

# ПЕРСПЕКТИВА ИСПОЛЬЗОВАНИЯ ОЗОНОБЕЗОПАСНЫХ ХЛАДАГЕНТОВ С НИЗКИМ ПОТЕНЦИАЛОМ ГЛОБАЛЬНОГО ПОТЕПЛЕНИЯ В СПИРАЛЬНЫХ КОМПРЕССОРАХ. ЧАСТЬ 1

В. А. Пронин, А. В. Кованов, Е. А. Калашникова, В. А. Цветков

Университет ИТМО,  
Россия, 191002, г. Санкт-Петербург, ул. Ломоносова, 9

Монреальский протокол и Кигалийская поправка определили необходимость и сроки замены гидрофторсодержащих хладагентов. Альтернативой выводимым из обращения гидрофторуглеродам становятся вещества естественного происхождения с низким потенциалом глобального потепления. Такая альтернатива вносит коррекцию в вектор развития холодильного оборудования и влечет необходимость адаптации или создания новых образцов техники, с учетом отличных свойств новых хладагентов. Однако при этом выбор потребителя все так же основывается на эффективности, стоимости и надежности оборудования. Изучив возможность применения новых хладагентов в сферах использования спирального компрессора, с точки зрения эксплуатационных свойств веществ, мы также отметили некоторые аспекты влияния их термодинамических и теплофизических свойств на рабочие процессы и конструкцию элементов компрессора. Таким образом, мы представили сравнительный анализ практического применения и дальнейшей перспективы использования хладагентов в спиральном компрессоре, выделив актуальные направления изучения данного вопроса.

**Ключевые слова:** спиральный компрессор, свойства хладагента, гидрофторуглероды, коэффициент подачи, энергоэффективность, протечки рабочего вещества.

В дополнение к Монреальскому протоколу, вступившему в силу 1 января 1989 года, в г. Кигали (Руанда) 15 октября 2016 года, было достигнуто соглашение о поэтапном сокращении потребления гидрофторуглеродов (ГФУ) в пользу хладагентов с низким потенциалом глобального потепления (ПГП) (рис. 1а). Торговля со странами, которые не ратифицировали данную поправку, официально будет запрещена с 1 января 2033 года. С 1 января 2021 года данная поправка вступила в силу и в Российской Федерации. Эти события и обусловили изменения на рынке хладагентов как в России, так и за рубежом. Возможная перспектива использования озонобезопасных хладагентов с низким ПГП в различных сферах холодильной отрасли, в зависимости от производительности холодильной системы, представлена на рис. 1б. Данная ситуация, в свою очередь, однозначно оказывает влияние на необходимость проектирования нового эффективного оборудования с учетом свойств хладагентов [1], задавая тем самым новый вектор развития для холодильной техники.

Каждый из представленных на рис. 1б хладагентов с низким ПГП: R600a (изобутан), R290 (пропан), R744 (углекислота), а также давно используемый в промышленных холодильных системах большой производительности R717 (аммиак), предполагают ряд особенностей. Некоторые свойства новых хладагентов достаточно критичны для сфер, где используется спиральный компрессор (СПК). В то же время надо учитывать их влияние на характеристики и конструктив самого компрессора, обусловленных в т.ч. сложной системой сил, описанных нами ранее в работе [2].

Спиральный компрессор относится к машинам объемного принципа действия, сжимая рабочее тело, за счет уменьшения замкнутого объема. Суммарную эффективность компрессора, на режиме его работы, можно определить с помощью холодильного коэффициента [3]:

$$\varepsilon_e = \frac{Q_0}{N_e}, \quad (1)$$

где  $Q_0$ , кВт — холодопроизводительность спирального компрессора;

$$Q_0 = \frac{V_c \cdot \lambda \cdot q_0 \cdot n}{g_{vc}}, \quad (2)$$

где  $V_c$  — объем всасываемого пара, м<sup>3</sup>/с;  $n$  — число оборотов вала компрессора, с<sup>-1</sup>;  $\lambda$  — коэффициент подачи;  $q_0$  — удельная холодопроизводительность, кДж/кг;  $g_{vc}$  — удельный объем всасываемого пара, м<sup>3</sup>/кг и  $N_e$  — эффективная мощность, затрачиваемая на сжатие рабочего вещества и на преодоление сил трения, кВт:

$$N_e = N_i + N_{mp}. \quad (3)$$

где  $N_i$  — индикаторная мощность, это мощность, расходуемая на сжатие рабочего тела, кВт;  $N_{mp}$  — мощность трения, это мощность, затрачиваемая на преодоление сил механического трения в механизме движения, в т.ч. в противоположном устройстве (ППУ), кВт.

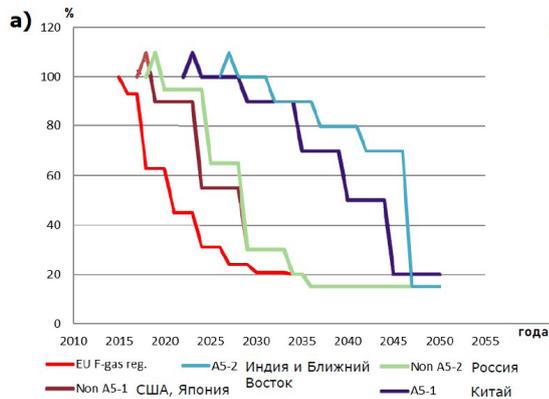


Рис. 1. Перспектива применения хладагентов: а) процентное сокращение применения гидрофторуглеродов (ГФУ) хладагентов, б) возможный вариант выбора хладагента в зависимости от производительности холодильной системы. Источник: Компания «Bitzer», технический семинар 2019 г.

Fig. 1. Refrigerant application perspective: а) percentage reduction in the use of Hydrofluorocarbons (HFC) refrigerants, б) possible choice of refrigerant depending on the capacity of the refrigeration system. Source: Bitzer Technical Workshop, 2019

Из выражений (1–3) видно, что эффективность холодильного компрессора зависит как от его конструкции, так и от свойств рабочего тела.

Основные объемные потери, влияющие на производительность СПК и учитываемые коэффициентом подачи, можно записать в виде произведения сомножителей [4]:

$$\lambda = \lambda_c \cdot \lambda_{gp} \cdot \lambda_{na} \quad (4)$$

где  $\lambda_c$  — коэффициент, учитывающий расширение не вытесненного объема рабочего тела. В процессе нагнетания часть рабочего вещества остается не вытесненной, особенно при наличии клапана. Этот объем рабочего тела практически не влияет на полноту наполнения ячеек всасывания и расширяется до давления внутреннего сжатия;  $\lambda_{gp}$  — коэффициент дросселирования, учитывает газодинамические потери давления в процессе всасывания и нагнетания. В силу конструкции СПК местные сопротивления существуют, но крайне малы;  $\lambda_{na}$  — коэффициент плотности, оценивающий протечки рабочего тела через неплотности и зазоры в компрессоре. Спиральные элементы входят в бесконтактное сопряжение друг с другом и имеют рабочие зазоры, что вызывает протечки через них рабочего тела. Методика расчета подобных потерь применительно к винтовому компрессору хорошо представлена в работе [5]. Процесс сжатия в СПК, проходит при переменной массе рабочего вещества и теплообмене. Соответственно, степень политропы в процессе сжатия будет меняться, а в зависимости от интенсивности теплообмена будет отклоняться от изоэнтропы. Следует отметить, что коэффициент плотности  $\lambda_{na}$ , учитывающий энергетические потери от перетечек рабочего вещества, связан с объемными потерями и численно равен соответствующему коэффициенту объемных потерь  $\lambda_{na}$ . Высокая энергоэффективность СПК, анализ которой представлен в работе [6], подтверждается его эффективным КПД, который достигает 80–86%.

Вместе с эффективностью компрессора выбор потребителя также основываться на таких факторах, как стоимость и надежность оборудования. СПК — это высокотехнологичное изделие [7], его стоимость, как правило, обусловлена большой площадью обра-

батываемых поверхностей и сложностью изготовления его элементов и технологического процесса обработки спиралей. Затраты, связанные с длительностью обработки спиралей, пропорционально больше для компрессоров малой производительности. В то же время чистота и качество обработки обеспечивают герметичность по торцам спиралей и очень точное прилегание профилей спиралей, улучшаются шумовые и вибрационные характеристики компрессора, повышая в целом надежность машины. Отметим также, что длина уплотняемого зазора в большом спиральном компрессоре незначительно больше, чем в малом, утечки через вершины спиралей и потери мощности на трение, в процентном отношении, уменьшаются с ростом рабочего объема компрессора, в силу чего его эффективность и рентабельность возрастают.

Согласно данным [8], холодильные спиральные компрессоры с ГФУ хладагентами сегодня используются в области малой и преимущественно средней производительности, как правило, от 3 до 160 кВт (рис. 2).

Из теории холодильных машин [3] известно, что выбор фреона определяет степень термодинамического совершенства холодильной системы и должен быть ориентирован на минимизацию внутренних необратимых потерь в цикле. Для теоретического холодильного цикла при постоянных температурах источников зависимость потерь можно выразить произведением коэффициентов, учитывающих потери от дросселирования  $\eta_g$  и перегрева рабочего вещества при сжатии  $\eta_n$ .

$$\eta = \eta_g \cdot \eta_n \quad (5)$$

Таким образом, выражение (5) показывает, что характер потерь термодинамического цикла зависит от свойств рабочего тела, и если его составляющая  $\eta_n$  достаточно велика, то актуальным вопросом при расчете рабочих процессов сжатия становится уменьшение потерь от перегрева рабочего тела. Вместе с этим важно учитывать то обстоятельство, что термодинамические свойства рабочего вещества оказывают влияние на энергетическую эффективность компрессора, то есть обеспечивают расход энергии на единицу холодопроизводительности. Важнейши-

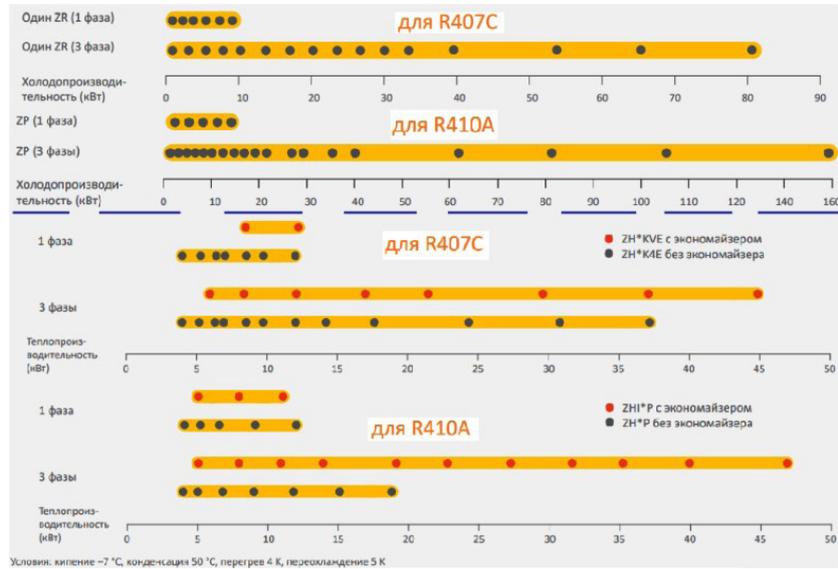


Рис. 2. Тепло- и холодопроизводительность спирального компрессора с применением гидрофторуглеродов R407C, R410A. Источник: Компания «Emerson». Общий каталог продукции 2019 г. для холодильной техники, кондиционирования и тепловых насосов

Fig. 2. Heating and cooling effects of the scroll compressor using hydrofluorocarbons R407C, R410A. Source: «Emerson» Company. General product catalog for refrigeration, air conditioning and heat pumps, 2019

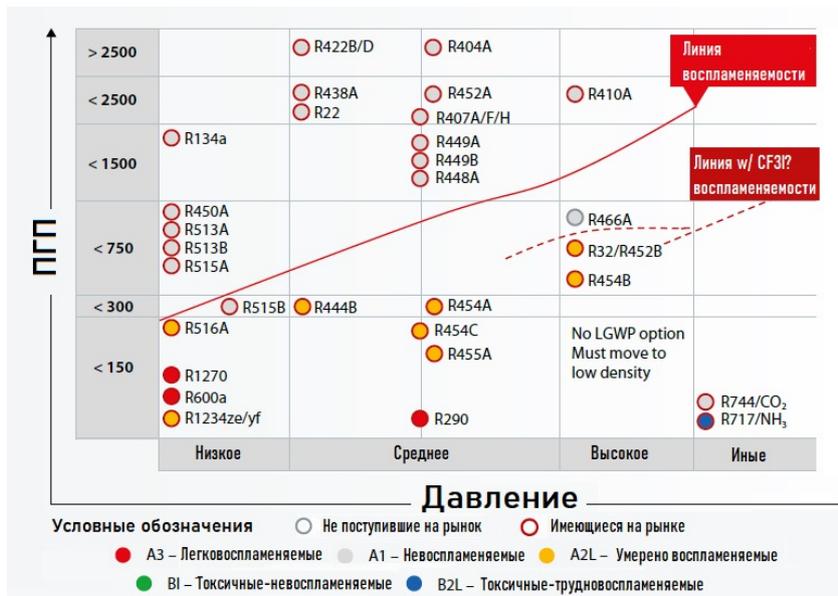


Рис. 3. Классификация хладагентов по уровню давления и потенциалу глобального потепления (ПГП). Источник: Компания «Danfoss». Решения на природных хладагентах для магазиностроения и промышленного холода в России. Технический семинар 2021 г.

Fig. 3. Classification of refrigerants by pressure level and global warming potential (GWP). Source: «Danfoss» Company. Natural refrigerant solutions for shop building and industrial refrigeration in Russia. Technical workshop, 2021

ми термодинамическими характеристиками являются давление  $P$  Па и соответствующая ему температура насыщения при кипении  $T_0$  К и конденсации  $T_k$  К хладагента. Учитывая герметичность конструкции СПК, следует стремиться к выбору рабочего вещества с меньшей разностью давлений конденсации  $P_k$  Па и кипения  $P_0$  Па, что позволит использовать двигатель не больших размеров, соответственно сам компрессор будет иметь меньшие габариты и массу. А вот с ростом отношения  $P_k/P_0$  будет снижаться коэффициент подачи. Выбор температуры в конце сжатия

$T_n$  К должен обеспечивать стабильность смазочных материалов, работу клапана на нагнетании (необходим, главным образом, для исключения режима с «пережатием»). Вместе с этим рассматривается вопрос необходимости дополнительного охлаждения компрессора. Выбирая рабочее тело с большей скрытой теплотой парообразования  $g$  кДж/кг в сочетании с низким удельным объемом пара  $V$  м<sup>3</sup>/кг, мы обеспечиваем большую удельную холодопроизводительность  $q_0$  кДж/кг при том же самом рабочем объеме парной полости ячеек компрессора.



Рис. 4. Принципиальная схема и диаграмма цикла холодильной машины со спиральным компрессором с впрыском рабочего вещества. Область работы компрессора с применением гидрофторуглеродов R448A/R449A, R407A.

Источник: Компания «Emerson». Общий каталог продукции 2019 г. для холодильной техники, кондиционирования и тепловых насосов

Fig. 4. Principal diagram and cycle diagram of a refrigeration unit with an injection scroll compressor. Compressor operation area using hydrofluorocarbons R448A/R449A, R407A.

Source: «Emerson» Company. General product catalog for refrigeration, air conditioning and heat pumps, 2019

ГФУ и натуральные хладагенты принято классифицировать по давлению насыщения (нормальной температуре кипения) на рис. 3 указаны вдоль горизонтальной оси. При расчете компрессоров и аппаратов холодильной техники выделяют рабочее вещество [9] высокого давления, которые являются низкотемпературными, среднего давления — среднетемпературными и низкого давления — высокотемпературными хладагентами.

На высокотемпературном режиме в качестве хладагента в СПК используют ГФУ, такие как R407C, R134A, R513A. Такой режим характерен в сферах бытового (комфортного) и коммерческого кондиционирования, в том числе на транспорте, в прецизионных кондиционерах для компьютерных центров и АТС, в автономных агрегатах «руф-топ». А сама маркировка взята из линейки наиболее распространенной торговой марки «Фреон» (Freon) компании «Du Pont de Nemour». На средне- и низкотемпературном режиме СПК находят применение в централизованных системах охлаждения коммерческого и промышленного назначения, а также в рефрижераторных установках и в тепловых насосах. В этих системах на среднетемпературном контуре используются, как правило, такие ГФУ, как R134A, R404a, R407A/C/F, R448A/449A, R450A, R513A, а на низкотемпературном: R404A, R407A/F, R448A/449A. Сжатие рабочего тела в СПК в низкотемпературном режиме, где необходима более высокая степень повышения давления, требует интенсификации процесса теплообмена [10], что достигается с помощью впрыска жидкости или пара в полость сжатия [11]. Впрыск позволяет снизить температуру нагнетания, что ведет к уменьшению потерь от перегрева рабочего вещества при сжатии  $\eta_d$ . Принципиальная схема и область работы СПК с использованием хладагентов R448A/R449A, R407A и впрыском жидкости (пара) представлены на рис. 4.

Конструкция спирального компрессора в большей степени зависит от теплофизических свойств хладагента. Так, чтобы компрессор доставлял максимальное количество хладагента за один цикл работы, рабочее тело при всасывании должно обладать максимально возможной плотностью  $\rho$  кг/м<sup>3</sup>. Следует отметить, что конструктивно в СПК, благодаря явлению наддува, плотность пара рабочего вещества к концу процесса всасывания повышается на 1–2%. Данное явление происходит не только из-за наличия ударной

волны, но и вследствие физического сокращения объема ячейки всасывания. Но вместе с этим плотность и динамическая вязкость  $\mu$ , Па·с рабочего тела влияют на затраты энергии в преодолении сопротивления в клапанах компрессора. Однако в случае СПК газодинамические потери на всасывании и нагнетании крайне малы, в т.ч. из-за отсутствия жесткой необходимости в клапанах. Иногда обратный клапан на нагнетании устанавливается для предотвращения обратного тока рабочего вещества при остановке компрессора, при его работе клапан будет постоянно открыт. Для СПК, где основная составляющая объемных потерь вызвана протечками рабочего вещества, важным свойством является вязкость рабочего тела, которое оказывает существенное влияние на его текучесть, а следовательно, на способность проходить через щели и зазоры в компрессоре. Определяющим фактором для величины затрат работы сжатия в компрессоре является удельная теплоемкость рабочего вещества  $c_p$  Дж/кг·К, которую различают при постоянном давлении  $c_p$  Дж/кг·К и при постоянном объеме  $c_v$  Дж/кг·К. Коэффициент теплопроводности хладагента  $\lambda$ , Вт/м·К, в спиральном компрессоре, где теплообменом между его деталями и рабочим веществом можно пренебречь, будет учитываться только при подогреве рабочего тела на всасывании и сжатии из-за протечек рабочего вещества из впереди идущих ячеек.

Такие свойства рабочих тел, как взрыво- и пожаробезопасность, совместимость с маслами, токсичность, инертность к конструкционным материалам, условно можно отнести к эксплуатационным свойствам хладагентов. Сюда же отнесем экологичность, которая и определила сегодняшние изменения на рынке хладагентов. Следует отметить, что при выборе хладагента, конечно, учитывается и экономическая составляющая. Однако стоимость — это величина переменная, зависящая от многочисленных факторов рынка и, как показывает сегодняшняя практика, может значительно колебаться в узком диапазоне времени, следовательно, ее учет весьма относителен.

Некоторые, определяющие выбор рабочего тела, свойства ГФУ и натуральных хладагентов представлены в табл. 1.

Как видно из табл. 1, вместе с ранее отмеченными нами перспективными хладагентами аммиак R717 имеет нулевой показатель ПГП, однако это вещество токсичное с умеренной воспламеняемостью.

Таблица 1. Свойства хладагентов  
Table 1. Refrigerant properties

Хладагент	Химическая формула вещества	Темпер. глайд, °С	ПГП	Категория безопасн.	Температура кипения °С при 1 атм.	Критическое давление МПа и темпер. °С
R134a	CF <sub>3</sub> –CH <sub>2</sub> F	0	1300	A1	–26,1	4,1/101,2
R404A	R125+ R134a+ R143A	0,7	3780	A1	–46,5	3,73/72,1
R407C	R32+ R125+ R134a	≈5	1530	A1	–43,7	4,82/87,3
R410A	R32+ R125	<0,17	1980	A1	–52,7	4,95/72,5
R448A	R32+ R125+ R134a+ + R1234ze+ R1234yf	6,17	1273	A1	–46,12	4,7/83,7
R450A	R134a+ R1234ze	8	600	A1	–23,1	3,82/104,4
R513A	R134a+ R1234yf	0	630	A1	–28	3,8/96,5
R717	NH <sub>3</sub>	0	0	B2	–33,3	11,28/132,4
R290	C <sub>3</sub> H <sub>8</sub>	0	3	A3	–42,1	4,2/96,7
R600a	C <sub>4</sub> H <sub>10</sub>	0	0	A3	–11,6	3,65/135
R744	CO <sub>2</sub>	0	1	A1	–57	7,4/31,1

Аммиак не смешивается с маслом и, следовательно, не будет растворять его в картере компрессора. Необходимо использовать маслоотделитель в нагнетательном трубопроводе всех систем с R717 и создать условия для удаления масла из испарителя. Хотя чистый аммиак не коррозионный по отношению ко всем металлам холодильных систем, он опасен для цветных металлов, например, меди и латуни, при поглощении влаги. Следовательно, использование R717 в системах малой и средней производительности, где работает СПК, осложнено рядом вышеуказанных факторов. К тому же вследствие высокой электропроводности R717 затруднено создание полугерметичных и герметичных компрессоров. Отметим, однако, что аммиак имеет хорошие термодинамические и теплофизические свойства, превосходную объемную производительность и высокий коэффициент теплоотдачи, низкую стоимость. Это оправдывает его использование в крупных холодильных установках промышленного назначения. Здесь следует отметить, что одна из перспективных задач для развития спиральной технологии, с учетом фактора себестоимости, это решение вопроса повышения производительности СПК, что даст возможность занять новые ниши в сферах промышленного холода.

Рассматривая эксплуатационные свойства хладагентов изобутана R600a и пропана R290 (см. табл. 1), отметим низкую категорию безопасности в силу их взрыво- и пожароопасности, что влечет жесткие лимиты к объему заправки, т. е. их применение преимущественно ограничено машинами малой производительности, увеличение которой возможно в случае локализации холодильной машины. Европейские сертификаты (ATEX, Atmosphères Explosives) [12] налагают строгие правила на использование компонентов и установку вне зданий для систем, имеющих заправку хладагентом с категорией опасности. Так, например, по схеме с промежуточным охлаждением работают некоторые системы кондиционирования и тепловые насосы. В то же время хладагент диоксид углерода R744 относится к классу незначительной опасности A1, как и большинство ГФУ, что позволяет использовать его в различных сферах в условно неограниченном количестве. Помимо этого, R744 обладает термохимической стабильностью, химической совместимостью с материалами и холодильными

маслами, достаточной взаимной растворимостью с маслом для обеспечения его циркуляции, технологичностью применения.

С точки зрения термодинамических свойств (табл. 1) видно, что изобутан, например, имеет ограничение по температуре кипения выше, чем  $T_0 = -11,6^\circ\text{C}$ . Т. о., модельный ряд СПК с R600a будет обусловлен только высоко- и среднетемпературными машинами малой производительности, а сама машина ограничена лимитом заправки хладагентом. Рентабельность СПК в таких машинах, как мы показали ранее, достаточно мала. Термодинамические и теплофизические свойства R290 и R744 неоднозначны. Применение этих веществ в качестве рабочего тела для спирального компрессора требует всестороннего изучения. Следует отметить основные нюансы: пропан обладает низкой температурой нагнетания, но уступает ряду ГФУ хладагентам в удельной холодопроизводительности. Углекислота (CO<sub>2</sub>), напротив, имеет преимущества в удельной холодопроизводительности, а также низкую степень повышения давления, однако является хладагентом высокого давления с низкой критической точкой. Пропан при температурах и давлениях сжатия, характерных для СПК, обладает незначительной динамической вязкостью, практически в два раза меньшей, чем CO<sub>2</sub>, что скажется на характере протечек [13].

В итоге мы уже можем сказать, что R717 и R600a, главным образом, из-за эксплуатационных свойств, обладают малой вероятностью широкого распространения в спиральной технологии, по крайней мере, в ближайшее время. Так, высокий ПДК и несовместимость с некоторыми конструкционными материалами, преимущественно используемыми в сферах применения холодильного спирального компрессора, ограничивают применение аммиака (R717). При этом аммиак обладает весьма высокими термодинамическими и теплофизическими свойствами и с этих позиций мог бы рассматриваться как перспективный хладагент для СПК в случае промышленного применения.

Ограничение в использовании R600a продиктовано ограниченностью заправки из-за класса опасности и узкой областью работы компрессора на данном хладагенте. Применение изобутана возможно в машинах малой производительности, где СПК уступает

пока свои позиции тем же ротационным и поршневым компрессорам. Снижение рисков использования изобутана с позиций класса опасности сможет расширить диапазон линейки производительности оборудования и повысить рентабельность применения СПК с данным хладагентом в будущем.

R290 также имеет ограничение в количестве заправки из-за класса опасности А3, однако более широкая область работы в сочетании с возможностью применения косвенного охлаждения и удаленная организация машинных отделений позволяют использовать данный хладагент, достигая большей производительности. Близость термодинамических свойств пропана к ГФУ хладагентам позволяют адаптировать СПК к работе на R290 с минимальными изменениями. Наиболее перспективным представляется применение CO<sub>2</sub> (R744), т. к. по эксплуатационным свойствам он сопоставим с ГФУ хладагентами, а по термо- и теплофизическим свойствам он имеет даже некоторые преимущества [14]. Факт серийного производства моделей СПК, работающих на R290 и R744, говорит об уверенности и заинтересованности производителей в данных технологиях. Таким образом, вопрос дальнейшей перспективы использования натуральных хладагентов применительно к СПК зависит от возможности адаптации или создания новых конкурентоспособных образцов компрессоров. Что открывает область более глубокого исследования рабочих процессов спирального компрессора с учетом особенностей термодинамических и теплофизических свойств, актуальных для применения пропана и диоксида углерода.

#### Список источников

1. Duprez M.-E., Dumont E., Frère M. Modelling of reciprocating and scroll compressors // *Int. J. Refrigeration*. 2007. Vol. 30. P. 873–886. DOI: 10.1016/j.ijrefrig.2006.11.014.
2. Minikaev A., Yerezhap D., Zhigovskaia D., Pronin V., Kovanov A. Power interactions of scroll compressor elements // *IOP Conf. Ser. Mater. Sci. Eng.* 2020. Vol. 826. 012022. DOI: 10.1088/1757-899X/826/1/012022.
3. Бараненко А. В., Бухарин Н. Н., Пекарев В. И. [и др.]. Холодильные машины / под общ. ред. Л. С. Тимофеевского. Санкт-Петербург: Политехника, 1997. 992 с.
4. Косачевский В. А. Разработка метода расчета и анализ рабочего процесса спиральных компрессоров: дис. ... канд. тех. наук. Санкт-Петербург, 1998. 188 с.
5. Pronin V. A., Kuznetsov Y. L., Zhigovskaia D. V., Minikaev A. F., Yerezhap D. Improving methodology calculating the leakages compressible environment in the working part of a screw compressor // *AIP Conference Proceedings*. 2019. Vol. 2141. 030010. DOI: 10.1063/1.5122060.
6. Ma X., Zhang C., Li K. Hybrid modeling and efficiency analysis of the scroll compressor used in micro compressed air energy storage system // *Appl. Therm. Eng.* 2019. Vol. 161. 114139. DOI: 10.1016/j.applthermaleng.2019.114139.
7. Паранин Ю. А. Разработка и исследование спирально-го компрессора сухого сжатия: дис. ... канд. тех. наук. Казань, 2011. 254 с.

8. Общий каталог продукции 2020 для холодильной техники, кондиционирования и тепловых насосов. URL: <http://www.copeland.com.ua/pdf/catalog.pdf> (дата обращения: 20.05.2021).

9. Бабакин Б. С., Стефанчук В. И., Ковтунов Е. Е. Альтернативные хладагенты и сервис холодильных систем на их основе: справ. рук. Москва: КолосС, 2000. 160 с. ISBN 5-10-003679-6.

10. Бабакин Б. С., Выгодин В. А. Спиральные компрессоры в холодильных системах: моногр. Рязань: Узорочье, 2003. 379 с. ISBN 5-85057-414-X.

11. Winandy E., Lebrun J. Scroll compressors using gas and liquid injection: experimental analysis and modelling // *Int. J. Refrigeration*. 2002. Vol. 25. P. 1143–1156. DOI: 10.1016/S0140-7007(02)00003-8.

12. Winandy E., Hundy G. Refrigerant and Scroll Compressor Options for Best Performance of Various European Heat Pump Configurations // *International Refrigeration and Air Conditioning Conference*. 2008. 895. URL: <http://docs.lib.purdue.edu/iracc/895> (дата обращения: 12.05.2021).

13. Zheng S., Wei M., Hu C. [et al.]. Flow characteristics of tangential leakage in a scroll compressor for automobile heat pump with CO<sub>2</sub> // *Sci. China Technol. Sci.* 2021. Vol. 64 (5). P. 971–983. DOI: 10.1007/s11431-020-1765-3.

14. Yueh-ju T., Yangguang L. Development of a R744 Low Side Variable Speed Scroll Compressor for Bottle Cooler Application // *International Compressor Engineering Conference*. 2012. 2076. URL: <https://docs.lib.purdue.edu/icec/2076> (дата обращения: 15.06.2021).

**ПРОНИН Владимир Александрович**, доктор технических наук, профессор (Россия), профессор факультета энергетики и экотехнологий.

SPIN-код: 3737-3495

AuthorID (РИНЦ): 706161

AuthorID (SCOPUS): 57188556577

Адрес для переписки: [maior.pronin@mail.ru](mailto:maior.pronin@mail.ru)

**КОВАНОВ Александр Викторович**, аспирант факультета энергетики и экотехнологий.

ORCID: 0000-0003-2821-795X

Адрес для переписки: [avkovanov@itmo.ru](mailto:avkovanov@itmo.ru)

**КАЛАШНИКОВА Елена Анатольевна**, аспирант факультета энергетики и экотехнологий.

Адрес для переписки: [kalashnikova.elena.96@mail.ru](mailto:kalashnikova.elena.96@mail.ru)

**ЦВЕТКОВ Вадим Александрович**, аспирант факультета энергетики и экотехнологий.

Адрес для переписки: [wadimtsvetkov@mail.ru](mailto:wadimtsvetkov@mail.ru)

#### Для цитирования

Пронин В. А., Кованов А. В., Калашникова Е. А., Цветков В. А. Перспектива использования озонобезопасных хладагентов с низким потенциалом глобального потепления в спиральных компрессорах. Часть 1 // *Омский научный вестник. Сер. Авиационно-ракетное и энергетическое машиностроение*. 2021. Т. 5, № 4. С. 9–16. DOI: 10.25206/2588-0373-2021-5-4-9-16.

Статья поступила в редакцию 29.08.2021 г.

© В. А. Пронин, А. В. Кованов, Е. А. Калашникова, В. А. Цветков

# THE PROSPECT OF USING OZONE-SAFE REFRIGERANTS WITH LOW GLOBAL WARMING POTENTIAL IN SCROLL COMPRESSORS. PART 1

V. A. Pronin, A. V. Kovanov, E. A. Kalashnikova, V. A. Tsvetkov

ITMO University,  
Russia, Saint Petersburg, Lomonosov St. 9, 191002

The Montreal Protocol and the Kigali Amendment have determined the need and deadlines of the replacement of hydro fluorinated refrigerants. Substances of natural origin with a low global warming potential are becoming an alternative to hydrofluorocarbons that are being withdrawn from circulation. Such an alternative corrects the vector of development of refrigeration equipment and entails the need to adapt or create new models of equipment taking into account the excellent properties of new refrigerants. However, the consumer's choice is still based on the efficiency, cost and reliability of the equipment. Having studied the possibility of using new refrigerants, in the fields of using a scroll compressor, from the point of view of the operational properties of substances, we also noted some aspects of the influence of their thermodynamic and thermophysical properties on the working processes and design of compressor elements. Thus, we present a comparative analysis of the practical application and further prospects for the using of refrigerants in a scroll compressor, highlighting the current directions of studying this issue.

**Keywords:** scroll compressor, refrigerant properties, hydrofluorocarbons, flow rate, energy efficiency, fluid leaks.

## References

1. Duprez M.-E., Dumont E., Frère M. Modelling of reciprocating and scroll compressors // *Int. J. Refrigeration*. 2007. Vol. 30. P. 873–886. DOI: 10.1016/j.ijrefrig.2006.11.014. (In Engl.).
2. Minikaev A., Yerezhep D., Zhignovskaia D., Pronin V., Kovanov A. Power interactions of scroll compressor elements // *IOP Conf. Ser. Mater. Sci. Eng.* 2020. Vol. 826. 012022. DOI: 10.1088/1757-899X/826/1/012022. (In Engl.).
3. Baranenko A. V., Bukharin N. N., Pekarev V. I. [et al.]. *Kholodil'nyye mashiny [Refrigeration machines]* / Ed. L. S. Timofeyevskiy. St. Petersburg, 1997. 992 p. (In Russ.).
4. Kosachevskiy V. A. *Razrabotka metoda rascheta i analiz rabocheho protsessa spiral'nykh kompressorov [Development of a calculation method and analysis of the working process of scroll compressors]*. St. Petersburg, 1998. 188 p. (In Russ.).
5. Pronin V. A., Kuznetsov Y. L., Zhignovskaia D. V., Minikaev A. F., Yerezhep D. Improving methodology calculating the leakages compressible environment in the working part of a screw compressor // *AIP Conference Proceedings*. 2019. Vol. 2141. 030010. DOI: 10.1063/1.5122060. (In Engl.).
6. Ma X., Zhang C., Li K. Hybrid modeling and efficiency analysis of the scroll compressor used in micro compressed air energy storage system // *Appl. Therm. Eng.* 2019. Vol. 161. 114139. DOI: 10.1016/j.applthermaleng.2019.114139. (In Engl.).
7. Parinin Yu. A. *Razrabotka i issledovaniye spiral'nogo kompressora sukhogo szhatiya [Development and research of dry compression scroll compressor]*. Kazan, 2011. 254 p. (In Russ.).
8. *Obschchiy katalog produktsii 2020 dlya kholodil'noy tekhniki, konditsionirovaniya i teplovykh nasosov [General product catalog 2020 for refrigeration, air conditioning and heat pumps]*. URL: <http://www.copeland.com.ua/pdf/catalog.pdf> (accessed: 20.05.2021). (In Russ.).
9. Babakin B. S., Stefanchuk V. I., Kovtunov E. E. *Al'ternativnyye khladagenty i servis kholodil'nykh sistem na ikh osnove [Alternative*

*refrigerants and service of refrigeration systems based on them]*. Moscow, 2000. 160 p. ISBN 5-10-003679-6. (In Russ.).

10. Babakin B. S., Vygodin V. A. *Spiral'nyye kompressory v kholodil'nykh sistemakh [Scroll compressors in refrigeration systems]*. Ryazan, 2003. 379 p. ISBN 5-85057-414-X. (In Russ.).
11. Winandy E., Lebrun J. Scroll compressors using gas and liquid injection: experimental analysis and modelling // *Int. J. Refrigeration*. 2002. Vol. 25. P. 1143–1156. DOI: 10.1016/S0140-7007(02)00003-8. (In Engl.).
12. Winandy E., Hundy G. Refrigerant and Scroll Compressor Options for Best Performance of Various European Heat Pump Configurations // *International Refrigeration and Air Conditioning Conference*. 2008. 895. URL: <http://docs.lib.purdue.edu/iracc/895> (accessed: 12.05.2021). (In Engl.).
13. Zheng S., Wei M., Hu C. [et al.]. Flow characteristics of tangential leakage in a scroll compressor for automobile heat pump with CO<sub>2</sub> // *Sci. China Technol. Sci.* 2021. Vol. 64 (5). P. 971–983. DOI: 10.1007/s11431-020-1765-3. (In Engl.).
14. Yueh-ju T., Yangguang L. Development of a R744 Low Side Variable Speed Scroll Compressor for Bottle Cooler Application // *International Compressor Engineering Conference*. 2012. 2076. URL: <https://docs.lib.purdue.edu/iccc/2076> (accessed: 15.06.2021). (In Engl.).

**PRONIN Vladimir Aleksandrovich**, Doctor of Technical Sciences, Professor of Energy and Ecotechnology Faculty.

SPIN-code: 3737-3495

AuthorID (RSCI): 706161

AuthorID (SCOPUS): 57188556577

Correspondence address: maior.pronin@mail.ru

**KOVANOV Aleksandr Viktorovich**, Graduate Student of Energy and Ecotechnologies Faculty.



ORCID: 0000-0003-2821-795X

Correspondence address: avkovanov@itmo.ru

**KALASHNIKOVA Elena Anatolyevna**, Graduate Student of Energy and Ecotechnologies Faculty.

Correspondence address:

kalashnikova.elena.96@mail.ru

**TSVETKOV Vadim Aleksandrovich**, Graduate Student of Energy and Ecotechnologies Faculty.

Correspondence address:

wadimtsvetkov@mail.ru

#### For citations

Pronin V. A., Kovanov A. V., Kalashnikova E. A., Tsvetkov V. A. The prospect of using ozone-safe refrigerants with low global warming potential in scroll compressors. Part 1 // Omsk Scientific Bulletin. Series Aviation-Rocket and Power Engineering. 2021. Vol. 5, no. 4. P. 9–16. DOI: 10.25206/2588-0373-2021-5-4-9-16.

**Received August 29, 2021.**

© V. A. Pronin, A. V. Kovanov, E. A. Kalashnikova, V. A. Tsvetkov