

АНАЛИЗ МЕХАНИЧЕСКИХ ПОТЕРЬ В РАБОЧЕЙ КАМЕРЕ РОТАЦИОННО-ПЛАСТИНЧАТЫХ МАШИН

Н. А. Райковский, В. Л. Юша, К. И. Кузнецов,
В. А. Коренев, В. С. Карпусь

Омский государственный технический университет,
Россия, 644050, г. Омск, пр. Мира, 11

Работа посвящена анализу потерь на трение в ротационно-пластинчатых машинах. Установлено, что наименьшие потери на трение обеспечивает смазка цилиндра водой, при этом значения коэффициента трения, полученные при обработке результатов, свидетельствуют о наличии гидродинамического режима смазки. Получены неожиданно большие значения потерь мощности на трение в случае применения масла в качестве смазывающего материала, что обусловлено прежде всего высокими гидромеханическими потерями.

Анализ отношения «мощность трения/индикаторная мощность» в роторно-пластинчатых компрессорных машинах показал, что применение в качестве смазывающего вещества воды позволяет существенно увеличить быстроходность машин без существенного снижения их энергетических характеристик. Повышение быстроходности несмазываемых пластинчатых машин требует поиска новых технических решений и материалов узлов трения, формирующих рабочую камеру.

Ключевые слова: ротационно-пластинчатый компрессор, механическое трение, смазка, несмазываемая рабочая камера, мощность.

Введение

Ротационно-пластинчатые машины занимают важное место в инженерных приложениях, прежде всего в качестве компрессоров, пневмодвигателей и ORC-расширителей. Анализ патентной активности [1] показал, что интерес к данному типу машин высокий и постоянно растущий. В области воздушных компрессоров треть продаваемых в Европе машин роторного типа — это ротационно-пластинчатые машины (по данным компании Ing. Enea Mattei). При этом активные работы по производству и совершенствованию роторно-пластинчатых машин ведутся такими компаниями, как Ing. Enea Mattei, Mapner, DVP, Becker, Hydrovane, Torad Engineering.

Особенностью пластинчатых машин в сравнении с основными конкурентами (спиральные и винтовые машины) являются простота конструкции, компактность, малый вес, полное отсутствие вибраций и низкий уровень шума, высокая надежность, высокая стабильность характеристик в течение всего срока эксплуатации, низкая стоимость обслуживания и ремонта, полное отсутствие пульсаций.

Вместе с тем имеет место и ряд существенных недостатков таких машин, которые сдерживают активное внедрение пластинчатых компрессоров. Это прежде всего большие механические потери на трение (от 30 до 82% [2–4] в узлах трения, формирующих рабочую камеру, причем основной резерв снижения таких потерь находится в сопряжении «пластина-цилиндр» (до 87% от всех механических потерь [5–9]).

Опыт создания и исследования в целом роторных машин со смазываемой рабочей каме-

рой показал, что к числу основных факторов, которые следует учитывать при проектировании, относятся потери на трение рабочих органов между собой и о сжимаемую среду [10]. В связи с чем вопросы снижения трения являются актуальными на протяжении всех этапов совершенствования роторно-пластинчатых машин, что подтверждается публикациями в данной области исследований [11–22].

Целью данной работы является экспериментальное исследование потерь на трение в сопряжении «пластина-цилиндр» при смазке рабочей камеры ротационно-пластинчатой машины маслом, водой и в отсутствии смазочного материала.

Методика экспериментального исследования

В ходе испытаний определялись зависимости мощности механического трения от частоты вращения ротора. Схема измерений рассмотрена на рис. 1.

Мощность механического трения для одной пластины определялась косвенным методом по уравнениям:

$$N_{mp} = \frac{M_{mp} \cdot \omega}{z} = \frac{F_{gam} \cdot L_{gam} \cdot \omega}{z}, \quad (1)$$

$$\omega = 2 \cdot \pi \cdot n, \quad (2)$$

$$M_{mp} = M_{gam} = F_{gam} \cdot L_{gam}, \quad (3)$$

где M_{mp} — момент трения; M_{gam} — момент на датчике силы; z — число пластин; ω — угловая скорость; n — частота вращения ротора; F_{gam} — пока-

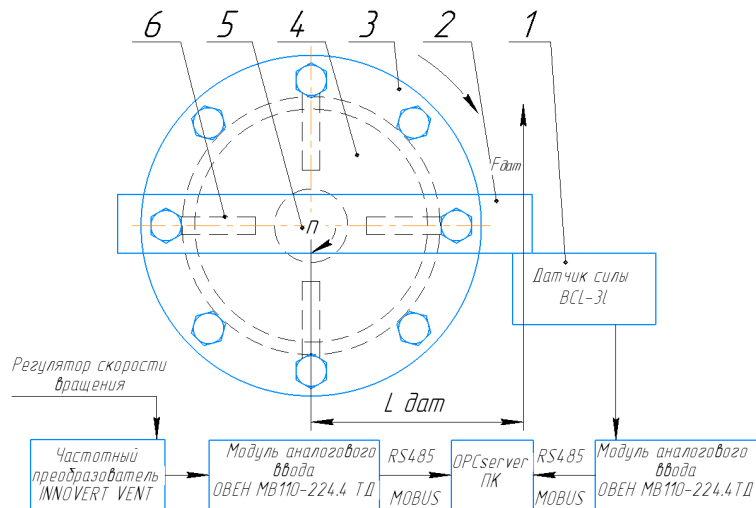


Рис. 1. Схема измерения момента трения:

- 1 — датчик силы; 2 — балка;
3 — цилиндр, имеющий возможность поворота вокруг оси вала;
4 — ротор; 5 — вал; 6 — пластина

Fig. 1. Scheme for measuring the moment of friction:

- 1 — force sensor; 2 — beam;
3 — a cylinder that can be rotated around the axis of the shaft;
4 — rotor; 5 — shaft; 6 — plate

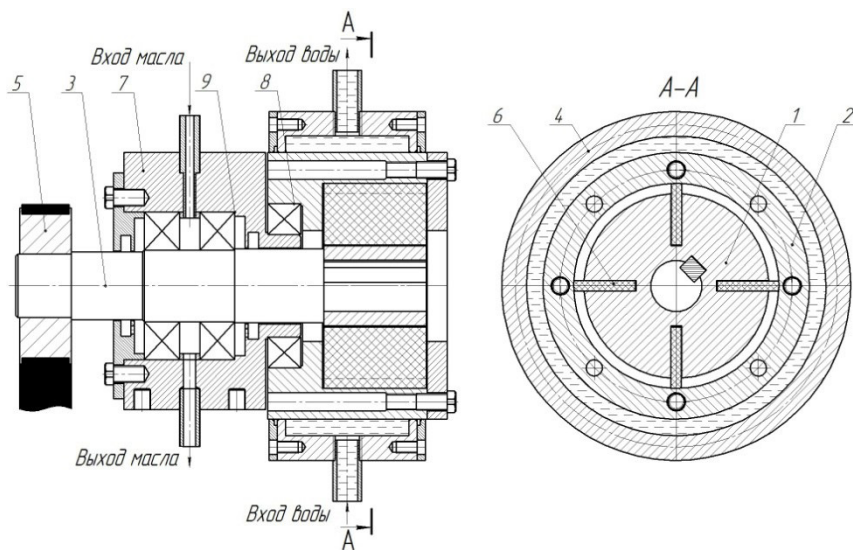


Рис. 2. Конструкция экспериментального узла стенда:

- 1 — ротор; 2 — цилиндр в сборе; 3 — вал; 4 — водяная рубашка в сборе;
5 — шкив; 6 — неметаллическая пластина; 7 — корпус подшипников в сборе;
8 — подшипник цилиндра; 9 — подшипник радиальный ротора

Fig. 2. The design of the experimental assembly of the stand:

- 1 — rotor; 2 — cylinder in assembly; 3 — shaft; 4 — water shirt in the assembly;
5 — a pulley; 6 — non-metallic plate; 7 — bearing housing assembly;
8 — cylinder bearing; 9 — radial rotor bearing

зания тензодатчика; L_{gam} — расстояние от центра ротора до точки измерения силы на датчике.

Коэффициент трения определялся по уравнению:

$$f_{mp} = \frac{F_{mp}}{z \cdot F_{ц}} = \frac{F_{gam}}{z \cdot F_{ц}} \cdot \frac{L_{gam}}{R} = \frac{F_{gam}}{z \cdot (m_{на} \cdot \omega^2 \cdot (D - h))} \cdot \frac{4 \cdot L_{gam}}{D}, \quad (4)$$

$$F_{ц} = m_{на} \cdot \omega^2 \cdot (0,5 \cdot D - 0,5 \cdot h) = \frac{1}{2} \cdot m_{на} \cdot \omega^2 \cdot (D - h), \quad (5)$$

где F_{mp} — сила трения пластин; $R(D)$ — радиус (диаметр) цилиндра; $m_{на}$ — масса пластины; h — высота пластины.

Значение $p-v$ -фактора определялось по уравнению:

$$p \cdot v = \frac{F_u}{b \cdot L} \cdot \omega \cdot R = \frac{D \cdot m_{\text{пл}} \cdot \omega^3 \cdot (D - h)}{4 \cdot b \cdot L}, \quad (6)$$

где b — толщина пластины, L — длина пластины.

В ходе испытаний применялись следующие средства измерений: тахометр АК ИП-9202 — для измерения частоты вращения вала; весы аналитические ЛВ 210-А — для определения массы пластин; датчик силы ВСЛ-3Л и преобразователь МВ110-224.4ТД — для измерения момента трения; штангенциркуль (кл. 2) — для измерения линейных размеров. Погрешность определения мощности трения составила 0,14%, коэффициента трения — 0,22%, p - v -фактора — 2%.

В связи с тем что в качестве материала пластин принят графит, перед первым испытанием пластины необходимо приработать. Моментом окончания приработки является установившийся режим трения, который оценивается стабилизировавшимся значением коэффициента трения. Также окончание приработки оценивалось визуально.

Для проведения исследований приработанные пластины и цилиндр экспериментальной установки необходимо протереть бензином (ГОСТ 443-76), затем этиловым спиртом (ГОСТ 5962-57).

Результаты измерения момента трения во времени записывались и отображались в виде трендов в течение всего эксперимента в программе «MasterSKADA».

Для проведения исследований был разработан экспериментальный стенд (рис. 2).

Экспериментальный стенд состоит из вала 3, на котором установлен ротор 1 наружным диаметром 90 мм. По длине ротора нарезаны 4 паза, в которых размещены пластины 6, выполненные из графита АГ-1500СО5. Размеры пластин: длина — 50 мм, высота — 30 мм, толщина — 5 мм. Под действием центробежных сил при вращении вала с ротором пластины прижимаются к внутренней поверхности коаксиально расположенного цилиндра 2 диаметром 100 мм. Выполнена закалка (HRC 54) и шлифовка (0,32 мкм) трущейся поверхности цилиндра. Цилиндр «вывешен» на подшипнике качения 8, за счет которого имеет возможность поворота вокруг оси ротора под действием сил трения в сопряжении «пластина-цилиндр». Момент трения через балку, закрепленную на крышке цилиндра, передается на тензодатчик. Учитывая большие тепловыделения, в результате «сухого» трения цилиндр снабжен рубашкой охлаждения 4 с нижним подводом проточной воды. Момент к валу 3 подводится через ременную передачу 5 от асинхронного электродвигателя. Передача крутящего момента реализована парой шкивов, за счет которых обеспечивается диапазон частот вращения вала до 12 000 об/мин. Плавность регулирования частоты вращения вала обеспечивает частотный регулятор. Нагрузки со стороны вала воспринимаются подшипниками качения 9 размещенными в корпусе подшипников 7. Для смазки и охлаждения подшипников 9 предусмотрена циркуляционная система смазки с верхней подачей масла с возможностью стока в масляный бак.

Результаты испытаний

Результаты испытания в режиме смазки водой, маслом и бессмазочного материала представлены на рис. 3–6.

Наибольшие потери мощности на трение (рис. 3) в диапазоне частот вращения вала 2000÷4700 об/мин соответствуют условиям «сухого» трения, что ожидаемо, при этом мощность трения не превышает 530 Вт в диапазоне исследований. Неожиданно большие значения мощности трения были получены при испытаниях со смазыванием цилиндра маслом. В таких условиях мощность трения достигала значений, равных 450 Вт при частоте вращения вала 4700 об/мин, что всего на 15% ниже аналогичных показателей при сухом трении. При этом существенно меньшие потери на трение были выявлены при смазке цилиндра водой. В этом случае мощность трения составила не более 40 Вт при частоте вращения до 4700 об/мин. Высокие значения мощности трения в сопряжении «пластина-цилиндр» при смазке маслом можно объяснить гидромеханическими потерями и сравнительно высокой вязкостью масла.

На рис. 4–6 представлены экспериментальные зависимости коэффициента трения от частоты вращения ротора, скорости скольжения и значения p - v -фактора.

В целом значения коэффициента трения в диапазоне исследований для пластин без смазки составили 0,14÷0,24, при смазке водой — 0,005÷0,02, при смазке маслом — 0,1÷0,55.

Анализ зависимостей, рассмотренных на рис. 4–6, показал, что уровень значений коэффициента трения при испытаниях без смазки характерен для «сухого» трения и в целом соответствует аналогичным данным других авторов; при смазке водой — характерен для гидродинамического режима трения; при смазке маслом — до значений, равных 0,15, характерен при граничном трении, для более высоких значений, вероятно, обусловлен перемещением слоя масла пластинами (гидромеханические потери).

Таким образом, результаты испытания показали перспективность применения в качестве смазывающих и охлаждающих жидкостей ротационно-пластинчатых машин, тех жидкостей, которые имеют малую вязкость, например, воду, что позволит улучшить энергетические показатели машины. Применение в качестве смазывающей жидкости масла требует исследования влияния количества масла на энергетическую эффективность ротационно-пластинчатой машины с учетом влияния сжимаемого газа.

Результаты теоретических исследований

На рис. 7, 8 представлены результаты теоретической оценки соотношения мощности механического трения пластин о стенку цилиндра и индикаторной мощности при адиабатическом сжатии воздуха в зависимости от частоты вращения вала ротационно-пластинчатых воздуходувок (рис. 7) и компрессоров (рис. 8) при различном числе пластин и степени внутреннего повышения давления в рабочей камере с учетом результатов экспериментального исследования

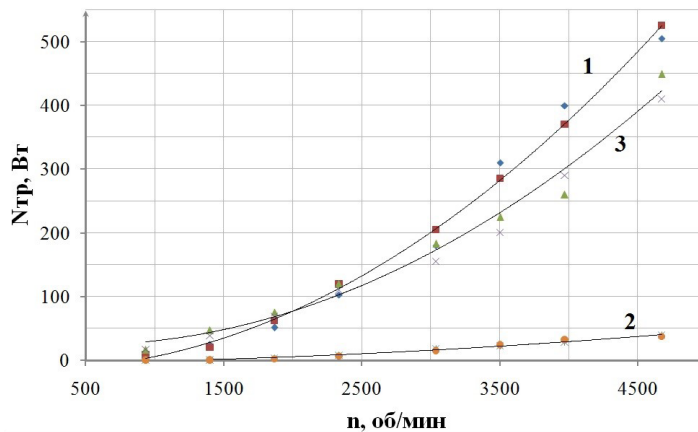


Рис. 3. Зависимость мощности трения одной пластины о стенку цилиндра от частоты вращения ротора: 1 — без смазочного материала; 2 — при смазке водой; 3 — при смазке маслом
 Fig. 3. The dependence of the friction power of one plate on the cylinder wall on the rotor speed: 1 — without lubricant; 2 — when lubricated with water; 3 — when lubricated with oil

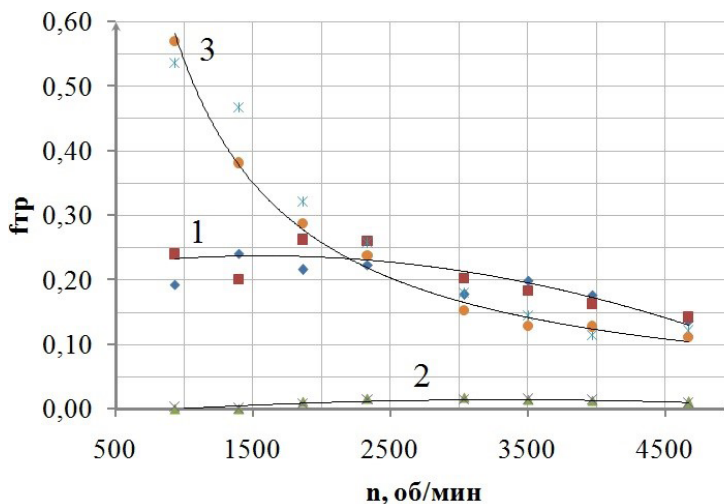


Рис. 4. Зависимость коэффициента трения от частоты вращения ротора: 1 — без смазочного материала; 2 — при смазке водой; 3 — при смазке маслом
 Fig. 4. The dependence of the coefficient of friction on the rotor speed: 1 — without lubricant; 2 — when lubricated with water; 3 — when lubricated with oil

мощности трения, рассмотренных на рис. 3. За мощность эталонного компрессора примем мощность идеального компрессора с адиабатическим сжатием [2]:

$$N_{ug.ag.} = \frac{k}{k-1} \cdot p_{bc} \cdot V_h \cdot \left[\left(\frac{p_n}{p_{bc}} \right)^{\frac{k-1}{k}} - 1 \right], \quad (7)$$

$$V_h = z \cdot L \cdot n \cdot R \cdot e \times \left(\beta + 2 \cdot \sin\left(\frac{\beta}{2}\right) + \frac{e}{2 \cdot R} \cdot \sin(\beta) - \frac{e}{2 \cdot R} \cdot \beta \right), \quad (8)$$

$$\beta = \frac{360}{z}, \quad (9)$$

$$e = 0,1 \cdot R, \quad (10)$$

где z — число пластин; L — длина цилиндра; n — частота вращения вала; R — радиус цилиндра; e — эксцентриситет; β — угол между пластинами; p_{bc} — давление всасывания; p_n — давление нагнетания; k — коэффициент адиабаты.

Радиус цилиндра и длина цилиндра приняты в соответствии с размерами экспериментального образца цилиндра, при этом $R = 0,05$ м; $L =$

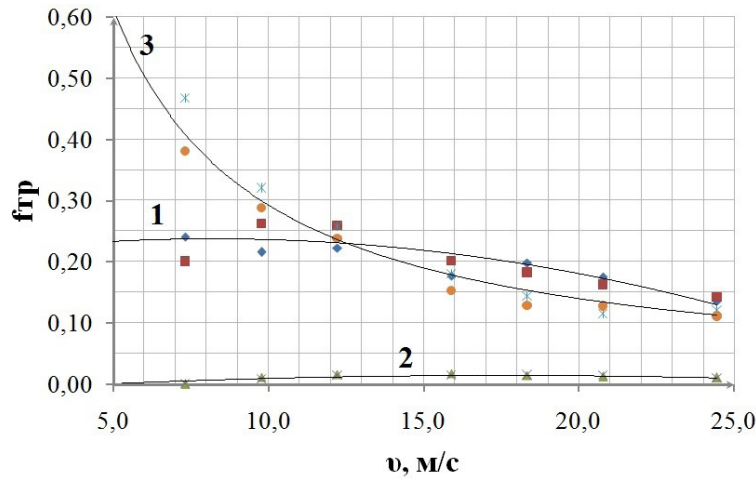


Рис. 5. Зависимость коэффициента трения пластины о стенку цилиндра от скорости скольжения пластины: 1 — без смазочного материала; 2 — при смазке водой; 3 — при смазке маслом

Fig. 5. The dependence of the coefficient of friction of the plate on the cylinder wall on the sliding speed of the plate: 1 — without lubricant; 2 — when lubricated with water; 3 — when lubricated with oil

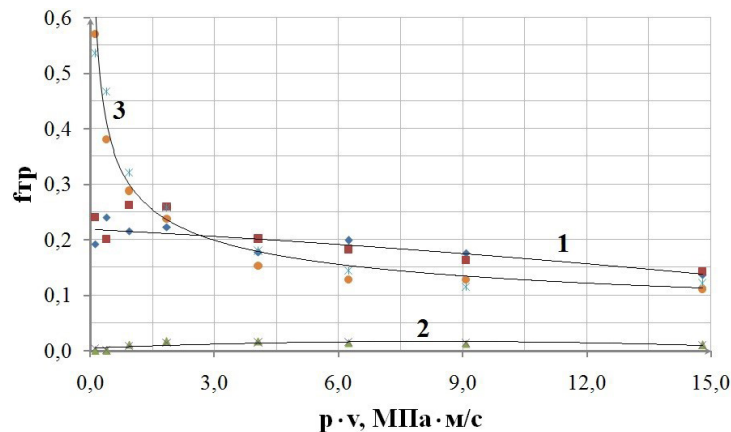


Рис. 6. Зависимость коэффициента трения пластины о стенку цилиндра от значения $p \cdot v$ -фактора: 1 — без смазочного материала; 2 — при смазке водой; 3 — при смазке маслом

Fig. 6. The dependence of the coefficient of friction of the plate on the cylinder wall on the value of $p \cdot v$ -factor: 1 — without lubricant; 2 — when lubricated with water; 3 — when lubricated with oil

$= 0,05$ м. В качестве рабочего тела рассматривается воздух, при этом $k = 1,4$. Давление всасывания равно $0,1$ МПа. Принято четыре значения степени повышения давления (ε) и соответствующее ему количество пластин [2]: $\varepsilon = 1,1$ ($z = 2$); $\varepsilon = 1,6$ ($z = 4$); $\varepsilon = 2,75$ ($z = 10$); $\varepsilon = 4$ ($z = 20$).

Из рис. 7 следует, что в целом с увеличением частоты вращения вала соотношение «мощность трения/индикаторная мощность» ($N_{тр}/N_{ag}$) увеличивается линейно и для различных типов смазки трущихся сопряжений изменяется с разной интенсивностью, при этом:

— в случае смазки рабочей камеры водой при частоте вращения до 2000 об/мин соотношение $N_{тр}/N_{ag}$ не превышает 30% (при $\varepsilon = 1,6$ не более 10%), при $n = 4500$ об/мин достигает 80% ;

— для несмазываемой рабочей камеры при частоте вращения до 1000 об/мин соотношение $N_{тр}/N_{ag}$ не превышает 70% (при $\varepsilon = 1,6$ не более 25%), при $n = 4500$ об/мин достигает 90% .

Из рис. 8 следует, что:

— в случае смазки рабочей камеры водой при частоте вращения до 2000 об/мин соотношение $N_{тр}/N_{ag}$ не превышает $10\div 14\%$, а при $n = 4500$ об/мин достигает 37% ;

— для несмазываемой рабочей камеры при частоте вращения до 1000 об/мин соотношение $N_{тр}/N_{ag}$ не превышает $24\div 33\%$ (33% при $z = 20$), а при $n = 4500$ об/мин достигает 500% ;

В целом для традиционной конструкции роторно-пластинчатых машин увеличение быстроходности возможно только в случае смаз-

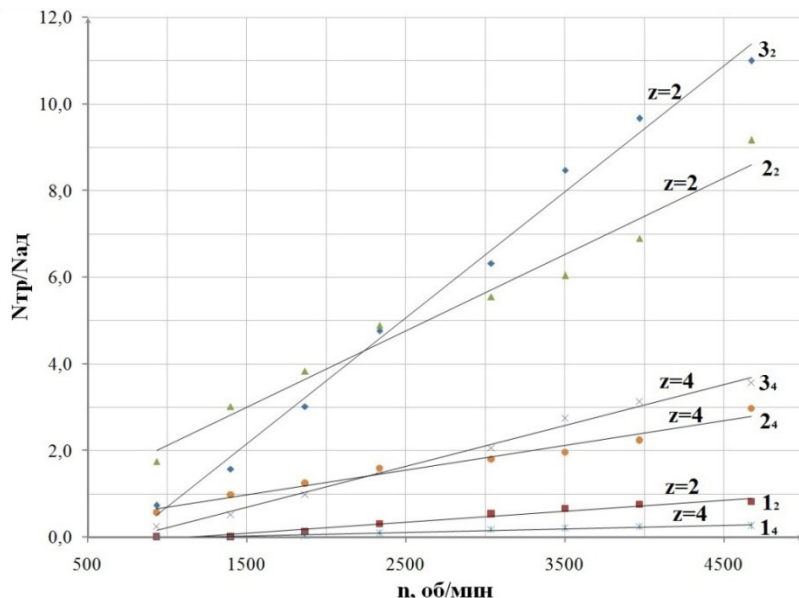


Рис. 7. Зависимость соотношения мощности механического трения и индикаторной мощности при адиабатическом сжатии от частоты вращения ротора роторно-пластинчатых воздуходувок при $\varepsilon = 1,1\div 1,6$:

1 — смазка цилиндра водой; 2 — смазка цилиндра маслом;
3 — несмазываемая рабочая камера; 1₂, 2₂, 3₂ — при $z = 2$; 1₄, 2₄, 3₄ — при $z = 4$

Fig. 7. The dependence of the ratio of the power of mechanical friction and indicator power during adiabatic compression on the rotational speed of the rotor of rotary vane blowers at $\varepsilon = 1,1\div 1,6$:

1 — lubrication of the cylinder with water; 2 — cylinder lubrication with oil;
3 — non-lubricated working chamber; 1₂, 2₂, 3₂ — at $z = 2$; 1₄, 2₄, 3₄ — at $z = 4$

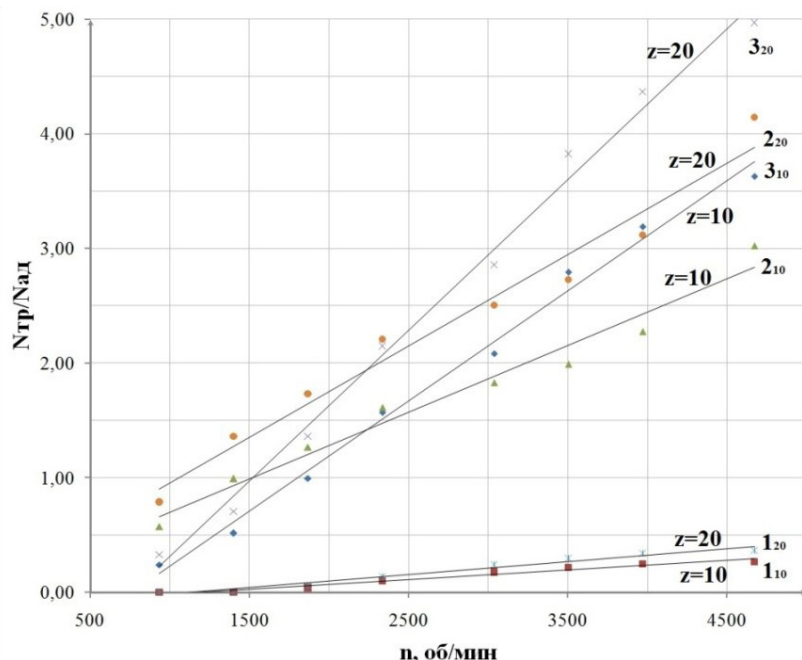


Рис. 8. Зависимость соотношения мощности механического трения и индикаторной мощности при адиабатическом сжатии от частоты вращения ротора роторно-пластинчатых компрессоров при $\varepsilon = 2,75\div 4$:

1 — смазка цилиндра водой; 2 — смазка цилиндра маслом;
3 — несмазываемая рабочая камера; 1₁₀, 2₁₀, 3₁₀ — при $z = 10$; 1₂₀, 2₂₀, 3₂₀ — при $z = 20$

Fig. 8. The dependence of the ratio of the power of mechanical friction and indicator power during adiabatic compression on the rotational speed of the rotor of rotary vane compressors at $\varepsilon = 2,75\div 4$:

1 — cylinder lubrication with water; 2 — cylinder lubrication with oil;
3 — non-lubricated working chamber; 1₁₀, 2₁₀, 3₁₀ — at $z = 10$; 1₂₀, 2₂₀, 3₂₀ — at $z = 20$

ки маловязкими жидкостями, например, водой. Несмазываемые машины, с точки зрения потерь энергии на механическое трение, целесообразно выполнять тихоходными с малыми степенями повышения давления; увеличение быстроходности возможно, за счет применения новых нестандартных конструкций и подбора современных антифрикционных материалов.

Заключение

В результате выполненной работы предложена методика экспериментального исследования и стенд, имитирующий трение в сопряжении «пластина-цилиндр» ротационно-пластинчатой машины для исследования триботехнических характеристик пары трения. Погрешность методики определения мощности трения не превышает 0,14%. Выполнены экспериментальные исследования в диапазоне частот вращения ротора 950÷4700 об/мин. Результаты испытаний адекватны и в целом соответствуют результатам известных литературных данных (например, для несмазываемой рабочей камеры). Анализ результатов испытаний показал, что наименьшие потери мощности на трение достигаются за счет применения маловязких смазывающих материалов, например, воды. Применение масла в качестве смазывающего и охлаждающего рабочего тела приводит к большим механическим потерям, прежде всего за счет гидромеханических потерь, что требует проведения дальнейших исследований данных процессов с учетом влияния сжимаемого газа и соотношения массовых расходов смазки и рабочего тела. Уровень значений коэффициентов трения свидетельствует о том, что при смазке водой наблюдается гидродинамический режим трения.

Теоретический анализ значений соотношения N_{mp}/N_{ag} показал, что применение в качестве смазывающего вещества воды позволяет увеличить быстроходность ротационно-пластинчатых машин при минимальных механических потерях в рабочей камере. Создание быстроходных несмазываемых пластинчатых машин требует поиска новых технических решений и материалов узлов трения, формирующих рабочую камеру.

Список источников

1. Thomas C., Margraf M., Stoeckel C., Klotsche K., Hesse U. Implementation of scroll compressors into the Cordier diagram // IOP Conference Series: Materials Science and Engineering. 2019. Vol. 604. P. 012079. DOI: 10.1088/1757-899X/604/1/012079.
2. Головинцев А. Г., Румянцев В. А., Ардашев В. И. [и др.]. Ротационные компрессоры. М.: Машиностроение, 1964. 315 с.
3. Aradau D., Costiuc L. Friction Power in Sliding Vane Type Rotary Compressors // International Compressor Engineering Conference. 1996. P. 907–911.
4. Kaiser H., Kruse H. An Investigation on Reciprocating and Rotary Refrigeration Compressors // International Compressor Engineering Conference. 1984. P. 611–617.
5. Ma G. Y., Li H. Q. Vane Compressor // Rotary Compressor. BeiJing: China Machine Press, 2001. P. 92–183.

6. Ma G. Y., Li H. Q. Rotary Compressor. BeiJing: China Machine Press, 2001. P. 140–166.
7. Huang Y. M., Chii-Haur. Effect of Radial Blades and Port Location on the RCAC System. ASME, 1993. P. 185–191.
8. Fukuta M. Vane Behavior in Vane Compressors under Start-up Operation (1st Report, Force Acting on Vane) // Transaction of the Japan Society Mechanical Engineers. Series B. 1993. Vol. 58, Issue 567. P. 3487–3492. DOI: 10.1299/kikaib.59.3487.
9. Fukuta M. Vane Behavior in Vane Compressors under Start-up Operation (2nd Report, Vane Behavior with Pressure Rise in Back Chamber) // Transaction of the Japan Society Mechanical Engineers. Series B. 1994. Vol. 60, Issue 571. P. 879–884. DOI: 10.1299/kikaib.60.879.
10. Мустафин Т. Н., Васильев А. В. Расчет потерь мощности на трение о компримируемую среду в сопряжении роторов и корпуса героторного компрессора // Вестник Казанского технологического университета. 2012. Т. 15, № 15. С. 211–213.
11. Bianchi G., Cipollone R. Friction power modeling and measurements in sliding vane rotary compressors // Applied Thermal Engineering. 2015. Vol. 84. P. 276–285. DOI: 10.1016/j.applthermaleng.2015.01.080.
12. Bianchi G., Cipollone R. Theoretical modeling and experimental investigations for the improvement of the mechanical efficiency in sliding vane rotary compressors // Applied Energy. 2015. Vol. 142. P. 95–107. DOI:10.1016/j.apenergy.2014.12.055.
13. Hoon C. S. Tribological characteristics of various surface coatings for rotary compressor vane // Wear. 1998. Vol. 221, Issue 2. P. 77–85. DOI: 10.1016/S0043-1648(98)00244-0.
14. Mucchi E., Agazzi A., D'Elia G., Dalpiaz G. On the wear and lubrication regime in variable displacement vane pumps // Wear. 2013. Vol. 306, Issue 1-2. P. 36–46. DOI: 10.1016/j.wear.2013.06.025.
15. Kong X. Z., Yang H. L., Sun T. S. Study on the Calculating Model of Power of Vane Compressor // Fluid Machinery. 2005. Vol. 33(1). P. 25–27.
16. Hu Yu., Xu J., Wan P. [et al.]. A Study on Novel High Efficiency Vane Compressor // International Compressor Engineering Conference. 2018. Paper 2601.
17. Cipollone R., Bianchi G., Contaldi G. Sliding vane rotary compressor energy optimization // International Mechanical Engineering Congress and Exposition, American Society of Mechanical Engineers. 2012. P. 69–80. DOI: 10.1115/IMECE2012-85955.
18. Badr O., Probert S., O'Callaghan P. Multi-vane expanders: Vane dynamics and friction losses // Applied Energy. 1985. Vol. 20, Issue 4. P. 253–285. DOI: 10.1016/0306-2619(85)90018-2.
19. Platts H. Hydrodynamic lubrication of sliding vanes // International Compressor Engineering Conference. 1967. P. 164–170.
20. Edwards T. C., McDonald A. T. Analysis of Mechanical Friction in Rotary Vane Machines // International Compressor Engineering Conference. 1972. P. 250–262.
21. Valenti G., Murgia S., Contaldi G., Valenti A. Experimental evidence of the thermal effect of lubricating oil sprayed in sliding-vane air compressors // Case Studies in Thermal Engineering. 2014. Vol. 4. P. 113–117. DOI: 10.1016/j.csite.2014.08.001.
22. Valenti G., Murgia S., Costanzo I., Contaldi G., Valenti A. Modeling And Testing The Thermal Effect Of Lubricating Oil Sprayed In Sliding-Vane Air Compressors Using Pressure-Swirl Nozzles // International Compressor Engineering Conference. 2016. Paper 2505.

РАЙКОВСКИЙ Николай Анатольевич, кандидат технических наук, доцент (Россия), доцент кафедры «Холодильная и компрессорная техника и технология».

SPIN-код: 9140-9356

AuthorID (РИНЦ): 684470

AuthorID (SCOPUS): 57190974742

ЮША Владимир Леонидович, доктор технических наук, профессор (Россия), заведующий кафедрой «Холодильная и компрессорная техника и технология», декан нефтехимического института.

SPIN-код: 1503-9666

ORCID: 0000-0001-9858-7687

AuthorID (SCOPUS): 6505861937

ResearcherID: J-8079-2013

КУЗНЕЦОВ Константин Игоревич, студент группы X-161 нефтехимического института.

AuthorID (SCOPUS): 57210980871

КОРЕНЕВ Владислав Андреевич, студент группы X-161 нефтехимического института.

КАРПУСЬ Владимир Сергеевич, студент группы ТМО-171 нефтехимического института.

Для цитирования

Райковский Н. А., Юша В. Л., Коренев В. А., Кузнецов К. И., Карпусь В. С. Анализ механических потерь в рабочей камере ротационно-пластинчатых машинах // Омский научный вестник. Сер. Авиационно-ракетное и энергетическое машиностроение. 2020. Т. 4, № 1. С. 23–32. DOI: 10.25206/2588-0373-2020-4-1-23-32.

Статья поступила в редакцию 10.02.2020 г.

© Н. А. Райковский, В. Л. Юша, К. И. Кузнецов,
В. А. Коренев, В. С. Карпусь

ANALYSIS OF MECHANICAL LOSSES IN THE WORKING CHAMBER OF ROTARY VANE MACHINES

N. A. Raikovskiy, V. L. Yusha, K. I. Kuznetsov,
V. A. Korenev, V. S. Karpus

Omsk State Technical University,
Russia, Omsk, Mira Ave., 11, 644050

The work is devoted to the analysis of reducing friction losses in rotary vane machines. It is established that the smallest friction loss is provided by lubricating the cylinder with water, while the values of the friction coefficient obtained by processing the results indicate the presence of the hydrodynamic lubrication regime. Unexpectedly large values of friction power losses are obtained when oil is used as a lubricant, which is primarily due to high hydromechanical losses, which, according to preliminary estimates, can reach 70 %.

The analysis of the ratio «friction power / indicator power» in rotary vane compressor machines shows that the use of the water as a lubricant can significantly increase the speed of machines without a significant decrease in their energy characteristics. Increasing the speed of non-lubricated plate machines requires the search for new technical solutions and materials of friction units forming the working chamber.

Keywords: rotary vane compressor, mechanical friction, lubrication, non-lubricated working chamber, power.

References

1. Thomas C., Margraf M., Stoeckel C., Klotsche K., Hesse U. Implementation of scroll compressors into the Cordier diagram // IOP Conference Series: Materials Science and Engineering. 2019. Vol. 604. P. 012079. DOI: 10.1088/1757-899X/604/1/012079. (In Engl.).
2. Golovintsev A. G., Rumyantsev V. A., Ardashev V. I. [et al.]. Rotatsionnyye kompressory [Rotary compressors]. Moscow, 1964. 315 p. (In Russ.).
3. Aradau D., Costiuc L. Friction Power in Sliding Vane Type Rotary Compressors // International Compressor Engineering Conference. 1996. P. 907–911. (In Engl.).
4. Kaiser H., Kruse H. An Investigation on Reciprocating and Rotary Refrigeration Compressors // International Compressor Engineering Conference. 1984. P. 611–617. (In Engl.).
5. Ma G. Y., Li H. Q. Vane Compressor // Rotary Compressor. BeiJing: China Machine Press, 2001. P. 92–183. (In Engl.).
6. Ma G. Y., Li H. Q. Rotary Compressor. BeiJing: China Machine Press, 2001. P. 140–166. (In Engl.).
7. Huang Y. M., Chii-Haur. Effect of Radial Blades and Port Location on the RCAC System. ASME, 1993. P. 185–191. (In Engl.).
8. Fukuta M. Vane Behavior in Vane Compressors under Start-up Operation (1st Report, Force Acting on Vane) // Transaction of the Japan Society Mechanical Engineers. Series B. 1993. Vol. 58, Issue 567. P. 3487–3492. DOI: 10.1299/kikaib.59.3487. (In Engl.).
9. Fukuta M. Vane Behavior in Vane Compressors under Start-up Operation (2nd Report, Vane Behavior with Pressure Rise in Back Chamber) // Transaction of the Japan Society Mechanical Engineers. Series B. 1994. Vol. 60, Issue 571. P. 879–884. DOI: 10.1299/kikaib.60.879. (In Engl.).
10. Mustafin T. N., Vasiliev A. V. Raschet poter' moshchnosti na treniye o komprimiruyemyu sredu v sopryazhenii rotorov i korpusa gerotornogo kompressora [Calculation of friction power losses on the compressed medium in conjugation of rotors and the casing of the gerotor compressor] // Vestnik Kazanskogo tekhnologicheskogo universiteta. Herald of Kazan Technological University. 2012. Vol. 15, no. 15. P. 211–213. (In Russ.).
11. Bianchi G., Cipollone R. Friction power modeling and measurements in sliding vane rotary compressors // Applied Thermal Engineering. 2015. Vol. 84. P. 276–285. DOI: 10.1016/j.applthermaleng.2015.01.080. (In Engl.).
12. Bianchi G., Cipollone R. Theoretical modeling and experimental investigations for the improvement of the mechanical efficiency in sliding vane rotary compressors // Applied Energy. 2015. Vol. 142. P. 95–107. DOI: 10.1016/j.apenergy.2014.12.055. (In Engl.).
13. Hoon C. S. Tribological characteristics of various surface coatings for rotary compressor vane // Wear. 1998. Vol. 221, Issue 2. P. 77–85. DOI: 10.1016/S0043-1648(98)00244-0. (In Engl.).
14. Mucchi E., Agazzi A., D'Elia G., Dalpiaz G. On the wear and lubrication regime in variable displacement vane pumps // Wear. 2013. Vol. 306, Issue 1-2. P. 36–46. DOI: 10.1016/j.wear.2013.06.025. (In Engl.).
15. Kong X. Z., Yang H. L., Sun T. S. Study on the Calculating Model of Power of Vane Compressor // Fluid Machinery. 2005. Vol. 33 (1). P. 25–27. (In Engl.).
16. Hu Yu., Xu J., Wan P. [et al.]. A Study on Novel High Efficiency Vane Compressor // International Compressor Engineering Conference. 2018. Paper 2601. (In Engl.).
17. Cipollone R., Bianchi G., Contaldi G. Sliding vane rotary compressor energy optimization // International Mechanical Engineering Congress and Exposition, American Society of Mechanical Engineers. 2012. P. 69–80. DOI: 10.1115/IMECE2012-85955. (In Engl.).
18. Badr O., Probert S., O'Callaghan P. Multi-vane expanders: Vane dynamics and friction losses // Applied Energy. 1985. Vol. 20, Issue 4. P. 253–285. DOI: 10.1016/0306-2619(85)90018-2. (In Engl.).

19. Platts H. Hydrodynamic lubrication of sliding vanes // International Compressor Engineering Conference. 1967. P. 164–170. (In Engl.).

20. Edwards T. C., McDonald A. T. Analysis of Mechanical Friction in Rotary Vane Machines // International Compressor Engineering Conference. 1972. P. 250–262. (In Engl.).

21. Valenti G., Murgia S., Contaldi G., Valenti A. Experimental evidence of the thermal effect of lubricating oil sprayed in sliding-vane air compressors // Case Studies in Thermal Engineering. 2014. Vol. 4, P. 113–117. DOI: 10.1016/j.csite.2014.08.001. (In Engl.).

22. Valenti G., Murgia S., Costanzo I., Contaldi G., Valenti A. Modeling And Testing The Thermal Effect Of Lubricating Oil Sprayed In Sliding-Vane Air Compressors Using Pressure-Swirl Nozzles // International Compressor Engineering Conference. 2016. Paper 2505. (In Engl.).

RAYKOVSKY Nikolay Anatolievich, Candidate of Technical Sciences, Associate Professor of Refrigeration and Compressor Engineering and Technology Department.

SPIN-code: 9140-9356

AuthorID (RSCI): 684470

AuthorID (SCOPUS): 57190974742

YUSHA Vladimir Leonidovich, Doctor of Technical Sciences, Professor, Head of Refrigeration and

Compressor Engineering and Technology Department, Dean of Petrochemical Department.

SPIN-code: 1503-9666

ORCID: 0000-0001-9858-7687

AuthorID (SCOPUS): 6505861937

ResearcherID: J-8079-2013

KUZNETSOV Konstantin Igorevich, Student gr. Kh-161, Petrochemical Department.

AuthorID (SCOPUS): 57210980871

KORENEV Vladislav Andreyevich, Student gr. Kh-161, Petrochemical Department.

KARPUS Vladimir Sergeevich, Student gr. TMO-171, Petrochemical Department.

For citations

Raikovsky N. A., Yusha V. L., Kuznetsov K. I., Korenev V. A., Karpus V. S. Analysis of mechanical losses in working chamber of rotary vane machines // Omsk Scientific Bulletin. Series Aviation-Rocket and Power Engineering. 2020. Vol. 4, no. 1. P. 23–32. DOI: 10.25206/2588-0373-2020-4-1-23-32.

Received February 10, 2020.

© N. A. Raikovsky, V. L. Yusha, K. I. Kuznetsov, V. A. Korenev, V. S. Karpus