

DOI: <https://doi.org/10.17816/RF632137>



Усовершенствованная конструкция компрессоров на основе CO₂ для промышленного применения

Oliver Javerschek¹, Jens Mannewitz²

¹ BITZER Kuehlmaschinenbau GmbH, Rottenburg-Ergenzingen, Germany;

² BITZER Kuehlmaschinenbau Schkeuditz GmbH, Schkeuditz, Germany

АННОТАЦИЯ

Распределительные центры, складские помещения, предприятия пищевой промышленности — применение систем на основе CO₂ в промышленных масштабах все чаще становится предметом внимания потребителей, производителей и холодильной промышленности в целом. Теперь уже не редкость установки с холодопроизводительностью 2 МВт. Успешно работают установки с требуемой холодопроизводительностью до 4 МВт, распределенных между несколькими системами с 65 компрессорами. Убедительными аргументами в пользу установок на углекислом газе являются: более низкие требования к безопасности, меньшее пространство, необходимое для машинного отделения, а также лучшая сезонная энергоэффективность по сравнению с установками на аммиаке. Развивая эту тенденцию, компания BITZER разработала компрессоры с восемью цилиндрами для промышленного применения. Основное внимание при разработке уделялось, кроме традиционно высокой эксплуатационной безопасности, эффективности, регулированию производительности и низкому коэффициенту уноса масла. В данной публикации представлен обзор решений, применяемых в промышленных масштабах с использованием углекислого газа в качестве хладагента. На основе этого в статье описывается конструкция нового поколения компрессоров и его потенциал для промышленного применения. Он не является конкурентом аммиачных систем, а скорее дополнительным решением, которое отличается устойчивостью и работает на основе природного хладагента.

Ключевые слова: промышленное охлаждение; конструкция компрессора; углекислый газ.

Настоящая статья представляет собой перевод статьи Javerschek O, Mannewitz J. Advanced design for CO₂ compressors in industrial applications. In: Proceedings of the 9th IIR Conference on the Ammonia and CO₂ Refrigeration Technologies. Ohrid: IIF/IIR, 2021. DOI: 10.18462/iir.nh3-co2.2021.0009

Публикуется с разрешения правообладателя.

Как цитировать:

Javerschek O., Mannewitz J. Усовершенствованная конструкция компрессоров на основе CO₂ для промышленного применения // Холодильная техника. 2023. Т. 112, № 2. С. 75–86. DOI: <https://doi.org/10.17816/RF632137>

DOI: <https://doi.org/10.17816/RF632137>

Advanced design for CO₂ compressors in industrial applications

Oliver Javerschek¹, Jens Mannewitz²

¹ BITZER Kuehlmaschinenbau GmbH, Rottenburg-Ergenzingen, Germany;

² BITZER Kuehlmaschinenbau Schkeuditz GmbH, Schkeuditz, Germany

ABSTRACT

Distribution centers, ware houses, food processing plants — CO₂ applications in industrial scale are increasingly becoming the focus of operators, OEM's and the refrigeration industry. Applications with 2 MW cooling capacity are no longer a rarity. Installations with the required capacity of up to 4 MW split between several systems with up to 65 compressors operate successfully. The convincing arguments in favour of the carbon dioxide installations are: lower safety requirements, less space for the machine room and good seasonal energy efficiency compared to installations with ammonia. Following the development of this trend BITZER designed compressors with eight cylinders for industrial applications. The main focus of the development was besides the usually high operational safety, efficiency, capacity regulation and a low oil carry over rate. This publication gives an overview of the system solutions applied in industrial scaled applications with carbon dioxide as refrigerant. Based on this, the paper describes the design of a new generation of compressors and its potential for industrial applications. It is not intended as a competitor to ammonia system solutions, but rather as an additional solution that is sustainable and based on a natural refrigerant.

Keywords: industrial refrigeration; compressor design; carbon dioxide.

This article is a translation of the article by Javerschek O, Mannewitz J. Advanced design for CO₂ compressors in industrial applications. In: Proceedings of the 9th IIR Conference on the Ammonia and CO₂ Refrigeration Technologies. Ohrid: IIF/IIR, 2021. DOI: 10.18462/iir.nh3-co2.2021.0009

Published with the permission of the copyright holder.

To cite this article:

Javerschek O, Mannewitz J. Advanced design for CO₂ compressors in industrial applications. *Refrigeration Technology*. 2023;112(2):75–86.

DOI: <https://doi.org/10.17816/RF632137>

Received: 17.05.2024

Accepted: 17.05.2024

Published online: 17.06.2024

1. ВВЕДЕНИЕ

Компрессоры CO₂ BITZER в транскритических случаях используются в коммерческих проектах с ноября 2004 года. Отправной точкой стала установка компании Linde/Carrier в гипермаркете COOP в Веттингене, Швейцария. Компании Heinbokel и Gernemann представили свои работы в 2005 году. Указанная установка до сих пор находится в эксплуатации и имеет холодопроизводительность 322 кВт на среднетемпературном (СТ) и 58 кВт на низкотемпературном (НТ) уровнях. Для обеспечения требуемой производительности на ступени СТ используются 12 компрессоров с описанным объемом 12,0 м³/ч, работающих на частоте 50 Гц, которые разделены между двумя системами СТ. В последующие 10 лет компрессоры в основном использовались в холодильных системах супермаркетов, начиная от небольших дискаунтеров и заканчивая супермаркетами и гипермаркетами. Холодопроизводительность установленных систем МТ обычно находилась в диапазоне от 20 до <400 кВт. В 2014 году наметилась следующая тенденция — модульная технология, разработанная и используемая в секторе супермаркетов, стала применяться в гипермаркетах cash-and-carry, распределительных центрах, складах и на предприятиях пищевой промышленности. В 2015 году был введен в эксплуатацию распределительный центр Lidl в Вестеркаппельне. Площадь складских помещений составляет 3 800 и 6 100 м² на уровнях НТ и СТ, а номинальная холодопроизводительность — 0,4 МВт и 0,8 МВт, соответственно. Производительность на уровне СТ распределена между тремя компрессорными агрегатами, каждый из которых оснащен шестью компрессорами с описанным объемом 26,5 м³/ч, работающими на частоте 50 Гц. Используемые модели компрессоров и номинальные типоразмеры двигателей уже зарекомендовали себя на рынке. Проблема повышения эффективности выпуска изделий в серийном производстве с существующим отсеком для электродвигателя без изменения конструкции, была решена внедрением синхронных двигателей с постоянными магнитами (LSPM). Основным требованием потребителей и производителей оборудования, в данном случае компании Carrier, было достижение высокой энергоэффективности. С тех пор предел установленной мощности быстро и очень часто повышался за счет использования компрессоров с синхронными двигателями с постоянными магнитами. В настоящее время на базе 6-цилиндровых компрессоров успешно эксплуатируются установки с холодопроизводительностью СТ около 5 МВт. Например, компания-производитель оборудования CRS из Южной Африки поставила пять компрессорных агрегатов с общим количеством 65 компрессоров для установки на предприятии Yosemite Foods в Калифорнии, сообщает портал CoolSys.com. Здесь на уровне СТ используются компрессоры с описанным объемом 38,2 м³/ч, работающие на частоте 50 Гц.

Количество компрессоров в упомянутых примерах уже показывает потенциал для увеличения описанного объема одного компрессора. Однако для охлаждения в промышленных масштабах недостаточно просто спроектировать компрессор с большим описанным объемом. Даже несмотря на то, что концепция модульного охлаждения, позаимствованная из холодильного оборудования для коммерческого сектора, находит свое применение в промышленном холодильном оборудовании, что не означает снижение требований отраслевых стандартов. Как и в сфере холодильного оборудования для коммерческого сектора, здесь требуется высочайшая энергоэффективность и эксплуатационная безопасность. Однако, чем выше требуемая холодопроизводительность и чем крупнее системы, тем больше потребность в электроэнергии. Поэтому эксплуатационные расходы становятся все более важными для операторов. Но не только из-за роста цен на энергоносители. В сфере промышленного холодильного оборудования также ожидается увеличение срока службы используемых компонентов. Поскольку компрессоры потребляют большую часть энергии систем, необходимо повысить энергоэффективность, что позволит снизить потребности в электрической энергии и эксплуатационные расходы. Увеличение срока службы также указывает на то, что необходимо гарантировать эксплуатационную надежность в течение более длительного времени. Этот критерий приобретает все большее значение. Коэффициент уноса масла (OCR) компрессора и возможность адаптации производительности к требуемой также влияют на энергоэффективность и эксплуатационную безопасность. В данной публикации разъясняются эти требования и показано их влияние на компрессоры, применяемые в промышленности.

2. СТАНДАРТНАЯ ТЕХНОЛОГИЯ СИСТЕМ НА БАЗЕ CO₂

Модульная конструкция систем с несколькими компрессорами может оказаться полезной в установках промышленного масштаба. С одной стороны, в рамках общей концепции интересно разделить различные температурные уровни, например, производство продукции и хранение, между двумя системами. С другой стороны, эффективность модульных систем при частичной нагрузке высока, так как производительность лучше регулировать с помощью нескольких компрессоров, чем с помощью одного большого. На вопрос, какая концепция лучше, т.е. модульная с частичной нагрузкой и несколькими компрессорами или с одним, более крупным компрессором, работающим под частичной нагрузкой, ответить, как правило, сложно. Тем не менее, интересно отметить, что для промышленного применения характерны определенные профили нагрузок. Распределительные центры или предприятия пищевой

промышленности, как правило, характеризуются высокой нагрузкой на уровнях СТ и НТ во время хранения и производства, но в остальное время требуется частичная загрузка с производительностью от одной трети до одной пятой номинальной холодопроизводительности. С точки зрения сезонной эффективности, указанное обстоятельство говорит о высокой значимости работы с частичной нагрузкой. В рамках обсуждаемого спектра нагрузок и областей применения для использования систем на базе CO₂ важны три основных критерия: загрузка, количество температурных уровней и точек охлаждения. Системные решения показывают, что в проектах существует компромисс между простой стандартной модульной технологией и технологиями, повышающими эффективность, которые, однако, требуют больших технических ресурсов. Но меры по повышению эффективности имеют заявленную цель: свести к минимуму требования к технической сложности при одновременном максимальном повышении эффективности. Выбор решения после анализа затрат и выгод, зависит от множества критериев, к числу которых относятся, например, климат и профиль нагрузки. Оказывается, промышленные предприятия предпочитают использовать стандартные решения, например, технологию модульных систем с байпасом дроссельного газа (FGB) и непосредственным кипением хладагента (DX), а повышение эффективности достигается за счет использования более производительных теплообменников или компрессоров. Ниже приведена краткая характеристика часто используемых решений.

2.1 Бустерные системы для ступеней СТ и НТ

В 2008 году так называемая система байпаса дроссельного газа (FGB) стала стандартным решением для установок на базе CO₂. Она достаточно проста по своей конструкции и, в связи с этим, считается «базовой» системой. Об этом свидетельствуют тысячи установленных систем во многих уголках земного шара. При условии, что концепция применяется только для одного температурного уровня, конструкция FGB представляет собой систему с одноступенчатым сжатием, двухступенчатым расширением и байпасом дроссельного газа. В состав системы входит ресивер среднего давления, в котором происходит разделение жидкой и газовой фаз. Давление внутри ресивера среднего давления контролируется и регулируется перепускным клапаном дроссельного газа, а уровень давления поддерживается выше требуемого давления кипения. Для двух различных температурных уровней, СТ и НТ, системы обычно применяются в конфигурации бустера; двухступенчатые системы сжатия с внешним смешиванием с общим контуром хладагента и масла, с двухступенчатым расширением для каждого температурного уровня, ресивером среднего давления и байпасом дроссельного газа. Как правило, такая базовая технология применяется с испарителями с непосредственным кипением

хладагента (DX), что позволяет еще больше снизить сложность системы, пространство для машинного отделения и время монтажа.

2.2 Система с отделителем жидкости

Системы с отделителем жидкого хладагента состоят из ресивера среднего давления, где результирующее давление внутри ресивера контролируется и регулируется непосредственно компрессорами первой и второй ступени сжатия. Обычно такое технологическое решение применяется без внутреннего промежуточного охлаждения в системах на базе CO₂: после первой ступени сжатия и охладителя перегретого газа хладгентс смешивается с насыщенным паром из отделителя жидкости. Оба расхода формируют общий расход, который принимается и сжимается второй ступенью сжатия. Системы с отделителем жидкости с впрыском холодильного агента также представляют собой двухступенчатые системы с внешним смешиванием и двухступенчатым дросселированием, общим контуром холодильного агента и масла. Благодаря этому, они соответствуют определению бустерной системы.

2.3 Технологии, повышающие эффективность

Использование двигателей LSPM в компрессорах позволяет повысить эффективность стандартной системы, описанной в п. 2.1 или 2.2, до более высокого уровня. Благодаря сочетанию асинхронного статора и постоянных магнитов внутри короткозамкнутого ротора можно повысить электрический КПД. Ротор синхронизируется с вращающимся полем во время короткой фазы запуска. Таким образом, он работает на синхронной скорости. Исключаются потери, вызванные ротором и индукцией, что повышает КПД двигателя. Независимо от условий эксплуатации и связанного с ними проскальзывания в стандартных двигателях, частота вращения привода в компрессорах с двигателями LSPM всегда синхронна с вращающимся полем и, следовательно, не зависит от требуемого крутящего момента. Более высокий электрический КПД также означает меньший нагрев всасываемого газа. Таким образом, в этих машинах значительно увеличивается массовый расход за единицу времени. Перечисленные факторы вызывают высокое увеличение изэнтропного КПД компрессоров. Однако, здесь также следует рассмотреть проблемы, связанные с использованием CO₂ в качестве хладагента при высоких температурах. Для сжатия газообразного хладагента от давления кипения до уровня давления нагнетания требуется сравнительно большое количество энергии. Повышение температуры отвода теплоты соответствует более высоким уровням давления. Это необходимо для того, чтобы соответствовать оптимальному уровню сверхкритического отвода теплоты и, таким образом, достичь оптимального КПД. В конечном счете, повышение уровня давления приводит к увеличению до очень высоких уровней кинетической и потенциальной энергии на стороне высокого давления (ВД). Таким

образом, значительными оказываются и потери на дросселирование, возникающие при расширении от высокого до среднего или давления кипения. Кроме того, оставшаяся жидкая фаза относительно невелика. Механическое переохлаждение может эффективно снизить количество дроссельного газа при среднем давлении. Однако, присутствуют потери при дросселировании, так как уровень энергии все еще не используется для получения эффекта. Это переохлаждение приводит к снижению температуры на выходе из газоохладителя при почти постоянном давлении. После расширения переохлажденного хладагента высокого давления процент пара, образующегося внутри ресивера среднего давления, снижается. Эффект переохлаждения может быть достигнут с помощью различных технологий, включая конденсаторные агрегаты или чиллеры кондиционирования воздуха, в основе которых лежат синтетические или природные хладагенты, подобные углеводородам. Концепция параллельного сжатия не приводит ни к уменьшению количества испаряющихся газов на уровне среднего давления, ни к потерям на дросселирование. Решение снижает требуемую степень сжатия дроссельного газа до уровня давления нагнетания. Таким образом, дроссельный газ с более высоким давлением всасывается специальным компрессором или ступенью компрессора, которая напрямую соединена с ресивером среднего давления. Типичные уровни давления приводят к более высоким объемным и изэнтропным КПД при сжатии дроссельного газа, так как уменьшается степень сжатия. Кроме того, поскольку плотность на всасывании пара выше, для сжатия пара, поступающего из ресивера среднего давления, требуется меньший описанный объем компрессора. Учитывая вышесказанное, преимущество в эффективности параллельного цикла сжатия основано на степени сжатия, более высоком объемном и изэнтропном КПД, а также более высокой плотности на всасывании для сжатия дроссельного газа. Сжатие дроссельного газа или жидкости, как раз за счет использования потенциальной и кинетической энергий, описывает принцип действия эжекторов. Эти устройства могут перекачивать и сжимать хладагент без электричества. Жидкость высокого давления используется в качестве рабочего потока, а работа по расширению частично используется для сжатия так называемого движущегося массового потока, который может быть дроссельным газом или жидкостью.

2.4 Полузатопленное испарение и избыточная подача жидкости

В промышленных холодильных системах работа воздухоохладителей в затопленном режиме является стандартом. К преимуществам, которые обычно приводятся, относятся: лучшее использование поверхности теплообменника, равномерная температура охладителя по всей поверхности и более высокий коэффициент теплопередачи на стороне хладагента. Циркуляция

жидкости обеспечивается насосами, благодаря чему, теплообменник работает не затопленным, а с избыточной подачей, так как жидкости подается больше, чем способно выкипеть. Таким образом, кратность циркуляции, равная 1, достигается, когда вся подаваемая жидкость выкипает, а на выходе из теплообменника присутствует только насыщенный пар. В этом случае кратность циркуляции равна нулю, а если подается больше жидкости, чем может выкипеть, кратность циркуляции больше нуля. Для каждого охладителя можно найти идеальную кратность циркуляции. Оптимальный расход может сильно варьироваться и зависит от теплового потока, диаметра и длины трубопровода. В справочнике «ASHRAE Handbook of Refrigeration» цитируется исследовательская работа Lorentzen и Gronnerud. Чем выше кратность циркуляции, тем выше коэффициент теплопередачи и перепад давления для данного испарителя. По сравнению с системами, работающими на аммиаке, кратность циркуляции в системах с CO₂ значительно ниже. Детальное исследование положительного влияния кипения потока на коэффициент теплоотдачи было проведено Park и Hrnjak. Изменяя массовый поток в диапазоне от 100, 200 до 400 кг/м² и тепловой поток в диапазоне 5, 10 и 15 кВт/м², измерялся коэффициент теплопередачи как функция качества хладагента (пара) в диапазоне от 0,1 до 0,8 для двух различных температур кипения. Результаты показывают сильное влияние теплового потока на измеренные коэффициенты теплопередачи и менее сильное влияние массового потока и качества хладагента (пара). В коммерческих холодильных установках и в сочетании с модульными системами, испарители обычно работают с непосредственным кипением. Подаваемая жидкость полностью выкипает и перегревается в теплообменнике. Если подается больше жидкости, длина области перегрева в теплообменнике уменьшается, и режим может измениться с непосредственного кипения на полузатопленный. Как следствие, поверхность теплообменника используется более эффективно, а коэффициент теплопередачи увеличивается. Тем не менее, работа с полузатопленным испарителем приобрела важное значение, особенно благодаря использованию эжекторов и ресиверов низкого давления. С их помощью можно регулировать перегрев на выходе из испарителей до очень малых уставок, что приводит к работе в полузатопленном режиме. Жидкий хладагент, который не выкипает в испарителе, отделяется в ресивере низкого давления для защиты компрессоров от влажного хода. За счет управления очень малым контрольным значением перегрева можно значительно уменьшить размеры ресивера низкого давления. Основываясь на данных, полученных в ходе полевых испытаний в Южной Европе, Bigaran et al. количественно оценили величину повышенной температуры кипения. При переходе от непосредственного кипения к полузатопленному на тех же испарителях было показано среднее увеличение температуры кипения на 3 К. Измерения охватывали работу при полной

и частичной нагрузке и показали повышенную температуру кипения в зависимости от температуры окружающей среды. Но независимо от того, работает ли теплообменник с циркуляционной избыточной подачей, в затопленном или полузатопленном режиме, положительные эффекты приводят к более высокой температуре кипения. При температурах кипения от -10 до 0 °C повышенная температура кипения 1 K приводит в среднем к повышенному давлению кипения на $0,93$ бар. Но вопрос о том, в какой степени это способствует повышению эффективности, конечно, зависит от условий работы. Следует отметить, что повышенное давление всасывания влияет на теплообменник со стороны хладагента и воздуха; наиболее серьезным ограничением является поток воздуха и площадь поверхности со стороны воздуха. Применительно к компрессору необходимо учитывать, влияет ли изменение на перегрев всасываемого газа и каким образом. Чем выше плотность всасывания, тем выше массовый расход компрессора при постоянном давлении нагнетания и рабочей частоте. Если такое увеличение массового расхода и, следовательно, холодопроизводительности не требуется, условия приводят к значительному снижению рабочей частоты компрессора. В результате увеличивается содержание гармонических составляющих тока, вызванных частотным преобразователем. КПД двигателя снижается, и, в конечном счете, температура двигателя повышается из-за уменьшения массового расхода. Это может привести к тому, что выигрыш в эффективности окажется меньше, чем рассчитывается в теории. В приведенном ниже примере сделана попытка прояснить корреляции. На первом этапе предполагается, что компрессор работает на частоте 50 Гц при температуре кипения -10 °C. В одноступенчатом цикле с перегревом всасываемого газа 10 K на входе в компрессор полезный перегрев в испарителе принимается равным 6 K. Исходя из уровня давления нагнетания $86,4$ бара и температуры на выходе из газоохладителя 35 °C, расчетный массовый расход для типа компрессора, используемого в данном примере (6DTE-50K), составляет $1571,4$ кг/ч и, следовательно, холодопроизводительность соответствует $60,4$ кВт. Потребляемая мощность равна $35,2$ кВт, при этом частное обоих значений соответствует холодильному коэффициенту (COP) $1,72$. Площадь поверхности теплообмена испарителя составляет $130,2$ м². В установившемся режиме температура воздуха на входе и выходе в данном примере составляет 2 °C и $-4,9$ °C. Таким образом, средняя разница температур составляет $5,5$ K, а коэффициент теплопередачи равен $0,084$ кВт/м²K. Кроме того, поглощение теплоты и падение давления на стороне всасывания, температура на выходе из газоохладителя и температура в холодильной камере считаются постоянными для дальнейшего рассмотрения. Если теперь полезный перегрев на выходе из испарителя снижается до 1 K при работе с полузатопленным испарителем, это приводит к перегреву 5 K на входе в компрессор. На следующем этапе

постоянными считаются холодопроизводительность, коэффициент теплопередачи, а также температура воздуха на входе и выходе. Для того, чтобы увеличить температуру кипения на 5 K с -10 °C до -5 °C, площадь теплообменника должна была бы увеличиться в $3,8$ раза, чтобы компенсировать падение средней разницы температур всего до $1,4$ K. Запас поверхности в 380% или сильное увеличение воздушного потока явно не реалистичны. Таким образом, ясно, что уменьшение перегрева не может привести к повышению температуры кипения в той же степени. Следуя тому же примеру в дальнейшем, производительность испарителя, средняя разница температур, площадь поверхности и коэффициент теплопередачи остаются постоянными. Уменьшив перегрев до 1 K на выходе из испарителя и на основе равенства температур воздуха на входе и выходе, можно, согласно расчету, повысить температуру кипения с -10 °C до -8 °C. При условии, что испаритель будет иметь запас поверхности 25% , или с учетом условий частичной нагрузки, температура кипения в этом примере может увеличиться на 3 K до -7 °C. Резерв площади необходим для поддержания полной холодопроизводительности при снижении среднего перепада температур при неизменных воздушных условиях и воздушном потоке. Исходя из температуры кипения -7 °C и изменяющихся условий всасывания газа на входе в компрессор, рабочая частота компрессора может быть снижена с 50 до 46 Гц для достижения той же холодопроизводительности $60,4$ кВт, что и в исходных условиях примера. Это приводит к массовому расходу $1666,2$ кг/ч, потребляемой мощности $32,8$ кВт и относительному увеличению COP на $7,4\%$ до значения $1,84$. Это соответствует увеличению на $2,47\%$ на каждый K температуры кипения. Этот пример наглядно показывает, насколько разнообразно влияние на эффективность и как достигаемое увеличение зависит от рассматриваемой рабочей точки и уровня, на который она может быть сдвинута с применением выбранных компонентов.

3. ОСНОВНЫЕ НАПРАВЛЕНИЯ ПРОМЫШЛЕННЫХ РАЗРАБОТОК

В этой главе рассматриваются основные направления развития компрессоров, применяемых в промышленности. Рассматриваются такие аспекты, как потребность в энергии и эффективность, регулирование производительности и, наконец, контур возврата масла.

3.1 Потребность в энергии и эффективность

В последнем отчете VDMA об энергетических потребностях холодильной техники в Германии говорится, что в промышленном применении и в пищевой промышленности, которая является частью промышленного сектора, но рассматривается отдельно из-за высокого энергопотребления, применяются преимущественно аммиачные системы. Кроме того, в отчете показано, что технологические

инновации сосредоточены главным образом на дальнейшем совершенствовании компонентов и средств управления. Уделяя особое внимание потребности в электроэнергии в холодильной технике, в казанном отчете отмечается, что сектор супермаркетов потребляет 8502 ГВтч/год, а холодильные системы в коммерческих предприятиях, включая пекарни, мясные лавки, рестораны, пабы, аптеки и т. д., 4999 ГВтч/год. В отличие от этого, секторы, требующие, как правило, высокой холодопроизводительности, потребляют 11908 ГВтч/год в промышленном производстве, 7097 ГВтч в пищевой промышленности и 1475 ГВтч в холодильном хранении. Учитывая общее количество систем, указанное в отчете, можно рассчитать среднегодовую потребность в электроэнергии на одну установку. Она равна 1,48·10⁶ кВтч/год для холодильного хранения и 7,47·10⁴ кВтч/год для пищевой промышленности. Значение для сектора супермаркетов искажается тем фактом, что более полумиллиона с встроенным холодильным оборудованием используются на 38 000 объектах. Если снова сосредоточиться на промышленном секторе, то эти цифры в сочетании с длительным жизненным циклом систем в промышленных масштабах подчеркивают влияние эксплуатационных расходов, которые, помимо нагрузки на системы охлаждения, в основном определяются энергоэффективностью. А эффективность открывает большие возможности для экономии энергии. О том, как компрессор, реализующий новейшие методы оптимизации, может повысить энергоэффективность и, следовательно, раскрыть потенциал энергосбережения, будет объяснено в разделе 4 настоящей статьи.

3.2 Адаптация производительности к требуемым значениям

Регулирование производительности имеет важное значение для современных холодильных систем и является обязательным, особенно для хладагентов с высокой плотностью на всасывании и объемной холодопроизводительностью. Цели заключаются в том, чтобы обеспечить низкую минимальную нагрузку, предпочтительно без циклического включения/выключения, обеспечить высокий коэффициент управления с минимальными изменениями производительности на шаг, снижение затрат, например, за счет применения более высокой производительности при минимальном количестве компрессоров, свести к минимуму разнообразие используемых типов компрессоров, а также повысить эксплуатационную безопасность. Противоположные требования иногда приводят к условиям нагрузки с большим количеством циклов включения/выключения, нестабильным условиям работы, вызванным неоптимальным регулированием производительности. Значительные изменения производительности на ступень регулирования производительности могут привести к снижению эффективности, «влажному ходу», колебаниям в контуре управления, неблагоприятным условиям эксплуатации компрессоров, плохому контролю

температуры и качества продукции. В идеальном случае система управления позволяет бесступенчато регулировать производительность.

3.3 Контур возврата масла

В модульных системах на базе CO₂ с испарителями непосредственного кипения, применяемых в промышленных установках, обычно используются смазочные материалы на основе полиоловых эфиров (POE) с противозносными присадками, поскольку при использовании такого сочетания возврат смазочного материала из системы не представляет сложности. Высокая смешиваемость масел с жидким CO₂ и высокая плотность пара на стороне всасывания систем обеспечивают легкий возврат смазочного материала в компрессоры. В сочетании с системой ресивера низкого давления (LPR) ситуация меняется, когда применяется полностью смешивающееся масло. Даже когда массовый расход жидкости, подаваемый после LPR и возвращаемый на всасывающую линию компрессоров после расширения и поглощения теплоты в теплообменнике, используется для переохлаждения жидкости в противотоке, все равно необходимо отделить процесс переохлаждения от процесса возврата масла. Еще один аспект — контур возврата масла. Массовый расход хладагента в рассматриваемых установках, естественным образом, очень высок. При массовом расходе 10 000 кг/ч при плотности всасываемого газа 117 кг/м³ коэффициент уноса масла из компрессора 1,5% будет соответствовать абсолютному значению 2,5 л/мин масла, уносимого из картера компрессора. Такие значения будут критически важными для масляной системы, в которую входят маслоотделитель, масляный ресивер, трубопроводы подачи масла и, наконец, регуляторы уровня масла. Они также подчеркивают, что в промышленных масштабах относительные показатели уноса масла создают обманчивое впечатление. Залогом надежной работы компрессоров и систем являются низкие абсолютные значения.

4. ОСНОВНЫЕ НАПРАВЛЕНИЯ РАЗРАБОТКИ НОВОЙ ЛИНЕЙКИ КОМПРЕССОРОВ ДЛЯ ПРОМЫШЛЕННОГО ПРИМЕНЕНИЯ

Новое поколение компрессоров для промышленного применения основано на конструкции с восемью цилиндрами, при этом четыре ряда цилиндров расположены в V-образной форме. Выгодная конструкция двигателя обеспечивает очень равномерную характеристику крутящего момента в зависимости от угла кривошипа. Дополнительное использование оптимизированных по потоку клапанных пластин, рабочих клапанов, головок цилиндров и проточных каналов обеспечивает чрезвычайно тихую работу компрессора с низкой вибрацией и пульсацией газа.

Компрессоры, в первую очередь, рассматриваются для применения на ступени СТ. Широкий диапазон применения охватывает температуру кипения от -20 до 15 °C и давление нагнетания от 40 до 110 бар. Модель с наибольшим описанным объемом из новой линейки получила обозначение 8СТЕ-140К (см. рис. 1). При рабочей частоте 50 Гц описанный объем составляет $99,2$ м³/ч. электродвигатель представляет собой асинхронный электродвигатель новой конструкции с номинальной мощностью 140 л.с., в дальнейшем обозначаемый как асинхронный двигатель (ASM). Исходя из номинальных условий температуры кипения -10 °C, перегрева 10 К, давления нагнетания 90 бар и температуры газа на выходе из газоохладителя 35 °C, машина обеспечивает холодопроизводительность 223 кВт при потребляемой мощности 119 кВт. Приведенные значения основаны на измерениях с запорными клапанами всасывания и нагнетания, и процесс оптимизации еще не завершен. Даже с учетом этого, в сравнении с компрессором модели 6СТЕ-50К относительный прирост изэнтропного КПД уже превышает 8 %. Компрессор имеет массу 726 кг, довольно компактен по своей конструкции и показан на рис. 1 на испытательном стенде в научно-исследовательском центре компании BITZER в Шкойдице. Ключевыми направлениями развития, помимо эксплуатационной безопасности, были эффективность, регулирование производительности и крайне низкий уровень уноса масла.

4.1 Эффективность

Если рассматривать компрессор как, так называемый, черный ящик, то объемный и изэнтропный КПД являются ключевыми параметрами для определения его эффективности. Границей системы являются всасывающий и нагнетательный патрубки, а также клеммы для электрического подключения. Изэнтропный КПД показывает отношение



Рис. 1. 8СТЕ-140К, работающий в научно-исследовательском центре.

Fig. 1. 8STE-140K operated in the R&D center.

теоретической потребляемой мощности, связанной с условиями всасывания, и реальной потребляемой мощности, измеренной на клеммах. Таким образом, он учитывает все внутренние потери, включая трение, перепады давления, внутренние утечки, теплопередачу и электрические потери. Потребляемая мощность на клеммах равна мощности на валу, деленной на КПД двигателя. В данном тексте основное внимание уделяется КПД двигателя, а оптимизация пластин клапанов, рабочих клапанов, головок цилиндров и проточных каналов в рамках данной работы не рассматривается. КПД двигателя является функцией крутящего момента. Обычно, он увеличивается относительно требуемого крутящего момента и показывает свой максимум ориентировочно в диапазоне между 30 и 50% от номинальной нагрузки. Насколько крутой или пологой будет кривая КПД асинхронного двигателя в зависимости от требуемого момента, показывает скольжение между скоростью ротора и синхронной скоростью. При низких требованиях к крутящему моменту преобладают потери в сердечнике статора и трение. В отличие от этого, потери в меди статора и алюминии ротора являются основными причинами потерь при высоких требованиях к крутящему моменту, как сообщается в исследовательской работе компании BITZER. Промышленное применение требует высокого уровня эффективности, и в сочетании с компрессорами открытого типа двигателя подпадают под действие регламента МЭК 60034-30 и соответствуют требованиям «высший КПД» IE3 или даже «наивысший КПД» IE4. Кроме того, требования к крутящему моменту высоки и обусловлены большими значениями описанных объемов компрессоров и высокой плотностью всасываемого газа хладагента CO₂. Поэтому конструкция двигателя компрессора нового поколения включает в себя новейшие методы оптимизации.

Далее сравниваются четыре различных двигателя. Двигатель E++ — это новый двигатель мощностью 140 л.с. компрессора 8СТЕ-140К для промышленного применения. Двигатель E+ представляет собой высокоэффективный двигатель LSPM мощностью 50 л.с. с рамой двигателя 223 мм, применяемый в компрессоре ECOLINE+ модели 6СТЕU-50LK. Следующий кандидат, названный двигателем ES, был потенциальным двигателем мощностью 140 л.с. с современной конструкцией для нового 8-цилиндрового компрессора. В заключение, двигатель E — это стандартный асинхронный двигатель мощностью 50 л.с. с рамой двигателя 223 мм, аналогичный установленному в компрессоре ECOLINE модели 6СТЕ-50К. Для сравнения, независимо от различных размеров и номинальных моментов, КПД двигателя отображается как функция момента M , деленного на номинальный момент M_n , и обозначается в дальнейшем как стандартизированный момент M/M_n . В качестве эталона выбран двигатель E++, и на рис. 2 показано падение относительной эффективности двигателей E, E+ и ES по стандартизованному моменту M/M_n . Даже на первый взгляд ясно, что новый

увеличенный двигатель E++ мощностью 140 л.с. отличается значительными преимуществами в КПД по сравнению со стандартным двигателем мощностью 140 л.с. Относительное увеличение КПД при минимальном крутящем моменте составляет 10%. При номинальном крутящем моменте разница составляет 5,5%. Наконец, при максимальном крутящем моменте преимущество нового двигателя составляет 7,4%. Благодаря синхронизации вращающегося и магнитного поля двигателя LSPM работают без потерь в алюминии, которые возникают в асинхронных двигателях при протекании в роторе тока, индуцированного магнитным полем статора. Благодаря этому выигрыш в КПД для двигателей номинальной мощностью 50 л.с. составляет до 4%, как показано на рисунке 2 при сравнении двигателей E+ и E. Эта разница хорошо согласуется с результатами предыдущего исследования компании BITZER. Однако преимущество в относительном КПД нового двигателя E++ по сравнению с двигателем LSPM E+ составляет более 2% при номинальном крутящем моменте. Впечатление, что обсуждаемые здесь улучшения незначительны, можно быстро исправить, взглянув на абсолютное значение КПД, представленное на рис. 3. Все двигатели, рассмотренные в этой работе, очень эффективны! Например, пиковый КПД стандартного двигателя мощностью 50 л.с. достигает почти 90%. Для достижения улучшений на этом уровне необходимо применять новейшие достижения в области разработки двигателей и стабильно внедрять их в производственные процессы. Этого удалось добиться благодаря новому поколению двигателей.

4.2 Регулирование производительности

В Руководстве Ассоциации европейских производителей компонентов холодильного оборудования (ASERCOM) по проектированию многокомпрессорных агрегатов с использованием преобразователей частоты используется метод оценки уровня управления путем введения так

называемого коэффициента регулирования (CF). Новое поколение компрессоров для промышленного применения может управляться с помощью частотно-регулируемого привода. В этом случае включаются все четыре блока цилиндров. Напротив, простой и эффективной альтернативой является механическая регулировка производительности. Электромагнитные клапаны, расположенные на головках блока цилиндров, управляют внутренними компонентами узла и обеспечивают работу соответствующего блока цилиндров на холостом ходу без сжатия газа. Механический принцип работы аналогичен тому, который был представлен компанией BITZER для компрессоров с четырьмя и шестью цилиндрами для транскритических установок на базе CO₂. Однако, отличие кроется в способе управления. При управлении контроллером регулирование производительности не является квазибесступенчатым. Компрессоры имеют возможность механического запуска без нагрузки. При использовании двигателей, подключенных по схеме «звезда/треугольник» или устройств плавного пуска можно применять наиболее эффективные меры по снижению пускового тока. После пусковой фазы производительность можно регулировать ступенчато в диапазоне 50, 75 и 100% от номинала. В следующем примере рассматривается компрессорный агрегат с четырьмя компрессорами 8СТЕ-140К при вышеуказанных номинальных условиях. На рисунке 4 показан диапазон от минимальной производительности 107 кВт до максимальной 892 кВт.

Учитывая производительность первого компрессора в 100%, производительность увеличивается на 49,1 кВт, когда на следующем этапе регулирования производительности работают два компрессора: Первый компрессор на 75% и второй компрессор на 50% от номинала. Напротив, если ведущий компрессор работает с преобразователем частоты в диапазоне от 30 до 60 Гц, а последующий компрессор запускается с производительностью 50%, шаг

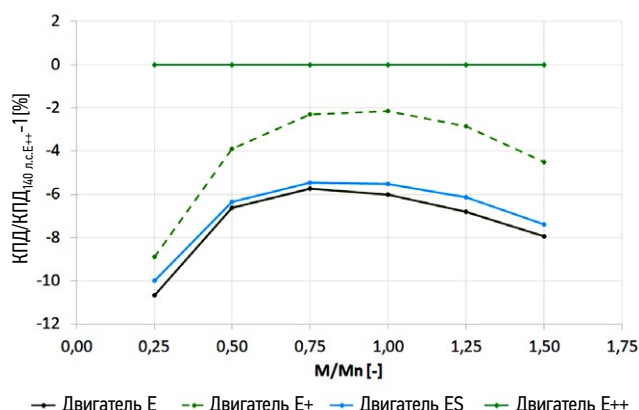


Рис. 2. На рисунке 2 показано относительное падение КПД двигателей E+, ES и E по сравнению с E++.

Fig. 2. Figure 2 shows the relative efficiency drops of motor E+, ES and E compared to E++.

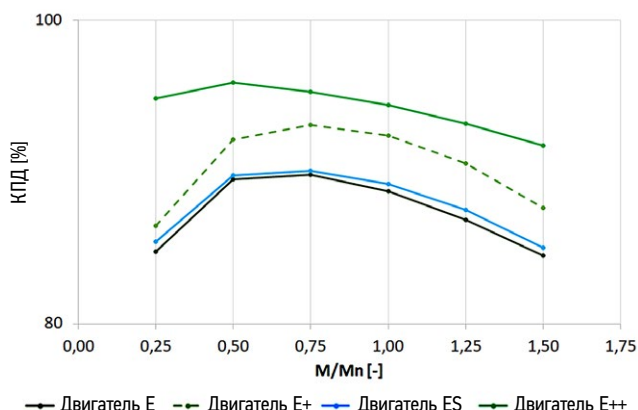


Рис. 3. На рисунке 3 показан абсолютный КПД сравниваемых двигателей.

Fig. 3. Figure 3 shows the absolute efficiencies of motor compared.

производительности отсутствует. При расчете коэффициента регулирования CF в соответствии с вышеупомянутой инструкцией разница между производительностью ведущего компрессора на максимальной и минимальной частоте, деленная на производительность следующего компрессора на 50%, дает отличный показатель в 125%. Это демонстрирует возможность плавной регулировки производительности от минимума до максимума.

4.3 Коэффициент уноса масла

Коэффициент уноса масла (OCR) компрессора зависит от внешних условий эксплуатации, которые преобладают над условиями работы, и от внутренних влияний, связанных с конструкцией. Анализ рабочих условий показывает, что массовый расход оказывает самое сильное влияние на OCR. Это характерное значение зависит от плотности всасываемого газа, степени сжатия и рабочей частоты. Как сообщают Mannewitz et al., коэффициент OCR конструкции компрессора определяют три основных внутренних механизма:

- вытекание масла из коренного подшипника;
- содержание капель масла в объеме газа, что уравнивает массу между картером и корпусом двигателя;
- уравнивание масла между корпусом двигателя и картером.

При проектировании новых компрессоров учитывались эти выводы, что позволило свести к минимуму коэффициент OCR. Что касается рабочих пределов, то в процессе оптимизации необходимо следить за температурой двигателя и отходящих газов. Эффективность процесса оптимизации иллюстрируется следующими фактами. Следуя примеру из подраздела 3.3 настоящей статьи, можно сказать, что коэффициент OCR при массовом

расходе 10 000 кг/ч может быть значительно снижен ниже отметки 1 л/мин. Кроме того, область применения охватывает рабочую точку с температурой кипения -20°C , давлением нагнетания 100 бар при перегреве 10 K и рабочей частотой 50 Гц.

ВЫВОДЫ

В данной работе рассматривается тенденция, согласно которой модульные системы с несколькими компрессорами могут иметь преимущества в системах промышленного масштаба. Исследование потребности в энергии в холодильной технике, приведенное в этой статье, показывает, что сравнительно небольшое число систем в промышленном холодильном оборудовании имеют высокое среднее энергопотребление. Это дает большой потенциал для экономии энергии за счет повышения эффективности систем и используемых компонентов, особенно компрессоров. В этой статье были показаны возможности повышения эффективности модульных систем. Кроме того, была представлена разработка нового поколения компрессоров, в которых учитываются требования отрасли к энергоэффективности, регулированию производительностью и OCR. Последние достижения в области разработки двигателей позволяют повысить эффективность компрессоров. Исходя из приведенных номинальных условий, изотропный КПД компрессора типа 8CTE-140K может быть улучшен на 10,5% по сравнению с сертифицированным ASERCOM типом 6CTE-50K. При использовании частотного преобразователя и механического регулирования производительности можно плавно регулировать производительность компрессоров в соответствии с требованиями системы. Наконец, низкое значение OCR компрессоров обеспечивает надежную

Компрессорный агрегат, 4 компрессора 8CTE-140K, to/Toh/pВД/tgc out = -10°C / 10 K / 90 бар / 35°C

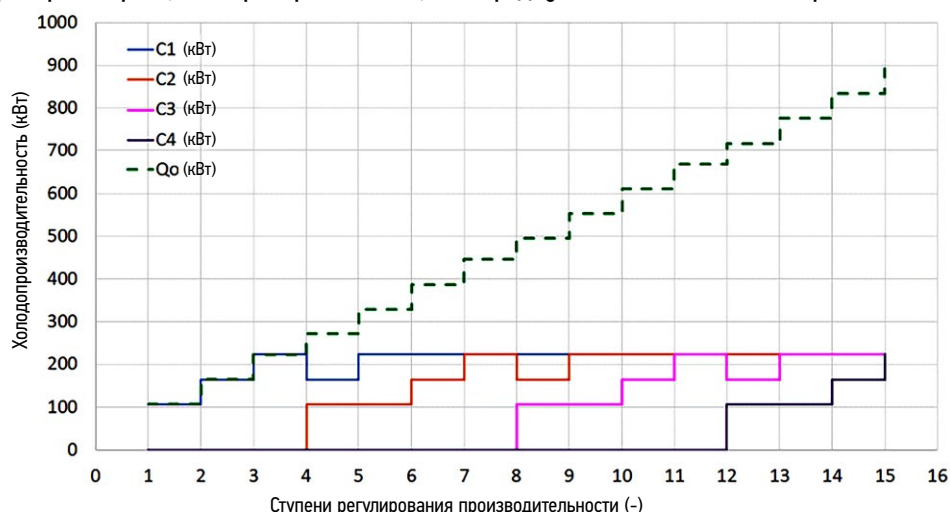


Рис. 4. Диапазон производительности системы СТ с четырьмя компрессорами.

Fig. 4. Capacity range of a MT-system with four compressors.

работу масляной системы. Таким образом, для промышленного применения CO₂ в качестве хладагента теперь доступно еще одно экологичное решение, основанное на природном хладагенте.

СОКРАЩЕНИЯ

AS — Асинхронный двигатель
LPR — Ресивер низкого давления
COP — Холодильный коэффициент [-]
HT — Низкая температура
DX — непосредственное кипение
LSPM — Синхронный двигатель с постоянными магнитами
FGB — Байпас дроссельного газа
СТ — Средняя температура
ВД — Высокое давление
OCR — Коэффициент уноса масла

БЛАГОДАРНОСТИ

Авторы благодарят компанию BITZER Kühlmaschinenbau GmbH за разрешение на публикацию данной статьи

СПИСОК ЛИТЕРАТУРЫ

1. Heinbokel B., Gernemann A. Eine neuentwickelte CO₂-Kälteanlage für den Normal- und Tiefkühlbereich in einem Schweizer Hypermarkt, DKV-Jahrestagung. AA.II.2 / 2.11. Würzburg, 2005.
2. Industrial CO₂ Refrigeration Systems, the "New" Natural Refrigerant for Large Scale Refrigeration\ Projects – CoolSys [internet] Accessed: 17.05.2024. Available from: <https://coolsys.com/industrial-co2-refrigeration-systems-the-new-natural-refrigerant-for-large-scale-refrigeration-projects/>
3. ASHRAE Handbook – Refrigeration (SI). ASHRAE, 2014. Ch. 4.5.
4. Park C.Y., Hrnjak P.S. CO₂ and R410A flow boiling heat transfer and pressure drop at low temperatures in a horizontal smooth tube. In: 11th International Refrigeration and Air Conditioning Conference at Purdue. Purdue, 2006.
5. Bigaran H., et al., Supermarket applications with CO₂. New solution and system design for the evaporators overfeeding

REFERENCES

1. Heinbokel B, Gernemann A. *Eine neuentwickelte CO₂-Kälteanlage für den Normal- und Tiefkühlbereich in einem Schweizer Hypermarkt, DKV-Jahrestagung*. AA.II.2 / 2.11. Würzburg, 2005.
2. Industrial CO₂ Refrigeration Systems, the "New" Natural Refrigerant for Large Scale Refrigeration\ Projects – CoolSys [internet] Accessed: 17.05.2024. Available from: <https://coolsys.com/industrial-co2-refrigeration-systems-the-new-natural-refrigerant-for-large-scale-refrigeration-projects/>
3. ASHRAE Handbook – Refrigeration (SI). ASHRAE, 2014. Ch. 4.5.

и поддержку научно-исследовательской группы Эдуардо Мартина. Особая благодарность выражается Франку Репенту.

ДОПОЛНИТЕЛЬНАЯ ИНФОРМАЦИЯ

Настоящая статья представляет собой перевод статьи Javerschek O, Mannewitz J. Advanced design for CO₂ compressors in industrial applications. In: Proceedings of the 9th IIR Conference on the Ammonia and CO₂ Refrigeration Technologies. Ohrid: IIF/IIR, 2021. DOI: 10.18462/iir.nh3-co2.2021.0009

Публикуется с разрешения правообладателя.

ADDITIONAL INFORMATION

This article is a translation of the article by Javerschek O, Mannewitz J. Advanced design for CO₂ compressors in industrial applications. In: Proceedings of the 9th IIR Conference on the Ammonia and CO₂ Refrigeration Technologies. Ohrid: IIF/IIR, 2021. DOI: 10.18462/iir.nh3-co2.2021.0009

Published with the permission of the copyright holder.

- in cabinets and cold rooms in transcritical booster. In: 13th IIR Gustav Lorentzen Conference. Valencia, 2018
6. Energiebedarf für Kältetechnik in Deutschland – Eine Abschätzung des Energiebedarfs von Kältetechnik in Deutschland 2017. Auflage: VDMA, 2019.
7. Javerschek et al., Analysis of energy consumption by applying a new generation of CO₂ compressors. In: 8th IIR Conference: Ammonia and CO₂ Refrigeration Technologies. Ohrid, 2019.
8. ASERCOM guidelines for the design of multiple compressor racks using frequency inverters. ASERCOM, 2017. Accessed: 17.05.2024. Available from: https://asercom.org/wp-content/uploads/2021/01/English_GuidelinesForTheDesignOfMultipleCompressorRacksUsingFrequencyInverters.pdf
9. Mannewitz J., et al., Oil transport mechanisms' inside semi-hermetic reciprocating compressors for CO₂ applications. In: 24th International compressor Engineering Conference at Purdue. Purdue, 2018.

4. Park CY, Hrnjak PS. CO₂ and R410A flow boiling heat transfer and pressure drop at low temperatures in a horizontal smooth tube. In: *11th International Refrigeration and Air Conditioning Conference at Purdue*. Purdue, 2006.
5. Bigaran H, et al., Supermarket applications with CO₂. New solution and system design for the evaporators overfeeding in cabinets and cold rooms in transcritical booster. In: *13th IIR Gustav Lorentzen Conference*. Valencia, 2018

6. *Energiebedarf für Kältetechnik in Deutschland – Eine Abschätzung des Energiebedarfs von Kältetechnik in Deutschland 2017*. Auflage: VDMA, 2019.

7. Javerschek et al., Analysis of energy consumption by applying a new generation of CO₂ compressors. In: *8th IIR Conference: Ammonia and CO₂ Refrigeration Technologies*. Ohrid, 2019.

8. *ASERCOM guidelines for the design of multiple compressor racks using frequency inverters*. ASERCOM, 2017. Accessed: 17.05.2024.

Available from: https://asercom.org/wp-content/uploads/2021/01/English_GuidelinesForTheDesignOfMultipleCompressorRacksUsingFrequencyInverters.pdf

9. Mannewitz J, et al., Oil transport mechanisms' inside semi-hermetic reciprocating compressors for CO₂ applications. In: *24th International compressor Engineering Conference at Purdue*. Purdue, 2018.

ИНФОРМАЦИЯ ОБ АВТОРАХ

*** Mannewitz Jens,**

адрес: Германия, 04435, Schkeuditz, Industriestrasse 48;

e-mail: jens.mannewitz@bitzer.de

Javerschek Oliver,

адрес: Германия, 72108, Rottenburg-Ergenzingen,

Peter-Schaufler-Strasse 3;

e-mail: oliver.javerschek@bitzer.de

AUTHORS' INFO

*** Jens Mannewitz,**

address: Industriestrasse 48, 04435 Schkeuditz, Germany;

e-mail: jens.mannewitz@bitzer.de

Oliver Javerschek,

address: Peter-Schaufler-Strasse 3,

72108 Rottenburg-Ergenzingen, Germany;

e-mail: oliver.javerschek@bitzer.de

* Автор, ответственный за переписку / Corresponding author