

# ТЕОРЕТИЧЕСКОЕ ИССЛЕДОВАНИЕ ПЛАСТИНЧАТОГО КОМПРЕССОРА СО СДВОЕННЫМИ ПЛАСТИНАМИ

К. Т. Оои, П. Шакья

Школа механического и аэрокосмического машиностроения,  
Наньянский Технологический Университет,  
Сингапур, 639798, Наньян авеню, 50

Перевод с английского  
М. А. Федорова

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

В данной работе представлены математические модели нового пластинчатого компрессора с подвижно-сопряжёнными сдвоенными пластинами для исследования и оценки его эксплуатационных характеристик. Сопряжённый пластинчатый компрессор (СПК), как следует из названия, имеет две пластины, соединённые вместе. Уникальной особенностью компрессора является то, что две пластины сопряжены подвижно в роторе и каждая из них выходит из ротора на диаметрально противоположной стороне. Теоретически любой размер ротора, который может вместить пластины, будет работать при такой конструкции. Такая конструкция устраняет большинство геометрических ограничений, накладываемых на размер ротора, как это происходит в большинстве роторных компрессоров. Возможность размещения небольшого ротора в этой новой конструкции делает его существенно более компактным, что также косвенно снижает материалоемкость и себестоимость компрессора. Эта новая конструкция предназначена для использования в холодильной технике, кондиционировании и отоплении.

**Ключевые слова:** пластинчатый компрессор, ротор, сдвоенные пластины, геометрическая модель, термодинамическая модель, динамика пластин, рабочий процесс.

**Перевод публикуется с разрешения авторов и оргкомитета конференции «Компрессоры и их системы» (Лондон, 2019).**

## 1. Введение

В системах кондиционирования, охлаждения, отопления и сжатия воздуха применяются различные типы компрессоров объёмного действия. Роторные компрессоры, благодаря своей простой конструкции, низкому уровню шума и вибрации, широко применяются в холодильниках и бытовых кондиционерах. Одной из особенностей большинства существующих сегодня ротационных компрессоров является то, что они имеют довольно большие роторы по сравнению с размерами их цилиндров, что обусловлено известными конструктивными ограничениями. Большой размер ротора приводит к значительной материалоемкости и большим габаритам. В новой конструкции компрессора, а именно в СПК, значительно уменьшен размер ротора, а следовательно, и размер цилиндра, в результате чего был получен значительно более компактный компрессор. СПК, вероятно, один из самых компактных ротационных компрессоров, если не самый компактный. На начальном этапе

моделирования компрессора объёмного действия для прогнозирования производительности могут быть рассмотрены геометрические параметры его рабочей камеры, математические модели кинематики и динамики его механизма, термодинамики его рабочего тела, основных потоков через впускные и выпускные отверстия, вторичных потоков через внутренние утечки, смазки трущихся частей, теплообмена между рабочим телом и рабочей камерой, а также между всеми другими компонентами. В этой статье детально представлены только геометрическая и термодинамическая модели. Кроме того, будут представлены и общие результаты моделирования.

## 2. Геометрическая модель

В следующих подразделах разрабатываются формулы для расчёта объёма рабочей ячейки и скорости изменения её объёма при различных углах поворота ротора. Каждый последующий раздел посвящён различным геометрическим объектам. На рис. 1 показаны соответствующие

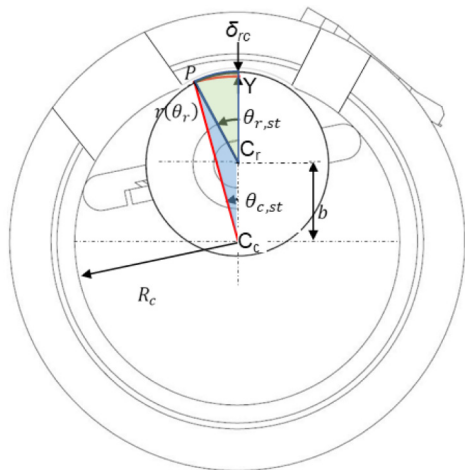


Рис. 1. Элементы ротора и цилиндра, выделяемые из контрольного объема  
Fig. 1. Illustration of the section of rotor and the cylinder to be deducted from the control volume

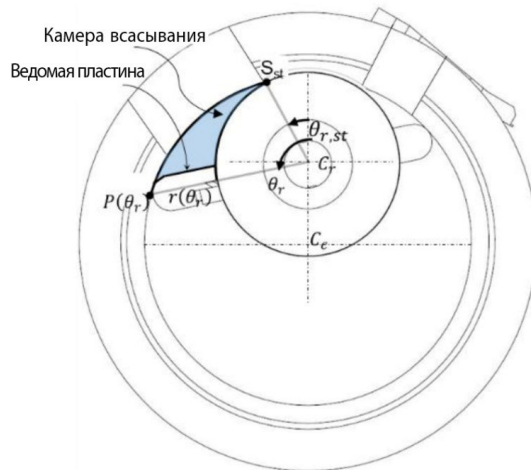


Рис. 2. Камера всасывания при произвольном угле поворота ротора  
Fig. 2. Illustration of the suction chamber at an arbitrary rotor angle

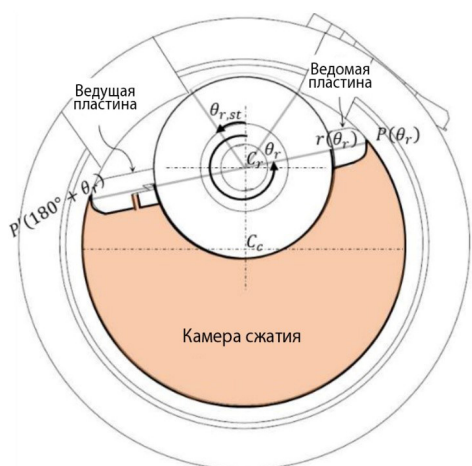


Рис. 3. Камера сжатия при произвольном угле поворота ротора (см. рис. 2)  
Fig. 3. Illustration of the compression chamber at an arbitrary rotor angle

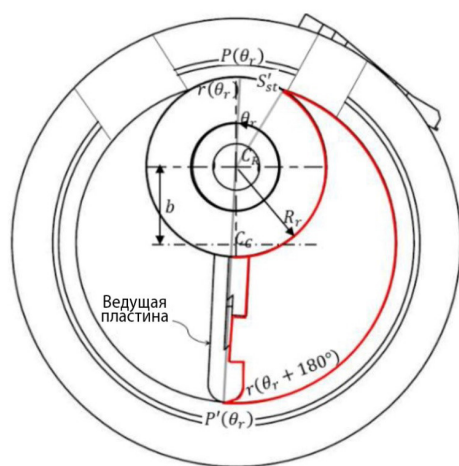


Рис. 4. Камера нагнетания при произвольном угле поворота ротора  
Fig. 4. Illustration of the discharge chamber at an arbitrary rotor angle

объемы цилиндра и ротора, обозначенные  $V_{c,st}$  и  $V_{r,st}$ , которые определяются уравнениями (1) и (2) соответственно.

$$V_{r,st} = l_c \left( \pi R_r^2 \cdot \frac{\theta_{r,st}}{2\pi} \right); \quad (1)$$

$$V_{c,st} = l_c \left\{ \left( \pi R_c^2 \cdot \frac{\theta_{c,st}}{2\pi} \right) - A_{C_r C_c} P \right\}. \quad (2)$$

2.1. Область, для которой  $0^\circ \leq \theta_r \leq \theta_{r,st}$ .  
 $\theta_r = 0^\circ$  — это положение, в котором лопасти совпадают с линией, соединяющей центр ротора  $C_r$  и центр цилиндра  $C_c$ , а объем камеры равен нулю, откуда уравнения (3) и (4):

$$V(\theta_r) = 0, \quad \text{при } 0 \leq \theta_r \leq \theta_{r,st}; \quad (3)$$

$$\frac{dV(\theta_r)}{d\theta_r} = 0, \quad \text{при } 0 \leq \theta_r \leq \theta_{r,st}. \quad (4)$$

2.2. Область, для которой  $\theta_{r,st} \leq \theta_r \leq (180^\circ + \theta_{r,st})$ . Вид камеры всасывания представлен на рис. 2

$$V(\theta_r) = \frac{l_c}{2} \left[ R_c^2 \theta_r + \frac{b^2}{2} \sin(2\theta_r) - b \sin \theta_r \left\{ R_c^2 - (b \sin \theta_r)^2 \right\}^{\frac{1}{2}} - R_c^2 \tan^{-1} \left( \frac{b \sin \theta_r}{\left\{ R_c^2 - (b \sin \theta_r)^2 \right\}^{\frac{1}{2}}} \right) \right] - V_{c,st} - l_c \left\{ \left( R_r^2 \cdot \frac{(\theta_r - \theta_{r,st})}{2} \right) \right\} - V_{t,vn}(\theta_r). \quad (5)$$

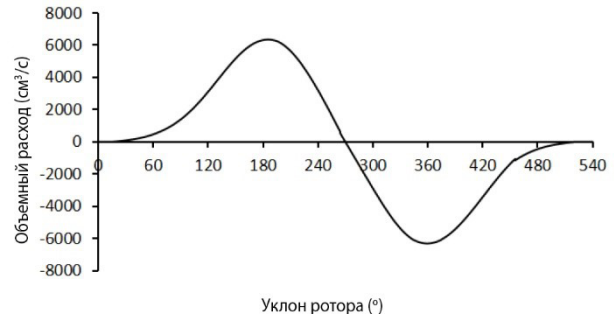
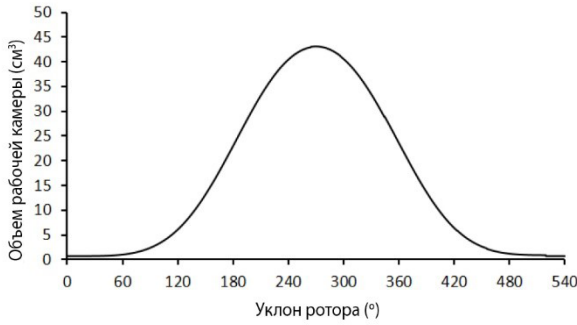


Рис. 5. Изменение объема рабочей камеры и скорость изменения объема:  
 а) изменение объема камеры; б) скорость изменения объема рабочей ячейки  
 Fig. 5. Variation of the working chamber volume and the rate of change of the volume:  
 a) variation of chamber volume; b) rate of change of chamber volume

$$\frac{dV(\theta_r)}{d\theta_r} = \frac{l_c}{2} \left[ \begin{array}{l} R_c^2 + b \cos(2\theta_r) - \\ - 2b \cos \theta_r \{R_c^2 - (b \sin \theta_r)^2\}^{\frac{1}{2}} - \\ - R_r^2 \end{array} \right] - \frac{dV_{l,vn}(\theta_r)}{d\theta_r} \quad (6)$$

$$\frac{dV(\theta_r)}{d\theta_r} = \frac{l_c}{2} \left[ \begin{array}{l} - R_c^2 - b^2 \cos(2\theta_r) + \\ + 2b \cos \theta_r \times \\ \times \{R_c^2 - (b \sin \theta_r)^2\}^{\frac{1}{2}} + R_r^2 \end{array} \right] - \frac{dV_{l,vn}(\theta_r)}{d\theta_r} \quad (10)$$

2.3. Область, для которой  $(180^\circ + \theta_{r,st}) < \theta_r \leq (360^\circ - \theta_{r,st})$  (рис. 3).

$$V(\theta_r) = \frac{l_c}{2} \left[ \begin{array}{l} R_c^2 \pi - 2b \sin \theta_r \times \\ \times \{R_c^2 - (b \sin \theta_r)^2\}^{\frac{1}{2}} - \\ - 2R_c^2 \tan^{-1} \left( \frac{b \sin \theta_r}{\{R_c^2 - (b \sin \theta_r)^2\}^{\frac{1}{2}}} \right) \end{array} \right] - l_c \left\{ \frac{\pi R_r^2}{2} \right\} - V_{l,vn}(\theta_r) - V_{t,vn}(\theta_r); \quad (7)$$

$$\frac{dV(\theta_r)}{d\theta_r} = \frac{l_c}{2} \left[ \begin{array}{l} - 4b \cos \theta_r \times \\ \times \{R_c^2 - (b \sin \theta_r)^2\}^{\frac{1}{2}} - \\ - \frac{dV_{l,vn}(\theta_r)}{d\theta_r} - \frac{dV_{t,vn}(\theta_r)}{d\theta_r} \end{array} \right] \quad (8)$$

2.4. Область, для которой  $(360^\circ - \theta_{r,st}) < \theta_r \leq (540^\circ - \theta_{r,st})$  (рис. 4).

$$V(\theta_r) = \frac{l_c}{2} \left[ \begin{array}{l} R_c^2(3\pi - \theta_r) + \frac{b^2}{2} \sin(2\theta_r) + \\ + b \sin \theta_r \{R_c^2 - (b \sin \theta_r)^2\}^{\frac{1}{2}} \end{array} \right] + \frac{l_c}{2} \left[ \begin{array}{l} R_c^2 \tan^{-1} \left( \frac{b \sin(\theta_r - \pi)}{\{R_c^2 - (b \sin \theta_r)^2\}^{\frac{1}{2}}} \right) - \\ - R_r^2(3\pi - \theta_r - \theta_{st}) \end{array} \right] - V_{c,st} - V_{l,vn}(\theta_r); \quad (9)$$

2.5. Область, для которой  $(540^\circ + \theta_{r,st}) < \theta_r \leq 540^\circ$ .  
 В этой области рабочий объем не формируется, поэтому можно записать уравнения (11) и (12):

$$V(\theta_r) = 0, \text{ при } (540^\circ - \theta_{r,st}) \leq \theta_r \leq 540^\circ; \quad (11)$$

$$\frac{dV(\theta_r)}{d\theta_r} = 0, \text{ при } (540^\circ - \theta_{r,st}) \leq \theta_r \leq 540^\circ. \quad (12)$$

В качестве иллюстрации примем  $b = 13$  мм,  $R_c = 27,5$  мм,  $R_r = 15,5$  мм,  $w_{vn} = 6$  мм и  $l_c = 30$  мм, изменение объема показано на рис. 5а. Максимальный объем всасывающей камеры достигается при угле ротора  $270^\circ$ . В данном случае это значение составляет около  $43,0$  см<sup>3</sup>.

Скорость изменения объема рабочей ячейки в зависимости от изменения поворота угла ротора показана на рис. 5б. При изменении угла поворота ротора от  $0^\circ$  до приблизительно  $30^\circ$  объем остается постоянным, когда он находится в пределах дуги уплотнения, которая необходима для того, чтобы отделить камеру высокого давления от камеры низкого давления, чтобы уменьшить утечку между камерами. Кроме того, изображены типичные вариации объема и скорости его изменения для компрессора объемного действия.

### 3. Особые свойства пластины

Принцип действия СПК был описан в работе Оои и Шакья [1]. Схемы геометрии пластин показаны на рис. 6а, б. Во время работы компрессора либо ведомая, либо ведущая пластины могут выполнять роль ведущей или задней пластины, как показано на рис. 6в, г.

Обе пластины имеют три основных элемента, а именно: рабочая кромка, упор-ограничи-

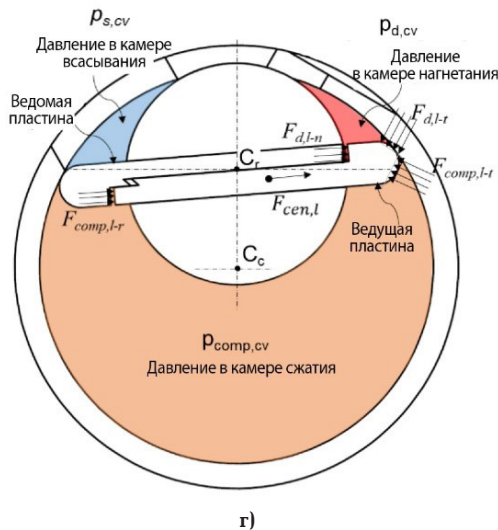
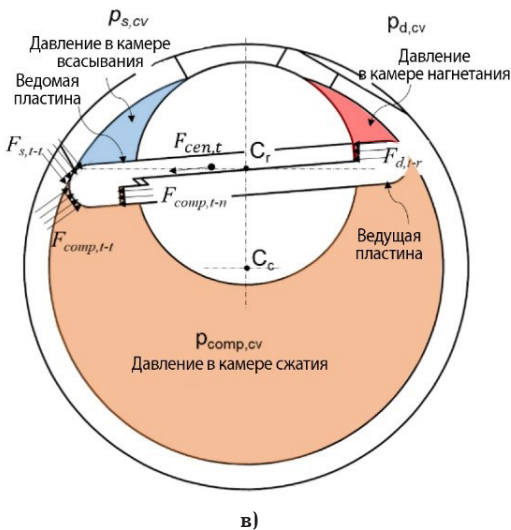
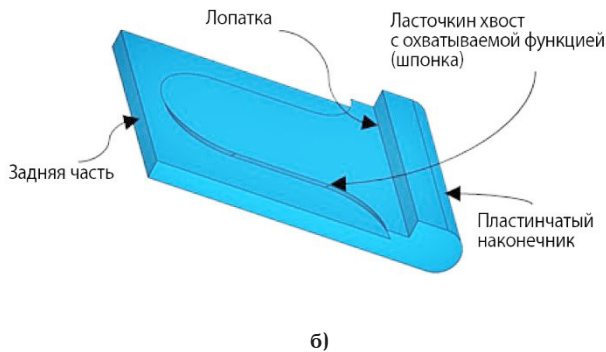
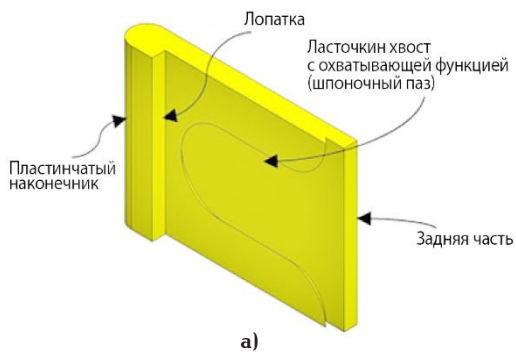


Рис. 6. Различные конструкции пластины и силы, действующие на пластины в процессе работы: а) трехмерное изображение ведомой пластины; б) трехмерное изображение ведущей пластины; в) силы, действующие на ведомую пластину; г) силы, действующие на ведущую пластину  
 Fig. 6. Illustrations of the vane designs and the various forces acting on the vanes during the operation: a) a 3D view of a female vane; b) a 3D view of a male vane; c) various forces acting on the trailing vane; d) various forces acting on the leading vane

тель, хвостовик. Во время работы центробежные силы, действующие на пластину ( $F_{cen,t}$  и  $F_{cen,l}$  на рис. 6в, г соответственно) и силы давления жидкости, действующие на перо пластины и торец пластины ( $F_{comp,t-n}$ ,  $F_{d,t-r}$ ,  $F_{d,l-n}$ ,  $F_{comp,l-r}$  изображенные на рис. 6 в, г соответственно), определяют величину силы, действующую на кромку пластин  $F_{s,t-t}$  и  $F_{comp,t-t}$  на заднюю пластину и  $F_{d,l-t}$  и  $F_{comp,l-t}$  на ведущей пластине. Специфическая геометрия этих пластин предназначена для использования центробежных сил и сил давления жидкости при воздействии высокого давления сжатия, действующих вдоль радиального направления ротора, для усиления контакта пластин с цилиндром для предотвращения отскока пластин. Такая конструкция пластин, во-первых, обеспечивает сжатие жидкости без чрезмерной утечки через кромку пластин и, во-вторых, позволяет конструктивно гибко уменьшить диаметр ротора СПК.

#### 4. Термодинамическая модель

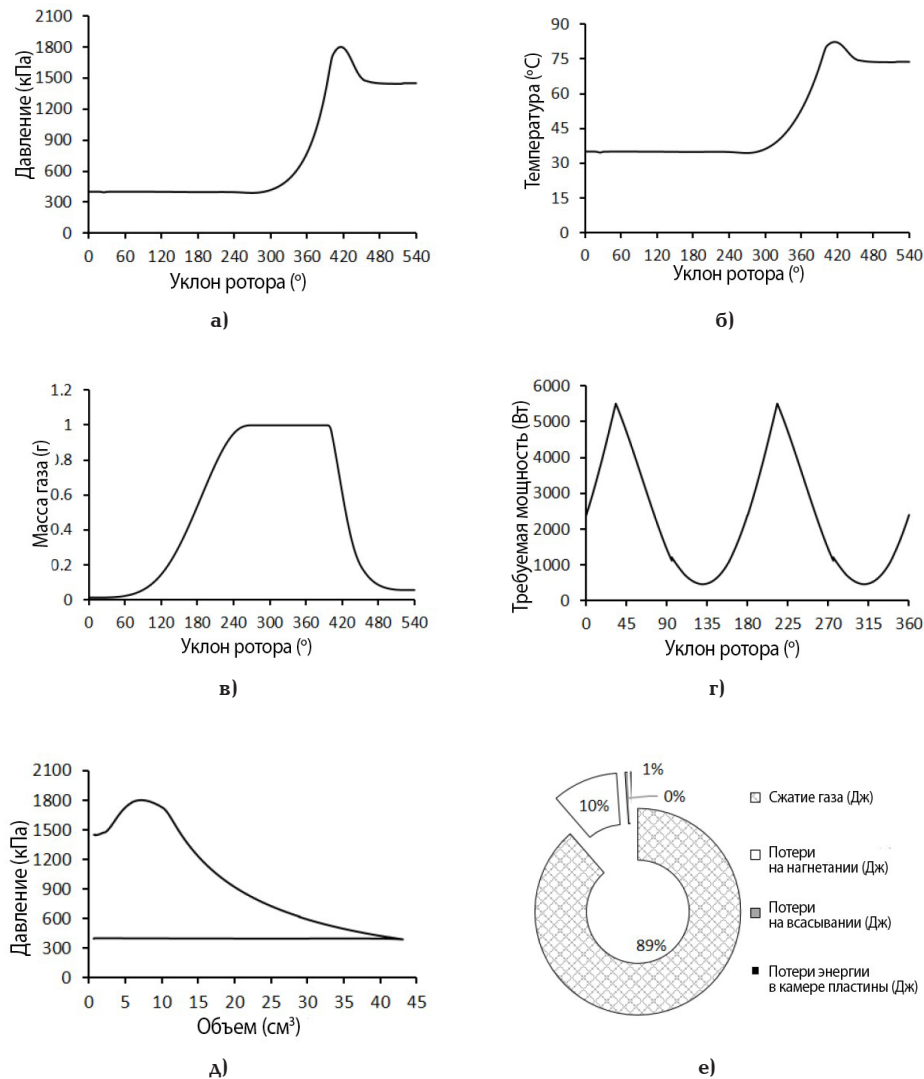
В формулировке математической модели предполагается, что в любой момент времени свойства рабочего газа в рабочей камере однородны во всем пространстве, и любые изменения, вызванные такими процессами, как всасывание,

сжатие и нагнетание, мгновенно распространяются по всему контрольному объему. Предполагается, что процессы течения являются квазистационарными. Основываясь на первом законе термодинамики, мгновенные изменения температуры и давления рабочего тела в рабочей камере описать уравнениями (13) и (14).

Массовые расходы всасывания и нагнетания моделируются путем допущения устойчивого изэнтропийного потока через отверстие [2].

$$\frac{dT_{cv}}{dt} = \frac{\left[ \frac{dq_{cv}}{dt} + \frac{dv_{cv}}{dt} \left\{ V_{cv} \left( \frac{\partial p_{cv}}{\partial p} \right)_T - m_{cv} \left( \frac{\partial h}{\partial p} \right)_T \right\} + \frac{dm_{in}}{dt} \{h_{in} - h_{cv}\} + \sum \frac{dm_{leak,in}}{dt} \{h_{leak,in} - h_{cv}\} \right]}{m_{cv} \left( \frac{\partial h}{\partial T} \right)_p - V_{cv} \left( \frac{\partial p}{\partial T} \right)_p}; \quad (13)$$

$$\frac{dp_{cv}}{dt} = \left( \frac{\partial p}{\partial T} \right)_p \frac{dT_{cv}}{dt} + \left( \frac{\partial p}{\partial p} \right)_T \frac{dp_{cv}}{dt}. \quad (14)$$



**Рис. 7. Некоторые результаты расчётного анализа:**

- а) изменение давления рабочей жидкости; б) изменение давления рабочей жидкости;  
 в) изменение массы жидкости; г) изменение мгновенной мощности сжатия;  
 д) диаграмма давление–объем; е) энергия, потраченная на сжатие газа

**Fig. 7. Variation of the properties from the numerical model:**

- a) variation of working fluid pressure; б) variation of working fluid temperature;  
 c) variation of fluid mass; d) variation of instantaneous compression power;  
 e) pressure–volume diagram; ф) energy expended in gas compression

Массовый расход можно выразить, как показано в уравнении (15). Эмпирический коэффициент,  $C_{d1}$ , учитывает снижение фактического расхода газа за счёт различных потерь. Кроме того, рассматриваемая максимальная скорость потока имеет место тогда, когда в горловине проточного отверстия возникает скорость звука [3].

$$\dot{m} = \rho_{up} C_{d1} A_{orifice} \left[ 2(h_{up} - h_{down,is}) \right]^{1/2}. \quad (15)$$

### 5. Результаты моделирования и их обсуждение

Для простоты предположим, что у нас имеются адиабатические и совершенно герметичные условия. Изменение свойств жидкости в рабочей камере для компрессора произвольного размера показано на рис. 7а–д. Был использован хладагент гидрофторолефин (R1234yf)<sup>1</sup>.

Свойства жидкости были оценены с помощью подпрограмм REFPROP [4]. Температура всасывания и температура нагнетания были установлены 7,2°C и 54,4°C соответственно. Рис. 7а–в показывают изменения давления, температуры и массы жидкости в рабочей камере во время всасывания, сжатия и нагнетания. Мгновенное изменение мощности, требующейся для всасывания жидкости, сжатия и нагнетания её за один оборот ротора, представлено на рис. 7г. Высшие точки на рисунке для двух «циклов» представляют собой два объема камеры на цикл сжатия. Для этой произвольной группы величин сжатия теряется примерно 2,8 Дж энергии из-за нерасчётного пережатия газа в рабочей ячейке. Общая указанная работа по сжатию газа была оценена в 28,6 Дж.

Рис. 8а, б показывают изменения прогнозируемой реактивной силы, действующей на ведущие и задние кромки пластины турбины как



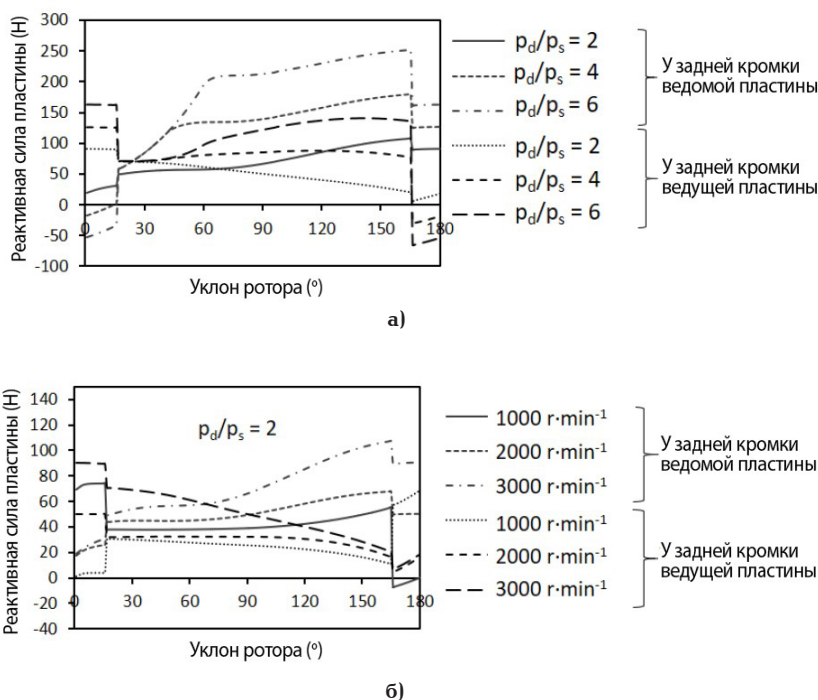


Рис. 8. Изменение реактивных сил при различных режимах эксплуатации:  
 а) изменение реактивных сил на кромках пластин при различных давлениях нагнетания;  
 б) изменение реактивных сил на кромках пластин при различных скоростях

Fig. 8. Variation of the reaction forces for various operating conditions:  
 a) variation of the reaction forces at the vane tips for various discharge pressures;  
 b) variation of the reaction forces at the vane tips for various operating speeds

результат центробежной силы и сил давления, действующих на разные части корпуса пластины. Коэффициент трения, равный 0,1 (при условии контакта без смазки между двумя отполированными стальными деталями), был выбран, принимая во внимание силы трения, действующие между пазом ротора и лопастями. Силы трения действуют против радиального скольжения пластин и в направлении, противоположном силам, прижимающим кромки пластин к стенке цилиндра. В этой работе также было высказано предположение, что давление жидкости, действующее в уплотнительной дуге, было равно средней величине между давлением всасывания и давлением нагнетания. На рис. 8а приведены результаты расчетов при изменении отношения давления нагнетания к давлению всасывания от 2 до 6 для рабочей скорости 3000 об/мин<sup>-1</sup>. На рис. 8б приведены результаты расчетов при варьировании рабочей скорости компрессора от 1000 об/мин<sup>-1</sup> до 3000 об/мин<sup>-1</sup> для коэффициента сжатия, равного 2. Результаты, показанные на рис. 8а, б, приведены для угла поворота ротора, равного 180°, так как силы давления повторяются периодически каждые 180°. Из рис. 8а было установлено, что ведомая и ведущая пластины входят в пазы при углах поворота ротора от 0° до 17° и от 163° до 180° соответственно. Эти положения возникают, когда кромка пластины отклоняется от внутренней стенки цилиндра. Из рис. 8б было установлено, что аналогичная ситуация возникает при таких же положениях угла ротора для уровня давления 2 и рабочей скорости ниже

1000 об/мин<sup>-1</sup>. Было также обнаружено, что такая ситуация возникает, когда центробежная сила, действующая в лопастях, имеет минимальную величину. Однако главной причиной нарушений непрерывности при углах поворота ротора при 17° и 163°, как обнаружилось, было сравнительно низкое давление, которое появилось в области уплотнительной дуги при среднем значении между давлением всасывания и давлением нагнетания. На кромки пластин, когда находились полностью в пазу ротора, воздействовало давление в уплотнительной дуге. Это означало, что сила, действующая на кромку пластины, увеличилась по сравнению с силой эффективного давления, действующей на уступ-ограничитель пластины и на её хвостовик.

## 6. Заключение

В работе были представлены основная конструкция, математическое моделирование и расчеты геометрии пластин, динамики пластин и термодинамики СПК с использованием модели начального уровня. Характерные особенности пластин были также проиллюстрированы. Полученные результаты указывают на возможность применения СПК в системах кондиционирования, охлаждения, нагревания и сжатия воздуха. Уникальной особенностью СПК являются его сдвоенные пластины, которые проходят через ротор, позволяя существенно уменьшить радиус ротора по сравнению со всеми существующими ротационными компрессорами. Следовательно,

цилиндр и общий размер компрессора уменьшается, в результате получается компактный компрессор, который экономит значительное количество материалов и производственные затраты. Прототип этого агрегата в настоящий момент находится в процессе создания. Как только будут получены результаты измерений, возможно дальнейшее улучшение конструкции компрессора. Используя доступные результаты измерений, производительность компрессора можно улучшить путем получения более полной имитационной модели.

Обозначения:

$b$  — расстояние между центрами ротора и цилиндра (м);  
 $h$  — удельная энергия ( $\text{Дж} \cdot \text{кг}^{-1}$ );  
 $l$  — длина (м);  
 $m$  — масса (кг);  
 $p$  — давление (Па);  
 $q$  — удельная теплота ( $\text{Дж} \cdot \text{кг}^{-1}$ );  
 $r$  — радиальное положение относительно центра ротора (м);  
 $w$  — ширина (м);  
 $\delta$  — глубина подачи;  
 $\theta$  — угол (рад);  
 $v$  — удельный объем ( $\text{м}^3 \cdot \text{кг}^{-1}$ );  
 $\rho$  — плотность ( $\text{кг} \cdot \text{м}^{-3}$ );  
 $\omega$  — угловая скорость ( $\text{рад} / \text{с}^{-1}$ );  
 $A$  — площадь поперечного сечения ( $\text{м}^2$ );  
 $C$  — центр (—);  
 $C_d$  — коэффициент расхода (—);  
 $F$  — сила (Н);  
 $R$  — радиус (м);  
 $T$  — температура (К);  
 $V$  — объем (м);  
 $c$  — цилиндр (—);  
 $comp$  — сжатие (—);  
 $cv$  — контрольный объем;  
 $d$  — нагнетание;  
 $dov$  — «ласточкин хвост»;  
 $down$  — утечки;  
 $in$  — притечки;  
 $l$  — ведущая пластина;  
 $l-r$  — хвостовик ведущей пластины;  
 $l-t$  — рабочая кромка ведущей пластины;  
 $t$  — ведомая пластина;  
 $t-r$  — хвостовик ведомой пластины;  
 $t-t$  — рабочая кромка ведомой пластины;  
 $n$  — уступ-ограничитель пластины;  
 $orifice$  — выпускное отверстие;  
 $r$  — ротор;  
 $rs$  — поверхность соприкосновения ротора и цилиндра;  
 $s$  — всасывание;  
 $st$  — начало фазы всасывания;

$up$  — входящий поток;  
 $vp$  — пластина.

#### Примечания

<sup>1</sup>Аналог-заменитель, близкий по свойствам R134a.

#### Список источников

- Ooi K. T., Shakya P. A New Compact Rotary Compressor: Coupled Vane compressor // International Compressor Engineering Conference. 2018. Paper 2613.
- Jobson D. A. On the Flow of a Compressible Fluid through Orifices // Proceedings of the Institution of Mechanical Engineers. 1955. Vol. 169, Issue 1. P. 767–776. DOI:10.1243/PIME\_PROC\_1955\_169\_077\_02.
- Ooi K. T., Chai G. B., Kwek E. C. A simple valve model to study the performance of a small compressor // International Compressor Engineering Conference. 1992. Paper 803.
- Lemmon E. W., Huber M. L., McLinden M. O. NIST Standard Reference Database 23: Reference Fluid Thermodynamic and Transport Properties-REFPROP, Version 9.0. Thermophysical Properties Division (USA). 2010.

Сведения о переводчике

**ФЕДОРОВА Мария Александровна**, кандидат филологических наук, доцент (Россия), доцент кафедры «Иностранные языки».

SPIN-код: 5636-7474

AuthorID (РИНЦ): 636900

ORCID: 0000-0002-0899-6303

AuthorID (SCOPUS): 57193409850

ResearcherID: D-7718-2014

Источник перевода: Ooi K. T., Shakya P. A Simulation studies of a coupled vane compressor // IOP Conf. Series: Materials Science and Engineering. 2019. Vol. 604, no. 1. 012069. DOI: 10.1088/1757-899X/604/1/012069.

Ссылка на полный текст статьи:

<https://iopscience.iop.org/article/10.1088/1757-899X/604/1/012069/pdf>

Адрес для переписки: sidorova\_ma79@mail.ru

#### Для цитирования

Оои К. Т., Шакья П. Теоретическое исследование пластинчатого компрессора со сдвоенными пластинами = Ooi K. T., Shakya P. A Simulation studies of a coupled vane compressor / пер. с англ. М. А. Федоровой // Омский научный вестник. Сер. Авиационно-ракетное и энергетическое машиностроение. 2020. Т. 4, № 1. С. 33–40. DOI: 10.25206/2588-0373-2020-4-1-33-40.

Статья поступила в редакцию 30.01.2020 г.

© К. Т. Оои, П. Шакья

# SIMULATION STUDIES OF A COUPLED VANE COMPRESSOR

K. T. Ooi, P. Shakya

School of Mechanical and Aerospace Engineering,  
Nanyang Technological University,  
Singapore, 50 Nanyang Avenue, 639798

Translated from English

**M. A. Federova**

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

In this paper, the mathematical models of the novel Coupled Vane compressor (CVC) is formulated to study its operational characteristics and to assess its performance. Coupled Vane compressor, as the name implied, has two vanes coupled together. The unique feature of the compressor is that a set of two vanes are coupled together and they cut through the rotor diametrically. Theoretically, any rotor size which can accommodate the vanes will work with this design. This design removes most of the geometrical constraints imposed on the size of the rotor, as what happened in most of the rotary compressors. The ability to accommodate a significantly small rotor in this new design, makes it substantially more compact which also indirectly reduces material wastage, cost of machining and fabrication. This new design is intended to be used in refrigeration, household cooling and heating applications.

**Keywords:** vane compressor, rotor, coupled vanes, geometric model, thermodynamic model, vane dynamics, operating process.

*Printed by permission from the authors and the Centre for Compressor Technology (International Conference on Compressors and their Systems. London, 2019).*

## References

1. Ooi K. T., Shakya P. A New Compact Rotary Compressor: Coupled Vane compressor // International Compressor Engineering Conference. 2018. Paper 2613. (In Engl.).
2. Jobson D. A. On the Flow of a Compressible Fluid through Orifices // Proceedings of the Institution of Mechanical Engineers. 1955. Vol. 169, Issue 1. P. 767–776. DOI:10.1243/PIME\_PROC\_1955\_169\_077\_02. (In Engl.).
3. Ooi K. T., Chai G. B., Kwek E. C. A simple valve model to study the performance of a small compressor // International Compressor Engineering Conference. 1992. Paper 803. (In Engl.).
4. Lemmon E. W., Huber M. L., McLinden M. O. NIST Standard Reference Database 23: Reference Fluid Thermodynamic and Transport Properties-REFPROP, Version 9.0. Thermophysical Properties Division (USA). 2010. (In Engl.).

## About the translator

**FEDOROVA Maria Aleksandrovna**, Candidate of Philological Sciences, Associate Professor of Foreign Languages Department.  
SPIN-code: 5636-7474; AuthorID (RSCI): 636900  
ORCID: 0000-0002-0899-6303  
AuthorID (SCOPUS): 57193409850  
ResearcherID: D-7718-2014  
Address for correspondence: sidorova\_ma79@mail.ru

## For citations

Ooi K. T., Shakya P. A Simulation studies of a coupled vane compressor / trans. from Engl. M. A. Federova // Omsk Scientific Bulletin. Series Aviation-Rocket and Power Engineering. 2020. Vol. 4, no. 1. P. 33–40. DOI: 10.25206/2588-0373-2020-4-1-33-40.

Received January 30, 2020.

© K. T. Ooi, P. Shakya