

УДК 621.438:62-762

Л. Л. Филимонова*Государственное предприятие «Ивченко-Прогресс», г. Запорожье***МОДЕЛЬ РАБОТЫ ЩЕТОЧНОГО УПЛОТНЕНИЯ ГТД**

Разработана аналитическая модель работы щеточного уплотнения (ЩУ) ГТД для оценки поведения волокон в процессе эксплуатации. В работе рассмотрено единичное волокно как балка с действующими на нее реакциями. Выполнен расчет деформации балки при плоском изгибе, а также расчет балки как статически неопределимой системы. Кроме того, изучен пучок проволочек как элементарный участок ЩУ, где учтены взаимодействия волокон между собой. Установлен перепад давления, при котором монтажный зазор между внутренним диаметром ЩУ и поверхностью ротора закрывается. Результаты работы подтверждены экспериментальными данными.

Ключевые слова: щеточное уплотнение, микропроволока, ось, балка, изгиб, нагрузка.

Постановка проблемы и ее связь с практическими задачами

В области газотурбинных двигателей контроль зазоров в полостях компрессора и турбины является важной задачей, так как он влияет на эффективность и КПД двигателя в целом. Ведущие мировые авиастроительные фирмы, выпускающие как авиационные, так и стационарные ГТД, прикладывают значительные усилия по внедрению более эффективных уплотнений, одними из которых являются щеточные уплотнения (ЩУ). Щеточное уплотнение представляет собой круглое кольцо, где пучок гибких волокон обжат или сварен между двумя рабочими кольцами под углом 45° (рис. 1, а). Так как ЩУ свойственна гибкость и податливость, они способны значительно уменьшать утечки за счет своей приспособляемости к конструкции и изменениям положения ротора. Из трех основных составляющих данного уплотнения самым важным компонентом является гибкий проволочный пакет. Пропускная способность щеточного уплотнения в основном характеризуется жесткостью пакета (диаметром, свободной длиной, плотностью укладки проволоки), материалом проволоки и рабочими условиями.

Понимание процесса работы ЩУ, описанного ниже, дает возможность формирования рационального ТП. На сегодняшний день существует не только конструкторская задача о выборе правильного варианта сопряжения щетки с поверхностью ротора (т.е. зазора или натяга) и допуска на размер, но и технологическая задача по выбору метода формирования внутреннего диаметра, его приработки, режимов обработки и, соответственно, подбора диаметра инструмента. Следовательно, эти вопросы вызывают необходимость разработки аналитических и числовых расчетных моделей, которые позволят спрогнозировать эф-

фективность уплотнения, подбирая подходящие конструкторско-технологические параметры ЩУ, необходимые для тех или иных условий работы в двигателе.

Цель работы

Разработка аналитической модели для определения перепада давления, при котором монтажный зазор между внутренним диаметром ЩУ и поверхностью ротора закрывается, а также определения силы на вершинах проволочек и их прогиба при максимальном перепаде давления.

Для достижения цели была поставлена задача — выполнить расчет деформации единичного волокна как балки при плоском изгибе, а также балки как статически неопределимой системы, и расчет пучка проволочек как элементарного участка ЩУ, с учетом взаимодействия волокон между собой и между опорной пластиной ЩУ.

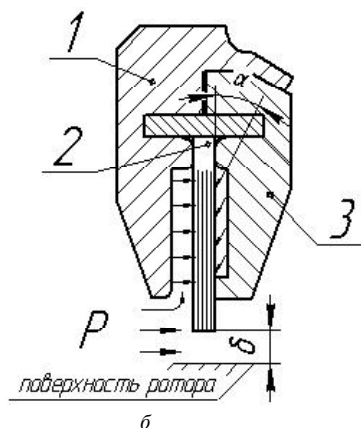
Содержание и результаты исследований

ЩУ в двигателе устанавливается с монтажным зазором 0,2 мм. Зазор был установлен из ранее проводимых экспериментальных работ, а также анализа исследований, описанных в зарубежных изданиях. Соответственно, его работу можно рассмотреть в два этапа. Первым этапом является закрытие данного зазора при перепаде давления воздуха, то есть перемещение волокон от их исходного положения до полного прилегания к поверхности вала. Далее, в процессе работы возникает второй этап, когда проволочный пакет с поверхностью вала образует натяг, и уже на перемещение проволоки оказывает влияние дополнительная реакция от ротора, возникающая из-за трения между данной контактирующей парой.

Движение потока воздуха через ЩУ показано на рис. 1, б. Как показал наш начальный опыт, так



a



b

Рис. 1. Щеточное уплотнение ГТД:

a – фотография; б – поперечное сечение ЩУ и схема движения потока воздуха, где 1 – пластина защитная, 2 – уплотнительный элемент (проволочный пакет), 3 – пластина опорная

и утверждают авторы зарубежных изданий [1], что поток первоначально направлен в осевом направлении, однако, эффект «закрытия» проволочек осуществляется в радиальном направлении. Когда поток подходит близко к вершинкам проволочек, выходит в канал под ними и способствует завихрению в этой области. Действие данного эффекта характеризуется тем, что при встрече с опорной пластиной направление потока изменяется, за счет чего выпрямляются волокна на угол α и соответственно зазор закрывается.

В данной работе завихрения потока не учтены.

Первый этап работы ЩУ – эффект «закрытия» монтажного зазора

Из рис. 1, б видно, что на проволочный пакет распределенная нагрузка действует как в радиальном, так и осевом направлениях. Для удобства рассмотрим отдельную проволочку как балку круглого сечения с действующими на нее нагрузками (рис. 2).

Данная задача заключается в комбинации простых напряженных состояний балки, что называется сложным сопротивлением. Конкретно рассмотрим случай сложного и косоуго изгиба [2].

Сложный изгиб вызывается силами или моментами, расположенными в разных плоскостях, проходящих через ось балки. Такой изгиб называется неплоским изгибом. Если нагрузка, вызывающая изгиб, действует в плоскости, не совпадающей ни с одной из главных плоскостей, то изгиб называется косым. Как в случае неплоского, так и в случае косоуго изгиба, наиболее удобно приводить изгиб к двум плоским. Для этого нагрузки, действующие в произвольных продольных силовых плоскостях, нужно разложить на составляющие, расположенные в главных плоскостях xu и xz , где u и z – главные оси инерции сечения. Таким образом, схема нагружения балки при сложном и косом изгибе представлена на рис. 2.

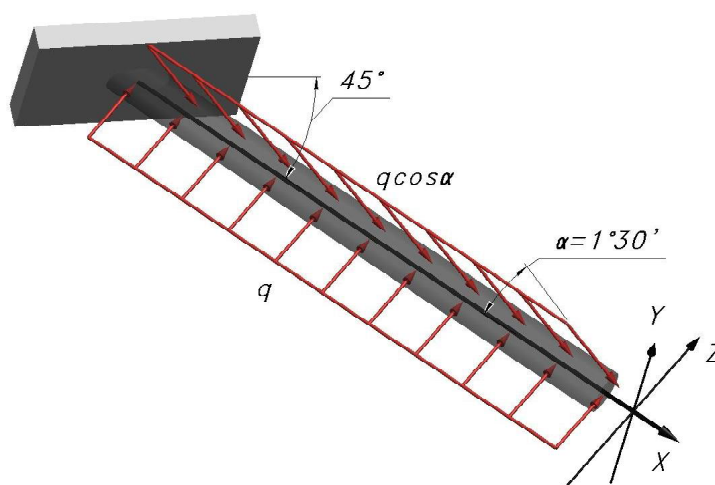


Рис. 2. Схема нагружения балки при сложном и косом изгибе

Полное перемещение определяется по формуле:

$$f = \sqrt{\omega^2 + v^2} = \frac{PL^3}{3E} \sqrt{\frac{\cos^2 \beta}{J_z^2} + \frac{\sin^2 \beta}{J_y^2}}, \quad (1)$$

где $\omega = -\frac{P_y L^3}{3EJ_z}$; $v = -\frac{P_z L^3}{3EJ_y}$ – прогибы в главных плоскостях.

P – сила, действующая на балку, Н;

L – длина балки, м;

$\beta = 45^\circ$ – угол от разложения силы P по направлениям осей;

E – модуль Юнга, Па;

J – момент инерции, м⁴.

Однако заметим, что в данном случае $J_z = J_y$, так как балка имеет круглое сечение. Следовательно, суммарный прогиб лежит в силовой плоскости, а в этом случае косою изгиб невозможен. Исходя из этого, приведем задачу к одному плоскому изгибу.

Рассмотрим деформацию балки при плоском изгибе (рис. 3).

Ось балки под действием нагрузки, расположенной в одной из главных плоскостей инерции, искривляется в той же плоскости, а поперечные сечения поворачиваются и одновременно получают поступательные перемещения. Искривленная ось балки называется изогнутой осью или упругой линией.

Таким образом, для определения деформации балки в ее произвольном сечении необходимо прежде всего получить уравнение упругой линии:

$$\omega = F(x).$$

Исходя из физической природы изогнутой оси балки, можно утверждать, что упругая линия должна быть непрерывной и гладкой (не имеющей изломов) кривой, следовательно, на протяжении всей оси балки должны быть непрерывны функция ω и ее первая производная. Прогибы и углы поворота и являются перемещениями сечений балок при изгибе

$$\frac{1}{\rho(x)} = \frac{M(x)}{EJ(x)}.$$

Известно уравнение кривизны плоской кривой:

точное уравнение изогнутой оси балки –

$$\frac{1}{\rho(x)} = \frac{M(x)}{EJ(x)} = \pm \frac{\frac{d^2\omega}{dx^2}}{\left[1 + \left(\frac{d\omega}{dx}\right)^2\right]^{\frac{3}{2}}}. \quad (3)$$

Уравнение упругой линии в общем случае будет иметь вид:

$$\omega(x) = \omega_0 + \theta_0 x + \frac{1}{EJ} \times \left[M_0 \frac{x^2}{2!} + Q_0 \frac{x^3}{3!} - q \frac{x^4}{4!} + q \frac{(x-L)^4}{4!} \right]. \quad (4)$$

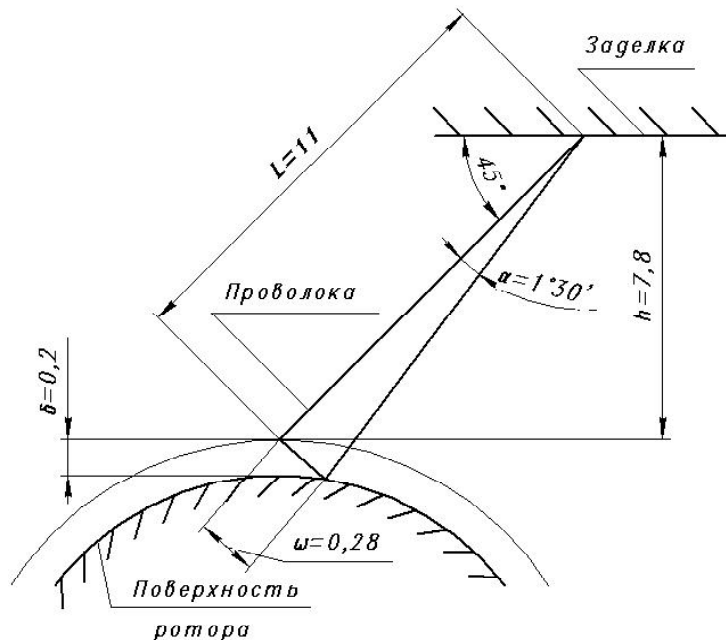


Рис. 3. Схема сопряжения проволоки с поверхностью ротора

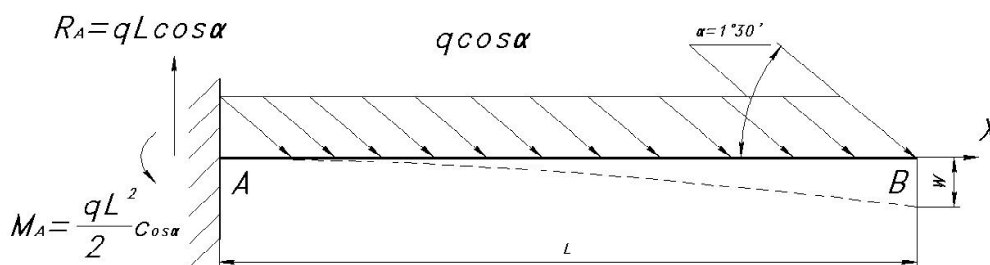


Рис. 4. Консоль, нагруженная равномерно распределенной нагрузкой на длине

Из условий равновесия балки определяем статические начальные параметры:

$$M_0 = M_A = -\frac{qL^2}{2} \cos \alpha; \quad Q_0 = R_A = qL \cos \alpha.$$

Так как начало координат совпадает с заделкой, то геометрические параметры — прогиб и угол поворота в начале координат — равны нулю: $\omega_0 = 0; \theta_0 = 0$.

Подставив в уравнение (4) найденные значения начальных параметров, получим уравнение упругой линии в окончательном виде:

$$\omega(x) = \frac{1}{EJ} \left[-\frac{qL^2}{2} \frac{x^2}{2!} + qL \frac{x^3}{3!} - q \frac{x^4}{4!} + q \frac{(x-L)^4}{4!} \right]. \quad (5)$$

Подставив в выражение (5) $x = L$, получим формулу для прогиба свободного конца консоли (рис. 4):

$$\omega_B = -\frac{qL^4 \cos \alpha}{8EJ}. \quad (6)$$

Так как задача заключается в определении нагрузки при заданном изгибе, из формулы (6) выразим q :

$$q = -\frac{8\omega EJ}{L^4 \cos \alpha}, \quad (7)$$

где q — распределенная нагрузка (интенсивность), Н/м;

ω — прогиб балки, м;

L — длина балки, м;

$E = 2,25 \cdot 10^{11}$ Па — модуль Юнга для сплава на кобальтовой основе;

$J = \frac{\pi d^4}{64}$ — момент инерции балки круглого сечения, м⁴.

Выразим распределенную нагрузку q через давление:

$$q = \frac{F}{L},$$

где F — сила, Н;

$$P = \frac{F}{S} = \frac{F}{L \cdot d}, \quad (8)$$

где S — площадь продольного сечения, м².

Отсюда:

$$q = P \cdot d, \quad (9)$$

где d — ширина балки, м.

Из формул (7) и (9) имеем зависимость давления от прогиба:

$$P = -\frac{8\omega EJ}{L^4 \cdot d \cos \alpha} = -\frac{\omega \cdot E \cdot \pi \cdot d^4}{8L^4 \cdot d \cos \alpha},$$

где $\cos \alpha = \cos 1^\circ 30' = 0,999 \approx 1$;

$$P = \frac{\omega \cdot E \cdot \pi \cdot d^3}{8L^4}. \quad (10)$$

Подставим числовые значения в формулу (10):

$$P = \frac{0,28 \cdot 10^{-3} \cdot 2,25 \cdot 10^{11} \cdot 3,14 \cdot (0,07 \cdot 10^{-3})^4}{8 \cdot (11 \cdot 10^{-3})^4 \cdot 0,07 \cdot 10^{-3}} = 579,6 \text{ Па}.$$

Из расчета видно, что для прогиба одной проволоочки на величину 0,28 мм необходимо 580 Па. Однако для изгиба пучка проволоки на эту же величину недостаточно этого давления, вследствие чего, в работе рассматривается элементарный участок ЩУ (рис. 5), где учтены взаимодействия волокон между собой.

Рассчитаем давление, при котором элементарный участок ЩУ будет закрывать монтажный зазор:

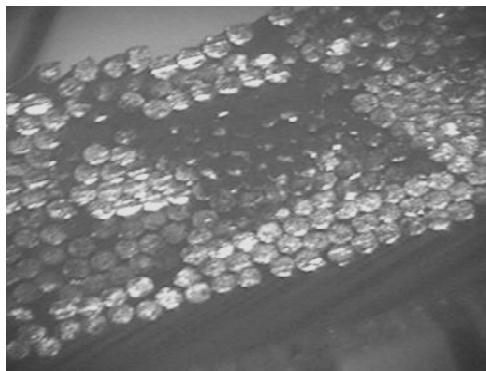
$$P_\Sigma = P \cdot n \cdot \varepsilon \cdot c_f, \quad (11)$$

где $P = 580$ — давление на одну проволоочку, Па;

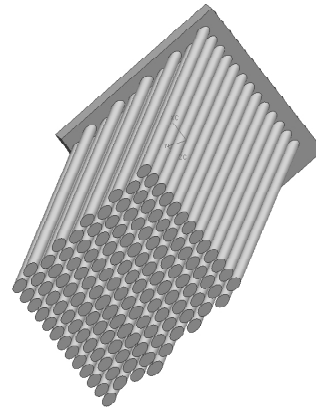
$n = 200$ — количество проволоочек на 1 мм², шт;

ε — коэффициент заполнения (неплотности);

ти);



а



б

Рис. 5. Элементарный участок ЩУ:

а – увеличенное изображение; б – модель

$c_f = 1,72$ – эмпирический коэффициент меж-
проволочного трения [3].

Рассчитаем коэффициент заполнения по фор-
муле, приведенной в источнике [4]:

$$\varepsilon = 1 - \frac{\pi \cdot d^2 \cdot n_b}{4b_b \cos \varphi}, \quad (12)$$

где $d = 0,07$ – диаметр проволоки ЩУ, мм;

$n_b = 14$ – количество проволочек на 1 мм, шт;

$b_b = 0,98 \approx 1$ – толщина проволочного пакета, мм;

$\varphi = 45^\circ$ – угол наклона волокон;

$$\varepsilon = 1 - \frac{\pi \cdot (0,07)^2 \cdot 14}{4 \cdot 0,98 \cdot \cos 45^\circ} = 0,92.$$

Следовательно:

$$P_{\Sigma} = 580 \cdot 200 \cdot 0,92 \cdot 1,72 = 0,18 \text{ МПа} = 1,8 \text{ атм}.$$

Найдем усилие, действующее на пучок пло-
щадью 1 мм^2 при давлении $1,8 \text{ атм}$ из (8)

$$F = P \cdot S = 0,18 \cdot 10^6 \cdot 1 \cdot 10^{-6} = 0,18 \text{ Н}.$$

Тогда усилие, необходимое для закрытия за-
зора между ЩУ диаметром $90,4 \text{ мм}$ и диаметром
вала 90 мм , равно:

$$F = P \cdot S = 0,18 \cdot 10^6 \cdot 90,4 \cdot 10^{-6} = 16,3 \text{ Н}.$$

Полученные данные были подтверждены эк-
спериментально на специальной установке для
продувки ЩУ диаметром до 100 мм . Эффект
«закрытия» монтажного зазора наблюдался с по-
мощью подсветки, установленной в приспособ-
лении. Поток света прекращался при подаче дав-
ления около 2 атм [5].

*Второй этап работы ЩУ – образование на-
тяга ЩУ с ротором*

Как было отмечено выше, в дальнейшем про-
цессе работы уплотнения после закрытия зазора,
образуется натяг проволочного пакета с поверх-
ностью вала и уже на перемещение проволоки
оказывает влияние дополнительная реакция от
ротора, возникающая в результате трения между
данной контактирующей парой.

В данном случае выполнен расчет балки как
статически неопределимой системы.

Однако из анализа зарубежных источников
[3, 6] отмечен другой метод расчета силы реак-
ции от вала в процессе работы ЩУ.

Статически неопределимыми называются си-
стемы, силовые факторы, в элементах которых
только из уравнений равновесия твердого тела
определить нельзя. В таких системах больше свя-
зей, чем необходимо для равновесия. Таким об-
разом, некоторые связи оказываются в этом смыс-
ле как бы лишними, а условия в них – лишни-
ми неизвестными. По числу лишних связей или
лишних неизвестных устанавливается степень
статической неопределимости системы [2].

В данном случае рассчитаем балку, один ко-
нец которой зашцеplен, а другой оперт на шар-
нирно-подвижную опору (рис. 6). Этот вариант
имитирует зашцеplенную проволочку в корпусе,
а шарнирно-подвижная опора есть силой на ее
вершине от реакции вала. Зашцеplение левого
конца, эквивалентное трем стрелжням, дает три
реакции, шарнирно-подвижная опора – одну.
Всего требуется определить четыре реакции. Сле-
довательно, балка один раз статически неопреде-
лима. Для построения основной системы нужно
устранить одну связь. Основная система, полу-
ченная в результате удаления лишней связи (под-
вижно-шарнирной опоры), представляет собой
консоль.

Нагружаем основную систему заданной распределенной нагрузкой (давлением на проволочку), а вместо отброшенной опоры прикладываем неизвестную реакцию (силу на вершине проволоки) $R_B = X_1$ (см. рис. 6). Полное перемещение точки В основной системы (от лишнего неизвестного усилия) по направлению X_1 , т.е. по направлению удаленной связи, должно быть равно нулю, т.к. в т. В исходная балка не имеет прогиба. Таким образом, дополнительное уравнение перемещений имеет вид:

$$\Delta_1 = 0.$$

Полный прогиб Δ_1 можно представить как сумму прогибов от внешней нагрузки

$$\Delta_{1P} = -\frac{q \cos \alpha \cdot L^4}{8EJ} \quad (13)$$

и неизвестной реакции:

$$\Delta_{11} = -\frac{X_1 L^3}{3EJ}. \quad (14)$$

Тогда уравнение имеет вид:

$$\Delta_1 = \Delta_{1P} + \Delta_{11} = 0 \quad (15)$$

или $-\frac{q \cos \alpha \cdot L^4}{8EJ} + \frac{X_1 L^3}{3EJ} = 0.$

Отсюда искомая реакция

$$X_1 = \frac{3}{8} qL \cdot \cos \alpha. \quad (16)$$

Зная реакцию X_1 из уравнений статики легко вычислить остальные реакции, а затем построить эпюры изгибающих моментов и поперечных сил (рис. 7).

Рассчитаем натяг и силу на вершине проволоки при максимальном давлении.

Максимальный перепад давления, действующий на пучок, равен 5 атм, откуда давление на одну проволоку можно рассчитать по формуле (11):

$$P = \frac{P_{\Sigma}}{n \cdot \varepsilon \cdot c_f} = \frac{0,5 \cdot 10^6}{200 \cdot 0,92 \cdot 1,72} = 1,6 \cdot 10^3 \text{ Па}.$$

Из формулы (9) найдем распределенную нагрузку на балку:

$$q = P \cdot d = 1,6 \cdot 10^3 \cdot 0,07 \cdot 10^{-3} = 0,11 \frac{\text{Н}}{\text{м}}.$$

Подставляя числовые значения в формулу (16) находим усилие на вершине проволоки:

$$X_1 = \frac{3}{8} \cdot 0,11 \cdot 11 \cdot 10^{-3} \cos 1,5 = 0,45 \cdot 10^{-3} \text{ Н}.$$

Прогиб рассчитаем по формуле 14:

$$\begin{aligned} \Delta_{11} &= -\frac{X_1 L^3}{3EJ} = \\ &= \frac{0,45 \cdot 10^{-3} \cdot (11 \cdot 10^{-3})^3}{3 \cdot 2,25 \cdot 10^{11} \cdot \frac{3,14 \cdot (0,07 \cdot 10^{-3})^4}{64}} = 0,76 \cdot 10^{-3} \text{ м} = 0,76 \text{ мм}. \end{aligned}$$

Из полученного полного прогиба 0,76 мм при перепаде давления 5 атм, вычитая величину прогиба проволоки при зазоре, определим прогиб при натяге:

$$\Delta = \Delta_{11} - \delta = 0,76 - 0,28 = 0,48 \text{ мм}.$$

Отсюда величина радиального натяга равна:

$$\Delta \cos \varphi = 0,48 \cdot \cos 45 = 0,34 \text{ мм}.$$

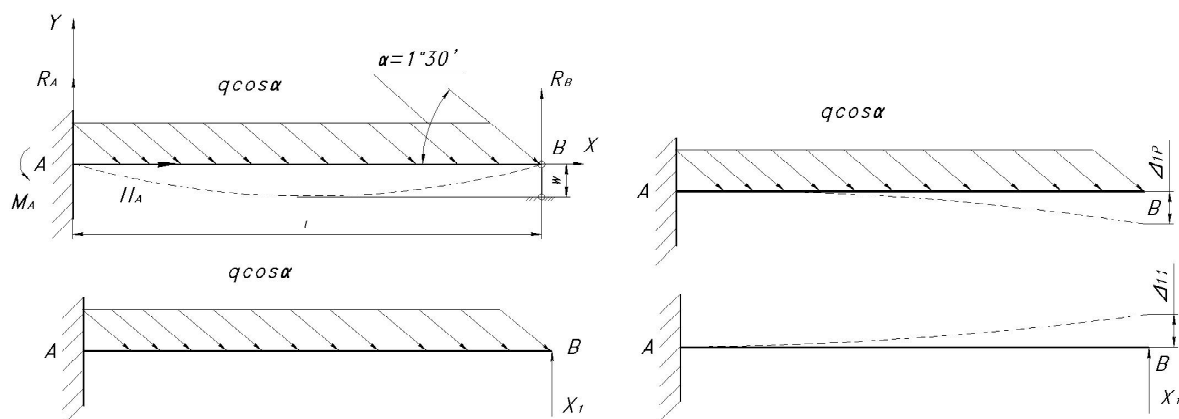


Рис. 6. Схема нагружения балки как статически неопределимой системы

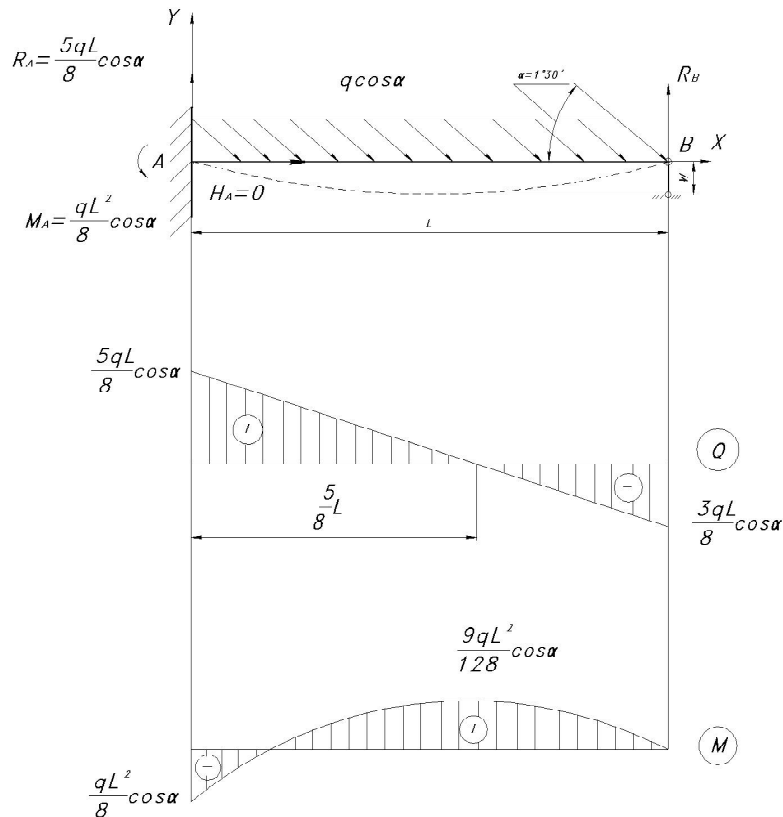


Рис. 7. Эпюры изгибающих моментов и поперечных сил балки

Перспективы дальнейших исследований

Последующие расчеты должны быть направлены как на решение конструкторских, так и технологических задач с использованием результатов полученной аналитической модели. Это расчет режимов обработки внутреннего диаметра ЩУ и расчет сил трения, которые вызывают износ контактирующей пары и зарождение тепла в зоне контакта, с целью выбора необходимого покрытия вала при требуемых условиях эксплуатации.

Выводы

Разработанная аналитическая модель работы щеточного уплотнения ГТД является базовой моделью, и ее результаты могут быть использованы в дальнейших тепловых, прочностных и газодинамических расчетах.

Выполненные расчеты показали, что монтажный зазор 0,2 мм между внутренним диаметром ЩУ и поверхностью ротора закрывается при перепаде давления 1,8 атм. Полученные данные были подтверждены экспериментально. А также определена сила на вершине единичной проволоки и ее прогиб (радиальный натяг) при максимальном перепаде давления 5 атм, которые равны $0,45 \cdot 10^{-3}$ Н и 0,34 мм соответственно.

Однако полученные характеристики могут меняться как от жесткости проволочного пакета, т.е. его толщины и слоев намотки, так и от параметров отдельной проволоки, ее диаметра, угла наклона, свободной длины и механических свойств.

Перечень ссылок

1. Gervas Franceschini. Improved understanding of blow-down in filament seals / Gervas Franceschini, Terry V. Jones David R.H. Gillespie // ASME Paper No. GT2008-51197. – Proceedings of Rower for Land, Sea and Air, Berlin, Germany, June 9-13, 2007. – P. 1-12.
2. Соппротивление материалов ; под ред. Акад. АН УССР Г. С. Писаренко. – [изд. 5-е, перераб. и доп.]. – К. : Вища шк. Головное изд-во, 1986. – 775 с.
3. Mehmet Demiroglu. An investigation of tip force characteristics of brush seals / Mehmet Demiroglu, Mustafa Gursoy, John A. Tichy // ASME Paper No. GT2007-28042. – Proceedings of Rower for Land, Sea and Air, Montreal, Canada, May 14-17, 2007. – P. 1-12.
4. Peter Helm. Breaking the swirl with brush seals – numerical modeling and experimental evidence / Peter Helm, Alexander Pugachev, Matthias Neef //

- ASME Paper No. GT2008-50257 - Proceedings of Rower for Land, Sea and Air, Berlin, Germany, June 9–13, 2008. – P. 1–10.
5. Элементы технологии изготовления щеточного уплотнения ГТД и его экспериментальные исследования в статическом положении / [Л. Л. Каминская, Э. В. Кондратюк, С. Д. Зилчихис и др.] // Вестник двигателестроения. – 2008. – № 1. – С. 71–74.
6. Mehmet F. Aksit. Analysis of brush seal bristle stresses with pressure-friction coupling / Mehmet F. Aksit. // ASME Paper No. GT2003-38718. – Proceedings of Rower for Land, Sea and Air, Atlanta, Georgia, June 16-19, 2003. – P. 1–9.
- Поступила в редакцию 23.04.2010*

Філімонова Л.Л. Модель роботи щіткового ущільнення ГТД

Розроблено аналітичну модель роботи щіткового ущільнення (ЩУ) ГТД з метою оцінювання поведінки волокон у процесі експлуатації. В роботі розглянуто одичне волокно як балка з діючими на неї реакціями. Виконано розрахунок деформації балки при плоскому згині, а також розрахунок балки як статично невизначної системи. Крім того, вивчено жмуток дротів як елементарну ділянку ЩУ, де врахована взаємодія волокон між собою. Встановлено перепад тиску, при якому монтажний зазор між внутрішнім діаметром ЩУ і поверхнею ротору закривається. Результати роботи підтверджено експериментальними даними.

Ключові слова: щіткове ущільнення, мікродріт, вісь, балка, згин, навантаження.

Filimonova L. Model of GTE brush seal work

An analytical model of GTE brush seal work has been developed to estimate bristle behavior in operation process. In this paper, the single bristle as beam acted by reactions is considered. Deformation analysis of beam with simple bending and statically indeterminate beam as well is carried out. Besides, the bristle bundle as elementary area of BS subject to it interaction has been studied. Differential pressure when assembly clearance between BS internal diameter and rotor surface is closed has been established. Working results are confirmed by experimental data.

Key words: brush seal, wire, axis, beam, bend, load.