

**ПАРОТУРБИННЫЕ, ГАЗОТУРБИННЫЕ,
ПАРОГАЗОВЫЕ УСТАНОВКИ
И ИХ ВСПОМОГАТЕЛЬНОЕ ОБОРУДОВАНИЕ**

**ЭКСПЕРИМЕНТАЛЬНЫЕ ИССЛЕДОВАНИЯ
РАСХОДНЫХ ХАРАКТЕРИСТИК РАЗНОШАГОВЫХ
МНОГОГРЕБЕНЧАТЫХ УПЛОТНЕНИЙ**

© 2021 г. С. С. Дмитриев^{а, *}, Б. Н. Петрунин^а, М. Э. А. Э. Ахмед^{а, б}

^аНациональный исследовательский университет “Московский энергетический институт”,
Красноказарменная ул., д. 14, Москва, 111250 Россия

^бУниверситет Банха, инженерный факультет Шупра, кафедра машиностроения, Банха, Египет

*e-mail: dmitriyevss@mpei.ru

Поступила в редакцию 22.05.2020 г.

После доработки 23.06.2020 г.

Принята к публикации 26.08.2020 г.

В паровых турбинах, производимых в России, разношаговые многогребенчатые уплотнения (РМУ) до настоящего времени не нашли широкого применения, хотя за рубежом их используют довольно часто. При модернизациях и создании новых паровых турбин в настоящее время применяются рабочие лопатки с цельнофрезерованным бандажом, что позволяет изготавливать многорядные периферийные уплотнения. В связи с этим вопрос о выборе оптимальной конфигурации РМУ приобретает важное практическое значение. Результаты, полученные в настоящей работе, позволили экспериментально оценить степень влияния различных сочетаний шагов гребней на роторе и статоре на расходные характеристики РМУ и разработать практические рекомендации по их применению. Минимальный расход утечки был зафиксирован для моделей РМУ с шагом на роторе шириной 2 мм. Применительно к надбандажным уплотнениям мощных паровых турбин были проведены сравнительные экспериментальные исследования моделей РМУ с проставками на роторе шириной 3 и 4 мм, на статоре — 4 и 5 мм. Наиболее оптимальной из исследованных в настоящей работе можно считать модельную пару с проставками на роторе и статоре шириной 4 и 5 мм соответственно, т.е. с шагами на роторе 4.8 и на статоре 5.8 мм. Экспериментально показано, что утечка в РМУ при прочих равных условиях меньше на 22–25%, чем в прямооточных уплотнениях. Применение РМУ позволяет обеспечить отсутствие задеваний ротора о статор при относительных радиальных и осевых смещениях ротора в переходных режимах. Кроме того, аэродинамические силы в РМУ, способные вызывать низкочастотные автоколебания валопровода, составляют примерно 60% аналогичных сил в традиционных радиальных уплотнениях. С учетом этих обстоятельств можно рекомендовать РМУ для применения вместо штатных радиальных надбандажных уплотнений в цилиндрах высокого (ЦВД) и среднего давления (ЦСД) в новых и модернизируемых паровых турбинах.

Ключевые слова: паровая турбина, ротор, статор, гребень, проставки между гребнями, разношаговое многогребенчатое уплотнение, шаг уплотнения, утечка, радиальный зазор, прямооточное уплотнение, бандаж

DOI: 10.1134/S0040363621030024

Наибольшие потери от утечек в ступенях паровых турбин происходят в надбандажных (периферийных) уплотнениях. В цилиндрах высокого давления действующих паровых турбин, производимых в России, применяются, как правило, ступени активного типа, периферийные уплотнения в которых выполняются прямооточными и имеют всего два или три гребня. При этом даже при простом увеличении числа гребней до 6–8 в прямооточном уплотнении при прочих равных условиях потери от утечки снижаются более чем в 2 раза.

Однако качество применяемых уплотнений определяется не только утечкой, но и их сопро-

тивлением износу. При эксплуатации паровых турбин, особенно в переходных режимах, в штатных уплотнениях неизбежны задевания ротора о статор и соответствующий износ гребней уплотнений, что, естественно, приводит к увеличению потерь от утечки. В этой связи целесообразно применение осерадиальных уплотнений, износ которых в эксплуатации минимальный, и аэродинамические силы, способные вызывать автоколебания роторов, также минимальны. Однако при прочих равных условиях потери от периферийной утечки в осерадиальных надбандажных уплотнениях оказываются даже большими, чем в штатных

радиальных уплотнениях с номинальными зазорами [1].

В соответствии с [1] наиболее целесообразным для надбандажных уплотнений в ЦВД является применение разношаговых многогребенчатых уплотнений, которые имеют минимальные потери от периферийной утечки, а аэродинамические силы в них существенно меньше аналогичных сил в традиционных радиальных уплотнениях. Следует также учесть, что использование РМУ позволяет предотвратить задевания ротора о статор при их относительных смещениях в переходных режимах, что позволяет сохранить установленные радиальные зазоры и, соответственно, обеспечить отсутствие зависимости утечки от этих смещений.

С учетом того что при создании новых и модернизации старых паровых турбин в последнее время в России применяются усовершенствованные рабочие лопатки с цельнофрезерованными бандажами, которые позволяют выполнять многорядные периферийные уплотнения, вопрос о выборе оптимальной конфигурации РМУ приобретает важное практическое значение. На кафедре паровых и газовых турбин Московского энергетического института всегда уделялось большое внимание экспериментальным исследованиям течений потока пара в уплотнениях турбомашин и проводились сравнительные исследования расходных и динамических характеристик радиальных лабиринтных уплотнений с РМУ [2]. В настоящей работе была поставлена задача экспериментально

оценить степень влияния различных сочетаний шагов гребней на роторе и статоре на расходные характеристики РМУ и разработать практические рекомендации по их применению.

ОПИСАНИЕ ЭКСПЕРИМЕНТАЛЬНОЙ УСТАНОВКИ

Для решения поставленной задачи была спроектирована и изготовлена установка, конструктивная схема которой представлена на рис. 1. Гребни статора 3 и ротора 6 изготовлены из стального листа толщиной $\Delta = 0.8$ мм. Внутренний диаметр гребней статора равен 102 мм, наружный диаметр гребней ротора – 100 мм, радиальный зазор составляет $\delta = 1.0$ мм. Важно отметить, что все гребни выполнены из одного листа по одной технологии, что гарантирует их идентичность. Проставки статора 4 внутренним диаметром 112 мм изготовлены из листов толщиной 3, 4, 5 мм. Проставки ротора 7 выполнены из листов толщиной 2, 3, 4 мм. Их наружный диаметр равен 90 мм. Высота гребней ротора и статора составляет 10 мм. Статорная часть РМУ набирается из гребней статора 3, проставок статора 4 и зажимается гайкой 5. Аналогичным образом из гребней и проставок ротора собирается роторная часть, которая зажимается гайкой 8.

Корпус 1 и вал 2 выполнены соосными. Для моделирования прямоточного уплотнения с гладким ротором применяется труба наружным диаметром 100 мм, насаживаемая вместо гребней и

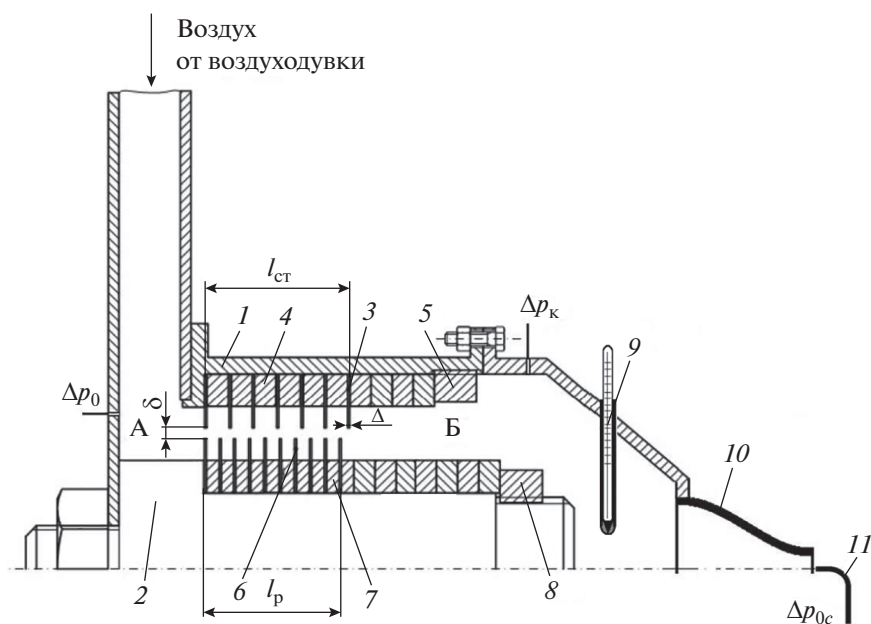


Рис. 1. Конструктивная схема установки для исследования РМУ.

1 – корпус; 2 – вал; 3, 6 – гребень статора и ротора; 4, 7 – проставка статора и ротора; 5, 8 – гайка; 9 – термометр; 10 – сопло; 11 – зонд полного давления; $l_{ст}$, $l_{р}$ – длина статора и ротора с гребнями

проставок ротора на вал 2 и закрепляемая гайкой 8. Воздух от турбовоздуховки ТВ-42-1.4 при максимальном избыточном давлении 40 кПа через запорно-регулирующую задвижку подводится в камеру А перед уплотнением. В процессе эксперимента для каждого варианта модели РМУ и прямого уплотнения измеряли избыточное давление Δp_0 в камере А непосредственно перед уплотнением и в камере Б за уплотнением Δp_k с помощью водяного дифференциального манометра с точностью 2 мм вод. ст. Атмосферное давление $p_{ат}$ измеряли с помощью ртутного барометра с погрешностью 1 мм рт. ст. После этого рассчитывали абсолютные давления перед уплотнением $p_0 = (p_{ат} + \Delta p_0)$ и за уплотнением $p_k = (p_{ат} + \Delta p_k)$ и отношение давлений $\epsilon = p_k/p_0$.

Для экспериментов в рамках поставленной задачи вращения ротора не требуется, так как его влияние начинает сказываться на расход воздуха через уплотнение только при $(u/c_p) > 1.0$ (здесь u – окружная скорость потока на входе в уплотнение; c_p – расходная, т.е. осевая, скорость потока через уплотнение) [3, 4]. При выбранных размерах моделей уплотнения условие $(u/c_p) > 1.0$ может реализоваться только при очень большой частоте вращения ротора (более 1000 Гц), которая не реализуется в реальных энергетических турбомашинах.

Избыточное давление Δp_{0c} на оси сопла 10 в его выходном сечении измеряли с помощью зонда полного давления 11 водяным дифференциальным манометром с погрешностью 2 мм вод. ст. Температуру перед соплом 10 измеряли термометром 9 с погрешностью 1°C.

Суживающееся сопло 10 выходным диаметром 30 мм, спрофилированное по методу Витошинского, обеспечивает практически равномерное и одномерное поле скорости потока на выходе из него, однако вблизи его стенки следует учесть наличие пограничного слоя. Для этого предварительно было проведено траверсирование полей избыточного давления полного торможения по радиусу выходного сечения сопла с помощью зонда 11. Измерения проводили водяным дифференциальным манометром с погрешностью до 2 мм вод. ст. С учетом осевой симметрии потока рассчитывали избыточное давление для осредненного одномерного потока в выходном сечении сопла 10

$$\Delta p_0^{осп} = \frac{\int_0^{r_0} \Delta p_{0r} dr 2\pi r}{\pi r_0^2}, \quad (1)$$

где r – текущий радиус выходного сечения, отсчитываемый от оси сопла; Δp_{0r} – избыточное давление полного торможения на расстоянии r от оси сопла; $r_0 = 15$ мм – радиус сечения на выходе из сопла 10.

При сравнении полученного по формуле (1) результата со значением избыточного давления полного торможения Δp_{0c} , измеренного в выходном сечении на оси сопла зондом 11 (при $r = 0$), было установлено, что на выходе из сопла при безразмерной скорости потока в диапазоне 0.05–0.15 выполняется соотношение

$$\Delta p_0^{осп} / \Delta p_{0c} \approx 0.995, \quad (2)$$

поэтому в качестве избыточного давления полного торможения осредненного одномерного потока в выходном сечении сопла использовали значение

$$\Delta p_0 = 0.995 \Delta p_{0c}.$$

Отношение давлений ϵ_c в сопле 10 после проведенного таким образом осреднения потока на выходе из него вычисляли по формуле

$$\epsilon_c = \frac{p_{ат}}{p_{ат} + \Delta p_0}. \quad (3)$$

Во всех исследованных случаях значение ϵ_c составляло не менее 0.995, что соответствовало безразмерной скорости на выходе из сопла не более 0.1. Скорость осредненного одномерного потока на срезе сопла c рассчитывали по формуле для одномерного потока идеальной несжимаемой жидкости, так как сжимаемостью потока можно было пренебречь [5]:

$$c = \sqrt{\frac{2\Delta p_0}{\rho}}, \quad (4)$$

где ρ – плотность потока в выходном сечении сопла.

Плотность рассчитывали по уравнению состояния

$$\rho = \frac{p_{ат}}{RT}, \quad (5)$$

где R – универсальная газовая постоянная для воздуха; T – температура воздуха в струе в выходном сечении, определяемая по уравнению изоэнтропы по измеренной температуре полного торможения перед соплом и отношению давлений ϵ_c .

Расход через сопло G вычисляли по формуле

$$G = \rho c F_c, \quad (6)$$

где F_c – площадь выходного сечения сопла 10.

ОПИСАНИЕ РЕЗУЛЬТАТОВ ЭКСПЕРИМЕНТАЛЬНЫХ ИССЛЕДОВАНИЙ

При обработке экспериментальных данных для каждого варианта модели РМУ были получены зависимости $G = f(\epsilon)$ (рис. 2).

Специфика поставленной задачи состояла в исследовании большого числа вариантов моделей, составленных из разных роторных и статор-

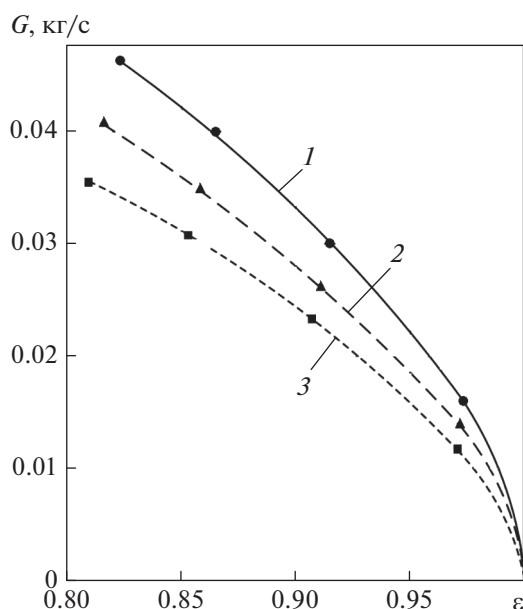


Рис. 2. Расходная характеристика для моделей РМУ с проставками толщиной 4 мм для статора и 3 мм для ротора. Количество гребней: на статоре 1 – 5; 2 – 9; 3 – 14; на роторе 1 – 6; 2 – 11; 3 – 18

ных частей РМУ. Каждая конфигурация была испытана при четырех значениях ϵ . В любой из исследованных конфигураций количество гребней на роторе было больше количества гребней на статоре, а конфигурации РМУ подбирали таким

Таблица 1. Расход через сопло исследованных моделей РМУ при $\epsilon = 0.85$

Номер модели	Конфигурация РМУ	l_{\max} , мм	G , кг/с
1	P ₂ 5C ₃ 4	12.2	0.0415
2	P ₂ 5C ₅ 3	12.4	0.0410
3	P ₃ 6C ₄ 5	20.0	0.0425
4	P ₂ 8C ₄ 4	20.4	0.0368
5	P ₂ 9C ₃ 7	23.6	0.0355
6	P ₃ 7C ₅ 5	24.0	0.0405
7	P ₄ 6C ₅ 5	24.8	0.0420
8	P ₂ 12C ₅ 6	31.6	0.0365
9	P ₂ 13C ₄ 7	34.4	0.0335
10	P ₃ 11C ₄ 9	39.2	0.0373
11	P ₃ 13C ₅ 9	47.2	0.0340
12	P ₂ 18C ₅ 8	48.4	0.0323
13	P ₂ 18C ₄ 10	48.4	0.0310
14	P ₂ 18C ₃ 13	48.4	0.0305
15	P ₄ 12C ₅ 10	53.6	0.0343
16	P ₃ 18C ₄ 14	65.4	0.0313
17	P ₃ 18C ₅ 12	65.4	0.0315
18	P ₄ 16C ₅ 13	72.8	0.0300

образом, чтобы длина статора с гребнями $l_{\text{ст}}$ отличалась от длины ротора с гребнями $l_{\text{р}}$ не более чем на 1 мм. В представленных далее результатах используется длина l_{\max} с максимальным значением из пары $l_{\text{ст}}$ и $l_{\text{р}}$. Понятно, что целесообразно сравнивать по расходу варианты РМУ, в которых значения l_{\max} различаются в наименьшей степени.

В табл. 1 приведены расходы для исследованных моделей РМУ, определенные при $\epsilon = 0.85$ по зависимостям $G = f(\epsilon)$, показанным на рис. 2. Обозначение моделей РМУ, принятое в табл. 1, например P₃6C₄5, означает модель РМУ с проставками шириной 3 мм на роторе, 4 мм на статоре и количеством гребней 6 и 5 на роторе и статоре соответственно.

На рис. 3 показана зависимость $G = f(l_{\max})$, построенная по данным табл. 1. С ростом l_{\max} суммарное количество гребней в моделях РМУ увеличивается. При этом расход через РМУ уменьшается, причем при l_{\max} от 12 до 72 мм это уменьшение составляет примерно 30%. Однако это уменьшение существенно немонотонно и зависит от конфигурации РМУ. Хорошо видно, что в областях I, II и III имеется несколько конфигураций РМУ, в которых, несмотря на близкие значения l_{\max} , расходы заметно различаются.

В области I расход в моделях P₂8C₄4 и P₂9C₃7 меньше примерно на 15–20% расхода в моделях P₃6C₄5, P₃7C₅5 и P₄6C₅5. В области II в модели P₂13C₄7 по сравнению с моделями P₂12C₅6 и P₃11C₄9 расход меньше примерно на 10%. Причем сравниваемые в областях I и II конфигурации РМУ (за исключением модели P₂9C₃7 из области I) по суммарному количеству гребней практически не отличаются. При этом все конфигурации РМУ, имеющие меньший расход в этих областях, объединяет то, что ширина проставки на роторе у них составляет 2 мм.

В области III наименьший расход наблюдается в моделях P₂18C₅8, P₂18C₄10 и P₂18C₃13. По сравнению с ними для моделей P₃13C₅9 и P₄12C₅10 расход больше примерно на 6–10%. В области III все конфигурации РМУ с меньшим расходом имеют на роторе проставки шириной 2 мм, но несколько большее суммарное количество гребней. В области IV у модели P₄16C₅13 расход наименьший по сравнению с моделями P₃18C₄14 и P₃18C₅12.

Таким образом, наименьший расход при практически равном количестве гребней в областях I, II и III имеют модели РМУ с проставкой на роторе шириной 2 мм. Однако решение о практическом применении РМУ с такими проставками следует принимать на основе комплексного анализа всех характеристик уплотнений, среди которых не последнее значение имеют их стоимость и ремонтпригодность. В первую очередь, не следует

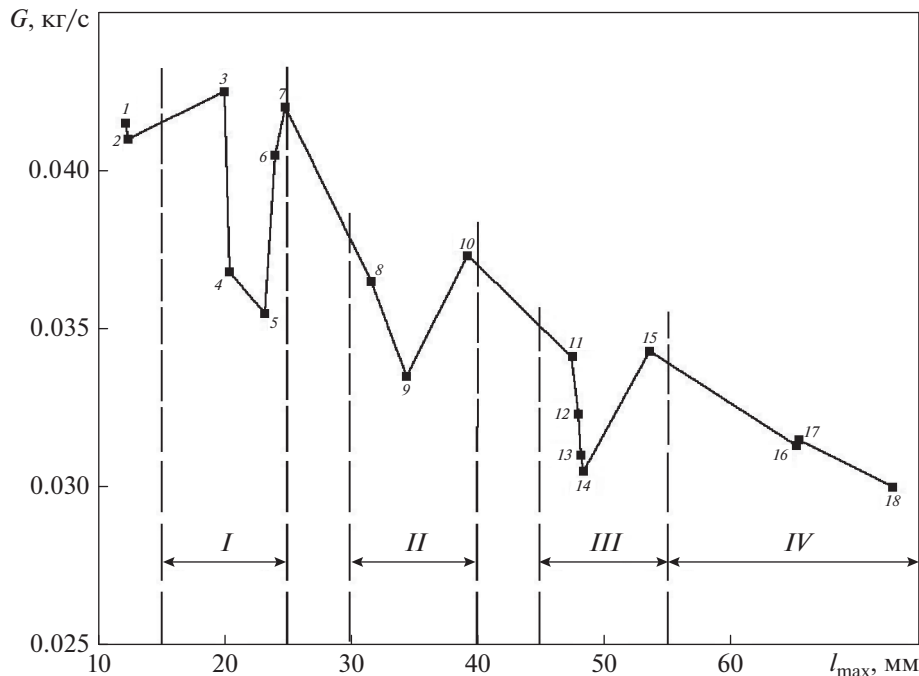


Рис. 3. Зависимость расхода через сопло исследованных моделей РМУ от l_{max} при $\epsilon = 0.85$.
 1–18 – номер модели; I–IV – область исследования

забывать о стоимости изготовления рабочих лопаток с малыми шагами между гребнями на бандаже путем фрезерования. Нужно также учесть, что наименее удачной из исследованных моделей РМУ с проставками на роторе шириной 2 мм является сочетание P_2NC_4M (здесь N – число гребней на роторе; M – число гребней на статоре). В такой конфигурации кратное количество гребней на роторе и статоре делает расходную характеристику уплотнения, как и в равношаговых многогребенчатых уплотнениях, существенно зависящей от осевого сдвига ротора и статора [2].

В процессе эксплуатации, особенно в переходных режимах, происходит заметный осевой сдвиг ротора турбины относительно статора. Причем этот сдвиг даже в допустимом диапазоне довольно значителен. Так, в соответствии с [6] предельные осевые перемещения ротора относительно статора в ЦВД и ЦСД базовой теплофикационной турбины РФ Т-110/120-12.8 составляют: на укорочение –1.2 мм, на удлинение +3.0 мм. В базовой теплофикационной турбине ПАО “Мосэнерго” Т-250/300-23.5 в ЦВД предельные осевые перемещения ротора относительно статора равны: на укорочение –1.8 мм, на удлинение +4.5 мм. В ЦСД-1 и ЦСД-2 этой турбины перемещения составляют: на укорочение –2.5 и –4.5 мм, на удлинение +3.5 и +4.0 мм. Для рабочих лопаток этих турбин с хордой большей 50 мм РМУ с проставками на роторе шириной 3 и 4 мм (модели РМУ P_318C_414 и P_416C_513 , см. рис. 3, табл. 1) при

практически одинаковом числе гребней имеют расход, почти одинаковый с расходом в модели РМУ P_218C_313 , обладающей наилучшими расходными характеристиками из всех испытанных конфигураций РМУ с проставками на роторе шириной 2 мм.

В связи с этим применение РМУ с малыми шагами в периферийных уплотнениях мощных паровых турбин представляется маловероятным. Тем не менее, нельзя исключить применение РМУ с малыми шагами между гребнями в небольших паровых турбинах, где хорды рабочих лопаток меньше 25 мм и относительное смещение ротора и статора не столь критично.

В дальнейших исследованиях анализировали модели РМУ с проставками на роторе шириной 3 и 4 мм, на статоре – 4 и 5 мм. Сначала расходные характеристики этих моделей $G = f(\epsilon)$, полученные описанным выше способом, были приведены к единым режимным параметрам по ϵ . Были выбраны значения ϵ , равные 0.82, 0.89 и 0.96, и полученные результаты сведены в табл. 2, в которой все исследованные модели РМУ разделены на три группы. В каждой группе проставки на роторе и статоре одинаковые и модели различаются только количеством гребней на роторе и статоре и, соответственно, значениями l_{max} .

Следует обратить внимание на то, что при практически равном суммарном количестве гребней при $\epsilon = const$ значения $G_{3/4}$, $G_{3/5}$ и $G_{4/5}$ разли-

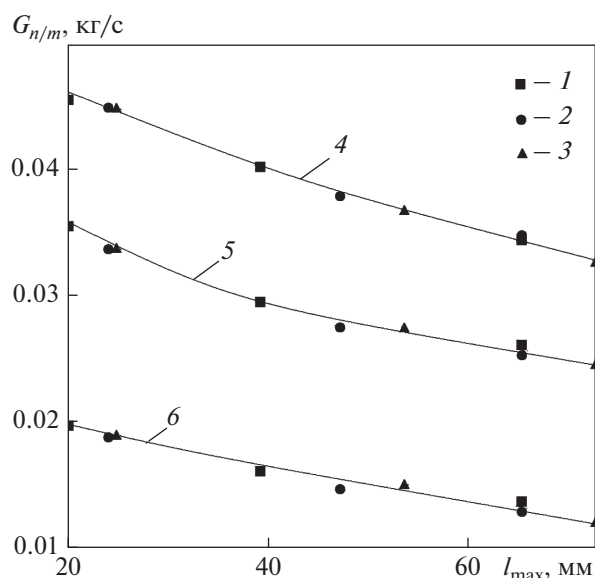


Рис. 4. Расходные характеристики исследованных моделей РМУ.

1 – $G_{3/4}$; 2 – $G_{3/5}$; 3 – $G_{4/5}$; 4 – 0.82; 5 – 0.89; 6 – 0.96

чаются несущественно. Однако значения l_{\max} для этих конфигураций разные. Поэтому далее для каждой группы моделей при трех выбранных значениях ε были построены зависимости $G_{n/m} = f(l_{\max})$, показанные на рис. 4. Как видно из рис. 4, расходные характеристики каждой группы моделей РМУ при одном и том же значении ε с небольшой погрешностью ложатся на одну линию, т.е. для моделей РМУ с проставками на роторе и статоре 3 и 4 мм, 3 и 5 мм и 4 и 5 мм они соответственно практически одинаковы. Как уже указывалось ранее, чем меньше шаг в РМУ, тем они дороже в изготовлении. Исходя из этого, наиболее оптималь-

Таблица 2. Расход через сопло исследованных моделей РМУ $G_{n/m}$, кг/с

Конфигурация РМУ	l_{\max} , мм	ε		
		0.82	0.89	0.96
P ₃ 6C ₄ 5	20.0	0.0455	0.0355	0.0197
P ₃ 11C ₄ 9	39.2	0.0402	0.0295	0.0161
P ₃ 18C ₄ 14	65.4	0.0344	0.0261	0.0137
P ₃ 7C ₅ 5	24.0	0.0449	0.0337	0.0188
P ₃ 13C ₅ 9	47.2	0.0379	0.0275	0.0147
P ₃ 18C ₅ 12	65.4	0.0348	0.0253	0.0129
P ₄ 6C ₅ 5	24.8	0.0449	0.0338	0.0190
P ₄ 12C ₅ 10	53.6	0.0368	0.0275	0.0151
P ₄ 16C ₅ 13	72.8	0.0327	0.0246	0.0121

Примечание. $G_{n/m}$ – расход в каждой группе, где n – ширина проставки на роторе, m – на статоре.

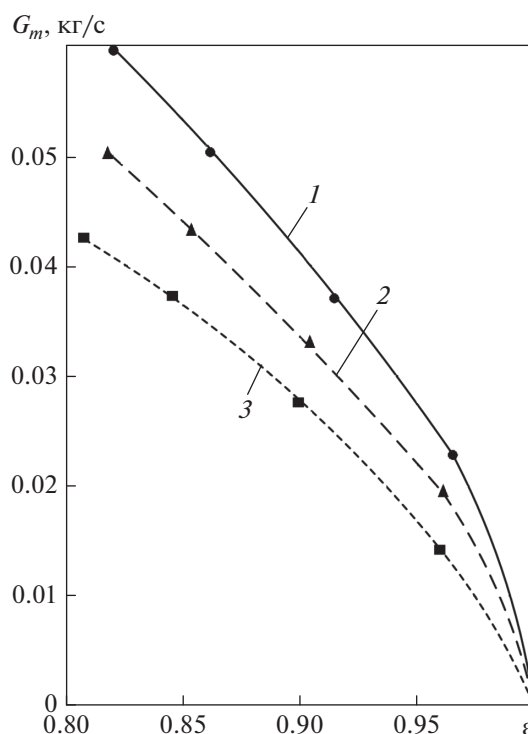


Рис. 5. Расходная характеристика для моделей прямооточных уплотнений с гребнями на статоре и проставками на нем шириной 5 мм.

Количество гребней: 1 – 4; 2 – 9; 3 – 14

ной из исследованных можно считать модельную пару с проставками на роторе и статоре 4 и 5 мм соответственно, т.е. с шагами на роторе 4.8 мм и на статоре 5.8 мм.

На следующем этапе исследований было проведено сравнение расхода через эту модель РМУ с расходами через прямооточные уплотнения. Для исследования моделей прямооточного уплотнения с гладким ротором была изготовлена труба наружным диаметром 100 мм, насаживаемая вместо гребней и проставок ротора на вал 2 и закрепляемая гайкой 8 (см. рис. 1), а статор набирался так же, как в моделях РМУ. Таким образом, радиальные зазоры оставались теми же, что и в моделях РМУ – $\delta = 1.0$ мм. Исследования этих моделей были выполнены для обеспечения большей корректности сравнительного анализа, поскольку статорные части моделей РМУ и прямооточных уплотнений были одни и те же, что важно для идентичности коэффициентов расхода. Расходные характеристики прямооточных уплотнений были получены для проставок на статоре шириной 3, 4 и 5 мм при разных ε и представлены в виде зависимостей $G_m = f(\varepsilon)$ (здесь m – ширина проставки на статоре). Пример таких зависимостей для прямооточных уплотнений с шириной проставки на статоре 5 мм и разным количеством гребней представлен на рис. 5.

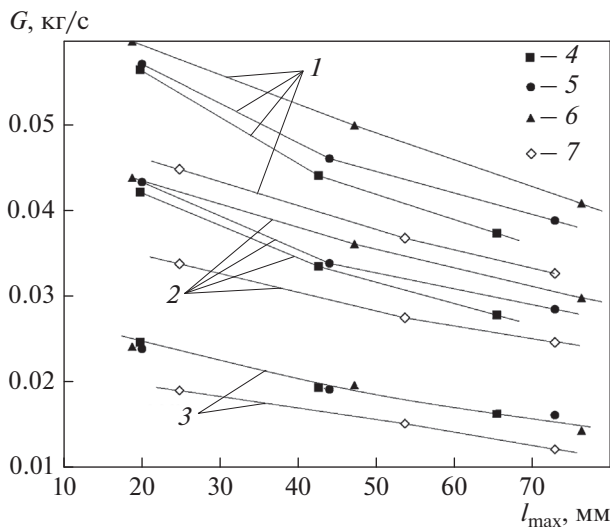


Рис. 6. Расходные характеристики исследованных моделей РМУ и прямооточных уплотнений.
 ϵ : 1 – 0.82; 2 – 0.89; 3 – 0.96; 4 – G_3 ; 5 – G_4 ; 6 – G_5 ; 7 – $G_{4/5}$

В дальнейшем, по аналогии с моделями РМУ, экспериментальные данные по полученным зависимостям $G_m = f(\epsilon)$ были приведены к тем же значениям по ϵ (0.82, 0.89 и 0.96), а полученные зависимости G_m от l_{max} показаны на рис. 6. Здесь же представлены расходные характеристики для модели РМУ с проставками шириной 4 мм на роторе и 5 мм на статоре ($G_{4/5}$).

Хорошо видно, что чем меньше ширина проставки на статоре при одном и том же значении l_{max} , тем меньше расход при данном ϵ через модель прямооточного уплотнения. Это является иллюстрацией очевидного факта – большему количеству гребней на данной длине уплотнения соответствует меньшая утечка. Однако также хорошо видно, что с уменьшением l_{max} эта разница снижается. Кроме того, с уменьшением перепада давлений (ростом ϵ) эта разница также уменьшается и при $\epsilon = 0.96$ расходные характеристики моделей прямооточных уплотнений с проставками на статоре шириной 3, 4 и 5 мм становятся практически одинаковыми.

Из рис. 6 также хорошо видно, что для всех случаев при $\epsilon = const$ расход через модель РМУ ($G_{4/5}$) меньше расхода через модель прямооточного уплотнения любой конфигурации. Если сравнивать модель РМУ с проставками на статоре шириной 5 мм с моделями прямооточного уплотнения с аналогичными проставками на статоре, то во всем исследованном диапазоне изменения l_{max} при $\epsilon = 0.82$ расход через РМУ примерно на 28% меньше расхода через прямооточное уплотнение, при $\epsilon = 0.89$ – приблизительно на 25%, при $\epsilon = 0.96$ – примерно на 22%.

Таким образом, во всех исследованных случаях расходные характеристики модели РМУ заметно лучше расходных характеристик моделей прямооточных уплотнений.

ВЫВОДЫ

1. Результаты экспериментальных исследований, представленные в настоящей работе, показывают заметное превосходство РМУ по расходу утечки перед аналогичными прямооточными уплотнениями.

2. По результатам проведенных исследований можно рекомендовать к применению пары (ротор–статор) с шагом 4 мм/5 мм при расходе через них, равном примерно 80% расхода через аналогичные по длине прямооточные уплотнения.

3. Применение РМУ обеспечивает отсутствие задеваний при относительных радиальных и осевых смещениях ротора и статора в переходных режимах, что позволяет сохранить установленные радиальные зазоры и, соответственно, независимость утечки от этих смещений. Кроме того, аэродинамические силы в РМУ, способные вызывать низкочастотные автоколебания валопровода, составляют примерно 60% аналогичных сил в традиционных прямооточных радиальных уплотнениях.

4. Применение РМУ целесообразно вместо штатных радиальных надбандажных уплотнений в ЦВД и ЦСД в модернизируемых и вновь строящихся паровых турбинах.

СПИСОК ЛИТЕРАТУРЫ

1. **Костюк А.Г.** Выбор лабиринтных уплотнений в паровых турбинах // Теплоэнергетика. 2015. № 1. С. 17–21. <https://doi.org/10.1134/S0040363615010063>
2. **Коновалов Р.Н.** Экспериментальные исследования расходных и динамических характеристик уплотнений для ступени с полным и парциальным подводом пара: дис. ... канд. техн. наук. М.: МЭИ, 2003.
3. **Leakage loss and heat transfer in high-speed rotating labyrinth seals** / W. Waschka, S. Wittig, T. Scherer, S. Kim // Proc. of the Yokohama Intern. Gas Turbine Congress (IGTC-34). Japan, 1991. V. 2. P. 239–247.
4. **Impact of rotational speed on the discharge characteristic of stepped labyrinth seals** / R. Paolillo, S. Moore, D. Cloud, J.A. Glahn // Proc. of GT2007. ASME Turbo Expo 2007: Power for Land, Sea and Air. Montreal, Canada, 14–17 May, 2007. GT2007-28248. P. 1–8.
5. **Петунин А.Н.** Методы и техника измерений параметров газового потока. М.: Машиностроение, 1972.
6. **Паровые турбины и турбоустановки Уральского турбинного завода** / Г.Д. Баринберг, Ю.М. Бродов, А.А. Гольдберг, Л.С. Иоффе, В.В. Кортенко, В.Б. Новоселов, Ю.А. Сахнин. Екатеринбург: УТЗ, 2010.

Experimental Studies of the Discharge Characteristics of Variable-Pitch Multifinned Seals

S. S. Dmitriev^{a,*}, B. N. Petrunin^a, and E. A. E. Ahmed Mohamed^{a,b}

^aNational Research University Moscow Power Engineering Institute, Moscow, 111250 Russia

^bBenha University, Faculty of Engineering at Shoubra, Mechanical Engineering Department, Benha, Egypt

*e-mail: dmitriyevss@mpei.ru

Abstract—Variable-pitch multifinned seals (VPMS) have not hitherto found wide use in the steam turbines produced in Russia, although they are quite often used outside of Russia. In modernizing the existing and designing new steam turbines, rotor blades with an integrally machined shroud are used, which opens the possibility to manufacture multirow peripheral seals. In this connection, the question about selecting the optimal VPMS configuration becomes of important practical significance. The results obtained in this study made it possible to experimentally estimate the extent to which different combination of fin pitches on the rotor and stator influence the VPMS discharge characteristics and to elaborate practical recommendations on using them. The minimal leak flow was recorded for the VPMS models with a 2-mm-wide pitch on the rotor. Comparative experimental investigations of VPMS models with 3- and 4-mm-wide spacers on the rotor and 4- and 5-mm-wide spacers on the stator were carried out as applied to the shroud seals of large-capacity steam turbines. The model pair with the 4- and 5-mm-wide spacers on the rotor and stator, i.e., with the pitches equal to 4.8 and 5.8 mm on the rotor and stator, respectively, can be regarded as the most optimal of those investigated in this work. It has been shown experimentally that, with all other things being equal, the leak in VPMSs is by 22–25% smaller than it is in straight-flow seals. By using VPMS, it becomes possible to avoid rubbing of the rotor against the stator under the conditions of relative radial and axial rotor displacements in transient modes of operation. In addition, the aerodynamic forces in VPMS able to excite a low-frequency shaft line self-oscillation are approximately equal to 60% of the similar forces occurring in the conventional radial clearance seals. In view of this circumstance, VPMS can be recommended for use instead of the standard tip shroud seals in the high- and intermediate-pressure cylinders in new and modernized steam turbines.

Keywords: steam turbine, rotor, stator, fin, interfin spacers, variable-pitch multifinned seal, seal pitch, leak, tip clearance, straight-flow seal, shroud