

ОПТИМИЗАЦИЯ ХАРАКТЕРИСТИК СИСТЕМЫ РОТОР-ОПОРЫ СВОБОДНОЙ ТУРБИНЫ НК-14СТ С УЧЕТОМ СТАТИЧЕСКИХ И ДИНАМИЧЕСКИХ СВОЙСТВ

© 2009 К. Н. Чаадаев, Д. К.Новиков

Самарский государственный аэрокосмический университет

Рассмотрены проблемы выбора опор для модернизации свободной турбины, расчета и оптимизации рабочих характеристик подшипников скольжения. Составлены дифференциальные уравнения движения ротора с учетом его конструктивных особенностей. Приведены результаты расчета вынужденных колебаний системы и дан анализ целесообразности модернизации опор свободной турбины.

Аппарат газоперекачивающий, турбина свободная, модернизация, подшипники скольжения, оптимизация рабочих характеристик, динамика ротора

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 подшипник W и скорость вращения вала, а также оговаривают сорт масла и его температуру в системе маслоснабже-

ния. Диаметр шейки вала d , длину 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).

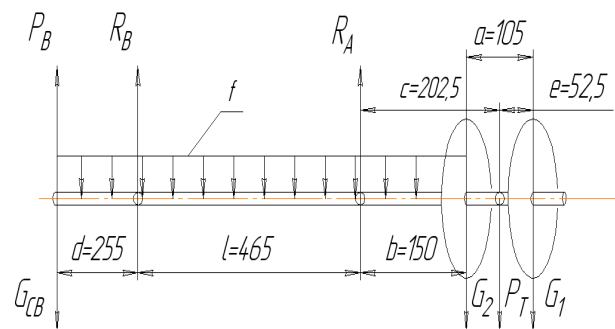


Рис. 1. Расчетная схема ротора СТ

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

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

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

нагрузка от неуравновешенности колес турбины, где $D_1 = 0,5 \cdot 10^{-2}$ Н·м - максимальная ожидаемая разбалансировка двух колес турбины; $n = 890$ рад/с - максимальная угловая скорость вращения ротора СТ; g - ускорение свободного падения, $P_B = \frac{D_2 \cdot n^2}{g}$ - дисбалансная нагрузка от неуравновешенности трансмиссии, $D_2 = 0,19 \cdot 10^{-2}$ Н·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 аналогично уравнение для поиска R_B , решаем задачу определения исходных нагрузок на подшипники скольжения. После подстановки всех данных получаем для реакций опор:

$$R_A = W_1 = 7363 \text{ Н}; R_B = W_2 = 4081 \text{ Н}.$$

В качестве радиальных опор выбираем подшипники скольжения с самоустанавливающимися вкладышами (ПССВ), имеющими ряд преимуществ сравнительно с традиционными подшипниками с неподвижными вкладышами. Такие опоры 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).

В качестве радиальных опор выбираем подшипники скольжения с самоустанавливающимися вкладышами (ПССВ), имеющими ряд преимуществ сравнительно с традиционными подшипниками с неподвижными вкладышами. Такие опоры 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).

В качестве радиальных опор выбираем подшипники скольжения с самоустанавливающимися вкладышами (ПССВ), имеющими ряд преимуществ сравнительно с традиционными подшипниками с неподвижными вкладышами. Такие опоры 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).

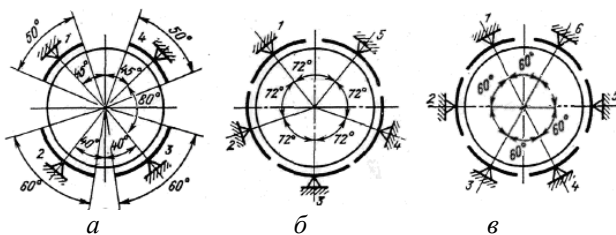


Рис. 2. Схемы подшипников с самоустанавливающимися вкладышами: с четырьмя(а); пятью (б) и шестью (в) вкладышами

Рассмотрим подшипник с самоустанавливающимися вкладышами (рис.3) и его основные характеристики.

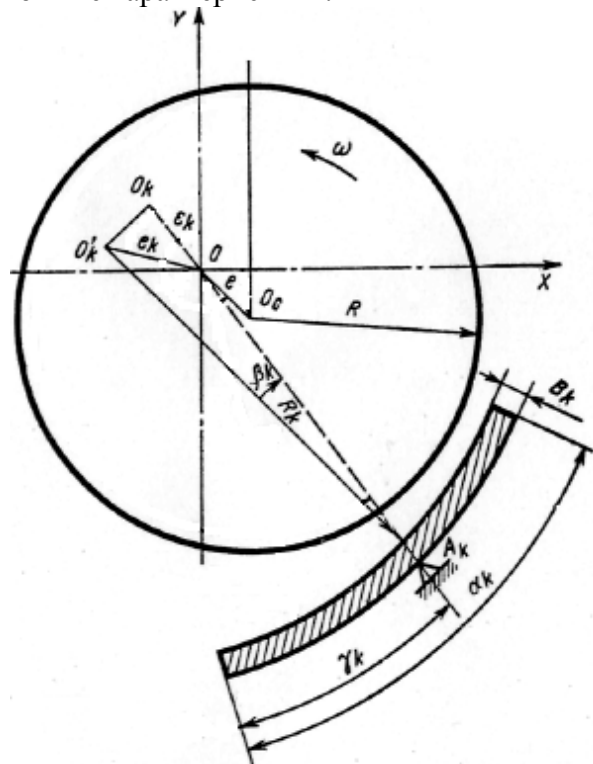


Рис. 3. Расчетная схема подшипника с самоустанавливающимися вкладышами

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 $m_k = \epsilon_k / R_k - R - \epsilon_k$, где $\epsilon_k = OO_k$ - смещение 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, Па·с; $\mu(t_{CP})$ - динамическая вязкость смазки при средней расчетной температуре.

После завершения итерационного процесса определяют номинальный расход смазки, м³/с:

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

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

Для минимизации переделок существующей конструкции опоры СТ из всего множества параметров при проведении оптимизации рабочих характеристик подшипников можно варьировать значения коэффициента v_k , угла α_k , а также количество и расположение вкладышей. Результаты проведенных при различных комбинациях параметров расчетов приведены в табл. 1-6.

Таблица 1 - Результаты расчетов ($v_k=0,55$; $\alpha=50$; $\lambda=0,6$)

Подшипник	s	t _{ср} , °С	Q, л/мин	N, кВт	H _{мин} , мм
передний	4	52,6	26,46	9	0,082
задний	4	51,6	26,7	8,16	0,1
передний	5	53,6	24,87	7,97	0,062
задний	5	52,5	24,87	7,5	0,08
передний	6	54,6	24,07	8,29	0,069
задний	6	53,1	24,1	7,77	0,087

Таблица 2 - Результаты расчетов ($v_k=0,55$; $\alpha=60$; $\lambda=0,6$)

Подшипник	s	t _{ср} , °С	Q, л/мин	N, кВт	H _{мин} , мм
передний	4	52,6	26,46	9	0,082
задний	4	51,6	26,7	8,16	0,1
передний	5	53,6	24,87	7,97	0,062
задний	5	52,5	24,87	7,5	0,08

Таблица 3 - Результаты расчетов ($v_k=0,65$; $\alpha=60$; $\lambda=0,6$)

Подшипник	s	t _{ср} , °С	Q, л/мин	N, кВт	H _{мин} , мм
передний	4	48,8	30,95	9,54	0,072
задний	4	48,3	31	9,1	0,085
передний	5	48,6	29	9,55	0,058
задний	5	48,2	29,1	9,16	0,071

Таблица 4 - Результаты расчетов ($v_k=0,65$; $\alpha=50$; $\lambda=0,6$)

Подшипник	s	t _{ср} , °С	Q, л/мин	N, кВт	H _{мин} , мм
передний	4	48,8	30,95	9,86	0,069
задний	4	48,3	31,02	9,09	0,085
передний	5	48,7	29,08	9,51	0,057
задний	5	48,2	29,1	9,16	0,071
передний	6	48,7	27,84	10,2	0,061
задний	6	48,2	27,83	9,81	0,073

Таблица 5 - Результаты расчетов (s = 4; $\alpha=70$; $\lambda=0,6$)

Подшипник	v _k	t _{ср} , °С	Q, л/мин	N, кВт	H _{мин} , мм
передний	0,55	52,6	26,46	9	0,082
задний	0,55	51,6	26,7	8,16	0,1
передний	0,65	48,8	30,95	9,54	0,072
задний	0,65	48,3	31	9,1	0,085

Таблица 6 - Результаты расчетов (s = 4; $\alpha=80$; $\lambda=0,6$)

Подшипник	v _k	t _{ср} , °С	Q, л/мин	N, кВт	H _{мин} , мм
передний	0,55	52,6	26,46	9	0,082
задний	0,55	51,6	26,7	8,16	0,1
передний	0,65	48,8	30,95	9,54	0,072
задний	0,65	48,3	31	9,1	0,085

Проводя анализ полученных рабочих характеристик подшипников, делаем следующие выводы:

1. Угол вкладыша α_k не влияет на характеристики подшипников;

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 положительных 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.4). 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.

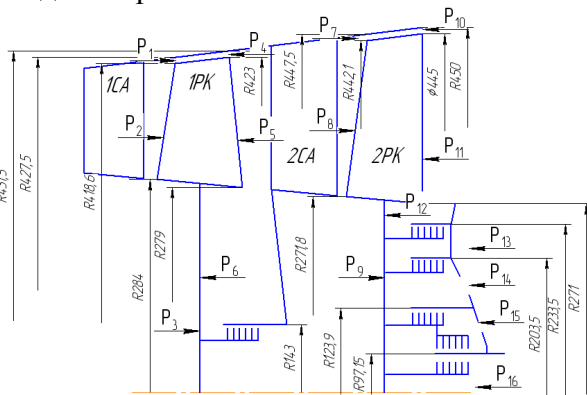


Рис. 4. К расчету осевого усилия

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, действующую 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.

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 во время работы от положения его в состоянии покоя. В турбоагрегатах для этого чаще всего применяют подшипники с известной рычажной уравнивающей системой Кингсбери.

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 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); C ,

Дж/(кг·°С), - удельная теплоемкость смазки;
 ρ , кг/м³, - плотность смазки при t_{CP} ; $\lambda_{смаз}$,
 Вт/(м·°С), - коэффициент теплопроводности
 смазки; B - безразмерный коэффициент за-
 висящий 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 ши-
 рина колодки, м; θ , рад, - угол раствора ко-
 лодки).

Вычитаемое в формуле определения
 l называется длиной заходного скоса l_1 . Ее
 введение в конструкцию колодки исключает
 завихрения масла на входе в клин, местные
 понижения давления и застойные зоны перед
 колодкой, что приводит к улучшению темпе-
 ратурного режима всей 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_{BX} , характеристическое число под-
 шипника A - определяются по таблицам 28-
 30 [3] по коэффициенту нагруженности в за-
 висимости 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:

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

Как и для радиальных опор, при прове-
 дении оптимизации рабочих характеристик
 подшипников можно подбирать значения
 коэффициента уклона колодки β_h , количест-
 во колодок $n = 8...12$ и угол раствора колод-
 ки θ .

Результаты проведенных при различ-
 ных комбинациях параметров расчетов пред-
 ставлены в табл. 7:

Таблица 7 - Результаты расчетов
 осевого подшипника

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

Проводя анализ полученных рабочих
 характеристик подшипника, делаем следую-
 щие выводы:

1. Угол колодки при своем увеличении
 приводит к существенному росту расхода
 смазки.

2. С возрастанием коэффициента укло-
 на колодки происходит незначительное сни-
 жение средней температуры (положитель-
 ный эффект) и увеличение расхода масла
 (отрицательный эффект).

3. Увеличение количества колодок
 приводит к ухудшению всех рабочих пара-
 метров.

4. Применение системы разгрузки от
 осевых сил нецелесообразно в силу получен-
 ной при всех расчетах на $P_{\Sigma} = W = 63,9$ кН
 незначительной величины коэффициента на-
 грузенности (на нижней границе допусти-
 мых значений для турбомашин [3]). Попытка
 работы с учетом этой системы может при-
 вести к существенной разгрузке отдельных
 колодок и возникновению автоколебаний
 (потеря устойчивости и осевая вибрация),
 что объясняется наличием погрешностей из-
 готовления и эксплуатации.

Динамика ротора на ПССВ

Исследование динамики ротора СТ по-
 зволяет провести оптимизацию рабочих ха-
 рактеристик ПССВ с точки зрения их влия-
 ния на поведение системы «ротор – подши-
 пники» при эксплуатации. Кроме этого, ис-
 следование вводит в рассмотрение динами-
 ческие характеристики ПССВ, которые по-
 могают проходить области повышенной
 вибрации при вынужденных колебаниях ро-

тора [4], выполняя роль упругодемпферных элементов.

Составим новую расчетную схему (рис.5).

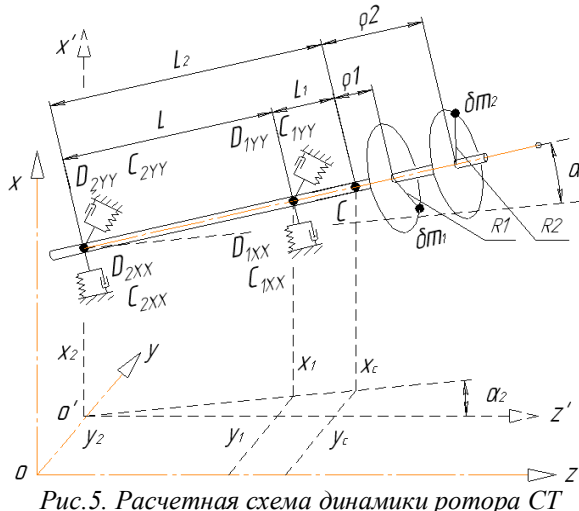


Рис.5. Расчетная схема динамики ротора СТ

В общем случае вынужденные колебания зависят от дисбаланса, гидродинамических сил масляного слоя подшипников и газового потока. Введя допущение о равномерности поля давлений газового потока в тракте турбины, можно исключить его из возмущающих факторов.

Для описания движения жесткого ротора требуется шесть степеней свободы. Уравнения движения ротора могут быть выражены через смещения и углы поворота центра масс ротора или через смещения x, y, z двух подшипников [5].

Рассмотрим малые колебания ротора (рис.5) около положения равновесия. Неподвижную систему координат x, y, z выбираем так, чтобы ее начало совпало с левой опорой в положении равновесия. Вводим допущения: смещения подшипников малы, угловая скорость ротора постоянна и ротор не имеет осевых перемещений.

Дадим ротору произвольное смещение. Координаты правой опоры обозначим x_1 и y_1 , координаты левой опоры x_2 и y_2 , координаты центра тяжести x_c и y_c . Вал рассматривается как абсолютно жесткое тело. Угол между проекцией оси ротора на плоскость yz и осью z назовем α_2 ; угол между осью ротора и ее проекцией на плоскость xz обозначим α_1 .

Выразим координаты центра тяжести и углы через независимые координаты x_1, y_1, x_2, y_2 :

$$\begin{aligned} x_c &= x_1 \cdot \frac{L_2}{L} + x_2 \cdot \frac{L_1}{L}; \alpha_1 = \frac{x_2 - x_1}{L}; \\ y_c &= y_1 \cdot \frac{L_2}{L} + y_2 \cdot \frac{L_1}{L}; \alpha_2 = \frac{y_2 - y_1}{L} \end{aligned} \quad (1)$$

Если обозначить через x и y координаты точки геометрической оси ротора, лежащей на пересечении этой оси с плоскостью, перпендикулярной к оси вращения и проходящей через центр тяжести ротора, то координаты центра тяжести будут:

$$x_c = x + e \cdot \cos \omega t; \quad y_c = y + e \cdot \sin \omega t,$$

где e - эксцентриситет.

На основании теоремы о движении центра инерции [6] можно написать два дифференциальных уравнения:

$$M \cdot \ddot{x}_c = F_{BX1} + F_{BX2}; \quad M \cdot \ddot{y}_c = F_{BY1} + F_{BY2},$$

где $F_{BX1}, F_{BX2}, F_{BY1}, F_{BY2}$ - составляющие усилия по осям x и y в подшипниках 1-й и 2-й опор; M - масса ротора СТ.

Подставив найденные значения x_c и y_c в дифференциальные уравнения, получим:

$$M \cdot \ddot{x} = F_{BX1} + F_{BX2} + Me\omega^2 \cos \omega t;$$

$$M \cdot \ddot{y} = F_{BY1} + F_{BY2} + Me\omega^2 \sin \omega t.$$

Последние слагаемые в правой части уравнений характеризуют влияние неуравновешенных масс, поэтому можем записать:

$$\begin{aligned} M \cdot \ddot{x} &= F_{BX1} + F_{BX2} + \delta m_1 R_1 \omega^2 \cos \omega t + \\ &+ \delta m_2 R_2 \omega^2 \cos(\omega t + \phi); \end{aligned} \quad (2)$$

$$\begin{aligned} M \cdot \ddot{y} &= F_{BY1} + F_{BY2} + \delta m_1 R_1 \omega^2 \sin \omega t + \\ &+ \delta m_2 R_2 \omega^2 \sin(\omega t + \phi), \end{aligned} \quad (3)$$

где $\delta m_1, \delta m_2$ - массы балансировочных грузиков в плоскостях коррекции, R_1 и R_2 - радиальные смещения грузиков, ϕ - угловое смещение плоскостей коррекции.

Переходим к составлению дифференциальных уравнений малых колебаний ротора вокруг главных центральных осей инерции. Главные моменты количества движения системы с точностью до малых величин первого порядка малости включительно будут:

$$L_x = I_T \dot{\alpha}_1 + I_P \omega \alpha_2;$$

$$L_y = I_T \dot{\alpha}_2 - I_P \omega \alpha_1;$$

$$L_z = I_P \omega,$$

где I_P - полярный момент инерции относительно центра массы ротора, I_T - попереч-

ный момент инерции относительно центра массы ротора.

Главные моменты внешних сил относительно осей, проведенных через центр инерции, находятся по следующим соотношениям (рис.5):

$$\begin{aligned} \sum m_{cx}(F_k^e) &= L_2 F_{BX2} - L_1 F_{BX1} + \delta m_1 \rho_1 R_1 \omega^2 \times \\ &\times \cos \omega t + \delta m_2 \rho_2 R_2 \omega^2 \cos(\omega t + \phi); \\ \sum m_{cy}(F_k^e) &= L_2 F_{BY2} - L_1 F_{BY1} + \delta m_1 \rho_1 R_1 \omega^2 \times \\ &\times \sin \omega t + \delta m_2 \rho_2 R_2 \omega^2 \sin(\omega t + \phi); \\ \sum m_{cz}(F_k^e) &= 0, \end{aligned}$$

где ρ_1 и ρ_2 - осевые расстояния между центром масс ротора и плоскостями коррекции.

Используя теорему об изменении главного момента количества движения в относительном движении по отношению к центру инерции [6], получаем:

$$\begin{aligned} I_T \ddot{\alpha}_1 + I_P \omega \dot{\alpha}_2 &= L_2 F_{BX2} - L_1 F_{BX1} + \\ &+ \delta m_1 \rho_1 R_1 \omega^2 \cos \omega t + \\ &+ \delta m_2 \rho_2 R_2 \omega^2 \cos(\omega t + \phi); \end{aligned} \quad (4)$$

$$\begin{aligned} I_T \ddot{\alpha}_2 - I_P \omega \dot{\alpha}_1 &= L_2 F_{BY2} - L_1 F_{BY1} + \\ &+ \delta m_1 \rho_1 R_1 \omega^2 \sin \omega t + \\ &+ \delta m_2 \rho_2 R_2 \omega^2 \sin(\omega t + \phi). \end{aligned} \quad (5)$$

Уравнения (2) – (5) описывают малые колебания ротора. Если не учитывать угловое смещение опоры, то для описания усилий в ней потребуются четыре коэффициента жесткости и четыре коэффициента демпфирования:

$$\left. \begin{aligned} F_{BXi} &= - \left[D_{ixx} \dot{x}_{Bi} + D_{ixy} \dot{y}_{Bi} + C_{ixx} x_{Bi} + C_{ixy} y_{Bi} \right] \\ F_{BYi} &= - \left[D_{iyy} \dot{y}_{Bi} + D_{iyx} \dot{x}_{Bi} + C_{iyy} y_{Bi} + C_{iyx} x_{Bi} \right] \end{aligned} \right\} (6)$$

где $i = 1, 2$, D_{ixx}, D_{iyy} - прямые, а D_{ixy}, D_{iyx} - перекрестные коэффициенты демпфирования опор; C_{ixy}, C_{iyx} - перекрестные, а C_{ixx}, C_{iyy} - прямые коэффициенты жесткости опор; x_{Bi}, y_{Bi} - смещения подшипников.

Коэффициенты жесткости и демпфирования зависят от относительного эксцентриситета, относительной длины подшипника, коэффициентов формы вкладыша и расположения шарнира [2]. Жесткость вкладышей значительно больше, чем жесткости и коэффициенты демпфирования опоры, поэтому можем пренебречь относительными смеще-

ниями подшипников. Абсолютные величины смещений ротора x_i равны абсолютным величинам смещений подшипника x_{Bi} .

Подставляя соотношения (1),(6) в выражения (2) – (5), получим линеаризованные уравнения движения жесткого ротора с четырьмя степенями свободы на упругих опорах с демпфированием, стационарное решение которых ищем в виде прямой синхронной прецессии:

$$\left. \begin{aligned} x_i &= x_{ci} \cos \omega t + x_{si} \sin \omega t \\ y_i &= y_{ci} \cos \omega t + y_{si} \sin \omega t \end{aligned} \right\},$$

где $x_{ci}, x_{si}, y_{ci}, y_{si}$ - амплитуды вынужденных колебаний.

Приравнивая коэффициенты при $\sin \omega t$ и $\cos \omega t$, получим матричное уравнение 8-го порядка [5]:

$$\begin{bmatrix} A_{11} & A_{21} & \dots & \dots & \dots & A_{18} \\ A_{21} & A_{22} & \dots & \dots & \dots & \dots \\ A_{11} & \dots & \dots & \dots & \dots & \dots \\ \dots & \dots & \dots & \dots & \dots & \dots \\ \dots & \dots & \dots & \dots & \dots & \dots \\ \dots & \dots & \dots & \dots & \dots & \dots \\ \dots & \dots & \dots & \dots & \dots & \dots \\ A_{81} & \dots & \dots & \dots & \dots & A_{88} \end{bmatrix} \begin{bmatrix} x_{c1} \\ x_{s1} \\ x_{c2} \\ x_{s2} \\ y_{c1} \\ y_{s1} \\ y_{c2} \\ y_{s2} \end{bmatrix} = \begin{bmatrix} \delta m_1 R_1 \omega^2 + \delta m_2 R_2 \omega^2 \cos \phi \\ - \delta m_2 R_2 \omega^2 \sin \phi \\ \delta m_2 R_2 \omega^2 \sin \phi \\ \delta m_1 R_1 \omega^2 + \delta m_2 R_2 \omega^2 \cos \phi \\ \delta m_1 \rho_1 R_1 \omega^2 + \delta m_2 \rho_2 R_2 \omega^2 \cos \phi \\ - \delta m_2 \rho_2 R_2 \omega^2 \sin \phi \\ \delta m_2 \rho_2 R_2 \omega^2 \sin \phi \\ \delta m_1 \rho_1 R_1 \omega^2 + \delta m_2 \rho_2 R_2 \omega^2 \cos \phi \end{bmatrix}$$

где $A_{11} \dots A_{88}$ - коэффициенты, определяемые упругоинерционными свойствами роторной системы. Стационарное решение имеет вид

$$x_i = |x_i| \cos(\omega t - \psi_{xi}); y_i = |y_i| \sin(\omega t - \psi_{yi}),$$

$$\text{где } |x_i| = \sqrt{x_{ci}^2 + x_{si}^2}, |y_i| = \sqrt{y_{ci}^2 + y_{si}^2},$$

$$\psi_{xi} = \arctg \left[\frac{x_{si}}{x_{ci}} \right], \psi_{yi} = \arctg \left[\frac{-y_{ci}}{y_{si}} \right]$$

По изложенной выше методике с использованием данных справочника [2] были проведены расчеты АЧХ ротора СТ, усилий передаваемых на корпус и коэффициента передачи усилий от дисбаланса. Результаты проведенных при различных комбинациях параметров ПССВ расчетов и замеры на рабочей частоте вращения приведены в табл. 8-12.

Проводя анализ результатов динамики, делаем следующие выводы:

1. При изменении угла вкладыша α_k происходит рост амплитуды колебаний и увеличение коэффициента передачи усилий независимо от количества вкладышей.

Таблица 8 - Результаты расчетов
($\nu_k=0,55$; $\alpha=50$; $\lambda=0,6$)

Подшипник	s	$A, мм$	$F, кН$	K
передний	4	0,051	4,22	0,679
задний	4	0,030	0,75	0,194

Подшипник	s	$A, мм$	$F, кН$	K
передний	5	0,055	2,13	0,343
задний	5	0,021	1,62	0,419

Подшипник	s	$A, мм$	$F, кН$	K
передний	6	0,058	4,01	0,646
задний	6	0,012	1,21	0,313

Таблица 9 - Результаты расчетов
($\nu_k=0,65$; $\alpha=50$; $\lambda=0,6$)

Подшипник	s	$A, мм$	$F, кН$	K
передний	4	0,043	2,66	0,427
задний	4	0,043	0,51	0,131

Подшипник	s	$A, мм$	$F, кН$	K
передний	5	0,045	2,39	0,385
задний	5	0,033	0,49	0,128

Подшипник	s	$A, мм$	$F, кН$	K
передний	6	0,048	3,28	0,527
задний	6	0,026	0,88	0,228

Таблица 10 - Результаты расчетов
($\nu_k=0,55$; $\alpha=60$; $\lambda=0,6$)

Подшипник	s	$A, мм$	$F, кН$	K
передний	4	0,055	5,65	0,909
задний	4	0,016	1,06	0,275

Подшипник	s	$A, мм$	$F, кН$	K
передний	5	0,061	3,18	0,512
задний	5	0,018	1,65	0,426

Таблица 11 - Результаты расчетов
($\nu_k=0,65$; $\alpha=60$; $\lambda=0,6$)

Подшипник	s	$A, мм$	$F, кН$	K
передний	4	0,047	3,47	0,558
задний	4	0,027	0,52	0,135

Подшипник	s	$A, мм$	$F, кН$	K
передний	5	0,049	3,21	0,516
задний	5	0,019	1,18	0,306

Таблица 12 - Результаты расчетов
($s = 4$; $\alpha=70$; $\lambda=0,6$)

Подшипник	ν_k	$A, мм$	$F, кН$	K
передний	0,55	0,057	7,10	1,141
задний	0,55	0,009	0,94	0,243

Подшипник	ν_k	$A, мм$	$F, кН$	K
передний	0,65	0,049	4,35	0,701
задний	0,65	0,018	0,88	0,227

2. С ростом коэффициента относительного расположения шарнира v_k амплитуда и коэффициент передачи усилий снижаются, что наиболее отчетливо проявляется у 4-вкладышного подшипника.

3. Сочетание малых значений α_k (50°) и больших значений v_k (0,65) нежелательно из-за больших (до 0,2 мм) величин амплитуд при прохождении резонанса, что приводит к риску повреждения маслоотражательных колец подшипника (зазор 0,08 мм) и потери устойчивости.

4. Применение вкладышей с углом $\alpha_k > 60^\circ$ приводит к неприемлемому (больше единицы) уровню коэффициента передачи усилий.

Выводы

Анализ промежуточных выводов каждого раздела показал, что влияние одних и тех же параметров подшипников имеет различное, зачастую противоположное, влияние на статические и динамические свойства системы ротор – опоры. При выборе значений параметров подшипников динамическим свойствам, напрямую влияющим на работоспособность агрегата, необходимо предоставлять приоритет.

С учетом существующих на серийных СТ радиальных зазоров между ротором и статором (0,5 мм по лопаткам; 0,3 мм по лабиринтам газового тракта; 0,1 мм по лабиринтам масляной полости), сложности конструктивного исполнения и минимизации усилий, передаваемых подшипником на корпус - оптимальным сочетанием параметров является:

$$s = 5; v_k = 0,65; \alpha = 60; \lambda = 0,6.$$

Эти же параметры обеспечивают и статические характеристики, близкие к оптимальным (по расходу масла и максимальной температуре смазки).

Упорный подшипник выбираем по минимальному расходу масла и высокой загруженности его колодок с параметрами $\beta_h = 2,5$, $n = 8$ и $\theta = 2\pi/9$. Суммарный расход масла модернизированной таким образом СТ составит:

$$Q_\Sigma = Q_{радиал1} + Q_{радиал2} + Q_{осевой} \approx 102 \text{ л.}$$

Проведенные расчеты и анализ опор скольжения доказывают, что их применение

в СТ двигателя НК-14СТ целесообразно. Конструктивные доработки турбины при этом будут заключаться в разработке нового внутреннего корпуса опоры СТ и маслосистемы под указанный расход.

Необходимо отметить, что расчет динамики ротора с учетом свойств ПССВ проводился в допущении абсолютной жесткости корпуса СТ. При использовании сварного корпуса серийной СТ (созданного по нормам авиадвигателестроения) это допущение может стать поводом для отдельного исследования.

Библиографический список

1. Бейзельман, А.Д. Подшипники качения: справочник/ А.Д. Бейзельман [и др.] – М.: Машиностроение, 1975. – 318с.
2. Воскресенский, В.А. Расчет и проектирование опор жидкостного трения: справочник/ В.А. Воскресенский, В.И. Дьяков, А.З. Зиле– М.: Машиностроение, 1983. – 232с.
3. Воскресенский, В.А. Расчет и проектирование опор скольжения (жидкостная смазка): справочник/ В.А. Воскресенский, В.И. Дьяков– М.: Машиностроение, 1980. – 224 с.
4. Кельзон, А.С. Динамика роторов в упругих опорах/ А.С. Кельзон, Ю.П. Циманский, В.И. Яковлев– М.: Наука, 1982. – 280с.
5. Гантер, Е.А. Влияние упругих опор качения на реакции, вызванные дисбалансом ротора. Ч. 1. Анализ линейной задачи/ Е.А. Гантер // Проблемы трения и смазки. -1970. - №1. – С.69—86.
6. Бать, М.И. Теоретическая механика в примерах и задачах. Т.2/ М.И. Бать, Г.Ю. Джанелидзе, А.С. Кельзон– М.: Наука, 1968. – 560с.

References

1. Beizelman A.D. and others. Ball bearings. Reference book. Moscow: "Mashinosroenie", 1975.
2. Voskresensky V.A., D'ykov V.I., Zile A.Z. Design of liquid friction support. Reference book. Moscow: "Mashinosroenie", 1983.
3. Voskresensky V.A., D'ykov V.I. Slide bearings design (liquid friction). Reference book. Moscow: "Mashinosroenie", 1980.
4. Kelzon A.S., Zimansky U.P. Yakovlev V.I. Rotor dynamics on elastic supports. Moscow: "Nauka", 1982.

5. Gunter E.A. Influence elastic ball bearings support to the reactions of the rotor.// Problemi trenii i smazki. – 1970. №1

6. But V.I., Djanelidze G.U., Kelzon A.S. Theory mechanics in examples and tasks. Moscow: “Nauka”, 1968.

OPTIMIZATION CHARACTERISTICS OF ROTOR-SUPPORT SYSTEM FROM NK-14ST FREE POWER TURBINE WITH CONSIDER STATICS AND DYNAMICS PROPERTYS

© 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 slide bearings are analyzed. The differential equations of rotor motion regarding its design features are presented. The results of the calculations of forced oscillations upon the system are shown and an analysis of the feasibility of improving the support of a free power turbine is given.

Gas transport machine, power turbine, supports modernization, slide bearings, optimization of working characteristics, rotor dynamics

Информация об авторах

Чаадаев Константин Николаевич, ассистент кафедры Конструкции и проектирования двигателей летательных аппаратов Самарского государственного аэрокосмического университета. E-mail: sekaku@mail.ru. Тел. (846) 267-46-75. Область научных интересов: динамика турбомашин на электромагнитных подшипниках и подшипниках скольжения.

Новиков Дмитрий Константинович, доктор технических наук, профессор кафедры Конструкции и проектирования двигателей летательных аппаратов Самарского государственного аэрокосмического университета. Тел. (846) 267-46-75. E-mail: novikovdk_ssau@mail.ru. Область научных интересов: Разработка конструкции и методология проектирования ГДД, торцовые бесконтактные уплотнения, динамика роторов.

Chaadaev Konstantin Nikolaevich, assistant of Aerospace Engines Design Department of Samara State Aerospace University. Phone: (846) 267-46-75. E-mail: sekaku@mail.ru. Area of research: dynamics of rotors on the slide bearings.

Novikov Dmitry Konstantinovich, Doctor of Engineering Science professor of Aerospace University Department of Samara State «Aircraft Engine Design». Phone: (862) 267-46-77. E-mail: novikovdk_ssau@mail.ru. Area of research: squeeze film dampers.