным маслом и подогрев его в подшипнике под воздействием саморазогрева и подвода внешнего тепла не приводит к вспениванию и появлению газовой фракции. В этом случае в уравнении Рейнольдса и энергии следует учесть зависимость теплофизических свойств смазочного вещества не только от температуры, но и от давления. Такая задача вполне решается (и решалась неоднократно применительно к криогенным жидкостям [5]), если рассматривать газомасляную смесь как гомогенную среду с некоторыми осреднёнными свойствами.

Тогда решение нелинейной системы уравнений Рейнольдса, энергии и теплопроводности можно получить путём итерационного приближения (кстати, в методике В.М. Демидовича тоже используется метод итераций в самой простой форме).

Смазывание воздушно-масляной смесью может не только возникнуть в процессе работы подшипника, но и быть использовано целенаправленно.

Установлено [6], что смазка масляным туманом существенно (по данным [7] – в три раза) снижает потери на трение в подшипнике, следовательно, в некоторых случаях меньший теплоотвод воздушно-масляной смеси может быть компенсирован меньшим выделением тепла, напрямую связанным с высокой вязкостью масла.

Однако точно ответить на этот вопрос можно будет после проведения соответствующих экспериментов, в которых следует исследовать влияние сте-

пени "концентрации" масляного тумана на изменение рабочей температуры подшипника.

Таким образом, математическая модель, основанная на совместном решении уравнений Рейнольдса, энергии и теплопроводности с учётом использования воздушно-масляной смеси и соответствующего изменения теплофизических свойств смазочной жидкости, может описать процессы, протекающие в нагретых подшипниках ГТД.

Экспериментальная проверка такой модели с помощью специально созданной установки [8] позволит установить степень её точности, обоснованность принятых подходов и допущений, а также создать инженерную методику расчёта теплового режима подшипников ГТД, работающих с использованием обычных и/или керамических частей и смазываемых масляным туманом различной концентрации.

Литература

1. Демидович В.М. Исследование теплового режима подшипников ГТД. – М.: Машиностроение, 1978. – 172 с.
2. Зарецкий Е.И. Керамические подшипники для газотурбинных двигателей // Современное машиностроение. – 1989. – Сер. А, № 11. – С. 149-163.
3. Основы теплопередачи в авиационной технике / Под ред. В.К. Кошкина. – М.: Оборонгиз, 1960. – 389 с.
4. Ли Сейрег. Расчёт коэффициента трения в контактах скольжения и качения // Современное

машиностроение. – 1989. – Сер. Б, № 12. – С. 148-152.

5. Доценко В.Н., Ковеза Ю.В. Определение термодинамических свойств кипящей двухфазной среды при расчете характеристик гидростатических подшипников // Гидродинамика и тепло-массообмен в многофазных потоках: Межвуз. тематич. сб. научн. тр. – X. – 1989. – С. 152-158.

6. Pinel S.I., Signer H.R., Zaretsky E.V. Comparison Between Oil-Mist and Oil-Jet Lubrication of High-Speed, Small-Bore, Angular-Contact Ball Bearings // NASA/TM 210462. – 2001.

7. Зарецкий Е.И., Зингер А., Бамбергер А. Ограничения работоспособности высокоскоростных шариковых подшипников со струйной смазкой // Проблемы трения и смазки. – 1976. – № 1. – С. 31-38.

8. Доценко В.Н., Никитин С.В., Суббота А.В. О применении гибридных подшипников качения в авиационных двигателях // Молодёжь в авиации: новые решения и передовые технологии: тез. докл. Междунар. научн.-техн. конф. молодых специалистов авиамоторостроительной отрасли ОАО «Мотор Сич». – Алушта: Мотор Сич. – 2007. – С. 160-162.

Поступила в редакцию 30.05.2008

Рецензент: д-р техн. наук, проф. С.В. Епифанов, Национальный аэрокосмический университет им. Н.Е. Жуковского «ХАИ», Харьков.