

УДК 621.438:62-762

Э. В. Кондратюк, С. Д. Зиличихис, М. А. Гребенников, Л. Л. Каминская

ГП ЗМКБ «Прогресс» имени академика А. Г. Ивченко, г. Запорожье

ОПТИМИЗАЦИЯ КОНСТРУКТОРСКО-ТЕХНОЛОГИЧЕСКИХ ПАРАМЕТРОВ ЩЕТОЧНЫХ УПЛОТНЕНИЙ ГТД

Рассматривается вопрос оптимизации конструкторско-технологических параметров щеточных уплотнений ГТД, выполненных на ГП «Ивченко-Прогресс», по критерию максимальной производительности. В работе применяется метод линейной оптимизации. Показаны основные ограничения, накладываемые на процесс, в результате чего установлено оптимальное сочетание параметров.

Параметр, ограничение, проволока, намотка, зазор, расход, щеточное уплотнение

Постановка проблемы и ее связь с практическими задачами

Для газотурбинных двигателей щеточное уплотнение (ЩУ) представляет собой круглое кольцо, где пучок гибких волокон обжат или сварен между двумя рабочими кольцами под углом 45° (рис. 1). Так как ЩУ свойственна гибкость и податливость, они способны значительно уменьшать утечки за счет своей приспособляемости к конструкции и изменениям положения ротора в турбомеханизмах. Основной характеристикой оценки эффективности уплотнения является расходная характеристика [1].

На сегодняшний день на предприятии выполнена партия щеточных уплотнений в различном конструкторско-технологическом исполнении для проведения ряда экспериментов и испытаний.

Однако сложность подбора требуемых геометрических параметров ЩУ и большое число факторов, влияющих на расходную характеристику, затрудняют разработку технологических процессов и, следовательно, вызывают необходимость разработки теоретических моделей, необходимых для выбора и оптимизации основных параметров.



Рис. 1. Фотография щеточного уплотнения ГТД

Цель работы

Целью настоящей работы являлось определение оптимального сочетания конструкторско-технологических параметров по критериям качества и эффективности изделия.

Для достижения цели была поставлена задача разработки математической модели рассматриваемых параметров.

Содержание и результаты исследований

Эффективность изделия, то есть расход, пропускаемый через щетку, зависит от множества различных факторов. Однако из анализа зарубежных литературных источников и экспериментальных работ, выполненных на сегодняшний день на предприятии, выявлено, что наиболее существенное влияние оказывают: монтажный зазор между уплотнением и валом, толщина пакета уплотнительного элемента и время работы уплотнения на двигателе.

Исходными данными для построения модели явились результаты проведенных экспериментов.

Методы математической оптимизации позволяют найти оптимальные параметры, если известно, как связана искомая величина с условиями работы уплотнения. Стратегия поиска определяется математической записью зависимости искомой величины (цели, критерия оптимизации) от выходных факторов δ, k, T . Для данного случая целевая функция будет иметь вид (1):

$$F = T \cdot k \cdot \delta \Rightarrow \max, \quad (1)$$

где T – продолжительность эксплуатации уплотнения во время первоначальной зоны износа до момента стабилизации расходной характеристики, час [1];

k – количество слоев намотки проволоки при изготовлении уплотнительного элемента, шт;

δ – зазор между валом (ротором) и щеточным уплотнением, мм.

Целью оптимизации является достижение наибольшего значения F – критерия оптимизации, зависящего от произведения трех переменных (параметров оптимизации). Поиск наибольшей величины F выполняли путем варьирования значений T, k, δ в пределах ограничений, накладываемых на эти величины.

Для упорядоченного поиска использовали метод линейной оптимизации. Данный метод предполагает, что ограничения и целевая функция записаны в виде линейных многочленов, где нет произведения переменных и нет этих переменных в степенях [2].

Такая запись может иметь следующий вид:

$$1. a_{11} \cdot X_1 + a_{12} \cdot X_2 + \dots + a_{1i} \cdot X_i \leq b_1$$

$$2. a_{21} \cdot X_1 + a_{22} \cdot X_2 + \dots + a_{2i} \cdot X_i \leq b_2$$

.....

$$J. a_{j1} \cdot X_1 + a_{j2} \cdot X_2 + \dots + a_{ji} \cdot X_i \leq b_j$$

$$F = k_1 \cdot X_1 + k_2 \cdot X_2 + \dots + k_i \cdot X_i \Rightarrow \max,$$

где a_{ji}, k_i – коэффициенты при переменных (постоянные величины);

X_i – параметры оптимизации;

b_i – числовые величины (постоянные).

Исходя из особенностей изготовления и продувок щеточных уплотнений, могут быть наложены следующие ограничения:

1) по перепаду давления воздуха

Предельные значения давления:

$$\pi_{\min} = 1,5 \text{ атм}$$

$$\pi_{\max} = 5,5 \text{ атм}.$$

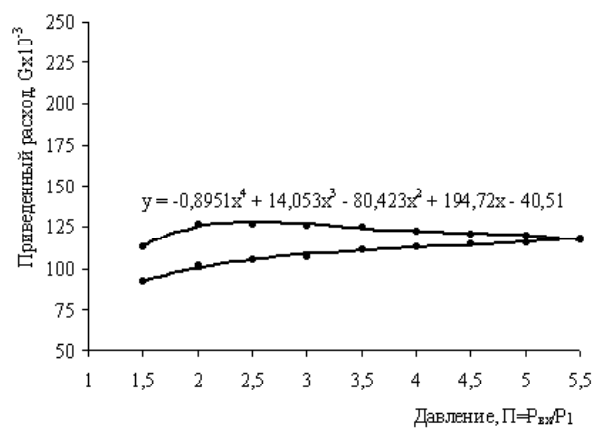


Рис. 2. График зависимости приведенного расхода воздуха от перепада давления через ЩУ, выполненного на предприятии

Аппроксимируя график зависимости приведенного расхода воздуха от перепада давления, получаем уравнение:

$$\bar{G} = -0,8951 \cdot \pi^4 + 14,053 \cdot \pi^3 - 80,423 \cdot \pi^2 + 194,72 \cdot \pi - 40,51; \quad (2)$$

2) по времени работы в двигателе

Анализируя опыт зарубежных фирм [3] можно отметить, что зависимость расхода воздуха от продолжительности эксплуатации уплотнения в двигателе имеет следующий вид:

$$\dot{m}^*(t) = \dot{m}_\infty^* \cdot (1 - e^{-\frac{t}{T}}) + \dot{m}_0^* \cdot e^{-\frac{t}{T}}; \quad (3)$$

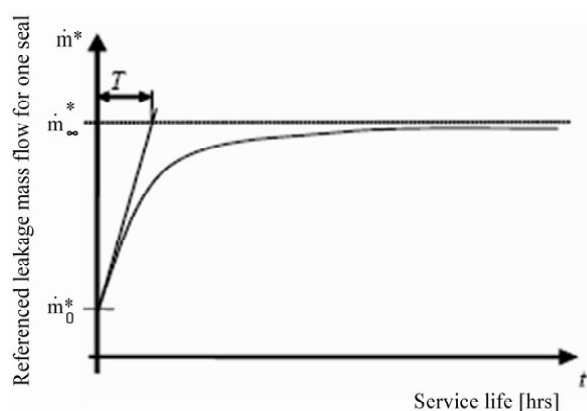


Рис. 3. Кривая износа волокон ЩУ от времени работы в двигателе

характеристика уплотнения вначале при $t = 0$:

$$\frac{\partial \dot{m}^*(t=0)}{\partial t} = \frac{\dot{m}_\infty^* - \dot{m}_0^*}{T};$$

характеристика уплотнения вконец при $t = 400$ час:

$$\frac{\partial \dot{m}^*(t=400)}{\partial t} = (\dot{m}_\infty^* - \dot{m}_0^*) \cdot e^{-\frac{400}{T}};$$

3) по приведенному расходу воздуха

Предельные значения расхода, определенные экспериментальным путем после продувок ЩУ, изготовленных на предприятии:

$$\bar{G}_{\min} = 120 \cdot 10^{-3} \text{ см}^2 \cdot K^{0,5} \cdot c^{-1};$$

$$\bar{G}_{\max} = 165 \cdot 10^{-3} \text{ см}^2 \cdot K^{0,5} \cdot c^{-1}.$$

Выполним преобразования:

$$\frac{T_{\max}}{T_{\min}} \cdot G_{\min} \cdot e^{-\frac{400}{T}} \leq -0,8951 \cdot \pi_{\max}^4 + 14,053 \cdot \pi_{\max}^3 - 80,423 \cdot \pi_{\max}^2 + 194,72 \cdot \pi_{\max} - 40,514;$$

$$\frac{340}{3,2} \cdot 120 \cdot e^{\frac{-400}{T}} \leq 116,65;$$

$$\ln e^{\frac{-400}{T}} \leq \ln 0,00925;$$

$$\ln e^{\frac{-400}{T}} \leq -4,68.$$

После линеаризации:

$$X_1 \geq b_1,$$

где $X_1 = \ln e^{\frac{-400}{T}}$;

$$b_1 = 4,68 .$$

Выполним преобразования:

$$\frac{T_{\max}}{T_{\min}} \cdot G_{\max} \cdot e^{\frac{-400}{T}} \geq -0,8951 \cdot \pi_{\min}^4 + 14,053 \cdot \pi_{\min}^3 -$$

$$-80,423 \cdot \pi_{\min}^2 + 194,72 \cdot \pi_{\min} - 40,51;$$

$$\frac{340}{3,2} \cdot 165 \cdot e^{\frac{-400}{T}} \geq 113,52;$$

$$\ln e^{\frac{-400}{T}} \geq \ln 0,0065;$$

$$\ln e^{\frac{-400}{T}} \geq -5,028.$$

После линеаризации:

$$X_1 \leq b_2,$$

где $X_1 = \ln e^{\frac{-400}{T}}$;

$$b_2 = 5,028 ;$$

4) по количеству слоев намотки (толщине пакета)

На графике (рис. 4) представлены зависимости расхода воздуха от количества слоев намотки ЩУ, выполненных на предприятии, различных типов конструкций и технологий изготовления (видов гибки уплотнительных элементов).

Расчет рассмотрим на примере кривой, отображающей гибку вовнутрь при $\pi = 4,2 \text{ атм}$.

Аппроксимируя кривую, получаем уравнение, которое имеет вид:

$$\bar{G} = 222,99 \cdot e^{-0,00793k} . \quad (4)$$

Выполним преобразования:

$$222,99 \cdot e^{-0,0793k} \geq G_{\min} ;$$

$$222,99 \cdot e^{-0,0793k} \geq 120 ;$$

$$\ln e^{-0,0793k} \geq \ln 0,538 ;$$

$$\ln e^{-0,0793k} \geq -0,62 .$$

После линеаризации:

$$X_2 \geq b_3 ,$$

где $X_2 = \ln e^{-0,0793k}$;

$$b_3 = -0,62 .$$

Выполним преобразования:

$$222,99 \cdot e^{-0,0793k} \leq G_{\max} ;$$

$$222,99 \cdot e^{-0,0793k} \leq 165 ;$$

$$\ln e^{-0,0793k} \leq \ln 0,739 ;$$

$$\ln e^{-0,0793k} \leq -0,3 .$$

После линеаризации:

$$X_2 \leq b_4 ,$$

где $X_2 = \ln e^{-0,0793k}$;

$$b_4 = -0,3 .$$

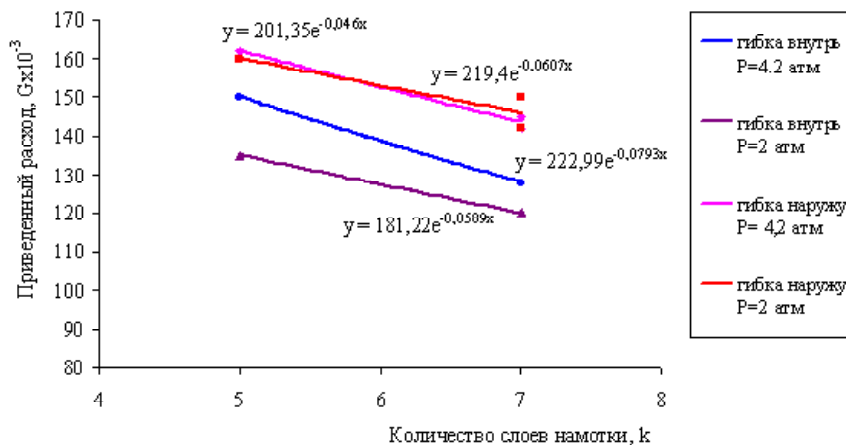


Рис. 4. График зависимости приведенного расхода воздуха от количества слоев намотки проволоки при изготовлении ЩУ

Выполним преобразования:

$$\frac{T_{\max}}{T_{\min}} \cdot G_{\max} \cdot e^{\frac{-400}{T}} \geq 222,99 \cdot e^{-0,0793k};$$

$$\frac{340}{3,2} \cdot 165 \cdot e^{\frac{-400}{T}} \geq 222,99 \cdot e^{-0,0793k};$$

$$\ln e^{-0,0793k} - \ln e^{\frac{-400}{T}} \leq \ln 77,69.$$

После линеаризации:

$$X_2 - X_1 \leq b_5,$$

где $b_5 = 4,35$;

5) по величине монтажного зазора

Предельные значения монтажного зазора между валом и щеточным уплотнением:

$$\delta_{\min} = -0,15 \text{ мм};$$

$$\delta_{\max} = 0,3 \text{ мм}.$$

В результате исследования расходной характеристики через щетку при различных монтажных зазорах можно отметить, что характер полученных кривых на рис. 5 аналогичен характеру кривых, выполненных зарубежными фирмами и институтами [4, 5]. Отсюда видно, что от небольшого натяга до зазора 0,15 мм расход воздуха меняется незначительно, а при увеличении зазора пропорционально растет.

Аппроксимируя кривые, получаем уравнения, которые имеют вид:

$$\bar{G} = 238,74 \cdot \delta^2 + 288,43 \cdot \delta + 97,835, \quad (5)$$

$$\bar{G} = 207,05 \cdot \delta^2 + 228,04 \cdot \delta + 92,392. \quad (6)$$

Выполним преобразования:

$$238,74 \cdot \delta^2 + 288,43 \cdot \delta + 97,835 \geq G_{\min};$$

$$238,74 \cdot \delta^2 + 288,43 \cdot \delta + 97,835 \geq 120;$$

$$\ln \delta \geq -2,42.$$

После линеаризации:

$$X_3 \geq b_6,$$

где $X_3 = \ln \delta$;

$$b_6 = -2,42.$$

Выполним преобразования:

$$207,05 \cdot \delta^2 + 228,04 \cdot \delta + 92,392 \leq G_{\max};$$

$$207,05 \cdot \delta^2 + 228,04 \cdot \delta + 92,392 \leq 150;$$

$$\ln \delta \leq -1,39.$$

После линеаризации:

$$X_3 \leq b_7,$$

где $X_3 = \ln \delta$;

$$b_7 = -1,39.$$

Выполним преобразования при

$$\delta_{\min} = -0,15 \text{ мм} \text{ и } \bar{G}_{\max} = 165 \cdot 10^{-3} \text{ см}^2 \cdot K^{0,5} \cdot c^{-1};$$

$$\frac{T_{\max}}{T_{\min}} \cdot G_{\min} \cdot e^{\frac{-400}{T}} \geq 207,05 \cdot \delta^2 + 228,04 \cdot \delta + 92,392;$$

$$\ln e^{\frac{-400}{T}} \geq 2 \ln \delta + \ln 0,242.$$

После линеаризации:

$$X_1 - 2X_3 \geq b_8,$$

где $b_8 = -1,4$.

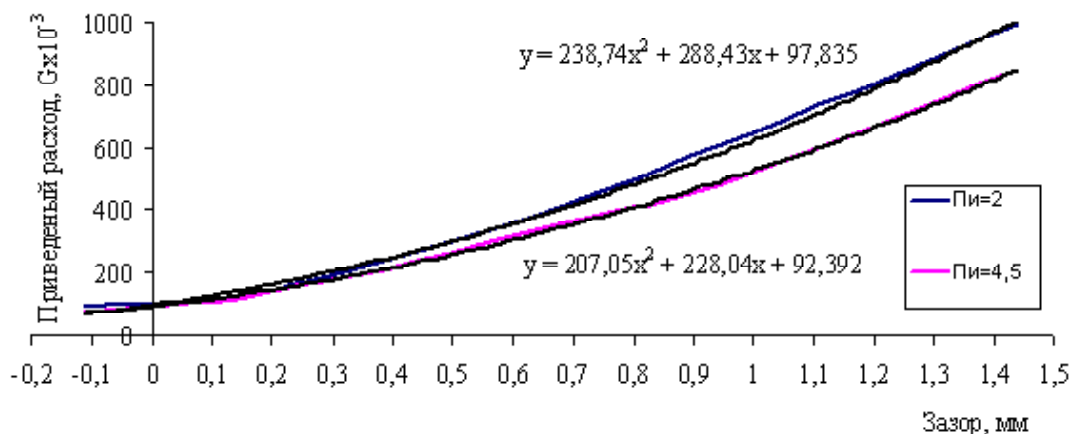


Рис. 5. График зависимости приведенного расхода воздуха от монтажного зазора

Выполним преобразования при $\delta_{\min} = -0,15 \text{ мм}$:

$$222,99 \cdot e^{-0,0793k} \leq 207,05 \cdot \delta^2 + 228,04 \cdot \delta + 92,392;$$

$$\ln e^{-0,0793k} \leq 2 \ln \delta + \ln 13,72.$$

После линеаризации:

$$X_2 - 2X_3 \leq b_9,$$

где $b_9 = 2,62$.

Выполним преобразования при $\delta_{\min} = 0,3 \text{ мм}$:

$$222,99 \cdot e^{-0,0793k} \geq 207,05 \cdot \delta^2 + 228,04 \cdot \delta + 92,392;$$

$$\ln e^{-0,0793k} \geq 2 \ln \delta + \ln 9,36.$$

После линеаризации:

$$X_2 - 2X_3 \geq b_{10},$$

где $b_{10} = 2,24$.

Исходными данными для математической модели определения оптимальных конструкторско-технологических параметров являлись:

- 1) максимальный перепад давления $\pi_{\max} = 5,5 \text{ атм}$;
- 2) минимальный перепад давления $\pi_{\min} = 1,5 \text{ атм}$;
- 3) максимальный приведенный расход воздуха $\bar{G}_{\max} = 165 \cdot 10^{-3} \text{ см}^2 \cdot \text{К}^{0,5} \cdot \text{с}^{-1}$;
- 4) минимальный приведенный расход воздуха $\bar{G}_{\min} = 120 \cdot 10^{-3} \text{ см}^2 \cdot \text{К}^{0,5} \cdot \text{с}^{-1}$;
- 5) максимальная продолжительность работы ШЦ с гладким валом 400 часов;
- 6) максимальный монтажный зазор $\delta_{\max} = 0,3 \text{ мм}$;
- 7) минимальный монтажный зазор

$\delta_{\min} = -0,15 \text{ мм}$;

8) шеточные уплотнения, использованные в работе: 5- и 7-слойные.

Совместное решение системы неравенств (1–10) позволяет найти значения коэффициентов X_1, X_2, X_3 , соответствующие оптимальным параметрам:

$$X_1 = \ln e^{\frac{-400}{T}} \Rightarrow T = \frac{-400}{X_1},$$

$$X_2 = \ln e^{-0,0793k} \Rightarrow k = \frac{X_2}{-0,0793},$$

$$X_3 = \ln \delta \Rightarrow \delta = e^{X_3},$$

$$T = 79,5;$$

$$k = 6,05;$$

$$\delta = 0,2.$$

Данное сочетание параметров обеспечивает максимальное значение целевой функции F .

Выводы

В результате оптимизации конструкторско-технологических параметров установлено, что для шеточных уплотнений, имеющих такую эффективность, при их изготовлении достаточно $k = 6$ слоев намотки проволоки, установка на вал должна осуществляться с монтажным зазором не более $\delta = 0,2 \text{ мм}$ и резкий износ уплотнения будет наблюдаться первые 80 часов.

Таблица 1 – Ограничения, накладываемые на искомые параметры

№	Математическая запись	Ограничения
1	$X_1 \geq b_1$	$b_1 = \ln \frac{-0,8951 \cdot \pi_{\max}^4 + 14,053 \cdot \pi_{\max}^3 - 80,423 \cdot \pi_{\max}^2 + 194,72 \cdot \pi_{\max} - 40,51}{T_{\max} \cdot G_{\min} / T_{\min}}$
2	$X_1 \leq b_2$	$b_2 = \ln \frac{-0,8951 \cdot \pi_{\min}^4 + 14,053 \cdot \pi_{\min}^3 - 80,423 \cdot \pi_{\min}^2 + 194,72 \cdot \pi_{\min} - 40,51}{T_{\max} \cdot G_{\max} / T_{\min}}$
3	$X_2 \geq b_3$	$b_3 = \ln(G_{\min} / 222,99)$
4	$X_2 \leq b_4$	$b_4 = \ln(G_{\max} / 222,99)$
5	$X_2 - X_1 \leq b_5$	$b_5 = \ln \frac{T_{\max} \cdot G_{\max} / T_{\min}}{222,99}$
6	$X_3 \geq b_6$	$b_6 = -2,42$
7	$X_3 \leq b_7$	$b_7 = -1,39$
8	$X_1 - 2X_3 \geq b_8$	$b_8 = \ln \frac{3059,55}{T_{\max} \cdot G_{\min} / T_{\min}}$
9	$X_2 - 2X_3 \leq b_9$	$b_9 = 2,62$
10	$X_2 - 2X_3 \geq b_{10}$	$b_{10} = 2,24$

Перечень ссылок

1. Сравнительный анализ щеточного и лабиринтного уплотнений ГТД / [Г. И. Пейчев, Э. В. Кондратюк, С. Д. Зиличихис и др.] // Вестник двигателестроения. – 2009. – № 1. – С. 66–70.
2. Пухальская Г. В. Оптимизация режимов обработки в псевдооживленном слое абразива деталей ГТД из жаропрочных сплавов / Г. В. Пухальская, Л. Л. Каминская, А. Я. Качан // Вестник двигателестроения. – 2006. – № 2. – С. 120–128.
3. Design features and performance details of brush seals for turbine applications / Matthias Neef, Eric Sulda, Norbert Surken, Jan Walkenhorst. // ASME Paper No. GT2006-90404. – Proceedings of Rower for Land, Sea and Air, Barcelona, Spain, May 8-11, 2006. – P. 1–8.
4. Fundamental design issues of brush seals for industrial applications / Saim Dinc, Mehmet Demiroglu, Norman Turnquist [et al.] // ASME Paper No. 2001-GT-0400. – New Orleans, Louisiana, USA, June 4-7, 2001. – P. 1–10.
5. Raymond E. Chupp. Sealing in Turbomachinery / Raymond E. Chupp, Robert C. Hendicks // NASA Technical Memorandum-2006-214341.

Поступила в редакцию 21.09.2009

E. V. Kondratyuk, S. D. Zilichikhis, M. A. Grebennikov, L. L. Kaminskaya
**OPTIMIZATION OF DESIGN-TECHNOLOGICAL PARAMETERS OF
GTE BRUSH SEAL**

Розглянуто питання оптимізації конструкторсько-технологічних параметрів щіткових ущільнень ГТД, виконаних на ДП «Івченко-Прогрес», за критерієм максимальної продуктивності. У роботі застосовано метод лінійної оптимізації. Показано основні обмеження, що накладаються на процес, в результаті чого встановлено оптимальне поєднання параметрів.

Параметр, обмеження, дріт, намотка, прозір, витрата, щіткове ущільнення

There is reviewed optimization of design-technological parameters of GTE brush seals by criterion of maximum efficiency, developed at State Enterprise «Ivchenko-Progress». Method of linear optimization is used in this work. There are shown primal constraints imposed on the process. Consequently, an optimal combination of parameters is established.

Parameter, limitation, wire, winding, clearance, flow, brush seal