

ИССЛЕДОВАНИЕ КИНЕМАТИКИ НОВОГО РОТОРНОГО КОМПРЕССОРА ШУКЕЯ

Б. Кюи¹, К. Беккер¹, У. Людерсен¹, М. Готтшлих¹, С. Кабельяк²

¹ Институт технологий, энергетики и защиты климата,
Высшая школа Ганновера, Риклингер Штадтвег 120, 30459, г. Ганновер, Германия
² Институт термодинамики Ганноверского университета имени Готфрида Вильгельма Лейбница,
Университет 1, 30823, г. Гарбсен, Германия

Перевод с английского
М. А. Федорова

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

Новый тип роторного компрессора, называемый «роторно-камерный компрессор», состоит из двух коаксиальных роторов с четырьмя лопастями каждый, которые совершают вращательное движение с переменной угловой скоростью. Оба ротора имеют одинаковое направление вращения, в то время как один ротор ускоряется, другой ротор замедляется. После прохождения определенного углового положения знак ускорения роторов меняется. Из-за возникающей относительной разности фаз объем между двумя лопастями периодически меняется. Эта технология была впервые представлена ее основателем Юргеном Шукеем в 1987 году. С того времени нам неизвестно ни о каких дальнейших усовершенствованиях данной машины. В этом материале представлено исследование кинематики роторно-камерного компрессора. Первоначальные исследования показали, что изменения в кинематике роторов будут оказывать прямое влияние на термодинамические переменные, которые, если их оптимизировать, могут привести к повышению производительности машины. Поэтому была разработана математическая модель для получения рабочих параметров из различных кинематических концепций с использованием численного CFD-анализа.

Ключевые слова: роторно-камерный компрессор, механизм синхронизации со специальными зубчатыми передачами, переменная угловая скорость, кинематика, рабочий цикл, математическая модель, CFD-анализ.

Перевод публикуется с разрешения авторов и оргкомитета серии конференций IOP: «Материаловедение и инженерия» (IOP Conference Series Materials Science and Engineering) (Лондон, 2021).

1. Введение

В последние годы привлекают внимание несколько новых типов компрессоров, по уровню производительности сравнимых или превосходящих существующие технологии при снижении затрат, шума и вибрации. Их эффективность обычно оценивается на основе массового расхода и энергетических характеристик, определяемых коэффициентом подачи λ и изэнтропийным или политропным КПД [1]. Поэтому было проведено множество исследований по новым роторным компрессорам [2–7].

Компрессор роторного типа, получивший название «роторно-камерный компрессор», был впервые представлен Юргеном Шукеем [8]. Он спроектировал машину для работы в качестве компрессионного или расширительного двигателя для охлаждения и рекуперации тепла. С тех пор интерес к этой машине угасал, пока в последние годы она не начала привлекать все больше внимания с точки зрения использования в качестве компрессорной технологии для холодильных циклов. Основные компоненты рассматриваемого компрессора — это

два коаксиальных ротора, каждый с четырьмя лопастями, которые образуют восемь подвижных камер внутри корпуса. Вращательное движение каждого ротора задается через его собственный механизм синхронизации со специальными зубчатыми передачами, что позволяет изменять скорости вращения роторов относительно друг друга. Оба ротора вращаются в одном направлении, при этом один ротор ускоряется, а другой замедляется, в то время как ведущий вал вращается равномерно. В результате объем камер циклически изменяется, что позволяет осуществлять последовательные процессы всасывания, сжатия и нагнетания. Машина работает без всасывающих и нагнетательных клапанов, поскольку процесс всасывания и нагнетания контролируется положением лопастей и отверстий на корпусе. На рис. 1 показаны основные компоненты роторно-камерного компрессора в разобранном виде.

Рабочий цикл, включающий три этапа, показан на рис. 2. Каждый цикл начинается с заполнения рабочей камеры γ газом через впускное отверстие (3). Во время процесса всасывания ведущий ротор

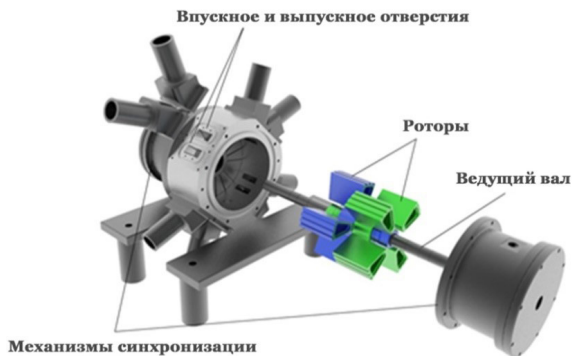


Рис. 1. Составные части компрессора
Fig. 1. Exploded view of the rotary-chamber compressor

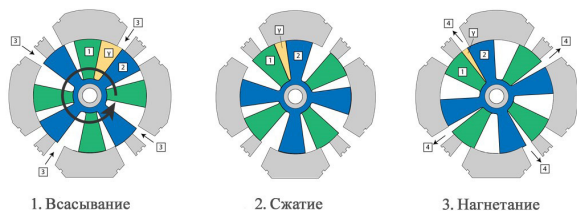


Рис. 2. Три этапа рабочего цикла
Fig. 2. Compression cycle in three steps

(1) находится в фазе ускорения своего движения, в то время как ведомый ротор (2) замедляется. В этом случае рабочая камера увеличивается в объеме, и газ всасывается внутрь. Этот этап заканчивается, когда лопасть ротора (2) закрывает выпускное отверстие во время вращения против часовой стрелки. В этот момент объем камеры достигает максимума. После закрытия выпускного отверстия лопасть ротора (2) начинает ускоряться, в то время как лопасть ротора (1) начинает замедляться, и, таким образом, объем камеры начинает уменьшаться. Поскольку рабочая камера не соединена ни с одним выпускным или выпускным отверстием, сжатие происходит между лопастями ротора (1) и (2). После достижения минимального объема лопасть ротора (1) проходит через выпускное отверстие (4) и происходит выпуск газа. С этого момента лопасть ротора (1) начинает ускоряться, в то время как лопасть ротора (2) снова начинает замедляться. Процесс выталкивания заканчивается, когда лопасть ротора (2) проходит и закрывает выпускное отверстие. С этого момента рабочий цикл начинается снова. Цикл происходит во всех камерах одновременно. Таким образом, один оборот ведущего вала приводит к 32 циклам сжатия (8 камер \times 4 секции), что отличает эту машину от машины с одним большим описанным объемом.

В предварительных исследованиях было проанализировано влияние различных положений отверстий и скоростей вращения двигателя [9], которое показало, что основное внимание следует уделять уменьшению минимального объема зазора для повышения коэффициента подачи. Один из способов сделать это — оптимизировать текущую кинематику роторов. До этого влияние кинематики компрессора для поршневых компрессоров возвратно-поступательного и качающегося типа было исследовано Pandeya [10], который пришел к выводу, что потери потока на выходе значительно различаются при различной кинематике компрессора из-за более вы-

сокой скорости потока и плотности массы во время нагнетания. Тем не менее дальнейший анализ движения был проведен только для следующих типов компрессоров: героторного [11], типа Ванкеля [12] и катящегося ротора [13].

В этой статье будут разработаны и представлены различные концепции кинематики ротора, начиная с текущей функции этой машины, которая была получена с помощью дополнительных измерений. Затем разрабатываются и исследуются непрерывные и дискретные функции, в том числе в отношении того, должны ли оба ротора иметь одинаковую или каждый ротор должен иметь свою собственную индивидуальную кинематическую функцию. Чтобы корректно отображать рабочие процессы, каждая кинематическая функция тестируется в CFD-решателе ANSYS CFX для определения изменений массового расхода, коэффициента подачи λ , отношения внутреннего давления Π и индикаторной работы $W_{инг}$. Целью этой работы является количественное определение влияния различных кинематических функций для данного роторно-поршневого компрессора.

2. Математическая модель/Методы

2.1. Текущая кинематическая функция и настройка.

Характер колебательного движения каждого ротора определяется его собственными специальными зубчатыми передачами, которые установлены со сдвигом 45° друг к другу и соединены с ведущим валом. Сам ведущий вал приводится в движение электродвигателем и вращается с постоянной скоростью. Напротив, угловое перемещение роторов не является постоянным, а колеблется, и ротор вращается быстрее или медленнее относительно главного вала, что приводит к ускорению и замедлению движения лопастей ротора.

Для определения текущей кинематической функции были проведены дополнительные измерения угловой скорости на лопастях ротора. Впоследствии была определена кинематика с использованием нелинейной регрессии на базе алгоритма Левенберга – Марквардта для определения коэффициентов a , b , c и d в deg (1) и (2).

$$\omega_{R1}(\theta) = \left\{ \begin{array}{l} -a \left[1 - \cos\left(\frac{\pi}{45^\circ} \theta + b\right) \right] + \\ + \frac{c}{2} \sin^2\left(\frac{\pi}{45^\circ} \theta + b\right) + d \end{array} \right\} k_b \frac{\omega_\theta}{\omega_N} + \omega_\theta, \quad (1)$$

$$\omega_{R2}(\theta) = \left\{ \begin{array}{l} -a \left[1 - \cos\left(\frac{\pi}{45^\circ} \theta + b + \pi\right) \right] + \\ + \frac{c}{2} \sin^2\left(\frac{\pi}{45^\circ} \theta + b + \pi\right) + d \end{array} \right\} k_b \frac{\omega_\theta}{\omega_N} + \omega_\theta. \quad (2)$$

Если использовать ω_θ в качестве угловой скорости главного вала, где ω_N является нормальной угловой скоростью измерения и θ — углом поворота ведущего вала, относительные изменения угловой скорости могут быть нанесены на график, показанный на рис. 3, где каждый ротор проходит четыре минимума и четыре максимума за один оборот на 360° угла поворота кривошипа ведущего вала. В результате может быть получена функциональная зависимость между угловой координатой камеры и ее объемом (см. уравнения (3) и (4)), отражающая

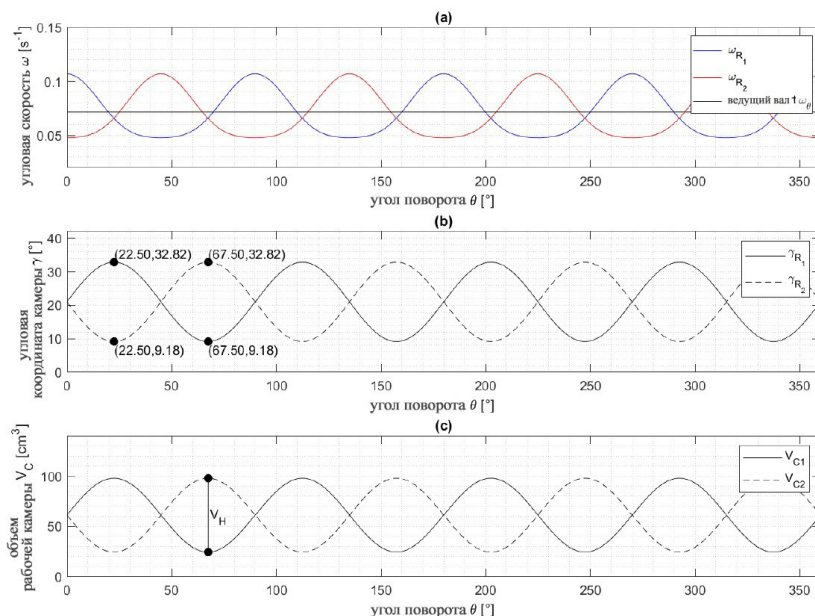


Рис. 3. Функция (а) угловой скорости ω роторов и ведущего вала при $\omega_0 = \omega_N = 0,717 \text{ s}^{-1} \text{ const.}$, (б) угловая координата камеры γ с $\gamma_{\max} = 32,82^\circ$ и $\gamma_{\min} = 9,18^\circ$
 Fig. 3. Function of (a) angular velocity ω of rotors and main shaft at $\omega_0 = \omega_N = 0,717 \text{ s}^{-1} \text{ const.}$, (b) chamber angle γ with $\gamma_{\max} = 32,82^\circ$ and $\gamma_{\min} = 9,18^\circ$

Таблица 1. Геометрические параметры и размеры компрессора
 Table 1. Geometry parameters and dimensions of the present compressor

| | | | |
|---|-----------------------|--|-----------------------|
| Минимальный угол камеры γ_{\min} | $9,18^\circ$ | Максимальный угол наклона камеры γ_{\max} | $32,82^\circ$ |
| Минимальный объем камеры V_{\min} | $101,82 \text{ cm}^3$ | Максимальный объем камеры V_{\max} | $101,82 \text{ cm}^3$ |
| Рабочий объем поршня V_H | $101,82 \text{ cm}^3$ | Общий описанный объем за оборот | $101,82 \text{ cm}^3$ |

| | Одинаковая функция для каждого ротора со сдвигом по фазе | Индивидуальная функция для каждого ротора |
|---------------------|--|---|
| Непрерывная функция | Amplitude, Flattened | Фурье |
| Прерывистая функция | Linear, MixLinear | Bestfit |

Рис. 4. Типы и названия разработанных кинематических функций
 Fig. 4. Types and names of the developed kinematic functions

их взаимосвязь (рис. 3). Максимумы или минимумы объема камеры возникают во время пересечения кривых угловой скорости. На этом процесс сжатия или всасывания заканчивается. Кроме того, геометрические размеры машины представлены в табл. 1.

Выражение для угловой координаты камеры:

$$\gamma(t) = \gamma(t - \Delta t) + \int (\omega_{R1,2} - \omega_{R2,1}) dt. \quad (3)$$

Выражения для текущего объема рабочей камеры:

$$V_c(\gamma) = I \frac{\pi}{360^\circ} \gamma (R_a^2 - R_i^2) \quad (4)$$

2.2. Подходы к кинематической функции.

Текущая кинематическая функция показывает минимальный угол камеры $\gamma_{\min} = 9,18^\circ$, который равен минимальному углу зазора и эквивалентен минимальному объему зазора. Это связано с тем, что ширина ротора и кинематика ротора не идеально сочетаются друг с другом. Однако для лучшей

го удаления газа и, возможно, лучшей производительности компрессора в целом целью разработки новой кинематики ротора является снижение γ_{\min} при сохранении высокого коэффициента подачи. Конечно, можно было бы установить минимальный угол камеры примерно на 0° при большей ширине ротора. Однако в результате сам описанный объем также уменьшится.

Таким образом, можно разработать бесчисленное множество кинематических схем, предполагая, что может быть реализована любая закономерность движения ротора. Это приводит к вопросу о том, непрерывная или дискретная функция лучше с точки зрения эффективности рабочего процесса. Также представляет интерес то, должны ли оба ротора вращаться согласно одному и тому же закону движения, но со сдвигом по фазе, или же каждый ротор должен иметь свой собственный индивидуальный закон.

Для каждой группы (комбинации) были разработаны, представлены и классифицированы некоторые функции с соответствующими условными названиями (рис. 4).

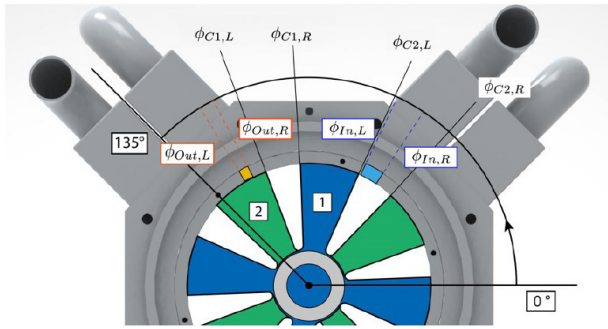


Рис. 5. Положение каждого ротора, впускной и выпускной стенок в нейтральном положении для разработки новых кинематических функций

Fig. 5. Position of each rotor, inlet and outlet walls in its neutral position for the development of new kinematic functions

С целью уменьшения минимального угла зазора с $\gamma_{\min} = 9,18^\circ$, все разработанные кинематические функции должны учитывать минимальный угол зазора $\gamma_{\min} = 2^\circ$. Это свободно выбираемый минимальный угол зазора, поскольку угол 0° исключается из-за факторов безопасности, при которых роторы могут ударяться друг о друга.

Следовательно, также увеличивается максимальный угол камеры до $\gamma_{\max} = 40^\circ$, что, с другой стороны, обеспечивает максимальный описанный объем рабочей камеры V_H и увеличение массового расхода. Для лучшего понимания того, как были определены некоторые из следующих функций, цикл сжатия разделен на значимые угловые положения, показанные на рис. 5. Оба ротора запускаются в нейтральном положении ротора, определяя камеры 1 и 2 с положениями левой и правой стенок камеры $\phi_{C1/2,L}$ и $\phi_{C1/2,R}$. Согласно схеме (рис. 5), можно получить следующие закономерности:

$$\phi_{C1,L} = \text{Rotor2_R}, \quad (5)$$

$$\phi_{C1,R} = \text{Rotor1_L}, \quad (6)$$

$$\phi_{C2,L} = \text{Rotor1_R}, \quad (7)$$

$$\phi_{C2,R} = \text{Rotor2_L}, \quad (8)$$

Всасывание начинается, когда левая стенка камеры $\phi_{C1/2,L}$ проходит через правую входную стенку $\phi_{In,R}$ и открывает камеру для заполнения. Процесс всасывания заканчивается, когда правая стенка $\phi_{C1/2,R}$ камеры проходит левую входную стенку $\phi_{In,L}$ так что камера не соединяется с входным отверстием. Процесс выпуска, наоборот, начинается, когда левая стенка камеры $\phi_{C1/2,L}$ достигает правой выходной стенки $\phi_{Out,R}$ позволяя жидкости внутри камеры выходить через выпускное отверстие. Аналогично процессу всасывания, выпуск заканчивается, когда правая стенка $\phi_{C1/2,R}$ камеры проходит левую выходную стенку $\phi_{Out,L}$ закрывая камеру для выхода жидкости. Имея это в виду, можно определить и оптимизировать несколько непрерывных и дискретных функций.

2.2.1. Непрерывные функции.

Непрерывная функция определяется в каждой точке и не имеет скачков или разрывов и может быть легко описана с помощью математических уравнений. Чтобы найти и адаптировать функции

для нашей задачи оптимизации, важно определить правильные коэффициенты. Самый простой способ определения непрерывной функции для нашей задачи — взять текущую функцию углового перемещения и увеличить амплитуду, что приводит к большей амплитуде колебаний объема и меньшему минимальному углу камеры. В дальнейшем первая разработанная функция называется «Амплитуда», поскольку по сравнению с текущей функцией была увеличена только амплитуда u_1 для ротора 1 и v_1 для ротора 2. Амплитуды итеративно увеличивались в числовой схеме до тех пор, пока минимальная камера не стала равной 2° . Функции углового перемещения f_1 и f_2 для каждой стенки камеры показаны в уравнениях 9 и 10.

$$f_1(\theta) = u_1 \cdot \left\{ \begin{array}{l} \operatorname{atan} \left(\frac{\sin \left(\frac{\pi}{45^\circ} \theta + u_2 \right)}{u_3 - \sin \left(\frac{\pi}{45^\circ} \theta + u_2 \right)} \right) + \\ + \operatorname{atan} \left(\frac{\sin \left(\frac{\pi}{45^\circ} \theta + u_2 + u_4 \right)}{u_3 - \sin \left(\frac{\pi}{45^\circ} \theta + u_2 + u_4 \right)} \right) \end{array} \right\}, \quad (9)$$

$$f_2(\theta) = v_1 \cdot \left\{ \begin{array}{l} \operatorname{atan} \left(\frac{\sin \left(\frac{\pi}{45^\circ} \theta + v_2 \right)}{v_3 - \sin \left(\frac{\pi}{45^\circ} \theta + v_2 \right)} \right) + \\ + \operatorname{atan} \left(\frac{\sin \left(\frac{\pi}{45^\circ} \theta + v_2 + v_4 \right)}{v_3 - \sin \left(\frac{\pi}{45^\circ} \theta + v_2 + v_4 \right)} \right) \end{array} \right\}. \quad (10)$$

Кроме того, другая непрерывная функция была разработана путем наложения различных функций, демонстрирующих некоторое уплощение, и поэтому называется «Flattered», где оба ротора также имеют одинаковую кинематику, но сдвинуты по фазе (см. уравнение 11 и 12).

$$f_1(\theta) = z_1 \cdot \operatorname{atan} \left(z_2 \cdot \sin \left(\frac{\pi}{45^\circ} \cdot \theta \right) \right), \quad (11)$$

$$f_2(\theta) = -z_1 \cdot \operatorname{atan} \left(z_2 \cdot \sin \left(\frac{\pi}{45^\circ} \cdot \theta \right) \right). \quad (12)$$

Была разработана одна непрерывная функция, в которой каждый ротор имеет свою собственную индивидуальную кинематическую функцию, и она получила название «Фурье» (по аналогии с «рядом Фурье»).

$$f_1(\theta) = w_1 \cdot \sin \left(\frac{\pi}{45^\circ} \cdot \theta \right) + w_2 \cdot \sin \left(2 \cdot \frac{\pi}{45^\circ} \cdot \theta \right). \quad (13)$$

$$f_2(\theta) = -w_1 \cdot \sin \left(\frac{\pi}{45^\circ} \cdot \theta \right) + w_2 \cdot \sin \left(2 \cdot \frac{\pi}{45^\circ} \cdot \theta \right). \quad (14)$$

Коэффициенты z_1 и z_2 и w_1 и w_2 также определялись итеративно с помощью числовой схемы, где оба значения повторялись, чтобы соответствовать минимальному углу зазора 2° . Единственное различие между ними заключается в том, что при определении коэффициентов для функции Фурье

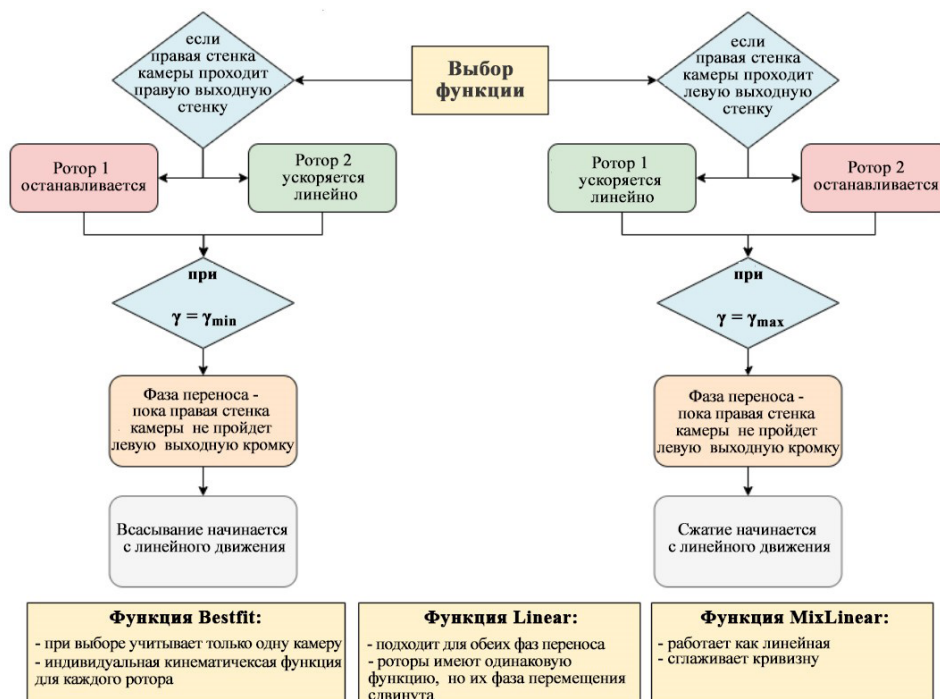


Рис. 6. Функциональная диаграмма определения дискретных функций
 Fig. 6. Flow diagram on how the discontinuous function were determined

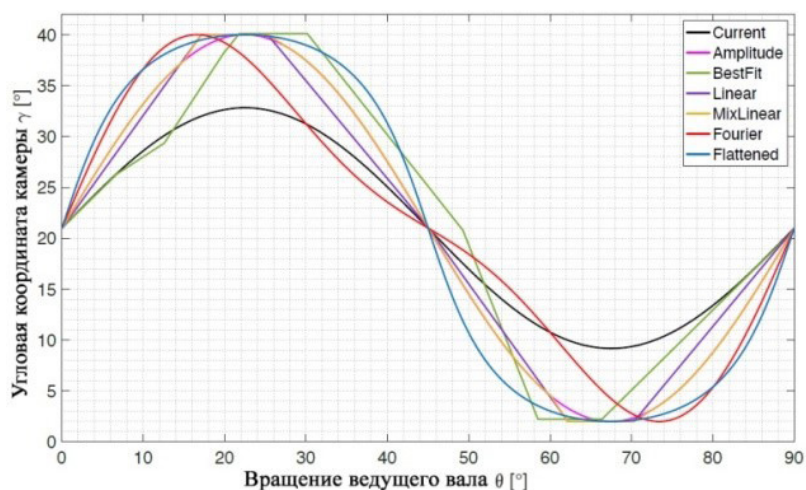


Рис. 7. Изменение угловой координаты камеры в течение одного рабочего цикла при различных закономерностях движения роторов
 Fig. 7. Chamber angle course of the developed functions during one working cycle

учитывалась только одна камера, а другой камерой пренебрегали в соответствии с процессом всасывания и нагнетания, показанным на рис. 5.

2.2.2. Дискретная функция.

Дискретные функции указывают на разрывы, скачки и резкие изменения в их поведении, которые в основном описываются математическими уравнениями для заданного диапазона определений. В этом исследовании были разработаны три дискретные функции, которые указывают на линейное поведение и фазы переноса во время движения ротора. Функции называются «Linear», «MixLinear» и «BestFit», они были определены в соответствии с рис. 6. Они представляют собой случай, когда зубчатые передачи способны выполнять дискретные функции.

Сначала в качестве входных данных для оптимизации используется одна из функций. Из этого получаем каждый временной шаг, при котором левая и правая входные и выходные кромки совмещаются со стенкой каждой камеры. Следовательно, это характерные временные метки, для которых будут установлены дискретные функции. Если достигнут минимальный угол камеры, наступает фаза переноса, при которой угол камеры остается постоянным и не увеличивается до тех пор, пока правая стенка камеры не пройдет левую выходную стенку. Это происходит для снижения утечек.

Если процесс переноса пройден, может продолжаться всасывание. Та же аналогия может быть принята для этапа всасывания, где может быть установлена фаза переноса при достижении максимального угла камеры.

Таблица 2. Граничные условия, используемые при моделировании
Table 2. Boundary conditions used in simulation

| Граничное условие | На входе | На выходе |
|----------------------|-----------------------|-----------|
| Температура на входе | 300,15 К | 308,15 К |
| Входное давление | 1,087 бар | 1,8 бар |
| Жидкость | Воздух, идеальный газ | |
| Скорость вращения | 1200 об/мин | |

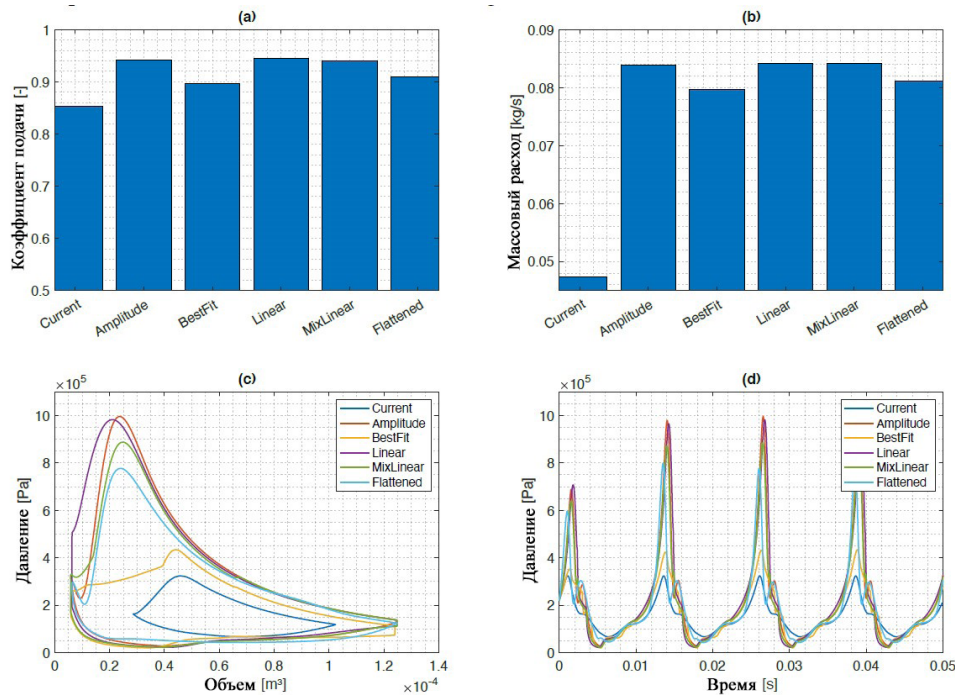


Рис. 8. Результаты исследования при 1200 об/мин. (а) коэффициент подачи, (б) средний массовый расход, (в) диаграмма зависимости давления от объема, (г) изменение давления в исследуемой кинематике

Fig. 8. Results of the study at 1200 rev/min. (a) volumetric efficiency, (b) mean mass flow rate, (c) pressure-volume diagram, (d) pressure behaviour of the examined kinematics

Функция «BestFit» пытается оптимизировать только движение одной камеры и пренебрегает другой, что приводит к двум индивидуальным кинематическим функциям для каждого ротора. Функция «Linear», с другой стороны, пытается согласовать обе фазы переноса и предполагает, что оба ротора имеют одинаковую кинематику, но их фаза вращения сдвинута. При резких изменениях в функциях «Linear» и «BestFit», «MixLinear» пытается сгладить кривизну, используя более плавное ускорение обоих роторов в начале фазы всасывания и сжатия.

На рис. 7 показаны результирующие углы камеры, полученные из непрерывной и дискретной функций. Как показано, каждая функция рядом с текущей функцией соответствует критериям минимального угла камеры $\gamma_{\min} = 2^\circ$ и максимального угла камеры $\gamma_{\max} = 40^\circ$. Все эти функции демонстрируют довольно схожее поведение по сравнению друг с другом, за исключением текущей функции.

3. Решение

Как уже упоминалось, каждая функция будет протестирована в параметрическом исследовании CFD для рассмотрения влияния на рабочие процес-

сы. Для достижения надежных численных результатов необходима точная сетка и разрешение по времени наряду с адекватной настройкой граничных условий. Для вычисления одного полного оборота главного вала необходимо 2000 временных шагов для каждой функции, чтобы соответствовать критериям сходимости $RMS 1E-4$. Колебания и изменения объема на каждом временном шаге требуют точного разрешения и моделируются с помощью модели движущейся сетки в CFX. Из-за ограниченного времени вычислений используется шестигранная сетка с 4 704 593 узлами и 7 934 527 элементами, которая оказалась достаточно точной в предварительном исследовании. Утечка через кольцевой зазор между лопатками ротора и корпусом также учитывается при размере кольцевого зазора 0,1 мм.

Выбранные граничные условия получены по данным испытания машины в качестве компрессора в цикле охлаждения воздуха в лабораторных условиях, как показано в табл. 2. Выбрана модель SST-turbulence, поскольку она обеспечивает точные результаты для широкого спектра применений и обеспечивает надежную схему. Характерное движение каждого ротора описывается с помощью заданных функций углового перемещения (пред-

Таблица 3. Результаты сравнения рабочих параметров каждой кинематической функции.
Table 3. Results of the study comparing the performance parameters of each kinematic function

| Параметры производительности | Current | Amplitude | Bestfit | Linear | MixLinear | Flattened |
|--|---------|-----------|---------|--------|-----------|-----------|
| Коэффициент внутреннего давления Π [-] | 2,72 | 7,64 | 3,68 | 7,13 | 6,44 | 6,42 |
| Массовый расход MFR [кг/с] | 0,0473 | 0,0839 | 0,0796 | 0,0842 | 0,0841 | 0,0811 |
| Коэффициент подачи λ [-] | 0,853 | 0,941 | 0,896 | 0,944 | 0,939 | 0,910 |
| Индикаторная работа $W_{\text{инд}}$ [J] | 9,015 | 40,087 | 23,340 | 43,368 | 38,638 | 34,108 |

ставленных в разделе 2.2) левой и правой стенки камеры с использованием языка выражений CFX (CEL).

4. Результаты и обсуждение

Результаты кинематического исследования показаны на рис. 8 и в табл. 3. Сравнение коэффициента подачи λ и массового расхода MFR между каждой функцией представлено на рис. 8a и b. Оба графика предназначены для того, чтобы показать, что текущая функция имеет самый низкий коэффициент подачи и массовый расход, имея коэффициент подачи всего $\lambda = 85,3$ % и массовый расход 0,047 кг/с. Массовый расход каждой исследуемой функции был увеличен до 0,08–0,085 кг/с, в то время как объемный КПД увеличивается до 5–10 % по сравнению с текущей функцией. Основная причина увеличения массового расхода связана с большим рабочим объемом. Кроме того, функции «Amplitude», «Linear» и «MixLinear» указывают на наибольшее увеличение объемного КПД до 94 %, за которыми следуют функции «Flattened» и «BestFit» с 91 % и 90 %.

На рис. 8c показана диаграмма зависимости давления от объема, на которой можно выявить отклонения результатов, полученных для рассматриваемых функций. Начиная с функции «Current», площадь значительно меньше по сравнению с рассмотренными функциями из-за меньшего рабочего объема. При этом результаты, полученные при помощи функции «Bestfit», значительно отличаются от результатов, полученных с использованием других функций; по-видимому, эта функция не совсем корректна. «Amplitude» и «Linear» показывают наибольшую площадь из-за значительного увеличения давления. На рис. 8d также показано изменение давления в одной камере во время первого оборота. По сравнению с текущей функцией, «BestFit» указывает только на немного более высокое максимальное давление до 4,5 бар и коэффициент внутреннего давления $\Pi = 3,68$. «Flattened» и «MixLinear», напротив, показывают довольно высокое максимальное давление в пределах 7,5–8,5 бар при соотношении давлений около $\Pi = 6,4$. «Amplitude» и «Linear» показывают аналогичное поведение при максимальном давлении 10 бар и соотношении давлений более $\Pi = 7$, как показано в табл. 3. Однако при давлении нагнетания 1,8 бар внутреннее давление, увеличенное почти до 10 бар, приводит к очень низкой адиабатической эффективности. Поэтому необходимо улучшить расположение кромок отверстий газораспределения.

Следует также упомянуть, что результаты функции Фурье были отключены (не учитывались в программе) из-за проблем со сходимостью, показывая огромные отклонения, как между давлениями, так и между температурами в камере. Результаты функции «BestFit» также указывают на то, что отдель-

ные функции для каждого ротора не показывают каких-либо существенных улучшений по сравнению с одинаковыми функциями для обоих роторов. Следовательно, можно сделать вывод, что из-за периодической конструкции работы машины каждый ротор должен выполнять одну и ту же функцию, но со сдвигом по фазе.

Все рассмотренные функции, действительно, показывают значительное улучшение массового расхода за счет уменьшения минимального угла зазора, а также привели к повышению коэффициента подачи при тех же рабочих объемах. Если мы просто посмотрим на массовый расход, то «Linear» and «MixLinear» показывают наилучший результат, за которым следует «Amplitude». Однако, с точки зрения соотношения давлений, «Amplitude» является ведущей кинематической характеристикой, за которой следует «Linear». Следовательно, можно сделать вывод, что любую из этих функций можно рассматривать при предстоящей оптимизации. Какие именно и как реализуются эти функции, зависит от конструкции механизма синхронизации. Для цилиндрических зубчатых колес, вероятно, следует выбрать функцию «Amplitude», в то время как шаговые зубчатые колеса могут быть более подходящими для дискретных функций.

5. Выводы и перспективы

Был представлен новый компрессор роторного типа, получивший название роторно-камерный компрессор. Принцип работы основан на неравномерном вращении двух коаксиальных роторов со сдвигом по фазе, которые реализуются посредством специальных зубчатых механизмов синхронизации. Конструкция и принцип работы относительно просты, а размеры легко масштабируются. По сравнению с другими роторными компрессорами, этот новый компрессор обладает большим потенциалом для применения в холодильной технике из-за большого описанного объема.

Различные кинематические функции были разработаны и протестированы с помощью математической модели с использованием CFD-решателя ANSYS CFX для корректного описания рабочих процессов. Было показано, что текущая кинематическая функция, полученная в результате измерений, имеет потенциал для улучшения. При увеличении амплитуды функции ее коэффициент подачи $\lambda = 85,3$ % может возрасти до значения $\lambda = 94$ %. Кроме того, за счет уменьшения минимального угла зазора в целом вся кинематика показала эффективность от 91 % до 94 %, в то время как массовый расход может быть увеличен почти до 90 %. Самый высокий коэффициент подачи был определен для функции «Amplitude», за которой следовала функция «Linear». Однако также остается под вопросом, какая кинематика может быть реализована в будущем, поскольку реализация каждой из них требу-

ет смены механизма синхронизации. Возможными типами зубчатых колес могут быть ступенчатые или цилиндрические зубчатые колеса. Можно также сделать вывод, что каждый ротор должен иметь одинаковую кинематическую функцию, но должен быть сдвинут по фазе из-за периодической конструкции машины, что также видно по параметрам производительности.

Кроме того, неясно, является ли изменение одного параметра в «Amplitude» оптимальным решением или необходимо также изменить дополнительные коэффициенты для достижения более высокого коэффициента подачи. Поэтому дальнейшая работа посвящена оптимизации параметров кинематики «Amplitude». Так как машина все еще находится в стадии разработки, существуют дополнительные возможности оптимизации, такие как определение оптимальной геометрии лопасти ротора или улучшение уплотнения. Несмотря на то, что результаты показывают большой потенциал для использования в процессе воздушного охлаждения, перед дальнейшим анализом необходимо провести экспериментальную проверку представленного метода.

Благодарность

Работа была поддержана Северогерманским альянсом суперкомпьютерных вычислений (HLRN). Мы благодарны сотрудникам HLRN Supercomputer за их поддержку, усилия и возможность использовать ресурсы HPC.

Номенклатура

| | | |
|-----------|---|-----------------------|
| CEL | Язык выражений CFX | (—) |
| MFR | Массовый расход | ($kg \cdot s^{-1}$) |
| SST | Деформационная модель | (—) |
| λ | Коэффициент подачи | (—) |
| ω | Угловая скорость | (s^{-1}) |
| θ | Вращение ведущего вала | (°) |
| γ | Угловая координата камеры | (°) |
| Π | Геометрическая степень повышения давления | (—) |
| ϕ | Угловое положение | (°) |
| f | Угловое перемещение | (°) |
| k_b | Постоянный коэффициент | (s^{-1}) |
| W | Работа | (J) |

Список литературы

- Groll E. A. Compressor technology // International Journal of Refrigeration. 2013. Vol. 36. P. 1793–1795.
- Bradshaw C. R., Groll E. A. A comprehensive model of a novel rotating spool compressor // International Journal of Refrigeration. 2013. Vol. 36. P. 1974–1981.
- Yap K. S., Ooi K. T., Chakraborty A. Analysis of the novel cross vane expander-compressor: Mathematical modelling and experimental study // Energy. 2018. Vol. 145. P. 626–637.
- Na S. K., Lee T. M., Choi G. M. Efficiency analysis of the novel twin chamber rotary compressor // IOP Conference Series Materials Science and Engineering. 2019. Vol. 604. 012066. DOI: 10.1088/1757-899X/604/1/012066.
- Hu Y., Xu J., Du Z. Study of Novel Rotary Cylinder Compressor // International Compressor Engineering Conference. 2018. URL: <https://docs.lib.purdue.edu/icec/2602>.
- Hu Y. S., Wei H. J., Xu J. [et al.]. The Theoretical and Experimental Research of a Novel Rotary Cylinder Compressor //

IOP Conference Series Materials Science and Engineering. 2019. Vol. 604. 012073. DOI:10.1088/1757-899X/604/1/012073.

- Zhang Y., Madamedon M., Copeland C. [et al.]. The rotulating concept air compressor: experimental and numerical investigation // IOP Conference Series Materials Science and Engineering. 2019. Vol. 604. DOI:10.1088/1757-899X/604/1/012070.
- Schukey J. Drehkolbenmaschine. EP 0 316 346 B1, 1990.
- Cui B., Becker K., Gottschlich M. [et al.]. Parameterstudie eines neuartigen Schukeyrotationsverdichter. Hannover: DKV e.V., 2020.
- Pandeya P. N. Analysis of the Effect of the Compressor Kinematics on the Valve Losses // International Compressor Engineering Conference. 1984. URL: <https://docs.lib.purdue.edu/icec/433>.
- Beard J. E. Kinematic analysis of gerotor type pumps, engines, and compressors. Ph.D., Purdue University. 1985. URL: <https://www.proquest.com/dissertations-theses/kinematic-analysis-gerotor-type-pumps-engines/docview/303393643/se-2?accountid=10843>.
- Leemhuis R. S., Soedel W. Kinematics of Wankel Compressors (or Engines) by Way of Vector Loops // International Compressor Engineering Conference. 1976. URL: <https://docs.lib.purdue.edu/icec/228>.
- Ito Y., Hattori H., Miura K. Numerical Analysis for Rotating Motion of a Rolling Piston in Rotary Compressors – Effective Factors for Characteristics of Rotating Motion of a Rolling Piston // International Compressor Engineering Conference. 2010. URL: <https://docs.lib.purdue.edu/icec/1963>.

Сведения о переводчике

ФЕДОРОВА Мария Александровна, кандидат филологических наук, доцент (Россия), доцент кафедры «Иностранные языки» Омского государственного технического университета, г. Омск.

SPIN-код: 5636-7474

AuthorID (РИНЦ): 636900

ORCID: 0000-0002-0899-6303

AuthorID (SCOPUS): 57193409850

ResearcherID: D-7718-2014

Адрес для переписки: sidorova_ma79@mail.ru

Источник перевода: Cui B., Becker K., Lüdersen U., Gottschlich M., Kabelac S. A study on the kinematics of a new Schukey-type rotary compressor // IOP Conference Series: Materials Science and Engineering. 2021. Vol. 1180. 012056. DOI: 10.1088/1757-899X/1180/1/012056.

Ссылка на полный текст статьи:

<https://iopscience.iop.org/article/10.1088/1757-899X/1180/1/012056>

Для цитирования

Кюи Б., Беккер К., Людерсен У., Готтшлих М., Кабельак С. Исследование кинематики нового роторного компрессора Шукья = Cui B., Becker K., Lüdersen U., Gottschlich M., Kabelac S. A study on the kinematics of a new Schukey-type rotary compressor / пер. с англ. М. А. Федоровой // Омский научный вестник. Сер. Авиационно-ракетное и энергетическое машиностроение. 2022. Т. 6, № 3. С. 66–75. DOI: 10.25206/2588-0373-2022-6-3-66-75.

Статья поступила в редакцию 18.06.2022 г.

© Б. Кюи, К. Беккер, У. Людерсен, М. Готтшлих, С. Кабельак

A STUDY ON THE KINEMATICS OF A NEW SCHUKEY-TYPE ROTARY COMPRESSOR

B. Cui¹, K. Becker¹, U. Lüdersen¹, M. Gottschlich¹, S. Kabelac²

¹Institute for Process & Energy Engineering and Climate Protection,
Hochschule Hannover, Ricklinger Stadtweg 120, 30459, Hannover, Germany
²Institute for Thermodynamics, Gottfried Wilhelm Leibniz Universität Hannover,
An der Universität 1, 30823, Garbsen, Germany

Translated from English

M. A. Fedorova

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

A new type of rotary compressor, called «rotary-chamber compressor», consists of two interlocking rotors with 4 wings each, that perform non-uniform rotary movements. Both rotors have the same direction of rotation, while one rotor is accelerating, the other rotor is retarding. After surpassing a specific mark, the sequence changes and the leading rotor begins to retard and vice versa. Due to the resulting relative phase difference, the volume between the two wings is changing periodically, which allows pulsating working chambers. The technology was first introduced by its founder Jørgen Schukey in 1987. Since then, no further development on this machine is known to us except our own. In this contribution, a study on the kinematics of the rotary-chamber-compressor is presented. Initial studies have shown that changes in the kinematics of the rotors will have a direct influence on the thermodynamical variables, which, if optimized, can lead to an increased performance of the machine. Therefore, a mathematical model has been developed to obtain the performance parameters from different kinematic concepts by using numerical CFD analysis. Furthermore, additional optimization possibilities will be listed and discussed.

Keywords: rotary-chamber compressor, gearbox with special toothed gears, non-uniform rotary movements, kinematics, compression cycle, mathematical model, CFD analysis.

Printed by permission from the authors and the Centre for IOP Conference Series Materials Science and Engineering (International Conference on Compressors and their Systems) (London, 2021).

Acknowledgments

The work was supported by the North-German Supercomputing Alliance (HLRN). We are grateful to the HLRN supercomputer staff for their support, effort and the opportunity to use HPC resources.

References

- Groll E. A. Compressor technology // International Journal of Refrigeration. 2013. Vol. 36. P. 1793–1795. (In Engl.).
- Bradshaw C. R., Groll E. A. A comprehensive model of a novel rotating spool compressor // International Journal of Refrigeration. 2013. Vol. 36. P. 1974–1981. (In Engl.).
- Yap K. S., Ooi K. T., Chakraborty A. Analysis of the novel cross vane expander-compressor: Mathematical modelling and experimental study // Energy. 2018. Vol. 145. P. 626–637. (In Engl.).
- Na S. K., Lee T. M., Choi G. M. Efficiency analysis of the novel twin chamber rotary compressor // IOP Conference Series Materials Science and Engineering. 2019. Vol. 604. 012066. DOI: 10.1088/1757-899X/604/1/012066. (In Engl.).
- Hu Y., Xu J., Du Z. Study of Novel Rotary Cylinder Compressor // International Compressor Engineering Conference. 2018. URL: <https://docs.lib.purdue.edu/icec/2602>. (In Engl.).
- Hu Y. S., Wei H. J., Xu J. [et al.]. The Theoretical and Experimental Research of a Novel Rotary Cylinder Compressor // IOP Conference Series Materials Science and Engineering. 2019. Vol. 604. 012073. DOI:10.1088/1757-899X/604/1/012073. (In Engl.).
- Zhang Y., Madamedon M., Copeland C. [et al.]. The rotulating concept air compressor: experimental and numerical investigation // IOP Conference Series Materials Science and Engineering. 2019. Vol. 604. DOI:10.1088/1757-899X/604/1/012070. (In Engl.).
- Schukey J. Drehkolbenmaschine. EP 0 316 346 B1, 1990. (In Engl.).
- Cui B., Becker K., Gottschlich M. [et al.]. Parameterstudie eines neuartigen Schukeyrotationsverdichter. Hannover: DKV e.V., 2020. (In Engl.).
- Pandeya P. N. Analysis of the Effect of the Compressor Kinematics on the Valve Losses // International Compressor Engineering Conference. 1984. URL: <https://docs.lib.purdue.edu/icec/433>. (In Engl.).
- Beard J. E. Kinematic analysis of gerotor type pumps, engines, and compressors. Ph.D., Purdue University. 1985. URL: <https://www.proquest.com/dissertations-theses/kinematic-analysis-gerotor-type-pumps-engines/docview/303393643/se-2?accountid=10843>. (In Engl.).
- Leemhuis R. S., Soedel W. Kinematics of Wankel Compressors (or Engines) by Way of Vector Loops // International

Compressor Engineering Conference. 1976. URL: <https://docs.lib.purdue.edu/icec/228>. (In Engl.).

13. Ito Y., Hattori H., Miura K. Numerical Analysis for Rotating Motion of a Rolling Piston in Rotary Compressors — Effective Factors for Characteristics of Rotating Motion of a Rolling Piston // International Compressor Engineering Conference. 2010. URL: <https://docs.lib.purdue.edu/icec/1963>. (In Engl.).

About the translator

FEDOROVA Maria Aleksandrovna, Candidate of Philological Sciences, Associate Professor of Foreign Languages Department, Omsk State Technical University, Omsk.

SPIN-code: 5636-7474

AuthorID (RSCI): 636900

ORCID: 0000-0002-0899-6303

AuthorID (SCOPUS): 57193409850

ResearcherID: D-7718-2014

Correspondence address: sidorova_ma79@mail.ru

For citations

Cui B., Becker K., Lüdersen U., Gottschlich M., Kabelac S. A study on the kinematics of a new Schukkey-type rotary compressor / trans. from Engl. M. A. Fedorova // Omsk Scientific Bulletin. Series Aviation-Rocket and Power Engineering. 2022. Vol. 6, no. 3. P. 66 – 75. DOI: 10.25206/2588-0373-2022-6-3-66-75.

Received June 16, 2022.

© B. Cui, K. Becker, U. Lüdersen, M. Gottschlich, S. Kabelac