

УДК 621.438

ВЫБОР ОПТИМАЛЬНЫХ ПОДШИПНИКОВ ДЛЯ РОТОРА СВОБОДНОЙ ТУРБИНЫ

© 2009 К.Н. Чаадаев, Д.К. Новиков

Самарский государственный аэрокосмический университет

Поступила в редакцию 02.03.2009

Рассмотрены проблемы выбора опор для модернизации свободной турбины, расчета и оптимизации рабочих характеристик радиальных и осевого подшипников скольжения.

Ключевые слова: аппарат газоперекачивающий, турбина свободная, модернизация, подшипники скольжения, оптимизация рабочих характеристик.

В настоящее время широкое применение нашли газоперекачивающие агрегаты (ГПА), выполненные с применением в качестве привода конвертированных ГТД. Один из примеров таких ГПА - семейство приводов НК-14СТ ОАО "СКБМ", выполненных на базе авиационного двигателя НК-12.

Одно из основных требований к авиационным приводам со стороны ГАЗПРОМа – это повышенный ресурс. Значительным условием обеспечения заданного ресурса ГПА является уровень вибрации при вынужденных колебаниях валов. Штатная конструкция узла свободной турбины (СТ) весьма чувствительна к изменениям дисбаланса, которые могут возникнуть в процессе сборки и эксплуатации. Это было подтверждено стендовыми испытаниями и эксплуатацией ГТД. Мероприятия по устранению повышенной вибрации, сводящиеся к увеличению точности изготовления дисков и вала СТ, а также точности и качества балансировки, не всегда дают желаемый результат. Для кардинального увеличения жизненного цикла ГПА предлагается смена традиционно применяемых в авиации подшипников качения в опорах СТ. Альтернативным вариантом опор могут стать широко распространенные в энергетическом машиностроении опоры скольжения, имеющие высокий ресурс. Поэтому в статье рассматривается возможность использования в качестве опор подшипников скольжения.

РАСЧЕТ РАДИАЛЬНЫХ ОПОР

При расчете подшипников в процессе их проектирования обычно задают общую нагрузку на

Чаадаев Константин Николаевич, ассистент кафедры "Конструкция и проектирование двигателей летательных аппаратов". E-mail: sekaku@mail.ru.

Новиков Дмитрий Константинович, доктор технических наук, профессор кафедры "Конструкция и проектирование двигателей летательных аппаратов". E-mail: novikovdk_ssau@mail.ru.

подшипник W и скорость вращения вала, а также оговаривают сорт масла и его температуру в системе маслоснабжения. Диаметр шейки вала d , длина l рабочей части вкладыша задают конструктивно. Они не относятся к числу величин, которыми можно варьировать в широких пределах. Для определения нагрузки составим расчетную схему ротора СТ (рис. 1).

Усилия на передний подшипник, исходя из максимального нагружения опоры, определяем по формуле:

$$R_A = Q \cdot (F_1 + F_2),$$

где

$$F_1 = \frac{G_1(a+b+l) + G_2(b+l) + \frac{f(b+l)^2}{2} - \frac{f \cdot d^2}{2} - G_{CB} \cdot d}{l} -$$

постоянная нагрузка от веса (где $G_1 = 860 H$ – вес рабочего колеса первой ступени турбины; $G_2 = 930 H$ – вес рабочего колеса второй ступени турбины; $f = 1120 H / м$ – равномерно распределенная нагрузка от веса вала СТ; $G_{CB} = 110 H$ – вес соединительного вала; a, b, d, l – расстояния, взятые из расчетной схемы);

$$F_2 = \frac{P_T(c+l) + P_B \cdot d}{l} - \text{вращающаяся нагрузка}$$

ка от дисбаланса ($P_T = \frac{D_1 \cdot n^2}{g}$ – дисбалансная

нагрузка от неуравновешенности колес турбины,

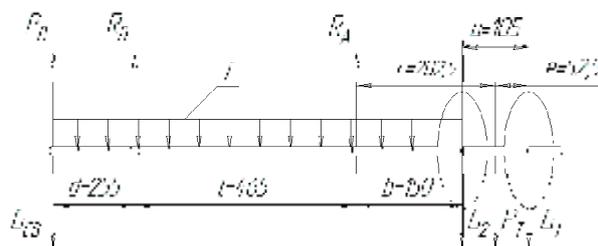


Рис. 1. Расчетная схема ротора СТ

где $D_1 = 0,5 \cdot 10^{-2} \text{ H} \cdot \text{м}$ – максимальная ожидаемая разбалансировка двух колес турбины; $n = 890 \text{ рад/сек}$ – максимальная угловая скорость вращения ротора СТ, $P_B = \frac{D_2 \cdot n^2}{g}$ – дисбалансная нагрузка от неуравновешенности трансмиссии, $D_2 = 0,19 \cdot 10^{-2} \text{ H} \cdot \text{м}$ – суммарный дисбаланс втулки и трансмиссии; c – расстояние, взятое из расчетной схемы);

$Q = 0,78$ – коэффициент, определяемый по отношению $\frac{F_1}{(F_1 + F_2)}$, [1].

Составляя аналогичным образом уравнение для поиска R_B , решаем задачу определения исходных нагрузок на подшипники скольжения. После подстановки всех данных получаем: $R_A = W_1 = 7363 \text{ H}$; $R_B = W_2 = 4081 \text{ H}$.

В качестве радиальных опор скольжения выбираем подшипники с самоустанавливающимися вкладышами, имеющими ряд преимуществ. В отличие от традиционных подшипников с неподвижными вкладышами они не только не способны возбуждать и поддерживать автоколебания быстровращающихся роторов на смазочной пленке, но и обладают высокими стабилизирующими свойствами, в ряде случаев позволяющими преодолеть неустойчивость, вызываемую внешними циркуляционными силами. Кроме того, они способны компенсировать перекосы вала, обладают меньшими потерями на трение при индивидуальном маслоснабжении вкладышей. В турбостроении применяют подшипники с шестью, пятью или с четырьмя вкладышами (рис. 2).

Рассмотрим подшипник с самоустанавливающимися вкладышами (рис. 3) и его основные характеристики. Расположение шарниров относительно входной кромки вкладыша характеризуется коэффициентом $\nu_k = \gamma_k / \alpha_k$ (γ_k – угол расположения шарнира вкладыша, α_k – угол охвата вкладыша), а смещение центра кривизны каждого вкладыша относительно центра подшипника характеризуется коэффициентом формы $m_k = \varepsilon_k / R_k - R - \varepsilon_k$, где $\varepsilon_k = OO_k$ – сме-

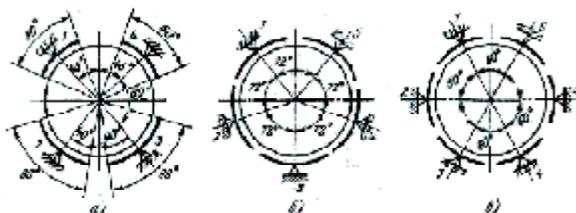


Рис. 2. Схемы подшипников с самоустанавливающимися вкладышами а – с четырьмя вкладышами; б – с пятью вкладышами; в – с шестью вкладышами

щение центра кривизны вкладыша относительно центра подшипника; R_k – радиус расточки вкладыша; R – радиус шейки вала.

Важным параметром является относительная длина подшипника $\lambda = l/d$.

При определении основных конструктивных и эксплуатационных параметров подшипника [2] основную роль играют тепловыделение и теплоотвод, которыми характеризуется средняя температура смазочного слоя и соответствующая ей средняя по слою вязкость масла. Поэтому при расчете подшипника нахождение рабочих параметров предшествует тепловой расчет подшипника, проводимый в несколько итераций для достижения теплового баланса:

$$\mu(t_{CP}) = \mu_{CP},$$

где μ_{CP} – динамическая вязкость смазки при произвольно выбранной начальной средней температуре смазочного слоя, $\text{Па} \cdot \text{сек}$; $\mu(t_{CP})$ – динамическая вязкость смазки при средней расчет-

ной температуре; $t_{CP} = \frac{1}{s} \cdot \sum_{k=1}^s (t_0 + \frac{\Delta t_k}{2})$ (s – ко-

личество вкладышей; $t_0 = 0,5(t_{CЛ} - t_C) + t_C$ – температура смазки в межвкладышном пространстве, $^{\circ}\text{C}$ ($t_{CЛ} = 50^{\circ}\text{C}$ – температура смазки при сливе из кожуха подшипника, $t_C = 40^{\circ}\text{C}$ – температура смазки в системе);

$\Delta t_k = \frac{\xi_k \omega \mu_{CP}}{C \rho \psi^2 q_{Tk}}$ – приращение температуры в смазочном слое k -го вкладыша, где

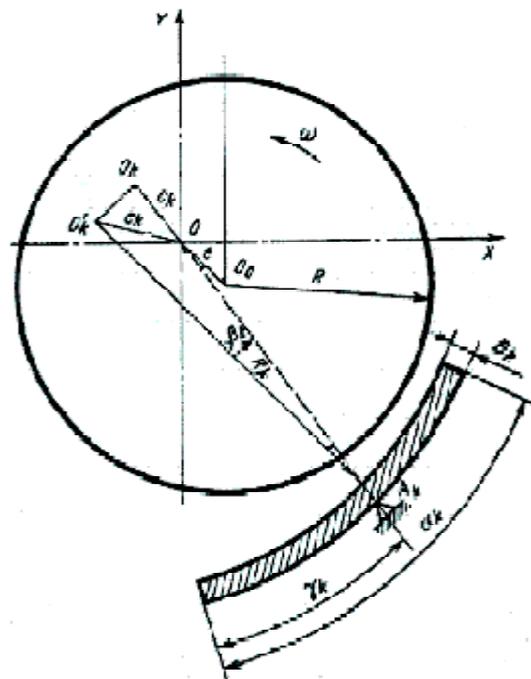


Рис. 3. Расчетная схема подшипника с самоустанавливающимися вкладышами

$C, Дж/(кг \cdot ^\circ C)$ – удельная теплоемкость смазки; $\rho, кг/м^3$ – плотность смазки при t_{CP} ;

$$\psi = \frac{\Delta}{0,5 \cdot d} - \text{относительный зазор } (\Delta, м - \text{ра-}$$

диальный зазор); $\omega, рад/сек$ - частота вращения вала; ξ_k – коэффициент потерь мощности на трение в смазочном слое k-го вкладыша и q_{Tk} – коэффициент торцового расхода смазки k-го вкладыша – находят линейной интерполяцией данных из таб. 1-5 [2] по виду подшипника и значению коэффициента нагруженности

$$\zeta = \frac{W \cdot \psi^2}{\omega \cdot l \cdot d \cdot \mu_{CP}}).$$

После завершения итерационного процесса определяют номинальный расход смазки, $м^3/сек$:

$$Q = \frac{\psi \cdot l \cdot d^2 \cdot \omega}{4 \cdot s} \sum_{k=1}^s q_{Bk},$$

где q_{Bk} – коэффициент расхода смазки на входной кромке k-го вкладыша – находят линейной интерполяцией данных из таб. 1-5 [2] по виду подшипника и значению коэффициента нагруженности.

Потери мощности на трение, $кВт$:

$$N = \frac{\mu_{CP} \cdot l \cdot d^2 \cdot \omega^2}{4 \cdot \psi} \sum_{k=1}^s \xi_k.$$

Минимальная толщина смазочного слоя, $мм$:

$$H_{min} = \frac{d \cdot 10^3 \cdot \psi \cdot h_{min}}{2},$$

где h_{min} – коэффициент безразмерной толщины смазочного слоя – находят линейной интерполяцией данных из таб. 1-5 [2] по виду подшипника и значению коэффициента нагруженности.

ВЫБОР ОПТИМАЛЬНОГО РАДИАЛЬНОГО ПОДШИПНИКА ДЛЯ ОПОР СТ

Для минимизации переделок существующей конструкции опоры СТ из всего множества параметров при проведении оптимизации рабочих характеристик подшипников можно варьировать значения коэффициента ν_k , угла α_k , а также количество и расположение вкладышей. Результаты проведенных при различных комбинациях параметров расчетов приведены в табл. 1-3, а на рис. 4-5 представлены графики параметров по усредненным значениям опор.

Проводя анализ полученных рабочих характеристик подшипников, делаем следующие выводы:

1. Угол вкладыша α_k не влияет на характеристики подшипников;

Таблица 1. Результаты расчетов

	$t_{CP}, ^\circ C$	$Q, л/мин$	$N, кВт$	$H_{min}, мм$
$s = 4; \nu_k = 0,55; \alpha = 50; \lambda = 0,6$				
передний	52,6	26,46	9	0,082
задний	51,6	26,7	8,16	0,1
$s = 5; \nu_k = 0,55; \alpha = 50; \lambda = 0,6$				
передний	53,6	24,87	7,97	0,062
задний	52,5	24,87	7,5	0,08
$s = 6; \nu_k = 0,55; \alpha = 50; \lambda = 0,6$				
передний	54,6	24,07	8,29	0,069
задний	53,1	24,1	7,77	0,087

Таблица 2. Результаты расчетов

	$t_{CP}, ^\circ C$	$Q, л/мин$	$N, кВт$	$H_{min}, мм$
$s = 4; \nu_k = 0,55; \alpha = 60; \lambda = 0,6$				
передний	52,6	26,46	9	0,082
задний	51,6	26,7	8,16	0,1
$s = 5; \nu_k = 0,55; \alpha = 60; \lambda = 0,6$				
передний	53,6	24,87	7,97	0,062
задний	52,5	24,87	7,5	0,08

Таблица 3. Результаты расчетов

	$t_{CP}, ^\circ C$	$Q, л/мин$	$N, кВт$	$H_{min}, мм$
$s = 4; \nu_k = 0,65; \alpha = 50; \lambda = 0,6$				
передний	48,8	30,95	9,86	0,069
задний	48,3	31,02	9,09	0,085
$s = 5; \nu_k = 0,65; \alpha = 50; \lambda = 0,6$				
передний	48,7	29,08	9,51	0,057
задний	48,2	29,1	9,16	0,071
$s = 6; \nu_k = 0,65; \alpha = 50; \lambda = 0,6$				
передний	48,7	27,84	10,2	0,061
задний	48,2	27,83	9,81	0,073

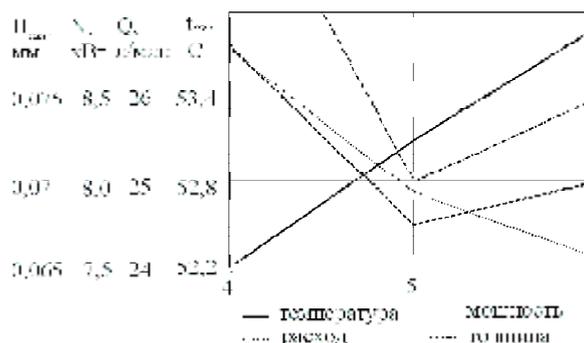


Рис. 4. Зависимость основных параметров от s при $\nu_k = 0,55$

2. Коэффициент относительного расположения шарнира ν_k при своем увеличении дает снижение средней температуры (положительный эффект) и увеличение расхода масла (отрицательный эффект);

3. Увеличение количества вкладышей не имеет ярко выраженных отрицательных и положи-

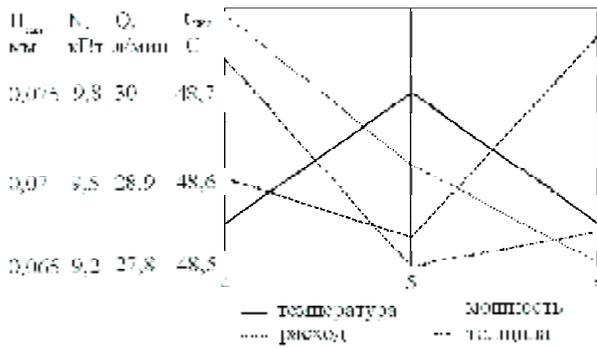


Рис. 5. Зависимость основных параметров от s при $v_k = 0,65$

тельных эффектов и должно рассматриваться с точки зрения конструктивной сложности;

4. Рассмотрение рабочих характеристик подшипников целесообразнее проводить совместно с их динамическими параметрами.

РАСЧЕТ ОСЕВОЙ ОПОРЫ

Проектирование упорного подшипника скольжения начинаем с определения нагрузок на него. Для этого составим расчетную схему ротора СТ (рис. 6). Исходные данные для вычисления осевой силы взяты из газодинамического расчета двигателя НК-14СТ-10, а распределение статических давлений P_i по тракту турбины получено по результатам расчета характеристик турбины на среднем диаметре.

Площадь контрольного участка:

$$F_i = \pi(R_{MAXi}^2 - R_{MINi}^2).$$

Осевое усилие на участке (с учетом знака):

$$P_{OCI} = F_i \cdot P_i.$$

Суммарное осевое усилие:

$$P_{\Sigma} = \sum_{i=1}^{16} P_{OCI}.$$

Произведя необходимые вычисления и подстановки, получаем осевую силу, действу-

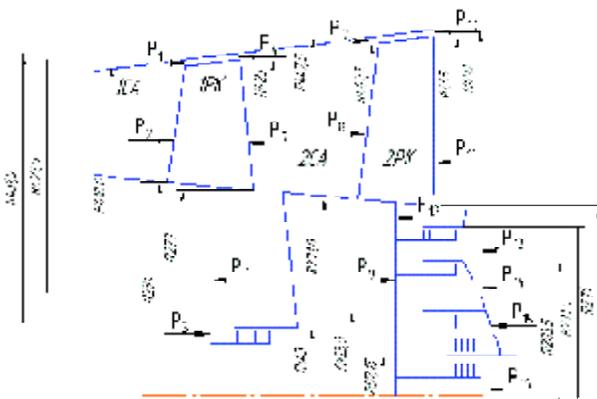


Рис. 6. К расчету осевого усилия

ющую на ротор СТ двигателя НК-14СТ-10, $P_{\Sigma} = W = 63,9 \text{ кН}$.

Для снижения осевой силы на двигателе предусмотрена разгрузочная полость, в которую подается воздух из ресивера картера турбины. Требуемое давление в разгрузочной полости обеспечивается дросселирующей шайбой. По статистике испытаний серийных двигателей НК-14СТ можно обеспечить на номинальном режиме величину осевой силы не более 18кН. Наличие разгрузочной полости на серийных двигателях диктовалось необходимостью снижения чрезмерной осевой силы для увеличения долговечности шарикового радиально-упорного подшипника А176130Р2. В нашем случае при проектировании упорного подшипника скольжения целесообразно проводить расчеты на полное осевое усилие, что позволит отказаться от системы разгрузки и тем самым упростит изделие в целом. В том случае, если проведенные расчеты покажут неприемлемое увеличение габаритов проектируемого подшипника, система разгрузки может помочь привести геометрические параметры в соответствии с существующими корпусными конструкциями.

Надежность работы осевого подшипника зависит от осевого усилия, а также от конструктивных особенностей и организации маслоснабжения. Среди конструктивных факторов, определяющих несущую способность осевого подшипника, важнейшими являются устройство колодок, вид опоры и ее положение по длине колодки, распределение нагрузок по колодкам и материал колодки. Кроме того, конструкция осевого подшипника должна обеспечивать распределение нагрузки на все колодки с учетом возможного отклонения гребня о время работы от положения его в состоянии покоя. В турбоагрегатах для этого чаще всего применяют подшипники с рычажной уравнивающей системой Кингсбери (рис. 7).

Достоинством подшипника Кингсбери является способность выравнивать нагрузки по отдельным колодкам, но при этом он сложнее по конструкции; его рычажная система должна быть тщательно спрофилирована и изготовлена с повышенной точностью. Произвольное профилирование поверхностей рычажной системы приводит к тому, что даже при незначительных перекосах упорного диска концы сухарей, упираясь в обойму или колодки, не позволяют последним перекашиваться. В результате подшипник становится жестким даже при малых перекосах упорного диска.

Для увеличения чувствительности выравнивающего устройства сила трения должна быть минимальной, для чего плечи рычагов верхнего

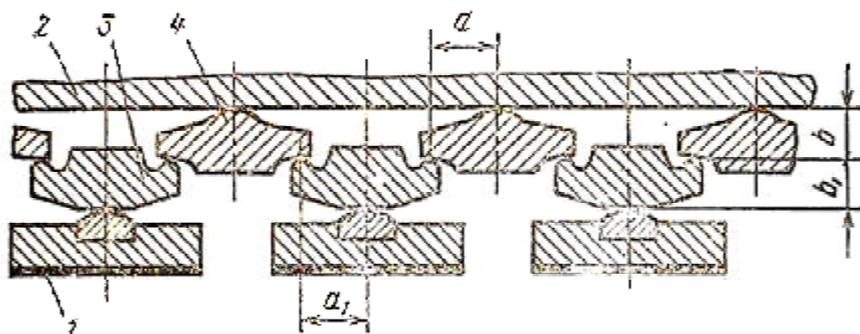


Рис. 7. Рычажная уравнивательная система Кинсберри

и нижнего ряда стараются делать одинаковыми, т.е. выполняют условие $a = a_1, b = b_1$.

Так же как и в радиальных опорах, осевой подшипник работает в условиях, когда становится существенной теплопередача из слоя смазки в упорный гребень и колодки [3]. Расчет осевого подшипника начинается с определением динамической вязкости масла:

$$\mu = f(t_0),$$

где μ – динамическая вязкость смазки при начальной температуре t_0 смазочного слоя;

Масштабное давление, Па:

$$p_0 = \frac{C \cdot \rho \cdot \mu \cdot D_C^2 \cdot \omega^2}{4 \cdot \lambda_{смаз} \cdot B},$$

где $D_C = 0,5(D_1 + D_2)$ – средний диаметр колодки, м (D_1 – внутренний диаметр колодки, D_2 – наружный диаметр колодки); $\lambda_{смаз}, \text{Вт}/(\text{м} \cdot ^\circ\text{C})$ – коэффициент теплопроводности смазки; B – безразмерный коэффициент зависящий от условий работы и отношения l/b ($b = 0,5(D_2 - D_1)$ – длина колодки, м; $l = (0,5 \cdot \theta \cdot D_C) - (0,05 \cdot \theta \cdot D_C)$ – средняя ширина колодки, м; $\theta, \text{рад}$ – угол раствора колодки).

Вычитаемое в формуле определения l называется длиной заходного скоса l_1 (рис. 8). Ее введение в конструкцию колодки исключает завихрения масла на входе в клин, местные понижения давления и застойные зоны перед колодкой, что приводит к улучшению температурного режима всей колодки.

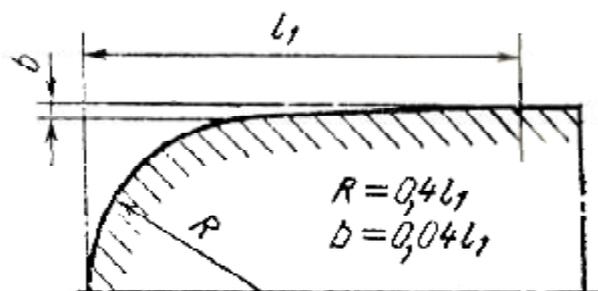


Рис. 8. Приемный скос колодки

Коэффициент нагруженности в данном случае имеет вид:

$$\zeta = \frac{W}{\omega \cdot n \cdot l \cdot b \cdot \mu},$$

где n – количество колодок.

Коэффициент потерь в смазочном слое ξ , коэффициент расхода через входную кромку $q_{ВХ}$, характеристическое число подшипника A – определяются по таблицам 28-30 [3] по коэффициенту нагруженности в зависимости от параметра B и коэффициента уклона колодки $\beta_h = 2,5...3,5$.

Минимальная толщина смазочного слоя, м:

$$h_{MIN} = \frac{1}{\beta_h} \cdot \sqrt{\frac{\mu \cdot \omega \cdot l \cdot D_C}{2 \cdot A \cdot p_0}}.$$

Гидродинамические потери, кВт:

$$N = D_C \cdot \omega^2 \cdot \mu \cdot l^2 \cdot n \cdot \xi.$$

Дисковые потери, кВт:

$$N_D = 1,173 \cdot 10^{-6} \cdot \rho \cdot \omega^3 \cdot D_C^4 (D_C + 5H_0),$$

где H_0 – толщина основания колодки, м.

Суммарные потери, кВт:

$$N_{\Sigma} = N + N_D.$$

Полный расход смазки, м³/с:

$$Q = 0,5 D_C^2 \cdot l \cdot \omega \cdot n \cdot q_{ВХ}.$$

ВЫБОР ОПТИМАЛЬНОГО ОСЕВОГО ПОДШИПНИКА ДЛЯ СТ

Как и для радиальных опор, при проведении оптимизации рабочих характеристик подшипников можно подбирать значения коэффициента уклона колодки β_h , количество колодок $n = 8...12$ и угол раствора колодки θ .

Результаты проведенных при различных комбинациях параметров расчетов представлены в табл. 4.

Проводя анализ полученных рабочих характеристик подшипника, делаем следующие выводы:

Таблица 4. Результаты расчетов

	$t_{ср}, ^\circ\text{C}$	$Q, \text{л/мин}$	$N, \text{кВт}$	$H_{\min}, \text{мм}$
$\beta_h = 2,5, n = 8 \text{ и } \theta = 2\pi/9$				
осевой	54,2	52,36	53	0,049
$\beta_h = 2,5, n = 10 \text{ и } \theta = \pi/6$				
осевой	52,6	69,9	37	0,04
$\beta_h = 3, n = 10 \text{ и } \theta = \pi/6$				
осевой	52	83,89	52,89	0,039

1. Угол колодки при увеличении приводит к существенному увеличению расхода смазки;

2. Коэффициент уклона колодки при своем увеличении дает незначительное снижение средней температуры (положительный эффект) и увеличение расхода масла (отрицательный эффект);

3. Увеличение количества колодок приводит к ухудшению рабочих параметров;

4. Применение системы разгрузки от осевых сил нецелесообразно в силу полученной при всех расчетах на $P_\Sigma = W = 63,9 \text{ кВт}$ незначительной величины коэффициента нагруженности (на нижней границе допустимых значений для турбомашин [3]). Попытка работы с учетом этой системы может привести к существенной разгрузке отдельных колодок и возникновению автоколебаний (потеря устойчивости и осевая виб-

рация), что объясняется наличием погрешностей изготовления и эксплуатации.

ВЫВОДЫ

1. Предложена конструкция радиальных подшипников скольжения с самоустанавливающимися вкладышами и осевого подшипника с рычажной выравнивающей системой колодок, которая вписывается в штатную конструкцию опоры СТ с минимальными доработками.

2. Определены и оптимизированы рабочие характеристики всех подшипников, обеспечивающие нормальный температурный режим смазки (исключающей ее преждевременное старение), незначительные потери мощности и достаточную толщину масляной пленки.

3. Суммарный расход масла на все подшипники предусмотрен в количестве $Q_\Sigma = Q_{\text{радиал1}} + Q_{\text{радиал2}} + Q_{\text{осевой}} \approx 102 \text{ л}$

СПИСОК ЛИТЕРАТУРЫ

1. Бейзельман А.Д. и др. Подшипники качения: Справочник. М.: Машиностроение. 1975. 318 с.
2. Воскресенский В.А., Дьяков В.И., Зиле А.З. Расчет и проектирование опор жидкостного трения: Справочник. М.: Машиностроение. 1983. 232 с.
3. Воскресенский В.А., Дьяков В.И. Расчет и проектирование опор скольжения (жидкостная смазка): Справочник. М.: Машиностроение, 1980. 224 с.

THE OPTIMAL CHOICE OF THE BEARINGS FOR THE POWER TURBINE ROTOR

© 2009 K.N. Chaadaev, D.K. Novikov

Samara State Aerospace University

Issues of choosing supports for modernizing free power turbines, calculations and optimization of working characteristics of radial and axial slide bearings are analyzed.

Key words: gas transport machine, power turbine, supports modernization, slide bearings, optimization of working characteristics.

Konstantin Chaadaev, Assistant Lecturer at the Aircraft Engine Design department. E-mail: sekaku@mail.ru.

Dmitry Novikov, Doctor of Technics, Professor at the Aircraft Engine Design department. E-mail: novikovdk_ssau@mail.ru.