

УДК 621.561

**ПАКЕТ ПРИКЛАДНЫХ ПРОГРАММ
ДЛЯ КОМПЛЕКСНОГО АНАЛИЗА
КОМПРЕССИОННЫХ ТЕПЛОВЫХ НАСОСОВ**

Инж. ЗДИТОВЕЦКАЯ С. В., докт. техн. наук, проф. ВОЛОДИН В. И.

Белорусский государственный технологический университет

Перспективным направлением в области энергосбережения является использование в системах теплоснабжения низкопотенциальной теплоты с температурой до 50 °С с помощью компрессионных тепловых насосов. Для прогнозирования их работы и проектирования новых систем требуется инструмент, позволяющий проводить совместный анализ параметров цикла, теплообменников контура и элементов обвязки данных устройств с учетом необратимых потерь, в том числе при нестационарном режиме работы. Предлагаемые методы анализа не отвечают этому требованию [1–3]. В отличие от них в данной работе поставленная задача решается на основе разработанных сопряженной модели и пакета прикладных программ для анализа компрессионных тепловых насосов.

Метод анализа основан на усовершенствованной математической модели [1], включающей совместное рассмотрение термодинамических и теплогидравлических процессов в контуре одно- и двухступенчатого теплового насоса с основным рекуперативным теплообменным оборудованием и вспомогательными элементами обвязки, представленной в виде системы нелинейных уравнений с замыкающими соотношениями и процедурой оптимизации теплообменников. При решении сопряженной задачи нестационарные процессы в теплообменниках принимаются как квазистационарные на временном интервале dt . Модель реализована численно в виде пакета прикладных программ HEATTR.

Численная реализация сопряженной модели включает в себя вложенные итерационные процессы при расчете цикла и теплообменников, что требует разработки устойчивой расчетной схемы. Задача обеспечения сходимости была решена на основании комбинации итерационных методов простой и модифицированной простой итерации, метода Вегстейна, а также метода оптимизации золотого сечения.

Программный код для расчета теплового насоса с теплообменниками написан на алгоритмическом языке Фортран. Пакет прикладных программ HEATTR является замкнутым и использует собственные коды и встроенные функции Фортрана. Он включает в себя разработанные программы для расчета параметров цикла и теплообменников, которые взаимосвязаны между собой, что позволяет осуществлять сопряженный расчет тепловых насосов. Пакет содержит также вспомогательные подпрограммы для расчета коэффициентов теплоотдачи и гидравлического сопротивления, физических свойств хладагентов и технологических сред: воды, воздуха, этиленгликоля и других. Сформирована база данных с параметрами компрессоров, которая может расширяться.

Блок-схема пакета HEATTR представлена на рис. 1. Расчетная схема теплового насоса в соответствии с блок-схемой состоит из четырех уровней. Первый уровень (ICIC = 1) позволяет рассчитывать параметры цикла при идеальном или реальном сжатии в компрессоре. Для определения температуры после идеального и реального сжатия в компрессоре используется метод золотого сечения. На втором уровне (ICIC = 2) рассчитываются параметры цикла совместно с проектным оптимизационным расчетом теплообменников. Расчет включает внешние и внутренние итерации. В качестве внутренней переменной выступает поверхность теплообмена, а в качестве внешней – потери давления со стороны хладагента, влияющие на подачу компрессора. Третий уровень (ICIC = 3) предполагает поверочный расчет теплового насоса, а также анализ его работы в нерасчетных условиях при изменении внутренних и внешних условий. Расчет проводится методом вложенных итераций. В первом приближении задаются температуры кипения и конденсации, значение которых в процессе расчета уточняется. На четвертом уровне (ICIC = 4) проводится индивидуальный проектный или поверочный расчет теплообменников контура теплового насоса и технологических контуров, связанных с источником и потребителем теплоты.

Достоверность рассмотренного метода анализа подтверждена сравнением с опытными данными в процессе проведения вычислительного эксперимента [4].

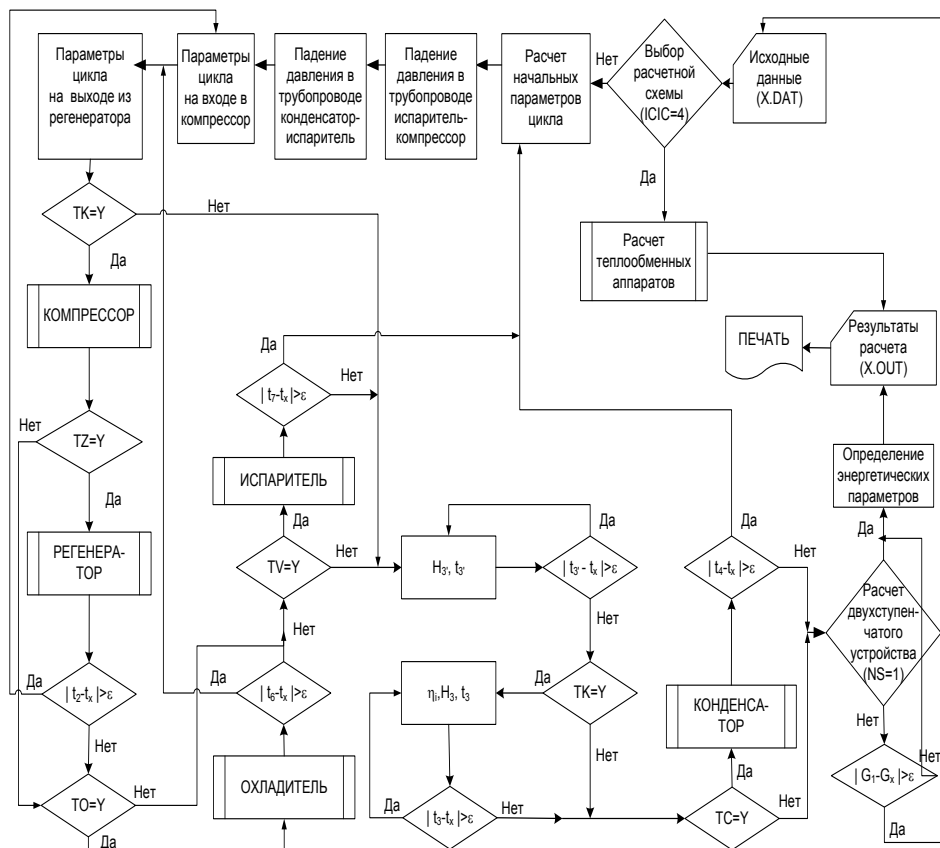


Рис. 1. Блок-схема пакета прикладных программ HEATTR

Для проведения расчетов с использованием пакета и в соответствии с выбранным уровнем формируются файлы исходных данных. В простейшем случае расчета цикла теплового насоса задаются температуры кипения и конденсации соответственно на входе испарителя и конденсатора, максимально допустимые потери давления, параметры или марка компрессора и используемый хладагент, а также пределы изменения режимных температурных параметров во вспомогательном оборудовании – регенераторе и охладителе. При проведении сопряженного проектного или поверочного расчета совместно с теплообменниками дополнительно задаются параметры, отражающие их конструктивные особенности и особенности технологических сред. А при оптимизационных расчетах задается область определения оптимизируемых режимных и конструктивных параметров, включая явные и неявные ограничения. После завершения расчета его результаты записываются в файлы в виде таблиц, которые могут использоваться в виде приложений в отчетах и пояснительных записках. В результате расчета определяются давление и температура хладагента в характерных точках цикла, теплопроизводительность (холодопроизводительность), коэффициент преобразования (холодильный коэффициент), мощность, потребляемая компрессором, насосами и вентиляторами теплообменников, масса и габариты аппаратов, стоимость генерируемой теплоты. При расчете двухступен-

чатого устройства результаты расчета записываются в соответствующие файлы, относящиеся ко второй ступени.

Для иллюстрации возможностей пакета HEATTR рассмотрим результаты вычислительного эксперимента. Исследовался одноступенчатый компрессионный тепловой насос для утилизации теплоты вытяжного воздуха приточно-вытяжной вентиляции производственного помещения в холодное время года. Конденсатор и испаритель устанавливаются в воздуховодах. Анализ свидетельствует о том, что данный вопрос недостаточно проработан и реальные технические решения не нашли отражения в специальной литературе. Можно назвать лишь упоминания в [3, 5] о данном направлении без учета особенностей работы теплового насоса. В настоящем исследовании проведен анализ возможности использования теплового насоса в системе вентиляции. Особенностью является тот факт, что источник низкопотенциальной теплоты имеет более высокую температуру, чем потребитель. Поверхности теплообмена воздушных испарителя и конденсатора выполнены из биметаллических ребристых труб. Диаметр стальной несущей трубы в испарителе 14×1 мм, спиральные алюминиевые ребра имеют высоту 8 мм, толщину 0,5 мм, шаг оребрения 6,3 мм. Число рядов труб по ходу воздуха – 10. В конденсаторе диаметр трубы составляет 12×1 мм, высота ребра – 7 мм, толщина – 0,3 мм, шаг оребрения – 0,3 мм, число рядов труб по ходу воздуха – 6. В состав установки входит компрессор ХГВ-14, работающий на хладагенте R22. Источник теплоты – вытяжной воздух с температурой 24 °С. Нагреваемая среда – приточный воздух с переменной температурой от -10 до 6 °С, которая соответствует усредненным климатическим условиям г. Минска. Расход воздуха поддерживается постоянным согласно санитарно-гигиеническим требованиям.

Из данных рис. 2 видно, что приточный воздух с температурой $t_{п1}$, поступающий в конденсатор, нагревается до температуры $t_{п2}$. Температура нагретого воздуха $t_{п2}$ растет приблизительно линейно при изменении температуры наружного воздуха от -10 до 6 °С. Подогрев в конденсаторе в среднем соответствует $8,9$ °С. В связи с тем, что температура подогретого приточного воздуха должна составлять $t_{п} = 18$ °С, требуется его дополнительный подогрев в калорифере.

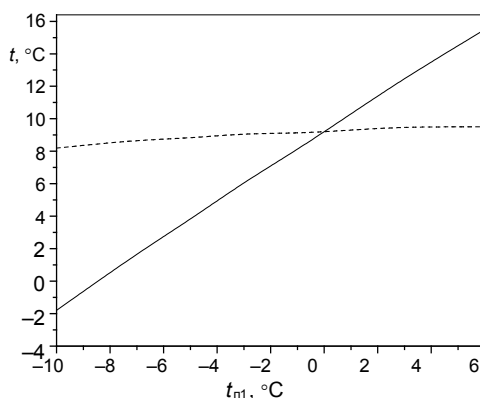


Рис. 2. Изменение температуры нагретого воздуха и подогрева приточного воздуха в конденсаторе: — — температура нагретого воздуха $t_{п2}$; - - - — подогрев приточного воздуха в конденсаторе $(t_{п2} - t_{п1})$

Доля снижения потребления теплоты калорифером при использовании теплового насоса определяется по формуле

$$\varepsilon_Q = \frac{Q - Q_{\text{тр}}}{Q_{\text{тр}}}, \quad (1)$$

где Q – теплопроизводительность теплового насоса, кВт; $Q_{\text{тр}}$ – требуемый тепловой поток конденсатора, кВт.

Возможны три случая:

- $\varepsilon_Q < 0$ – теплопроизводительности теплового насоса недостаточно;
- $\varepsilon_Q = 0$ – теплопроизводительность соответствует требуемой величине;
- $\varepsilon_Q > 0$ – теплопроизводительность является избыточной.

Из рис. 3 следует, что теплопроизводительности теплового насоса недостаточно для подогрева приточного воздуха. С ростом температуры приточного воздуха от -10 до 6 °С теплосъем в конденсаторе увеличивается с 13,67 до 16,06 кВт. При этом перепад давления в конденсаторе со стороны хладагента при -10 °С составляет 19 кПа, а при 6 °С – 17,3 кПа. Необратимые потери снижают теплопроизводительность на 8 %. С учетом результатов вычислительного эксперимента, представленных на рис. 2 и 3, для граничных значений $t_{\text{п1}}$, равных -10 и 6 °С, показатель ε_Q соответственно равен $-0,71$ и $-0,22$.

Пакет прикладных программ может также использоваться для прогнозирования работы холодильно-нагревательных и холодильных машин, которые от тепловых насосов отличаются областью режимных параметров.

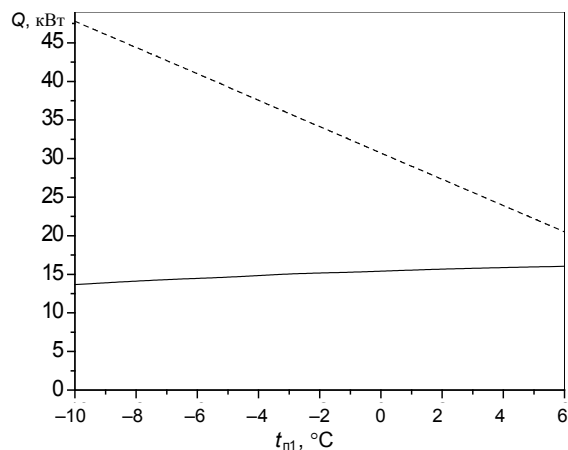


Рис. 3. Изменение теплопроизводительности теплового насоса и теплового потока: — — теплопроизводительность теплового насоса; - - - - требуемый тепловой поток

ВЫВОДЫ

1. Разработанный пакет прикладных программ позволяет проводить совместный анализ параметров цикла, теплообменников контура и элемен-

тов обвязки тепловых насосов с учетом необратимых потерь, в том числе и при нестационарном режиме работы, и может использоваться для проектирования новых систем и прогнозирования их работы в нерасчетных условиях.

2. Проведено исследование работы теплового насоса в системе приточно-вытяжной вентиляции для снижения потребления теплоты калорифером в холодное время года. При изменении температуры приточного воздуха от -10 до 6 °С коэффициент преобразования соответственно равен 6,04 и 4,22, что уменьшает потребление теплоты калорифером на 29–78 %.

ЛИТЕРАТУРА

1. В о л о д и н, В. И. Комплексный подход к расчету параметров компрессионной холодильной машины / В. И. Володин // Холодильная техника. – 1998. – № 2. – С. 8–10.
2. Б ы к о в, А. В. Холодильные машины и тепловые насосы / А. В. Быков, И. М. Калинин, А. С. Крузе. – М.: Агропромиздат, 1988. – 286 с.
3. Б у б я л и с, Э. Процессы энергопереноса в тепловых насосах / Э. Бубялис, В. Макарявичус; под ред. А. Жукаускаса. – Вильнюс: Мокслас, 1990. – 186 с.
4. В о л о д и н, В. И. Тепловой расчет молокоохладительной установки при нестационарном режиме работы / В. И. Володин, С. В. Здитовецкая // Heat and Mass Transfer: Proc. of V Int. Forum, Minsk, 24–28 May 2004, Vol. 10 [Электронный ресурс]. – Минск, 2004. – 1 электрон. опт. диск (CD-ROM): зв., цв. – 6 с.
5. Ж и д о в и ч, И. С. Применение тепловых насосов для теплоснабжения объектов жилищно-коммунального хозяйства / И. С. Жидович // Энергоэффективность. – 1998. – № 11. – С. 16–18.

Представлена кафедрой энергосбережения,
гидравлики и теплотехники

Поступила 07.07.2009