

В.А.Зрелов, С.В.Фалалеев

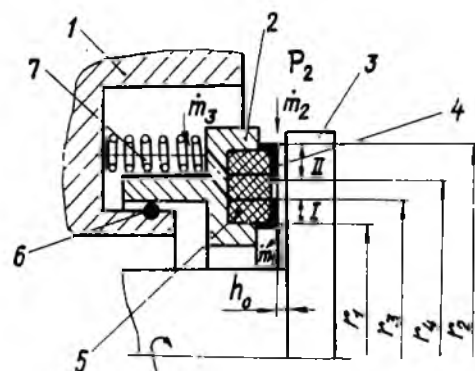
ИССЛЕДОВАНИЕ ХАРАКТЕРИСТИК  
ТОРЦОВОГО ГАЗОСТАТИЧЕСКОГО УПЛОТНЕНИЯ  
С ЭЛАСТИЧНОЙ ПОВЕРХНОСТЬЮ

Условные обозначения:

$p_1, p_2, p_k, p$  - соответственно давление газа за и перед уплотнением, в камере, текущее давление;  $r_1, r_2, r_3, r_4, r$  - соответственно внутренний и внешний радиусы уплотнительного пояска, внутренний и внешний радиусы кольцевой камеры, текущий радиус;  $h = f(r)$  - величина зазора в уплотнении;  $h_0$  - величина рабочего зазора при недеформированной рабочей поверхности;  $\bar{p} = p/p_2$  - безразмерное давление;  $\bar{r} = r/r_1$  - безразмерный радиус;  $\beta$  - упругая постоянная Винклера;  $\bar{\beta} = \beta p_2/h_0$ ;  $H = h/h_0 = 1 + \bar{\beta} \bar{p}$  - безразмерный зазор;  $\bar{\beta}_1, \bar{\beta}_2, \bar{\beta}_3, \bar{\beta}_4$  - безразмерные коэффициенты;  $\mu, T$  - коэффициент динамической вязкости и температура газа;  $R$  - газовая постоянная;  $d$  - диаметр проволоки;  $\bar{n}, \ell, F$  - пористость, длина и площадь дросселя;  $\delta$  - толщина эластичного элемента;  $\bar{A} = \frac{d^2 n^3 F}{13 \ell (1-n)^2 \pi h_0^3}$  - параметр уплотнения;  $\dot{m}$  - массовый расход газа;  $\bar{m} = \frac{12 \mu \beta T}{\pi p_2^2 h_0} \dot{m}$  - безразмерный массовый расход газа;  $w$  и  $c$  - несущая способность и жесткость слоя газа;  $\bar{W} = w/\pi(r_2^2 - r_1^2)p_2$ ,  $\bar{c} = ch_0/\pi(r_2^2 - r_1^2)p_2$  - безразмерные несущая способность и жесткость слоя газа.

В последние годы был проведен ряд исследований, посвященных изучению свойств различных гидравлических устройств с податливыми рабочими поверхностями [1]. Такие устройства обладают повышенной несущей способностью и не требуют тщательной обработки рабочей поверхности. Благодаря этим преимуществам податливые поверхности нашли применение и в уплотнениях [2], в том числе и в газовых. Однако использование резины и эластомерных материалов в торцовых уплотнениях быстроходных энергомашин, а также в высокотемпературных и криогенных средах не представляется возможным. Выполнение металлических уплотнительных колец малой жесткости [3, 4] не позволяет реализовать все преимущества податливых поверхностей. Поэтому представляет практический интерес создание уплотнений, рабочие поверхности которых сохраняли бы свою эластичность в широком диапазоне температур и обладали бы достаточной износостойкостью, необходимой для работы уплотнения в

режиме пуска и останова вала. В наибольшей степени удовлетворяют этим требованиям торцовые газостатические уплотнения (ТГСУ) с рабочими кольцами из пористого упругодемпфирующего материала МР [5]. Конструктивная схема такого уплотнения показана на рис. 1. Кольцо 6, выполненное из МР, состоит из герметично соединенных между собой трех колец. Среднее кольцо выполняет функции дросселя, а внутреннее и наружное кольца — функции эластичного элемента. Такой же эффект обеспечит ТГСУ, в котором гидростатическая камера и дроссели выполнены в недеформируемом уплотнительном кольце, тогда как другое кольцо выполнено эластичным. ТГСУ из МР обладает следующими преимуществами: широкий рабочий температурный диапазон; возможность работы в агрессивной среде; широкий диапазон изменения упругих и дросселирующих свойств за счет изменения пористости материала (от 20 до 80%); способность отслеживать микронеровности торцевой поверхности вращающейся детали и демпфировать возникающие в ТГСУ колебания. Эластичное покрытие может быть выполнено фторопластованием [6], что позволяет изготовить рабочие камеры ТГСУ практически любой геометрической формы.



Р и с. 1. Схема ТГСУ с эластичной поверхностью: 1—корпус; 2—уплотнительная втулка; 3—вал; 4—эластичное покрытие; 5—кольцо из материала МР; 6—вторичное уплотнение; 7 — упругий элемент

При определении характеристик ТГСУ необходимо решать контактно-гидродинамическую задачу, т.е. нужно рассматривать явления гидродинамические (течение газа в трактах ТГСУ) и контактные (прогибы эластичной поверхности под действием давления в щели). При этом является рациональным совместное решение этих задач на основе гипотезы Винклера [6]. Принимаем, что величина деформации материала пропорциональна действующей на него нагрузке:

$$h = h_0 + \beta p.$$

Величина  $\beta$  для материала МР может быть определена экспериментальным путем или теоретически на основании работ [7, 8].

Из-за осевой симметрии основное уравнение ламинарного изотермического течения газа в щели уплотнения можно записать в виде

$$\frac{\partial}{\partial \bar{r}} \left( \bar{r} H^3 \frac{\partial \bar{p}^2}{\partial \bar{r}} \right) = 0. \quad (I)$$

Величина  $\bar{p}$  изменяется от  $\bar{p}_1$  до I. С целью упрощения уравнения (I) вводим линеаризацию:

$$H = 1 + \bar{\beta}_3 + \bar{\beta}_1 \bar{p}^2 \quad \text{для } \bar{p}_1 < \bar{p} < \bar{p}_K; \quad H = 1 + \bar{\beta}_4 + \bar{\beta}_2 \bar{p}^2 \quad \text{для } \bar{p}_K < \bar{p} < 1.$$

Обычно в ТГСУ  $\bar{p}_K = 0,8 \dots 0,9$ . С точностью до 5% можно принять, что

$$\bar{\beta}_2 = 0,6 \bar{\beta}, \bar{\beta}_4 = 0,37 \bar{\beta}; \quad \bar{\beta}_3 = 0,25 \bar{\beta}, \bar{\beta}_1 = 0,9 \bar{\beta}$$

$$\text{для } \bar{p}_1 > 0,2; \quad \bar{\beta}_3 = 0,1 \bar{\beta}, \bar{\beta}_1 = 1,2 \bar{\beta} \quad \text{для } 0,2 > \bar{p}_1 > 0,1.$$

Более точно величины  $\bar{\beta}_1 \dots \bar{\beta}_4$  для конкретного ТГСУ могут быть определены экспериментально.

Решая уравнение (I), получим выражения для распределения давления по ширине уплотнительных поясков (см. рис. I):

$$\bar{p}^I = \left\{ \left[ \left( \frac{1 + \bar{\beta}_3}{\bar{\beta}_1} + \bar{p}_1^2 \right)^4 + \frac{\left( \frac{1 + \bar{\beta}_3}{\bar{\beta}_1} + \bar{p}_K^2 \right)^4 - \left( \frac{1 + \bar{\beta}_3}{\bar{\beta}_1} + \bar{p}_1^2 \right)^4}{\ln \bar{r}_3} \ln \bar{r} \right]^{\frac{1}{4}} - \frac{1 + \bar{\beta}_3}{\bar{\beta}_1} \right\}^{\frac{1}{2}},$$

$$\bar{p}^{II} = \left\{ \left[ \left( \frac{1 + \bar{\beta}_4}{\bar{\beta}_2} + \bar{p}_K^2 \right)^4 + \frac{\left( \frac{1 + \bar{\beta}_4}{\bar{\beta}_2} + \bar{p}_2^2 \right)^4 - \left( \frac{1 + \bar{\beta}_4}{\bar{\beta}_2} + \bar{p}_K^2 \right)^4}{\ln \frac{\bar{r}_2}{\bar{r}_4}} \ln \frac{\bar{r}}{\bar{r}_4} \right]^{\frac{1}{4}} - \frac{1 + \bar{\beta}_4}{\bar{\beta}_2} \right\}^{\frac{1}{2}}.$$

Утечки через уплотнение определяются выражением

$$\bar{M}_1 = \bar{r} H^3 \frac{\partial (\bar{p}^I)^2}{\partial \bar{r}} \Big|_{\bar{r}=1} = \frac{\bar{\beta}_1^3 \left[ \left( \frac{1 + \bar{\beta}_3}{\bar{\beta}_1} + \bar{p}_K^2 \right)^4 - \left( \frac{1 + \bar{\beta}_3}{\bar{\beta}_1} + \bar{p}_1^2 \right)^4 \right]}{4 \ln \bar{r}_3}.$$

Расход газа через материал МР имеет следующий вид [9]:

$$\bar{M}_3 = \bar{A} (1 - \bar{p}_K^2).$$

Из баланса расходов  $\bar{M}_2 + \bar{M}_3 = \bar{M}_1$  находим связь между давлением в камере ТГСУ и величиной зазора

$$\bar{A}(1-\bar{p}_k^2) = \frac{\left[ \left( \frac{1+\bar{\beta}_3}{\bar{\beta}_1} + \bar{p}_k^2 \right)^4 - \left( \frac{1+\bar{\beta}_3}{\bar{\beta}_r} + \bar{p}_r^2 \right)^4 \right] \bar{\beta}_1^3}{4 \ln \bar{r}_3} +$$

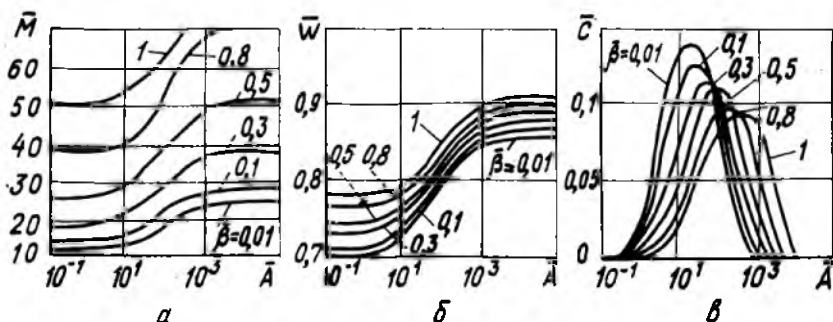
$$+ \frac{\bar{\beta}_2^3 \left[ \left( \frac{1+\bar{\beta}_4}{\bar{\beta}_2} + \bar{p}_2^2 \right)^4 - \left( \frac{1+\bar{\beta}_4}{\bar{\beta}_k} + \bar{p}_k^2 \right)^4 \right]}{4 \ln(\bar{r}_2/\bar{r}_4)}$$

Несущая способность и осевая жесткость газового слоя имеют вид

$$\bar{W} = \bar{p}_k \frac{\bar{r}_4^2 - \bar{r}_3^2}{\bar{r}_2^2 - \bar{r}_1^2} + \frac{2}{\bar{r}_2^2 - \bar{r}_1^2} \left( \int_{\bar{r}_1}^{\bar{r}_3} \bar{p}^r r dr + \int_{\bar{r}_4}^{\bar{r}_2} \bar{p}^r r dr \right);$$

$$\bar{C} = 3\bar{A} \frac{\partial \bar{W}}{\partial \bar{A}}.$$

На рис. 2 продемонстрировано влияние параметров  $\bar{A}$  и  $\bar{\beta}$

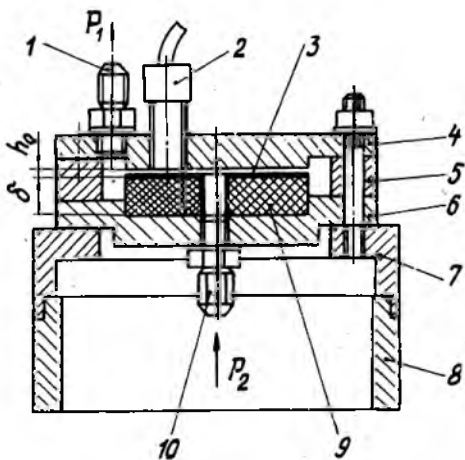


Р и с. 2. Влияние параметров  $\bar{\beta}$  и  $\bar{A}$  на характеристики ТГСУ:  $\bar{r}_2 = 1,1$ ;  $\bar{r}_3 = 1,04$ ;  $\bar{r}_4 = 1,05$ ;  $\bar{p}_1 = 0,1$ ;  
 а - утечки; б - несущая способность; в - жесткость

на утечки, несущую способность и жесткость газового слоя. При увеличении параметра  $\bar{A}$  возрастает утечки  $\bar{M}$  и несущая способность  $\bar{W}$ , а жесткость  $\bar{C}$  имеет максимум, приходящийся на диапазон из-

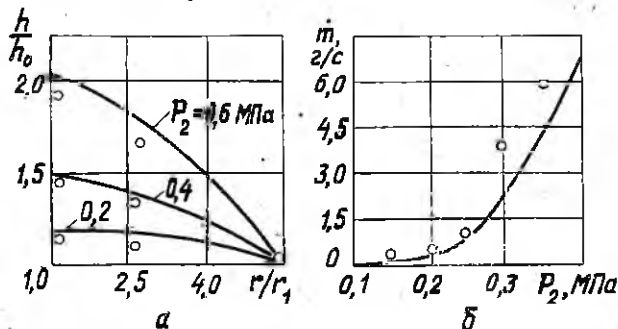
мнения  $\bar{A} = 10 \dots 1000$ . Увеличение параметра  $\bar{B}$ , что соответствует уменьшению жесткости материала МР ( $\bar{B} = 0$  соответствует недеформируемой уплотнительной поверхности), приводит к повышению утечек примерно в одно и то же число раз во всем диапазоне изменения  $\bar{A}$ , к повышению несущей способности  $\bar{W}$ , к уменьшению максимума жесткости  $\bar{C}$  и его смещению в сторону больших значений  $\bar{A}$ . При этом увеличивается и смещается в сторону меньших азаворов (больших значений  $\bar{A}$ ) зона чувствительности ТГСУ к изменению азавора, что было отмечено также авторами работы [1] при экспериментальном исследовании жидкостного подшипника. Оптимальное значение параметра  $\bar{A}$ , соответствующее максимуму жесткости, при изменении  $\bar{B}$  от 0,01 до 1 увеличивается с 25 до 1000. Это позволяет при проектировании ТГСУ выбрать менее плотный дроссель, что ведет к повышению технологичности уплотнения. Если оставить параметры дросселя теми же, то оптимальная величина рабочего азавора уменьшится более чем в 3 раза, что в конечном итоге приведет к уменьшению абсолютных утечек через уплотнение в 5 раз. Таким образом, подобрав параметры дросселя ( $\bar{A}$ ,  $\bar{B}$ ,  $\bar{C}$ ) и эластичного элемента ( $\bar{A}$ ,  $\bar{B}$ ), можно повысить экономичность и технологичность ТГСУ.

Для экспериментальной проверки теоретических исследований была изготовлена экспериментальная установка (рис. 3). Исследовался один из элементов тракта ТГСУ, а именно течение газа (воздуха) между двумя торцовыми поверхностями, одна из которых эластичная. Уплотнительная щель образована торцами крышки 5 и кольца 9. Фторопластование поверхности МР осуществлялось совместным прессованием колец из МР и фторопласта, разогретых до температуры 573 К. К крышке 3 пленочным клеем ВК приклеено кольцо 9, а его внутренняя цилин-



Р и с. 3. Конструктивная схема экспериментальной установки: 1-штуцер для сбора утечек; 2-токовихревой датчик; 3-покрытие; 4-верхняя крышка; 5-дистанционное кольцо; 6-нижняя крышка; 7-основание; 8-подставка; 9-кольцо из МР; 10-штуцер для подвода воздуха

дрическая поверхность загерметизирована силиконовой пастой СБ-1. Далее фторопластовый торец 10 кольца 9 был обработан на токарном станке до требуемой толщины образца  $\delta$ . Прогобы измерялись тремя токовихревыми датчиками (погрешность измерения не более 5%), а утечки — дроссельной шайбой. Результаты эксперимента изображены на рис. 4.



Р и с. 4. Результаты экспериментальных исследований:  
 $h_0 = 30$  мкм;  $r_1 = 5$  мм;  $r_2 = 27,5$  мм;  $\delta = 4,5$  мм;  
 $n = 0,3$ ;  $p_1 = 0,1$  МПа; а — распределение величины зазора по радиусу; б — утечки

С ростом перепада давления на уплотнении (увеличение  $P_{\text{вх}}$ ) увеличивается величина прогиба и возрастают утечки. Некоторое количественное несовпадение результатов можно объяснить погрешностью определения зазора  $h_0$  ( $\sim 20\%$ ), который определялся косвенно, обмером деталей установки. Таким образом, проведенные экспериментальные исследования подтвердили возможность создания ТГСУ из МР с фторопластовым покрытием и правомерность разработанной теории.

#### Л и т е р а т у р а

1. Кастелли, Райтмар, Фуллер. Теоретическое и экспериментальное исследование гидростатического осесимметричного упорного подшипника с деформируемой поверхностью. — Теоретические основы инженерных расчетов, 1967, № 4, с. 269.
2. Башта Т.М., Швецов А.Н. Торцовое уплотнение вращающихся валов гидромашин с эластичным герметизирующим элементом. — Вестник машиностроения, 1976, № 10, с. 51-55.
3. Трунов А.Н. Метод расчета газостатических уплотнений турбомашин с деформируемыми кольцами. — Труды НКИ.-Николаев: НКИ, 1980, №168, с. 33-41.

4. Камал. Уплотнение с высоким давлением в зазоре. - Проблемы трения и смазки, 1968, т. 90, № 2, с. III-III6.
5. А.с. 972170 (СССР). Торцовое гидростатическое уплотнение /А.И.Белоусов, В.А.Зредов, С.В.Фалалеев. - Опусл. в БИ, 1982, № 41.
6. Кодвир Д.С. Контактная гидродинамика смазки деталей машин. - М.: Машиностроение, 1976. - 304 с.
7. Борисов В.А. Выбор эмпирической формулы для описания деформации сжатия материала МР. - В сб.: Материалы научно-технической конференции. Тезисы докладов.-Куйбышев: КуАИ, 1972, с. 252-253.
8. Бросайле А.М., Равикович Ю.А. Исследование динамических характеристик вкладышей из материала МР упругодемпферных гидростатических подшипников. - В сб.: Вибрационная прочность и надежность двигателей и систем летательных аппаратов. - Куйбышев: КуАИ, 1984, с.34-42.
9. Белоусов А.И., Зредов В.А., Фалалеев С.В. Теоретическое и экспериментальное исследование торцовых гидростатических уплотнений из пористого упругодемпфирующего материала МР. - В сб.: Диссоциирующие газы как теплоносители и рабочие тела АЭС.-Минск: ИЭ АН БССР, 1982, ч. I, с. 149-157.

УДК 539.375

В.П.Иванов, С.Ф.Борискин, В.В.Персиянов

**ИССЛЕДОВАНИЕ КОНЦЕНТРАЦИИ НАПРЯЖЕНИЙ  
В РАБОЧИХ ЛОПАТКАХ КОМПРЕССОРА ГТД  
С ПОВРЕЖДЕНИЯМИ**

В процессе эксплуатации ГТД наблюдаются повреждения рабочих лопаток осевого компрессора посторонними предметами. Образовавшиеся концентраторы напряжений (забоины, вмятины, вырвы, вылучивания) изменяют динамическую и усталостную прочность лопаток. Существующие нормы на повреждения не позволяют оценить срок службы лопаток. Это повышает стоимость эксплуатации и ремонта двигателя.

Имеется достаточно много работ, где исследуется влияние отверстий, вырезов, трещин на прочность конструкций и определяется коэффициент концентрации напряжений при действии статических нагрузок.

В работе [1] экспериментально определены динамические напряжения и дана методика расширения норм на повреждения для некоторых