

УДК 621.431.75

ИССЛЕДОВАНИЕ ТЕПЛООВОГО СОСТОЯНИЯ ОПОРЫ АВИАЦИОННОГО ГАЗОТУРБИННОГО ДВИГАТЕЛЯ

© 2014 А.С. Виноградов¹, Р.Р. Бадыков¹, Д.Г. Федорченко²

¹Самарский государственный аэрокосмический университет имени академика С.П. Королёва
(национальный исследовательский университет)

²ОАО «Металлист-Самара»

В статье рассматриваются основные источники тепла, поступающего в опору авиационного двигателя, исследуются способы их определения и даётся их количественное сравнение для определенных условий работы опоры компрессора. На основании определения количества тепла, поступающего от каждого из источников, а также по результатам предварительно выполненного термогазодинамического расчета, выполняются последовательно гидравлический расчёт воздушного охлаждения опоры и вычисляется распределение коэффициентов конвективной теплоотдачи и температуры по стенкам опоры двигателя. Затем по полученным данным производится структурный тепловой расчёт. В результате структурного расчёта определяется распределение температуры в элементах опоры. Приводятся примеры оценки влияния количества тепла, выделяемого различными источниками, а также влияния изменения количества тепла от отдельного источника на уровень потребной прокачки масла через двигатель, при определённой схеме охлаждения опоры. Сравняется интенсивность теплоотдачи по источникам в зависимости от режима работы двигателя. На основании предложенной последовательности расчётов была составлена методика определения теплового состояния опоры авиационного двигателя, которая позволит выбирать требуемую систему охлаждения, а также оценить и скорректировать основные параметры масляной системы двигателя.

Масляная система, тепловой поток, температура, коэффициент теплоотдачи, трение, уплотнение, подшипник, эффективность, охлаждение, методика.

В газотурбинных двигателях (ГТД) помимо основных узлов, генерирующих тепловые потоки, поступающие в опору силовой установки, имеется большое количество трущихся деталей (подшипники роторов, приводов агрегатов и редукторов, уплотнения, зубчатые зацепления приводов и редукторов, шлицы, пары трения агрегатов и т.д.). В результате трения происходит износ деталей, а также выделяется значительное количество тепла, которое наряду с тепловыми потоками от корпусных деталей поступает в опору двигателя. Вместе с тем необходимо поддерживать заданные уровни теплового состояния узлов опоры двигателя для обеспечения требований работоспособности и надёжности. Масляная система, а также различные конструктивные способы тепловой защиты тех или иных элементов ГТД поддерживают необходимый тепловой в уровень и обеспечивают работоспособность двигателя.

При этом у современных авиационных ГТД обеспечение приемлемого теплового состояния узлов трения является существенно более важной функцией масляных систем по сравнению с обеспе-

чением смазки трущихся поверхностей. Так, например, для смазки теплонапряжённого радиально-упорного шарикоподшипника может оказаться достаточным весьма незначительное количество масла (не более 0,1 кг/ч), а для съёма выделяемого в нём тепла (10...20 кВт) требуется подавать до 0,15 кг/с масла [1].

Поскольку точный расчёт теплоотдачи в смазочное масло связан с большими трудностями, то часто пользуются статистическими данными. Для ТРД теплоотдача составляет 3...6 кДж/с на 10 кН стендовой тяги; для ТВД — 15...25 кДж/с на 1000 кВт эквивалентной стендовой мощности. В ТРДД теплоотдача в меньшей степени зависит от тяги, так как часть тепла передаётся воздуху второго контура. Для средних и крупных двигателей теплоотдача составляет 35...55 кДж/с.

В настоящее время для обоснования потребной прокачки масла необходим уточнённый расчёт теплоотдачи двигателя (эти величины прямо пропорциональны). Ориентировочно определить потребную прокачку масла через ГТД в л/мин можно по следующей зависимости:

$$W_{ов} = 6 \cdot 10^4 \frac{q_{ов}}{C_m \rho_m \Delta t_m}, \quad (1)$$

где $q_{ов}$ – теплоотдача двигателя или тепловой поток от него в масло, кВт; C_m – удельная теплоёмкость масла при среднеарифметической температуре входа и выхода, кДж/(кг·К); ρ_m – плотность масла, кг/м³; Δt_m – разность температур масла на входе и выходе, К [2].

Теплоотдачу двигателя в масло можно определить на основании анализа теплового баланса, что и было выполнено в работе.

Анализ источников тепла, вносимых в опору ГТД

В опоре ГТД выявляются шесть основных источников тепла: Q_1 – из тракта; Q_2 – через стенки опоры; Q_3 – через вал; Q_4 – от трения в уплотнениях; Q_5 – от трения в подшипниках, зубчатых передачах, шлицевых соединениях и т.п.; Q_6 – с воздухом через уплотнения (рис.1). Такие источники тепла, как вспенивание масла, кавитация и др. в работе не рассматривались в силу их сравнительно малой величины.

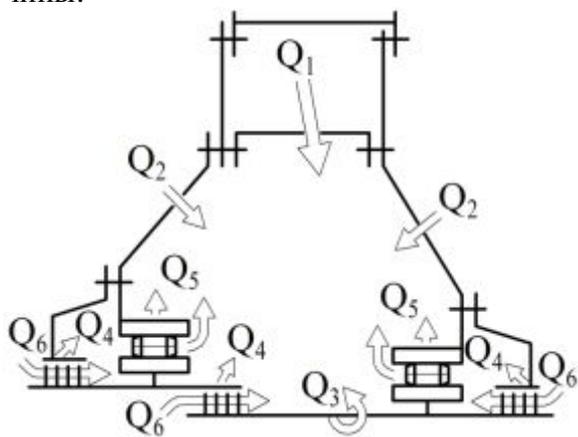


Рис. 1. Источники тепла, вносимого в опору ГТД

Решение задачи по определению теплового потока, выделившегося в узлах трения, может быть осложнено. В случае, если время выхода двигателя на установившийся тепловой режим соизмеримо с временем полёта на этом режиме, необходимо учитывать нестационарность процесса теплоотдачи.

В целом теплота, возникнув в зоне трения, распределяется между трущимися

телами, а также между ними и окружающей средой. Такой теплообмен происходит путём теплопроводности, конвекции и/или радиации (теплообмен излучением). Важное место среди них занимает теплопроводность, которая определяет формирование теплового состояния трущихся деталей. Точная оценка выделяющейся при трении теплоты затруднительна, поэтому принимается допущение: вся работа, совершаемая силой трения, превращается в теплоту. Другими словами, интенсивность тепловыделения $q_{тр}$ (Дж/(м²·с)) определяется соотношением:

$$q_{тр} = f \cdot P \cdot V, \quad (2)$$

где f – коэффициент трения, P – контактное давление, V – скорость скольжения.

В подшипниках качения реализуются два вида трения, а именно, трение качения и трение скольжения. Трение качения обычно связывают с упругим гистерезисом, адгезией, пластической деформацией и микропроскальзыванием. Трение качения значительно меньше трения скольжения, поэтому основные потери энергии определяются трением скольжения в контакте «тело качения – дорожка качения» вследствие деформации контактирующих поверхностей [3].

Из формулы (2) вытекает зависимость для определения количество тепла, выделяемого от трения в подшипниках:

$$Q_{под} = N_{мп} = T \cdot f \cdot \pi \cdot n \cdot d, \quad (3)$$

где T – приведённая нагрузка на подшипник, f – коэффициент трения (роликовый 0,0025...0,01; шариковый 0,001...0,004), d – диаметр вала, n – частота вращения.

С трибологической точки зрения уплотнения очень напоминают подшипники. По существу, в уплотнениях реализуются все режимы трения: от сухого скольжения до трения в условиях гидродинамической смазки. Количество тепла, выделяемого от трения в радиально-торцовых контактных уплотнениях описывается уравнением:

$$Q_{упл} = N_{мп} = \Delta p \cdot F \cdot f \cdot \pi \cdot n \cdot d_{cp}, \quad (4)$$

где Δp – перепад давлений, F – площадь контакта, f – коэффициент трения, d_{cp} – средний диаметр, n – частота вращения.

Трение в зубчатых передачах отличается некоторыми особенностями, обу-

словленными геометрией и кинематикой зубьев колёс. Во время цикла зацепления реализуется движение, включающее качение и скольжение. Для оценки количества тепла, выделяемого от трения в шлицевых и зубчатых передачах, применяют следующую зависимость:

$$Q_{зуб} = (1 - \eta)N, \quad (5)$$

где η – КПД зубчатой передачи; N – передаваемая мощность, Вт.

Стоит отметить, что для более точных расчётов применяются различные экспериментальные зависимости [4].

Количество тепла, поступающего с воздухом через уплотнения, непосредственно зависит от количества воздуха или газа, проникшего через уплотнения, его теплоёмкости и разности температур сред, разделённых уплотнениями. В рассматриваемом случае применима следующая зависимость [5]:

$$Q_{воз} = G_B C_p (t_B - t_M), \quad (6)$$

где G_B – расход воздуха через уплотнения, C_p – удельная теплоёмкость газа, t_B – температура воздуха, t_M – температура масла.

Теперь рассмотрим процесс передачи тепла через стенки опоры. Данный процесс является сложным: ограждающая стенка является проводником теплоты, через которую теплота передаётся теплопроводностью, а от стенки к окружающей среде – конвекцией и излучением. При передаче теплоты от стенки к окружающей среде в основном преобладает конвективный теплообмен, и в последующих расчётах излучение не учитывалось.

В общем случае количество тепла, передаваемого через стенку от воздуха в масло, описывается законом Ньютона-Рихмана [6]:

$$Q_{ст} = k \cdot F(t_B - t_M), \quad (7)$$

где k – коэффициент теплопередачи, Вт/м²К; F – площадь наружной поверхности стенки, м²; t_B – температура воздуха с наружной стороны стенки, К; t_M – температура масла (температура среды в масляной полости), К.

При рассмотрении процесса теплоотдачи через стенки опоры ГТД принимается ряд допущений. В зоне опоры воз-

душный тракт внутреннего контура двигателя разделён силовыми рёбрами на ряд частей, течение в которых можно уподобить потоку в коротких каналах (рис. 2).

Так как в наружном контуре двигателя температура ниже, чем во внутреннем, можно принять, что рёбра имеют максимальную температуру в середине их высоты.



Рис. 2. Процесс теплопередачи через стенки опоры ГТД

Иначе говоря, в процессе передачи тепла к маслу участвует только половина высоты ребра.

Поскольку отношение наружного и внутреннего диаметров цилиндрической стенки близко к единице, то при расчёте теплопередачи через неё с достаточной степенью точности можно использовать соотношения для плоской стенки.

Теплообмен на боковых стенках средней опоры происходит путём теплопередачи от воздуха, приведённого во вращение дисками компрессора к маслу, попадающему на стенки со стороны масляной полости.

Для конических стенок, в связи со сложностью модели течения, были использованы зависимости для определения тепла в цилиндрических стенках с разбиением на конечные участки.

Расчёт теплового состояния опоры ГТД

Для расчёта количества тепла, поступающего в среднюю опору из тракта, через стенки и от вала необходимо предварительно определить температуры деталей опоры и коэффициенты конвективной теплоотдачи.

Из известных результатов термогазодинамического расчёта на входе и вы-

ходе узлов (P^* , T^* , G_B), полученных при проектировании двигателя, были использованы значения температуры и давления в местах отбора и выпуска воздуха в системе средней опоры ГТД (рис. 3).

По известной геометрии каналов и значениям газодинамических параметров (давления и температуры) необходимо определить параметры потоков по всей сети. При этом расчёт должен учитывать влияние подогрева потока, поскольку температура элементов системы обладает значительной неравномерностью.

Метод расчёта основан на представлении системы в виде графа, из которого выделяются базисные хорды и строится минимальное дерево (рис. 3).

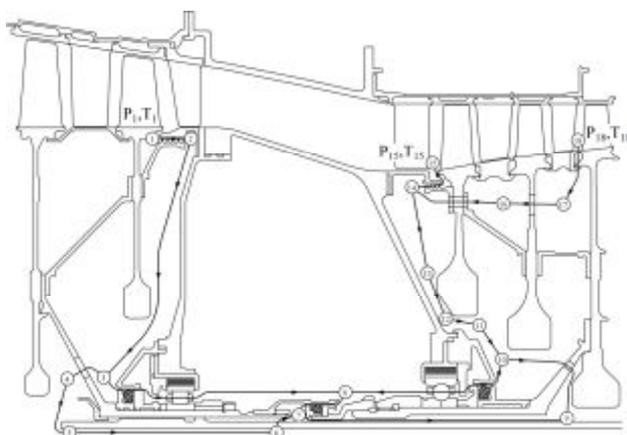


Рис. 3. Система наддува и охлаждения средней опоры

Математическая модель описывается соотношениями, вытекающими из законов Кирхгофа, и замыкающим соотношением, характеризующим взаимосвязь между напором, гидравлическим сопротивлением и расходом в ветвях графа. В результате ряда преобразований получается система уравнений относительно приращений на хордах графа. Количество уравнений равно числу линейно независимых контуров, благодаря чему существенно сокращается время расчёта [7].

В результате произведенного расчёта получаем значения коэффициентов конвективной теплоотдачи в опоре, а также среднюю температуру стенок каналов (рис. 4).

Так значение коэффициента конвек-

тивной теплоотдачи в кольце уплотнения на максимальном режиме двигателя достигло $k = 5048 \text{ Вт/м}^2\text{К}$, а максимум температуры в стенке опоры составил $353 \text{ }^\circ\text{C}$.

Как правило, значения температур, на этапе проектирования системы неизвестны. Поэтому задача должна решаться методом последовательных приближений. В первом приближении температуры задаются по данным прототипа или из опыта проектирования систем охлаждения. Для поверочных расчётов одного приближения по температурам стенок каналов будет достаточно.

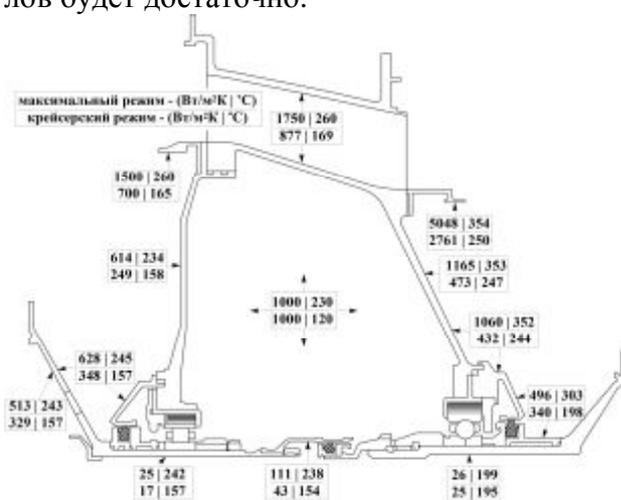


Рис. 4. Распределение коэффициентов конвективной теплоотдачи и температуры в опоре двигателя

Анализ тепловых потоков в опоре ГТД

По полученным значениям температуры элементов и деталей средней опоры ГТД, стало возможным посчитать количество тепла, которое вносится в опору. Результаты расчёта количества тепла, проведенного по формулам (2 - 7), приведены в табл. 1.

Суммарное количество тепла, которое вносится в опору всеми источниками равно 18290 Вт .

Зная общее количество тепла, вносимого в среднюю опору ГТД, последующим расчётом определим потребную прокачку масла через неё. Зададимся осреднёнными характеристиками масла: $C_m = 1680 \text{ кДж/(кг}\cdot\text{К)}$ при среднеарифметической температуре входа и выхода (примем её величину при температуре масла 373

К); $\rho_m = 820 \text{ кг/м}^3$; $\Delta t_m = 50 \text{ К}$. В результате потребная прокачка масла через среднюю опору ГТД согласно (1) составила: $W = 15,9 \text{ л/мин}$.

Таблица 1 – Количество тепла, выделяемого в опору ГТД

Источники тепла	Количество тепла, Вт	Соотношение, %
Q ₁ - из тракта	2142	12
Q ₂ - от стенок опоры	4427	24
Q ₃ - от вала	299	2
Q ₄ - трение в уплотнениях	2522	14
Q ₅ - трение в подшипниках	5161	28
Q ₆ - утечки уплотнений	2809	15
Q ₇ - трение в шлицах и передачах	930	5
Итого	18290	100

Полученные результаты обладают погрешностью, связанной с упрощениями, принятыми с целью сокращения времени расчёта, и с использованием средних значений параметров.

Тем не менее, методика позволила качественно оценить влияние мер по повышению эффективности охлаждения опоры. Например, если на более поздних версиях данного двигателя были введены меры по тепловой защите средней опоры: установка экранов, защищающих стенки от нагрева; введение дополнительных полостей, предотвращающих попадание более горячего воздуха в масляную полость; подвод более холодного воздуха для наддува предмасляной полости; установка более эффективной системы уплотнений и другие. Пусть эти меры уменьшили количество тепла, поступающего в опору двигателя через уплотнения на 14%, от стенок опоры на 15%, но в месте с тем увеличили тепло от трения в уплотнениях на 5%. В результате перерасчёта суммарное количество тепла, поступающего в среднюю опору, составит $q_2 = 17399 \text{ Вт}$, а по-

требная прокачка масла через опору $W_2 = 15,1 \text{ л/мин}$.

Таким образом, потребная прокачка масла уменьшилась на 5% в связи с уменьшением количества тепла, поступающего в опору.

Методика расчёта потребного охлаждения опоры ГТД

Выше был изложен расчёт количества тепла, поступающего в опору двигателя, который позволяет качественно определить эффективность мер по тепловой защите и охлаждению опоры. Для того, чтобы начать расчёт, необходимо задаться начальными данными, такими как геометрией каналов в опоре; материалами, из которых выполнены детали опоры; их физическими свойствами; частотами вращения валов и газодинамическими параметрами в проточной части. Далее проводятся термогазодинамический, гидравлический и тепловой расчёты. После этого приступаем к расчёту количества тепла, выделяемого каждым из источников. Полученные результаты анализируются на соответствие условиям технического задания.

Данная методика позволяет рассчитывать варианты охлаждения и наддува опор, изучать и рассматривать влияние охлаждающего воздуха не только на параметры охлаждения, но и на удельные параметры двигателя. С помощью методики можно рассчитывать необходимую прокачку масла, а также рассматривать распределение теплоотдачи по источникам в зависимости от режима работы двигателя (рис. 5).

Из рис. 5 видно, что быстрее всего увеличивается выделение тепла в зубчатых передачах, так как они непосредственно связаны с валом двигателя и следовательно, их обороты возрастают с увеличением оборотов ротора.

Выводы

1. Рост температуры в проточной части авиационного ГТД приводит к значительному усложнению условий работы их опор.

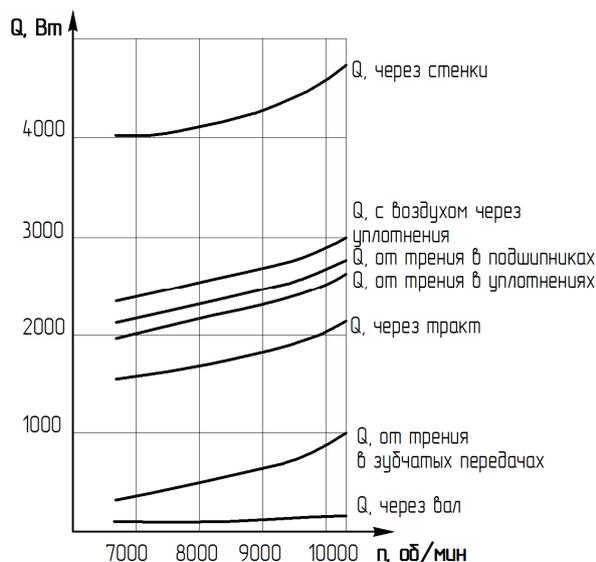


Рис. 5. Интенсивность теплоотдачи по источникам в зависимости от режима работы двигателя

Особенно это относится к узлам трения, находящимся в опоре, которые требуют принудительного охлаждения [8]. Для того, чтобы оценить тепловое состояние опоры, необходимо выделить основные источники тепла и оценить их долю в суммарной величине количества тепла, вносимого в опору. Источники тепла могут быть определены как внешние (по отношению к опоре): тепло, поступающее из тракта, через стенки, через вал, а также с утечками через уплотнение, так и внутренние: тепло от трения в подшипниках, уплотнениях, шлицевых соединениях и зубчатых передачах. Соотношение между количеством тепла, поступающим от каждого из этих источников, зависит от конкретных условий и может изменяться в довольно широких пределах. Исследования показали, что основное тепло образуется от трения в подшипниках и уплотнениях, поступает в опору через стенки и с горячим газом через уплотнения [9]. Общее количество тепла, которое вносят эти

источники, находится на уровне 80...90%. На долю уплотнений приходится 20...30%. Поэтому для оценки теплового состояния опоры необходимо оценивать количество тепла, поступающее от каждого из вышеперечисленных источников, а для повышения эффективности охлаждения опоры – совершенствовать конструкцию системы уплотнений.

2. Наиболее сложным этапом в оценке теплового состояния опоры является определение коэффициентов конвективной теплоотдачи с внутренних и внешних поверхностей деталей опоры. В данном исследовании эти коэффициенты определялись гидравлическим расчётом, когда полости, окружающие опору, моделировались как каналы определённого вида. На максимальном режиме расчётная температура стенок опоры варьировалась от 234 до 353°C, а коэффициент конвективной теплоотдачи с этих же поверхностей изменялся от 614 до 1165 Вт/м²К. Чтобы получить распределение температуры во всех деталях опоры, результаты гидравлического расчёта служили исходными данными для следующего структурного расчёта. Таким образом, на основании созданных моделей была создана и реализована методика расчёта теплового состояния опоры.

3. Создание методики расчёта теплового состояния опоры позволит выбрать требуемый способ охлаждения опоры, исходя из допустимого вносимого количества тепла, спроектировать систему уплотнений, реализующую выбранный способ. Дальнейшее применение разработанной методики возможно для проектирования элементов подвода к узлам трения внутри опоры, а также элементов отвода масла [10].

Библиографический список

1. Трянов А.Е., Гришанов О.А., Виноградов А.С. О тепловой защите масляных полостей опор создаваемых ГТД // Вестник Самарского государственного аэрокосмического университета (националь-

ного исследовательского университета). 2009. № 3(19), ч. 1. С. 318-329.

2. Бич М.М., Вейнберг Е.В., Сурнов Д.Н. Смазка авиационных газотурбинных двигателей. М.: Машиностроение, 1979. 176 с.

3. Мышкин Н.К., Петроковец М.И. Трение, смазка, износ. Физические основы и технические приложения трибологии. М.: Физматлит, 2006. 368 с.

4. Глухарёв Е.Г., Зубарев Н.И. Зубчатые соединения. Л.: Машиностроение, Ленингр. Отделение. 1983. 270 с.

5. Майер Э. Торцовые уплотнения. М.: Машиностроение, 1978. 288 с.

6. Кирпичев М.В., Михеев М.А., Эйгенсон Л.С. Теплопередача. М.-Л.: Госэнергоиздат, 1940. 292 с.

7. Капинов В.М., Пустовалов В.Н., Навроцкий В.В., Науменко С.П. Улучшенный алгоритм поступенчатого расчёта

проточной части турбины по параметрам за последней ступенью // Вестник НТУ «ХПИ». 2004. № 11. С.105-108.

8. Klingsporn M. Advanced transmission and oil system concepts for modern aero-engines // Proceedings of ASME Turbo Expo 2004. GT2004-53578.

9. Flouros M., Oil pumping in high speed and high loaded ball bearings // Proceedings of ASME Turbo Expo 2004, GT2004-53406.

10. Hart K. Basic architecture and sizing of commercial aircraft gas turbine oil feed systems // Proceedings of ASME Turbo Expo 2008. GT2008-50450.

Информация об авторах

Виноградов Александр Сергеевич, кандидат технических наук, доцент кафедры конструкции и проектирования двигателей летательных аппаратов, Самарский государственный аэрокосмический университет имени академика С.П. Королёва (национальный исследовательский университет). E-mail: fdla@ssau.ru. Область научных интересов: торцовые уплотнения, конструкция авиационных двигателей, надёжность машин.

Бадыков Ренат Раисович, инженер кафедры конструкции и проектирования двигателей летательных аппаратов, Са-

марский государственный аэрокосмический университет имени академика С.П. Королёва (национальный исследовательский университет) E-mail: fdla@ssau.ru. Область научных интересов: торцовые уплотнения, конструкция авиационных двигателей.

Федорченко Дмитрий Геннадьевич, кандидат технических наук, доцент, главный конструктор ОАО «Металлист-Самара». E-mail: dg_fedorchenko@mail.ru. Область научных интересов: динамика и прочность, конструкция авиационных двигателей и энергетических установок.

ANALYSIS OF THE THERMAL STATE OF AIRCRAFT ENGINE SUPPORTS

© 2014 A.S. Vinogradov¹, R.R. Badykov¹, D.G. Fedorchenko²

¹Samara State Aerospace University, Samara, Russian Federation

²Open Joint Stock Company "Metallist-Samara", Samara, Russian Federation

The paper discusses the main sources of heat that enters the aircraft engine support. It explores the ways of determining them and provides their quantitative comparison for certain operating conditions of the compressor support. On the basis of determining the amount of heat coming from each of the sources and the results of the previously performed thermogasdynamic design hydraulic analysis of the engine support air cooling is carried out and the distribution of convection coefficients and temperature on the walls of the support is calculated. Then the structural heat calculation is performed. On the basis of the structural analysis the temperature distribution in the support elements is determined. Examples of estimating the impact of the amount of heat from different sources as well as the impact of changing the amount of heat from an individual source on the level of oil circulation in the engine are given. The rates of heat transfer for various sources depending on the engine operating condition are compared. On the basis of the proposed sequence of calculations a methodology of determining the thermal state of aircraft engine supports was compiled that will make it possible to choose the required cooling system and adjust the basic parameters of the engine oil system.

Oil system, heat flow, temperature, heat transfer coefficient, friction, seal, bearing, efficiency, cooling, methodology.

References

1. Tryanov A.E., Grishanov O.A., Vinogradov A.S. About the thermal protection of the oil cavities for designing gas turbine engines // Vestnik of Samara State Aerospace University (National Research University). 2009. No. 3(19), part 1. P. 318-329. (In Russ.)
2. Beach M.M., Weinberg E.V., Surnov D.N. Smazka aviatsionnykh gazoturbinnnykh dvigateley [Lubrication of aircraft gas turbine engine]. Moscow: Mashinostroyeniye Publ., 1979. 176 p.
3. Myshkin N.K., Petrokovets M.I. Trenie, smazka, iznos. Fizicheskie osno-vy i tekhnicheskie prilozheniya tribologii [Friction, lubrication, wear. Physical foundations and engineering applications of tribology]. Moscow: Fizmatlit Publ., 2006. 368 p.
4. Glukharev E.G., Zubarev N.I. Gear connection. Leningrad: Mashinostroyeniye Publ., 1983. 270 p.
5. Meyer E. Tortsovye uplotneniya [Face seals]. Moscow: Mashinostroyeniye Publ., 1978. 288 p.
6. Kirpichev M.V., Mikheev M.A., Eigenson L.S. Teploperedacha [Heat transfer]. Moscow-Leningrad: Gosenergoizdat Publ., 1940. 292 p.
7. Kapinos V.M., Pustovalov V.N., Nawrocki V.V., Naumenko S.P. Improved algorithm of successive calculation of turbine wheel space by the parameters after the last stage // Vestnik NTU «KhPI». 2004. No. 1. P. 105-108. (In Russ.)
8. Klingsporn M. Advanced transmission and oil system concepts for modern aero-engines // Proceedings of ASME Turbo Expo 2004. GT2004-53578.
9. Flouros M. Oil pumping in high speed and high loaded ball bearings // Proceedings of ASME Turbo Expo 2004. GT2004-53406.
10. Hart K. Basic architecture and sizing of commercial aircraft gas turbine oil feed systems // Proceedings of ASME Turbo Expo 2008. GT2008-50450.

About the authors

Vinogradov Alexander Sergeevich, Candidate of Science (Engineering), Associate Professor of the Department "Construction and Design of Aircraft Engines", Samara State Aerospace University. E-mail: fdla@ssau.ru. Area of Research: face seals, aircraft engine design, reliability of machines.

Badykov Renat Raisovich, engineer of the Department "Construction and Design of Aircraft Engines", Samara State Aero-

space University. E-mail: fdla@ssau.ru. Area of Research: sealing system, aircraft engine design.

Fedorchenko Dmitriy Gennadievich, Candidate of Science (Engineering), Associate Professor, Head Designer, Open Joint Stock Company "Metallist-Samara". E-mail: dg_fedorchenko@mail.ru. Area of Research: dynamics and strength, design of aircraft engines and power stations.