

Особенности кулисных поршневых компрессоров

Канд. техн. наук В.Ф. МОИСЕЕВ, А.М. ШАТРАВКА, канд. техн. наук А.Н. АРЕТИНСКИЙ, А.Н. ТРОСИНА
ГП «НИИ «Шторм», Одесса

The technological advantages and features of a design scotch yoke mechanisms of drive the piston compressor are considered. The variants of realization of these advantages in multipiston models of compressors are offered.

Машины, работающие по принципу объемного вытеснения, в частности поршневые двигатели внутреннего сгорания и компрессоры, обладают достаточной технологичностью и являются одним из наиболее экономичных видов механических устройств, нашедших широкое применение в практике общего и холодильного машиностроения. К 50-м годам XX столетия был накоплен широкий выбор типов приводных устройств поршневых машин (механизмов преобразования вращательного движения в возвратно-поступательное или наоборот). Тем не менее в середине 50-х годов американская фирма Tecumseh Products Co., самая крупная в мире по производству малых холодильных компрессоров и агрегатов, выпустила на рынок новый в то время тип герметичного компрессора для бытовых холодильников серии P, в котором был использован не применявшийся ранее в компрессорах кривошипно-кулисный механизм привода. И хотя использование кулисного звена в широкой практике не является новым и практиковалось многие столетия, однако в процессе производства малых холодильных компрессоров осуществился своеобразный технологический прорыв, вызванный появлением этого типа устройств.

Задача данной публикации – восполнить некоторый научно-информационный пробел, имеющийся в литературных и патентных источниках по истечении полу века со времени стремительного внедрения в производство кривошипно-кулисного механизма привода компрессоров.

Такие механизмы содержат относительно небольшой набор подвижных звеньев – всего три. Кроме того, что особенно важно, оси расточки рабочих поверхностей используемых деталей имеют объемную направленность, т.е. в плоском по определению механизме, у которого все точки звеньев описывают траектории, лежащие в параллельных плоскостях, в рамках общей структурной схемы задействованы звенья с пространственной ориентацией осей.

Эта особенность обеспечивает кривошипно-кулисному

механизму важные технологические преимущества – позволяет при сборке путем относительных разворотов и осевых смещений компенсировать многие виды возможных неточностей изготовления, обусловленных реальными условиями производства. А в некоторых случаях для достижения конкретных целей (например, улучшения условий смазки трущихся поверхностей и др.) дает возможность также вводить сознательные отклонения от традиционных вариантов конструкции с перпендикулярными и параллельными осями.

На рис. 1 схематично изображены варианты компенсации вероятных отклонений угловых размеров компрессора благодаря самоустановливаемости при сборке в однопоршневом кулисном компрессоре (рис. 1, б) и отсутствие таких возможностей при использовании шатунного механизма привода (рис. 1, а).

Примеры использования конструктивных особенностей кулисного привода компрессора показаны на рис. 2.

Рис. 2, а иллюстрирует использование наклонных осей некоторых деталей кулисного механизма для улучше-

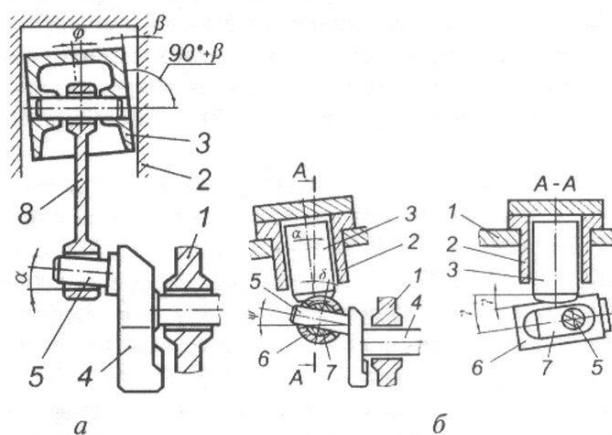


Рис. 1. Структурные схемы механизмов привода компрессора:

а – кривошипно-шатунный; б – кривошипно-кулисный;
1 – корпус; 2 – рабочий цилиндр; 3 – поршень;
4 – приводной вал; 5 – кривошип; 6 – кулиса;
7 – ползун кулисы; 8 – шатун; α , γ , δ , ψ – вероятные отклонения угловых размеров

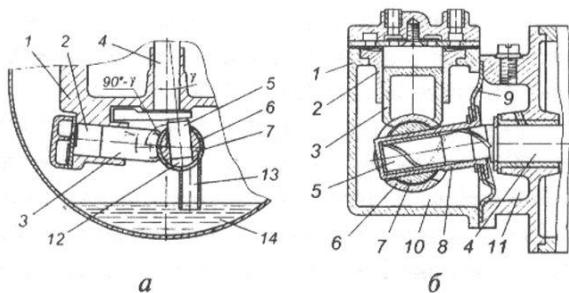


Рис. 2. Кулисные компрессоры с наклонной осью кривошипа:

- а – система смазки кулисного компрессора;
- б – герметичный способ соединения кулисного компрессора с приводным валом электродвигателя;
- 1 – корпус; 2 – рабочий цилиндр; 3 – поршень;
- 4 – приводной вал; 5 – кривошип; 6 – кулиса; 7 – ползун кулисы; 8 – подвижная втулка подшипника;
- 9 – эластичная диафрагма (перегородка);
- 10 – герметичная полость компрессора; 11 – корпус электродвигателя; 12 – замкнутая полость кулисы;
- 13 – всасывающая трубка; 14 – смазочное масло

ния условий их смазки. С этой целью приводной электродвигатель компрессора размещается в верхней части кожуха, а корпус 1 – внизу. Рабочий цилиндр 2 располагается наклонно под небольшим углом γ к горизонтали, так что оси вала 4 и цилиндра 2 образуют угол ($90^\circ - \gamma$). Ось кривошипа 5 наклонена относительно оси вала на угол γ . Внешняя сторона кулисы 6 образует замкнутую полость 12, которая с помощью трубы 13 соединена с поддоном картера, в котором находится смазочное масло 14. На рис. 2,а поршень 2 компрессора находится в нижней мертвоточной точке. При повороте вала на угол 180° кривошип 5, воздействуя через ползун 7 на кулису 6, толкает ее вместе с поршнем 3 по направлению, определяемому осью рабочего цилиндра 2. Поскольку ось цилиндра наклонена, в процессе перемещения кулиса 6 смещается вверх навстречу кривошипу 5. При этом кривошип внедряется в замкнутую полость 12 кулисы, осуществляя сжатие находящегося в ней масла и выдавливание его вверх по каналам системы смазки. При движении кривошипа от верхней мертвоточной точки к нижней кулиса отдаляется от торцовой поверхности кривошипа, создавая разрежение в полости 12, куда всасывается смазочное масло из нижней части картера. Кроме того, поскольку ось кривошипа наклонена относительно коренной опоры вала, то все поступательно движущиеся детали механизма перемещаются не линейно, а по сложным винтовым траекториям, что способствует дополнительному эффективному смазыванию рабочих поверхностей.

Данный тип системы смазки реализован в первых моделях герметичных кулисных компрессоров и десятки лет использовался в составе выпускаемых в массовых количествах изделий.

При использовании для привода компрессора электродвигателя постоянного тока искрение щеток коллектора в среде хладагента недопустимо. Поэтому в механизме, показанном на рис. 2, б, применен оригинальный способ герметизации полостей компрессора [3]. В конструкции герметичного холодильного компрессора предлагается заменить классический кривошип (ось которого обычно параллельна оси коренных опор вала) на кривошип 5 с наклонной осью, размещаемый внутри втулки 8 подшипника. Последняя закреплена на гибкой перегородке 9, отделяющей герметичную полость 10 корпуса 1 компрессора от корпуса 11 электродвигателя.

Рассмотренный способ решения проблемы сам по себе уникален и показателен в плане демонстрации широких возможностей кулисного механизма. Однако при его практической реализации необходимо решить несколько сложных технологических задач, связанных с обеспечением прочности и долговечности находящейся под воздействием разности давлений гибкой перегородки между перекрываемыми полостями.

Как видно из приведенных примеров, кулисный механизм привода обладает высокой технологичностью, что особенно важно в условиях массового производства. Благодаря этому, а также компактности конструкции в классе малых компрессоров холодопроизводительностью до 700 Вт кулисный механизм существенно потеснил шатунный и наряду с ним прочно занял свою нишу, в частности, в сфере производства компрессоров для бытовых холодильников и небольших охлаждаемых шкафов, прилавков и витрин.

Вслед за моделями серии Р, имеющими синхронную частоту вращения вала 30 c^{-1} (1800 мин^{-1}), в 1957 г. фирмой Tecumseh Products Co. было начато производство компрессоров типа АР с синхронной частотой вращения 60 c^{-1} (3600 мин^{-1}), которые по внешнему виду и габаритным размерам не отличались от серии Р и при одинаковой массе превосходили их по холодопроизводительности на 70 – 80 %. Наряду с моделями Р, АР фирмой производились сходные по конструкции, но отличавшиеся формой кожуха модели соответственно типов Т (30 c^{-1}) и АТ (60 c^{-1}).

К середине 60-х годов XX в. по лицензии фирмы Tecumseh Products Co. компрессоры производились в

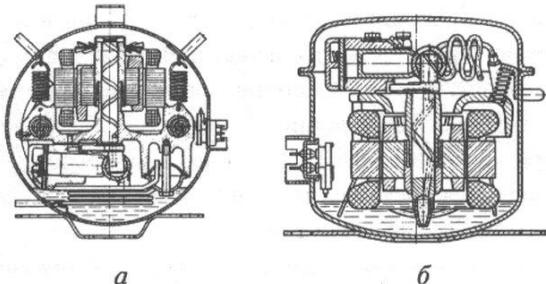


Рис. 3. Первые модели герметичных кулисных компрессоров:

a – серия *P* разработки фирмы *Tecumseh Products Co.*;
b – серия *PW* фирмы *Danfoss A/S*

16 странах, в том числе многие из производителей, такие, как Stern (теперь Prestcold Ltd, Великобритания), L'unite Hermetique (Франция), Aspera Frigo (Италия), Danfoss A/S (Дания), являлись на то время крупнейшими в своей стране. Ввиду отличия частоты питающей сети в Европе эти модели выпускались с синхронной частотой вращения соответственно 25 c^{-1} (серии *P*, *T*) и 50 c^{-1} (*AP*, *AT*).

Лидерами в дальнейшем развитии данного типа механизма движения стали американская фирма Tecumseh Products Co. и датская Danfoss A/S, а в Японии – Hitachi Ltd, Sanyo Denky k.k., Tokyo Sibaura Denky k.k. и др.

Фирма Danfoss A/S, начав с производства по лицензии фирмы Tecumseh Products Co. герметичных компрессоров типа *P* и агрегатов к ним, стала выпускать и модели серии *PW* собственной разработки, которые вскоре составили основную часть ее номенклатуры.

Примеры различных серийных моделей герметичных кулисных компрессоров приведены ниже. На рис. 3, *a* представлен кулисный компрессор серии *P*, выпускавшийся фирмой Danfoss A/S по лицензии фирмы Tecumseh Products Co. Размещение рабочего цилиндра

с поршнем в нижней части герметичного кожуха осуществлено с целью использования оригинального типа маслонасоса, показанного на рис. 2, *a*.

Отличие компрессора серии *PW* фирмы Danfoss A/S (рис. 3, *b*) заключается в верхнем расположении рабочего цилиндра. Такая конструкция герметичного компрессора в дальнейшем получила преимущественное распространение. В ней реализован более простой принцип работы маслонасоса, основанный на использовании центробежных сил, возникающих в каналах движения смазки при вращении вала.

На рис. 4 показан отечественный герметичный кулисный компрессор ХКВ 6-1, выпускаемый ОМПО «Орион» [входит в типоразмерный ряд из трех моделей ХКВ 5, ХКВ 6, ХКВ 8 (ГОСТ 17008 – 85)].

К недостаткам кулисных механизмов следует отнести некоторую громоздкость кулисы, обусловленную необходимостью ввода кривошипа через боковой проем и обеспечения достаточной величины контактной поверхности для восприятия значительных нагрузок при высоких значениях давления в рабочем цилиндре.

В отличие от шатунного у кривошипно-кулисного механизма одна вращательная пара заменена поступательной. И поскольку в линейных подшипниках скольжения по сравнению с вращательными гораздо сложнее создать оптимальные режимы смазки, работа над конструкцией кулисного компрессора была направлена также на совершенствование систем смазки, что привело к повышению качественных показателей компрессора. Сравнительный анализ некоторых моделей кулисных и шатунных компрессоров для домашних холодильников показывает, что кулисные не только не уступают по энергетической эффективности, но даже превосходят шатунные, в частности, по коэффициенту подачи λ и удельной холодопроизводительности [1].

Формулы для расчета параметров кулисного компрессора имеют более простой вид.

При движении от верхней мертвоточки зависимость хода поршня S_k (м) от угла φ поворота кривошипа у кривошипно-кулисного механизма определяется выражением

$$S_k = R (1 - \cos\varphi), \quad (1)$$

где R – радиус вращения кривошипа вала, м.

В то же время у кривошипно-шатунного механизма величина хода поршня $S_{ш}$ (м) определяется из сложного соотношения

$$S_{ш} = R [(1 - \cos\varphi) + \lambda^{-1} (1 - \cos\beta)], \quad (2)$$

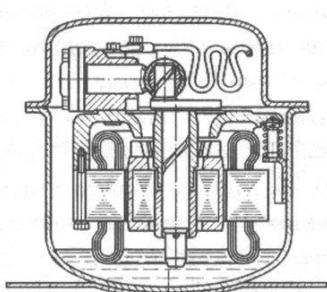


Рис. 4. Кулисный компрессор ХКВ 6-1 ОМПО «Орион»
(г. Одесса)

где $\lambda = R/L_{ш}$ – отношение радиуса вращения кривошипа R к длине шатуна $L_{ш}$;
 β – угол отклонения шатуна относительно оси цилиндра, град.

Путем тригонометрических преобразований $\cos \beta$ в другие функции, используя допустимые сокращения, получают упрощенный вариант формулы (2):

$$S_{шр} = R [(1 - \cos \varphi) + 0,25\lambda (1 - \cos 2\varphi)]. \quad (3)$$

Соответственно величины линейной скорости перемещения поршня (м/с) определяются из выражений:

при кулисном механизме

$$v_k = \omega R \sin \varphi; \quad (4)$$

при шатунном

$$v_{ш} = \omega R (\sin \varphi + 0,5 \lambda \sin 2\varphi), \quad (5)$$

где $\omega = 2\pi n_b$ – угловая скорость вращения вала, рад/с;

$\pi \approx 3,14$ – отношение длины окружности к ее диаметру;

n_b – частота вращения вала, с^{-1} .

Величины линейных ускорений поступательно движущихся масс (м/с^2) определяются из выражений:

$$j_k = \omega^2 R \cos \varphi; \quad (6)$$

$$j_{ш} = \omega^2 R (\cos \varphi + \lambda \cos 2\varphi). \quad (7)$$

У кулисного механизма кинематика движения проще по сравнению с шатунным, у которого на характер перемещения поршня оказывает влияние степень наклона передаточного звена. Как видно из формул (1) – (5), при изменении угла поворота кривошипа φ от 0 до 90° у шатунного компрессора линейная скорость движения поршня относительно выше, чем у кулисного, а от 90 до 180° – ниже. Соответственно путь, проходимый поршнем за первую четверть оборота кривошипа, у шатунного компрессора больше, чем за вторую, в то время как у кулисного эти величины равны между собой. Относительное изменение величин хода поршня по φ в шатунном компрессоре учитывается поправкой Брикса, которая позволяет с достаточной для практических целей точностью определять положение поршня при любом значении угла поворота кривошипа φ . Поправка учитывает влияние конечной длины шатуна на ход поршня, определяет эксцентриситет индикаторной диаграммы и используется при перестроении (развертывании) индикаторной диаграммы, представляющей зависимость давления в цилиндре от хода поршня (или объема цилиндра), в зависимость давления от угла поворота кривошипа. Поправка Брикса (m) рассчитывается по формуле

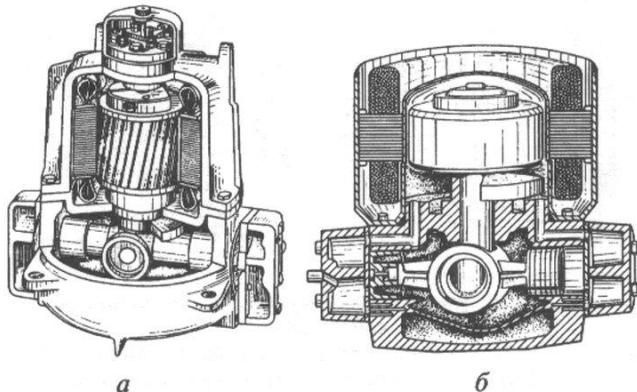


Рис. 5. Двухцилиндровые бессальниковые кулисные компрессоры с поршнями двухстороннего действия:
 a – компрессор производства фирмы Goldner (ФРГ);
 b – компрессор производства фирмы Frigopol (Австрия)

$$Br = L_{ш} (1 - \cos \beta) \quad (8)$$

или в упрощенном виде

$$Br_{ш} = 0,5 R \lambda \sin^2 \varphi = 0,5 R^2 L_{ш}^{-1} \sin^2 \varphi, \quad (9)$$

достигая максимального значения $0,5 R \lambda$ при $\varphi = 90^\circ$.

Поскольку в кривошипно-кулисном механизме отсутствует шатун конечной длины (при расчете ползун кулисы условно считается шатуном бесконечной длины), в этом устройстве поправка Брикса равна нулю:

$$Br_k = 0,5 R^2 L^{-1} \sin^2 \varphi = 0,5 R^2 (\infty)^{-1} \sin^2 \varphi = 0. \quad (10)$$

Таким образом, при развертывании индикаторной диаграммы кулисной машины поправка Брикса не учитывается.

Увеличение производительности кулисных компрессоров в некоторой мере сдерживается отсутствием достаточно эффективных вариантов реализации многоцилиндровых моделей. Полная самоустановливаемость деталей механизма при сборке – уникальная особенность, которая присуща только однопоршневому кулисному компрессору, когда использовано лишь одностороннее направление ориентации каждого рабочего элемента (поршень, кулиса и кривошип). Если же к такой комбинации добавить второй поршень, приварив его к кулисе с противоположной стороны от первого, или другую кулису (соосно первой) с оппозитным поршнем, новый элемент создает дополнительное направление оси расточки в пространстве относительно ранее сформированных, и в этом сочетании элементов самоустанавливаемость деталей при сборке не обеспечивается.

На рис. 5 изображены двухцилиндровые бессальниковые компрессоры с поршнями двухстороннего действия. Такая конструкция лишена самоустанавливаем-

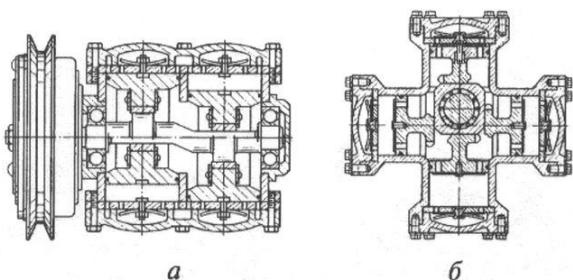


Рис. 6. Патентные аналоги многоцилиндровых кулисных компрессоров:
а – двухрядный с параллельными цилиндрами;
б – радиальный (звездообразный в X-образном расположении цилиндров [4])

ности, уступает по технологичности однопоршневой и поэтому на практике широкого распространения не получила. В меньших по производительности моделях, выпускаемых на той же элементной базе, фирмы используют только один цилиндр.

К сожалению, до настоящего времени на рынке продаж малых герметичных компрессоров, а также в патентных и литературных источниках не было предложено достаточно эффективных и успешных решений, направленных на создание многоцилиндрового варианта, обладающего самоустановливаемостью деталей при сборке, аналогично однопоршневому.

На рис. 6 показаны характерные примеры многоцилиндровых кулисных компрессоров, представленных в патентных источниках. Обладая высокой компактностью, эти устройства имеют низкую технологичность.

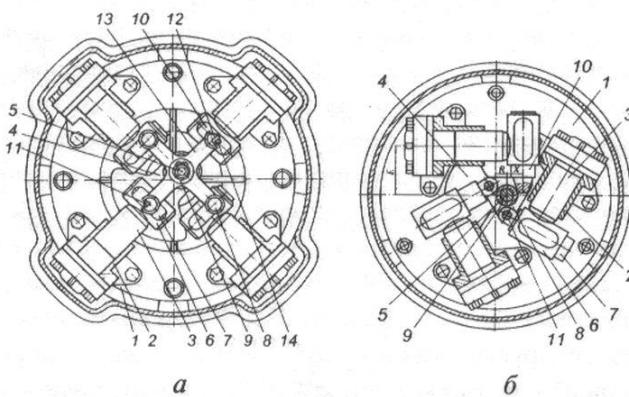


Рис. 7. Модели многоцилиндровых кулисных компрессоров, обладающих свойством самоустановливаемости деталей механизма при сборке:

- а – четырехцилиндровый радиальный компрессор;
- б – трехцилиндровый дельтаобразный компрессор;
- 1 – корпус; 2 – рабочий цилиндр; 3 – поршень;
- 4 – приводной вал; 5 – кривошип; 6 – кулиса;
- 7, 10 – ползуны кулис; 8 – крестовина;
- 9 – ступица; 11, 12 – пальцы; 13 – тяга; 14 – шпонка

Построить многоцилиндровую модель компрессора с сохранением самоустановливаемости при сборке можно только путем использования однопоршневых кулисных модулей (обладающих указанным качеством), тиражируя их и объединяя в единый компрессор. Варианты таких устройств предложены авторами статьи (рис. 7). Эти модели сочетают технологичность однопоршневого с преимуществами многопоршневых компрессоров с большой производительностью, уравновешенностью, равномерностью крутящего момента и плавучести.

Компрессоры содержат корпус 1 с рабочими цилиндрами 2, расположенными радиально (рис. 7, а) или дельтаобразно (рис. 7, б) относительно приводного вала 4. В цилиндрах 2 размещены поршни 3, жестко соединенные с кулисами 6. На кривошип 5 вала 4 посажена крестовина 8, состоящая из ступицы 9 и жестко соединенных с ней радиальных тяг 13, соединенных с ползунами 7, 10. В каждом устройстве все ползуны 7 связаны с крестовиной шарнирно (с возможностью относительного вращения или осевого перемещения вдоль оси пальца 11), а ползун 10 соединен с крестовиной 8 жестко: либо ползун 10 приварен (см. рис. 7, б), либо палец 12 (см. рис. 7, а) снабжен стопорным устройством, например шпонкой 14, предотвращающим поворот крестовины 8 относительно ползуна 10. Таким образом, согласно предложенной конструкции в процессе сборки механизма ползун 10 может занять положение, строго определяемое осью верхней кулисы, задавая пространственную позицию ступице, а при этом остальные ползуны 7 обладают способностью самоустановки в своих кулисах в условиях реально полученных положений их осей, используя также возможность относительного вращения и линейного смещения по оси пальца 11.

В дельтаобразном компрессоре (см. рис. 7, б) ползунь расположены дезаксиально кривошипу. С целью повышения компактности смещение оси ползуна относительно оси кривошипа (дезаксаж X) осуществлено в сторону, противоположную поршню, и составляет от половины до двух величин радиуса кривошипа: $X = (0,5 \dots 2) R$. Это позволило уменьшить расстояние E от оси поршня до оси коренных опор приводного вала и таким образом снизить нагрузку на ползун и крестовину. Кроме того, благодаря дезаксиальному расположению использование шарнирных сочленений нижних ползунов с крестовиной не влечет за собой увеличение габаритов устройства. Будучи смещенным относитель-

но плоскости, пересекающей ось кривошипа, шарнирный участок занимает боковое пространство ступицы параллельно кривошипу, а не последовательно с ним. В противном случае (при центральном расположении ползунов относительно кривошипа) для размещения шарниров потребовалось бы раздвигать цилиндры. Таким образом, шарнирное соединение крестовины с ползунами наиболее целесообразно при дезаксиальном выполнении последних. Конструкция трехцилиндрового дельтаобразного компрессора, показанная на рис. 7, б, сочетает преимущества многопоршневых радиальных компрессоров с компактностью однопоршневого.

Компрессоры работают следующим образом. При вращении вала 4 крестовина 8 перемещается вместе с кривошипом 5 плоско-параллельно таким образом, что каждая тяга 13 и ползуны 7, 10 движутся параллельно своему первоначальному положению. Отклонению от указанного способа перемещения препятствуют жесткое соединение ползуна 10 с крестовиной 8, а также стопорное устройство от поворота (шпонка) 14. В результате любая точка на крестовине 8, включая пальцы 11, 12, движется по круговой траектории с радиусом, равным радиусу вращения кривошипа. Пальцы 11, 12, расположенные внутри соответствующих ползунов

7, 10, перемещаясь по круговой траектории, толкают кулисы вместе с поршнями в направлении, определяемом осью цилиндров 2.

Потенциальные возможности кулисных механизмов не до конца исчерпаны. Даже спустя полвека после внедрения устройства имеется поле поиска прогрессивных идей для улучшения их конструкции. Использование новых научно-технических решений по совершенствованию многоцилиндровых моделей кулисных компрессоров позволит расширить диапазон их эффективного применения.

Список литературы

1. Соболев В.Е., Ласунова А.М. Энергетические характеристики герметичных компрессоров домашних холодильников. Минский завод холодильников // Холодильная техника. 1970. № 12.
2. Nemoto Akira. Mussashi Seimitsu Kogyo k. k. Double-acting piston compressor: Пат. США № 4373876, МКИ: F 04 B 39/00; НКИ: 417/534. – 1983.
3. Pellizzetti Italo. Compresseur pour ensemble de refrigeration: Пат. Франции № 2055643, МКИ: F 04 B 35/00, F 16 H 35/00. – 1971.
4. Takamatsu Hiroshi, Tanaka Hiroshi, Sugisaki Mutuo. Honda Giken Kogyo k. k. Fluid compressor: Пат. США № 4352640, МКИ: F 04 B 1/04; НКИ: 417/273. – 1982.