

Вторичные энергетические ресурсы как резерв энергосбережения



Н. Д. Денисов-Винский,
ассистент кафедры "Энергетика и энергосбережение"
Московского института энергобезопасности и энергосбережения

Введение

Вопросы экономии топлива путём использования вторичных энергетических ресурсов (ВЭР) в последние годы превратились в актуальную проблему и являются общегосударственной задачей. Промышленные потребители используют в настоящее время свыше 60% всего добываемого топлива и около 70% всей вырабатываемой электроэнергии. Коэффициент полезного использования энергии в технологических процессах остаётся все ещё невысоким и составляет порядка 35 - 40%. Одним из эффективных направлений утилизации теплоты ВЭР является производство холода для предприятий. Но, решая вопрос о рациональном и эффективном использовании ВЭР, нельзя забывать о том, что наряду с получением холода могут быть осуществлены также процессы трансформации теплоты с низкотемпературного уровня на более высокий.

Источники низкопотенциальной теплоты

Вторичными энергетическими ресурсами (ВЭР) называются тепловые отходы технологических производств промышленных предприятий, коммунальных, бытовых, жилых и других объектов. К категории ВЭР можно также отнести самоизливающиеся геотермальные воды; горячие минеральные источники; теплота которых не используется в бальнеологии; сжигаемый попутный газ при нефтедобыче; добываемая горячая нефть и др. Общедоступным источником низкопотенциальной теплоты является атмосферный воздух, который широко используют для малых теплонасосных установок (ТНУ). Однако низкие значения температуры воздуха, малая его

теплоемкость и коэффициент теплоотдачи не позволяют достичь приемлемых показателей энергетической эффективности крупных установок. Крупные незамерзающие водоемы представляют ценность в качестве источников теплоты для ТНУ. Источником низкопотенциальной теплоты могут служить слабоминерализованные геотермальные воды, солнечная энергия, запаасаемая с помощью гелиоустановок и аккумуляторов теплоты.

Однако основными источниками теплоты для крупных ТНУ следует считать искусственные источники - тепловые отходы. Быстрый рост потребления энергоресурсов влечет за собой как истощение природных богатств, так и тепловые загрязнения биосферы. Например, тепловые электростанции, в том числе и АЭС, сбрасывают с охлаждающей водой 50-55% энергии топлива. Промышленные предприятия потребляют огромное количество воды для охлаждения машин и рабочих тел в различных технологических процессах. Эта вода имеет круглый год температуру 20-40 °С, практически не позволяющую использовать теплоту непосредственно, и охлаждаются в градирнях или других испарительных охладителях, отдавая в атмосферу вместе с теплотой часть воды. При замене градирен испарителями ТНУ степень охлаждения воды (перепада температуры) при сохранении ее расхода должна оставаться в среднем около 10 °С. Концентрацию тепловых потоков в системах оборотного водоснабжения можно оценить на примере одного из крупных заводов. Общий объем оборотной воды составляет около 75 тыс. м³/ч. Вода поступает на охлаждение с температурой 30-40 °С круглогодично и охлаждается до 15-20 °С. В целом по заводу в атмосферу сбрасывается 1300 МВт теплоты.

По виду ВЭР разделяются на три основные группы:

- 1) горячие (топливные) отходящие газы печей; отходы, непригодные для дальнейшей технологической переработки;
- 2) тепловые ВЭР, которые включают в себя:
 - физическую теплоту отходящих газов технологических агрегатов;
 - физическую теплоту основной, побочной, промежуточной продукции и отходов основного производства;
 - теплоту горячей воды и пара, отработанных в технологических силовых установках;
- 3) ВЭР избыточного давления, потенциальная энергия газов и жидкостей.

Источники теплоты ВЭР можно использовать в аммиачных преобразователях теплоты (АПТ) и в теплонасосных установках. В теплонасосных установках можно использовать низкотемпературную теплоту (20-60 °С), для АПТ - низко- и среднепотенциальное на уровне 80-160 °С, а также высокопотенциальное тепло на уровне 160-400 °С.

Актуальной задачей является утилизация теплоты, содержащейся в технологической воде. Если ориентировочно принять, что в общем (по стране) объеме оборотного водоснабжения охлаждению подвергается только 75% воды, т.е. примерно 120 км³ в год (по уровню 1985 г.), и температурный перепад составляет 10 °С, то организованный сброс низкопотенциальной теплоты промышленностью составляет более 5 млрд ГДж в год. Вода, однократно потребляемая промышленными предприятиями (около 40% всего объема), в конечном счете канализируется в естественные водоемы.

Многие миллионы кубических метров воды сбрасываются в реки, заливы, водоемы вместе с теплотой, которую можно использовать в ТНУ и преобразовать низкопотенциальную теплоту в теплоту более высокой температуры, способную удовлетворить определенную часть потребностей и сократить расход топлива.

Принцип действия тепловых насосов

Тепловой насос представляет собой термодинамическую установку, в которой благодаря затрате механической энергии теплота от низкопотенциального источника передается потребителю при более высокой температуре.

Парокомпрессионный тепловой насос (рис. 1) состоит из испарителя, компрессора, посредством которого происходит сжатие паров рабочей жидкости (холодильного агента), конденсатора, осуществляющего переход парообразного холодильного агента в жидкое состояние, и дроссельного вентиля, в котором реализуется процесс дросселирования, т.е. необратимого расширения жидкости с понижением давления и температуры. В результате часть жидкости превращается в пар, при этом ее энтальпия остается неизменной. В испарителе поддерживаются более низкие, а в конденсаторе более высокие температура и давление холодильного агента. Холодильный агент в конденсаторе превращается в жидкость,

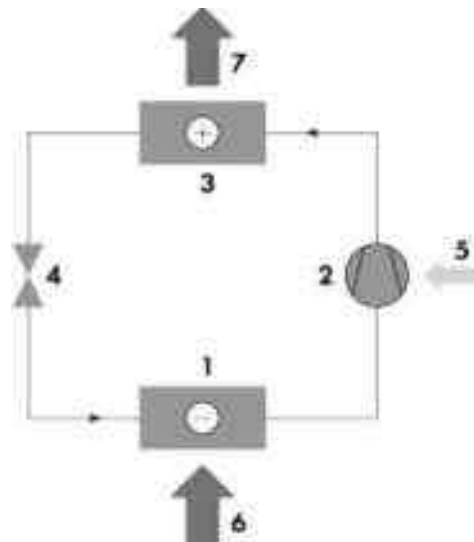


Рис. 1. Схема теплового насоса:
 1 - испаритель; 2 - компрессор; 3 - конденсатор;
 4 - дроссельный вентиль; 5 - электрическая энергия;
 6 - теплота от низкопотенциального источника тепловой энергии; 7 - теплота, отводимая от конденсатора

затем в дроссельном вентиле его давление понижается и он частично превращается в пар. Теплота, отводимая от конденсатора, используется для нагревания теплоносителя.

Классификацию теплонасосных установок следует осуществлять по циклам их работы. Можно выделить несколько основных популярных типов тепловых насосов:

- воздушно-компрессионные тепловые насосы;
- тепловые насосы с механической компрессией пара (парокомпрессионный цикл);
- абсорбционные тепловые насосы и др.

По принципу взаимодействия рабочих тел тепловые насосы можно объединить в две основные группы:

- 1) насосы открытого цикла, в которых рабочее тело забирается и отдаётся во внешнюю среду;
- 2) насосы замкнутого цикла, в которых рабочее тело движется по замкнутому контуру, взаимодействуя с источником и потребителем теплоты лишь посредством теплообмена в аппаратах поверхностного типа.

По производительности различают крупные, средние и мелкие тепловые насосы. По температурному режиму - высокотемпературные, среднетемпературные и низкотемпературные. По виду холодильного агента - воздушные, аммиачные, фреоновые и на смесях холодильных агентов. По виду потребляемой энергии - с приводом от электродвигателя или газовой турбины, работающие на вторичных энергоресурсах и др.

Основным элементом теплового насоса, который во многом определяет его энергетические, технико-экономические характеристики, а также срок службы, является компрессорная машина - компрессор. Холодильный компрессор предназначен для сжатия и перекачки паров хладагента в холодильных установках.

Поршневые компрессоры (ПК) относятся к компрессорам объёмного типа, т.е. компрессорам, сжатие в которых протекает в замкнутом объёме. Изменение объёма камеры сжатия в ПК достигается возвратно-поступательным движением поршня в цилиндре. ПК различают по объёмной производительности, числу ступеней сжатия и конструкции. Разделение ПК на группы малых, средних или крупных по производительности носит условный характер.

Наряду с большинством холодильных ПК (как уже было отмечено выше, принцип работы теплового насоса основан на холодильном цикле, поэтому для компрессорных машин, применяемых в теплонаносных установках, применим термин холодильный компрессор) одноступенчатого сжатия в холодильной технике применяют и двухступенчатые компрессоры для работы при отношениях давлений нагнетания и всасывания $\pi = p_2/p_1$ более 7 ... 10.

Один из наиболее принципиально важных классифицирующих признаков холодильных ПК - это вид электропривода, по которому различают компрессоры с внешним и встроенным приводом; среди последних полугерметичные в разъёмном корпусе (бессальниковые) и герметичные в заваренном кожухе (рис. 2, 3).



Рис. 2. Полугерметичный холодильный поршневой компрессор

подавляющее большинство холодильных ПК имеет бескрейцкопфную конструкцию механизма движения. Выпускается лишь небольшое количество крейцкопфных поршневых компрессоров с цилиндрами двойного действия холодопроизводительностью свыше 500 кВт для работы на аммиаке и углекислотных газах. Компрессоры этого типа последовательно вытесняются винтовыми.

Многие преимущества поршневых компрессоров, такие как их универсальность по отношению к различным холодильным агентам, многорежимность, возможность и удобство исполнения многоцилиндровых конструкций с цилиндрами уменьшенного размера, в современных условиях не имеют решающего значения. Стремление к переходу от ПК к другим типам компрессоров связано с недостатками ПК, такими как наличие у них высоконагруженных

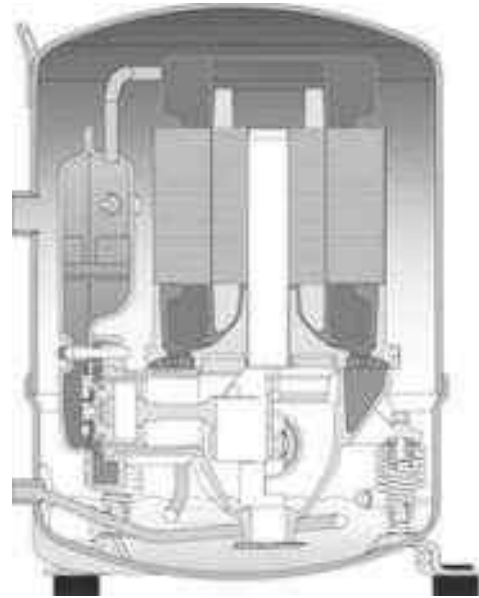


Рис. 3. Герметичный холодильный поршневой компрессор

элементов, снижающее время межремонтного периода - клапаны, пары трения в шатунно-поршневом механизме, поршневые кольца; наличие кривошипно-шатунного механизма движения, вызывающее увеличение общих габаритов ПК и снижение в них доли камер сжатия.

Вместе с тем такие преимущества поршневых компрессоров, как относительная простота конструкции и отработанная технология производства, повторяемость относительно простых узлов и деталей, в многоцилиндровых машинах обеспечивают им и в настоящее время хорошую конкурентоспособность в области производительностей до 100 кВт. Поэтому необходимо отметить то, что замена ПК другими типами компрессоров оправдана лишь при достижении ими принципиальных качественных преимуществ. Так винтовые холодильные компрессоры, уступающие по энергетическим показателям ПК, существенно превосходят их по показателям надёжности и обеспечивают за срок эксплуатации меньшие суммарные затраты на производство холода, главным образом, за счёт снижения затрат на ремонтные работы.

Большее половины всех пароконденсационных холодильных машин имеют поршневые компрессоры. Из ряда областей холодопроизводительности ПК практически вытеснены. Это крупные холодильные установки и машины, где применяются центробежные компрессоры. Область применения винтовых компрессоров, где они заменили поршневые в сфере производства, простирается от 250 до 1600 кВт. Как в отечественной, так и в зарубежной практике винтовые компрессоры внедряют в диапазоне производительностей 50 ... 100 кВт. В диапазоне холодопроизводительностей менее 50 кВт, кроме поршневых, применяют и другие виды компрессоров.

Холодильные компрессоры ротативного типа

К этому классу компрессоров относятся многие разновидности объёмных компрессоров, общим для которых является вращательное движение рабочих органов - роторов и отсутствие у них возвратно-поступательно движущихся поршней.

Среди компрессоров ротативного типа, применяемых в холодильной технике, наибольшее распространение получили винтовые компрессоры. Также к этому типу относятся ротационные многопластинчатые; с катящимся ротором; роторно-поршневые трохоидные, спиральные. Большинство этих компрессоров имеют внутреннее сжатие, чем принципиально отличаются от роторных компрессоров с внешним сжатием (шестеренные типа Рутс и другие с полностью внешним сжатием или частично внутренним).

Из перечисленных компрессоров в холодильных машинах и тепловых насосах наибольшее распространение имеют компрессоры с катящимся ротором, особенно в малых бытовых кондиционерах, а в зарубежной практике (Япония) также и в бытовых холодильниках.

В самое последнее время возрос интерес к роторно-поршневым компрессорам, принципиальная особенность которых состоит в существенно отличной от круглой формы цилиндра (трохоида). Это позволяет отказаться от таких элементов конструкции, необходимых для образования замкнутой полости сжатия, как пластины, движущиеся в пазах ротора, или лопасти, движущиеся в пазах корпуса.

Уплотнительные элементы, расположенные в вершинах ротора, имеют лишь минимальное перемещение, необходимое для компенсации зазора между ротором и цилиндром. Роторно-поршневые компрессоры не получили еще широкого распространения, однако их можно считать одним из перспективных типов холодильных компрессоров.

В последнее время все более широкое распространение в области малых холодильных машин (холодопроизводительностью до 30 кВт) начали получать спиральные компрессоры (рис. 4). Работы по освоению этих компрессоров ведутся и в ряде стран. Эти компрессоры в отличие от роторно-поршневых или компрессоров с катящимся ротором не имеют клапанов, что предопределяет их высокую надежность и хорошие энергетические характеристики.

Компрессоры ротативного типа с внутренней степенью сжатия работают наиболее эффективно, когда она совпадает с внешним отношением давлений нагнетания и всасывания. При несовпадении



Рис. 4. Спиральный холодильный компрессор

внутренней и внешней степеней сжатия имеют место связанные с этим энергетические потери.

Винтовой компрессор

Винтовые холодильные компрессоры (рис. 5) относятся к объёмным роторным компрессорам (сжатие происходит в замкнутом объёме) с обкатываемыми профилями зубьев. Основными рабочими органами винтового холодильного компрессора явля-

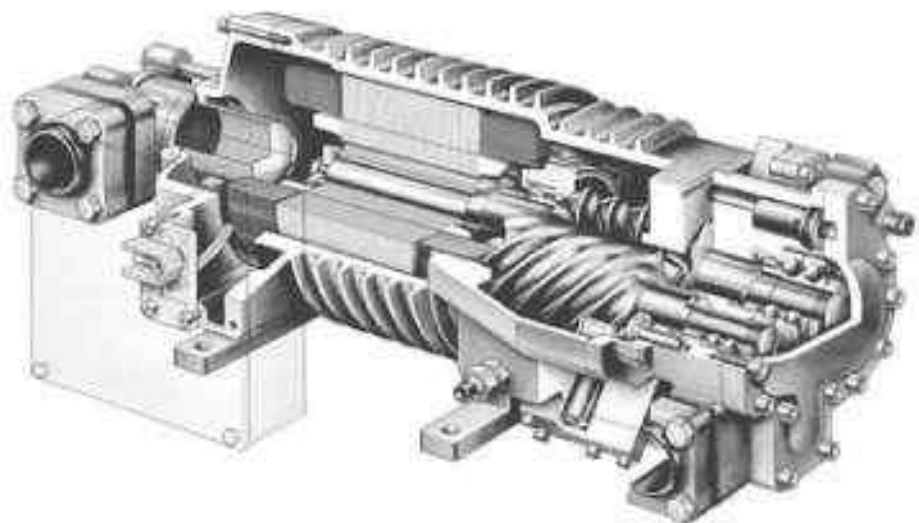


Рис. 5. Полугерметичный холодильный винтовой компрессор

ются роторы, на которых нарезаны зубья. Роторы размещены в цилиндрических расточках корпуса компрессора и совершают вращательное движение.

Винтовые холодильные компрессоры могут быть маслозаполненными, сухого сжатия и с впрыском в парные полости жидкого холодильного агента. Винтовые холодильные компрессоры могут быть одно- и двухроторными; сальниковыми и бессальниковыми, вертикального и горизонтального исполнений.

В холодильной технике применяют в основном винтовые маслозаполненные двухроторные компрессоры.

Центробежные холодильные машины

Холодильные машины с центробежными компрессорами (рис. 6) разделяют на две группы:

- комплексные холодильные машины для охлаждения воды или рассола;
- компрессорные агрегаты, применяемые в холодильных установках промышленных производств.

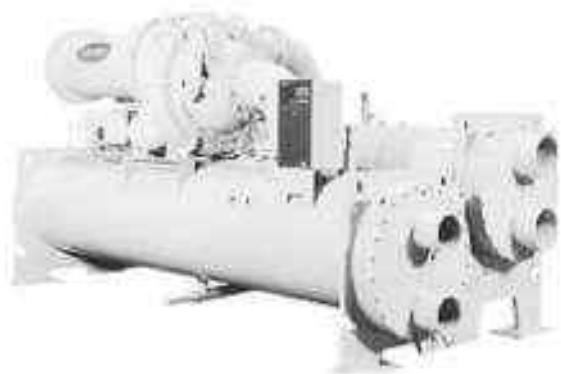


Рис. 6. Холодильная машина на базе центробежного компрессора

Холодильные машины первой группы наиболее распространены в установках комфортного и промышленного кондиционирования воздуха и включают в себя компрессор, привод, конденсатор, испаритель, систему смазки, систему автоматики, вспомогательную аппаратуру (обычно в едином агрегате). Для них характерно использование в качестве холодильных агентов фреонов. Холодильные машины второй группы включают компрессор, привод, систему смазки, систему автоматики, комплект вспомогательной аппаратуры, трубопроводов и арматуры. Данные холодильные машины используют в качестве холодильных агентов аммиак, пропан и другие углеводороды.

Холодильные машины с центробежными компрессорами применяют в широком диапазоне температур охлаждения (от условий кондиционирования

воздуха до $-120\text{ }^{\circ}\text{C}$) в химической и нефтеперерабатывающей промышленности; в холодильных установках пищевой промышленности; в судовых холодильных установках; в качестве тепловых насосов для теплоснабжения производственных, общественных и жилых зданий, в экспериментальных установках различного назначения.

Холодильные машины и установки с центробежными компрессорами применяют, главным образом, для больших холодопроизводительностей. Для современных фреоновых компрессоров этот расход можно принять равным примерно $0,165\text{ м}^3/\text{с}$. Нижнюю границу холодопроизводительности при серийном производстве холодильных машин с центробежными компрессорами назначают с учетом верхней границы холодопроизводительности экономичного использования машин других типов (поршневых и винтовых). Наибольшая холодопроизводительность холодильных машин с центробежными компрессорами достигает в современных конструкциях 20 тыс. кВт при стандартных условиях.

По сравнению с наиболее распространенными поршневыми центробежные компрессоры имеют следующие преимущества:

- меньшие масса и габаритные размеры при одинаковой холодопроизводительности;
- простота устройства, надежность;
- отсутствие неуравновешенных инерционных сил и связанная с этим возможность использования легких фундаментов;
- низкое содержание смазочного масла в холодильном агенте; возможность осуществления циклов с многоступенчатым сжатием паров и дросселированием жидкости и циклов с несколькими температурами кипения;
- возможность непосредственного соединения с быстроходным двигателем (паровой или газовой турбиной, высокочастотным электродвигателем);
- сравнительная простота регулирования холодопроизводительности в широких пределах.

Основные недостатки центробежных холодильных компрессоров проявляются при небольших холодопроизводительностях.

КПД малых центробежных холодильных компрессоров существенно ниже, чем поршневых или винтовых, что связано с малыми геометрическими размерами их проточной части. Необходимая частота вращения ротора центробежного компрессора при низкой объемной производительности может достигать $0,3 \dots 1,66\text{ тыс. с}^{-1}$ (20 ... 100 тыс. об/мин), что связано с усложнением привода компрессора.

Процесс сжатия протекает вблизи пограничной кривой пара, т.е. в области, где законы и уравнения идеального газа теряют силу. При сжатии тяжелых рабочих веществ (фреонов) числа Маха $M_u = u_2/a$ (здесь u_2 - окружная скорость, соответствующая внешнему диаметру рабочего колеса компрессора; a - скорость звука) значительно выше, чем в обычных воздушных и газовых компрессорах; при этом в одной ступени достигается высокая степень повышения давления (до 3,2) и сильно уменьшается объем сжимаемого газа.

Тепловой насос для системы утилизации тепла вытяжной вентиляционной установки

Автором данной статьи был разработан центробежный холодильный компрессор для теплового насоса системы утилизации тепловой энергии вытяжной вентиляционной установки.

В качестве рабочего тела теплонасосного (холодильного) цикла выбран хладагент R134a, который обладает рядом термодинамических преимуществ по сравнению с другими хладагентами. В настоящее время он активно используется как заменитель таких хладагентов, как R12 и R22, которые обладают высоким озоноразрушающим потенциалом. R134a обладает аналогичными с R12 свойствами - удельная холодопроизводительность и потребляемая мощность, а также термодинамические свойства и уровни давлений.

При расчётах холодильного цикла теплонасосной установки температура воздуха, поступавшего в испаритель, определялась на уровне 20°C (или 293 К). Вытяжной воздух, отдавая тепло в испарителе, охлаждался до уровня 10°C (или 283 К). Расход воздуха в испарителе составил 10 м³/с. Таким образом, при данном расходе воздуха и при понижении его температуры на 10°C испаритель "забирал" порядка 124 кВт тепловой энергии.

Согласно проекту данное низкопотенциальное тепло предполагалось поднять до уровня 70°C, чтобы использовать его для отопления или горячего водоснабжения. Согласно рассчитанному для фреона R134a холодильному циклу давление фреона в испарителе должно находиться на уровне 0,35 МПа, а в конденсаторе на уровне 2,13 МПа. При этом массовый расход фреона, т.е. количество испарившегося фреона в испарителе, составлял 1,17 кг/с, что определило необходимость проектирования компрессорной машины на заданных условиях.

После анализа различных типов компрессорных машин предпочтение получил центробежный тип. При этом были решены некоторые задачи, связанные с их конструкцией.

Учитывая, что давление всасывания в компрессор составляет 0,35 МПа, а давление нагнетания порядка

2,13 МПа, т.е. степень повышения давления в компрессоре составляет $\pi_k=6,11$ и расход равен 1,17 кг/с, центробежная машина должна иметь высокие обороты. Срок службы высокооборотных машин в значительной степени определяется сроком службы её подшипников, поэтому предложено использовать относительно новый тип подшипников - лепестковые, которые обладают существенными преимуществами по сравнению с масляными опорами скольжения. Данный тип подшипников обеспечивает устойчивую работу ротора при высоких скоростях вращения до 100 - 150 тыс. об/мин, рабочий диапазон температур этих опор от -100 до +250°C. При внезапном отключении электроэнергии ротор плавно останавливается, не испытывая "масляного голодания", как в случае использования опор скольжения с масляной смазкой. При использовании данного типа подшипников во фреоновых компрессорах полностью отсутствует масло в системе; отсутствует система масляной смазки опор и система масляного тормоза; повышена пожаро- и взрывобезопасность работы машины; осуществляется экономия электроэнергии, затрачиваемой на привод масляного насоса; устранена опасность повреждения опор при внезапном отключении электроэнергии. Однако надо отметить, что несущая способность лепестковых опор меньше несущей способности масляных опор. В турбомашинах радиальные опоры должны нести небольшую нагрузку, с чем лепестковые опоры легко справляются, в то же время осевые силы, действующие на ротор машины, значительны. Для уравновешивания осевых сил был создан лепестковый газодинамический подпятник. Частота вращения вала центробежного компрессора, проектируемого для теплового насоса, составляет 54.000 об/мин. Для этой частоты вращения вала согласно известным методикам были рассчитаны лепестковые газодинамические подшипники и лепестковый газодинамический подпятник.

Таким образом, использование предложенного теплового насоса позволяет повысить коэффициент полезного использования энергии в технологических процессах до 75 - 80%, т.е. решить вопрос рационального и эффективного использования ВЭР.