

ИССЛЕДОВАНИЕ ТЕПЛООВОГО СОСТОЯНИЯ СЕГМЕНТНОГО ПОДШИПНИКА РОТОРА ГТД В ЗАВИСИМОСТИ ОТ ГЕОМЕТРИИ ВКЛАДЫШЕЙ И СПОСОБА ПОДАЧИ МАСЛА

Паровай Е.Ф.

Самарский университет, г. Самара, elenaparovay@gmail.com

Ключевые слова: CFD, вкладыш, газотурбинный двигатель, опора, подшипник скольжения, рабочие характеристики, сегментный подшипник, тепловое состояние, тепловыделение, форсунка.

Опоры роторов являются одними из наиболее ответственных элементов газотурбинных двигателей (ГТД). Развитие ГТД тесно связано с ростом верхней границы диапазона рабочих частот вращения роторов (n_{\max}). При этом подшипники скольжения не имеют столь жёстких ограничений по величине $D \times n$, как подшипники качения.

Подшипники с упругим подвесом вкладышей обладают достаточной динамической устойчивостью и высокими демпфирующими характеристиками [1], однако проблема повышенного тепловыделения в гидродинамическом клине для них всё ещё остаётся актуальной.

В работе рассматривается гидродинамический подшипник трёхвкладышной компоновки, работающий по принципу жидкостного демпферного подвеса вкладышей, впервые предложенному Д. Нельсоном [2].

Ставилась задача снижения температуры смазки в рабочей области подшипника за счёт исследования влияния различных геометрических факторов и конструктивных решений на значение максимальной температуры масла в подшипнике и разработки на основе анализа результатов исследования рекомендаций по оптимизации геометрии подшипника.

Для решения поставленных задач применялись методы вычислительной гидродинамики (CFD). Первоначальная CFD-модель была верифицирована с результатами испытаний натурального образца подшипника. Исследовались модели подшипников для диаметров валов 100...320 мм.

Исследование проводилось на гексаэдрических сеточных моделях размерности $0,561...25,97 \times 10^6$ КЭ. Количество КЭ по высоте рабочего зазора составляло 18...22. В моделях учитывалось влияние турбулентности и теплового состояния, элементы подшипника принимались абсолютно жёсткими.

В первой части работы исследовались различные способы подвода масла в рабочий зазор непосредственно через нижний, наиболее нагруженный вкладыш:

- 1) подвод через углубленную маслораздаточную канавку;
- 2) подвод через расширенную маслораздаточную канавку;
- 3) подвод через смещенную относительно входа в рабочий зазор вкладыша маслораздаточную канавку;
- 4) подвод смазки через маслораздаточную канавку, спрофилированную исходя из условия организации вихря, нагнетающего масло в рабочий зазор;
- 5) подвод смазки через маслораздаточную канавку переменной глубины с наличием буферных зон на периферии канавки (зон перелива в торцевые зоны вкладыша);
- 6) подвод смазки через маслораздаточную канавку с выходной (в клин) фаской, организованной с целью снизить гидродинамическое сопротивление при входе масла из канавки в зазор, фаска выполнялась с различными значениями заходного угла и ширины.

Анализ результатов показал, что организация маслораздаточной канавки во вкладыше, как и в общем концепция подвода смазки в зазор через вкладыш, неэффективна в виду явления запирания рабочего зазора, так как рабочий зазор и масляная канавка отделены друг от друга гидродинамически, что не позволяет маслу из канавки естественным путем нагнетаться в зазор.

Во второй части работы исследовались различные способы организации подвода масла в пространство между вкладышами: с помощью форсунок различной конфигурации в совокупности с введением заходной фаски на вкладыше для организации беспрепятственного попадания масла в гидродинамический клин.

В общем, исследования показали преимущество варианта с подачей масла через форсунки в пространство между вкладышами по сравнению с подводом масла через вкладыш по величинам температуры и подъёмной силы подшипника.

Выполнение заходной фаски по всей ширине вкладыша позволяет повысить подъёмную силу подшипника (6–20%), при этом увеличивается значение расхода масла (17–32%) за счёт конструктивного «облегчения» входа масла из пространства между вкладышами в рабочий клин. Средняя температура на поверхности нижнего вкладыша для случая с заходным карманом, выполненным на 0,6 ширины вкладыша на 4..6 °С меньше, чем для подшипника заходными фасками, выполненными по всей ширине вкладышей.

Наличие возможности перепуска масла в торцы подшипника (по прототипу Kingsbury) позволяет при том же значении суммарного расхода масла через подшипник снизить максимальную температуру в клине на 3...4,5 °С, в зависимости от схемы подвода масла. Наиболее эффективным в данном случае является подвод масла как через пространство между вкладышами, так и через маслораздаточные канавки во вкладышах. Следует отметить, что помимо снижения температуры, наблюдается снижение подъёмной силы на 15%, вызванное снижением давления в рабочем зазоре, что, в свою очередь, является следствием перепуска части масла, которое должно было пойти в клин, в торцы подшипника.

Список литературы

1. Никифоров А.Н. Проблемы колебаний и динамической устойчивости быстровращающихся роторов // Вестник научно-технического развития. 2010. Вып. 3 (31). С. 31-53.
2. Nelson D.V., Hollingsworth L.W. The Fluid Pivot Journal Bearing. Journal of Lubrication Technology. 1977. N 99(1). Pp. 122-127. doi:10.1115/1.3452958

Сведения об авторе

Паровай Елена Федоровна, старший преподаватель кафедры конструкции и проектирования двигателей летательных аппаратов, младший научный сотрудник конструкторского бюро двигателестроения. Область научных интересов: гидродинамика, опоры ГТД, подшипники скольжения, демпфирование, конструкция опор ГТД.

INFLUENCE OF PAD GEOMETRY AND METHOD OF OIL SUPPLY ON THE THERMAL STATE OF GTE ROTOR TILTING-PAD JOURNAL BEARING

Parovay E.F.

Samara National Research University, Samara, Russia, elenaparovay@gmail.com

Keywords: CFD, pad, gas turbine engine, rotor support, journal bearing, performance, tilting-pad journal bearing, thermal state, heat generation, oil nozzle.

The paper highlights the results of CFD-study of a fluid pivot journal bearing.