

Энергоустановки на основе парового привода с замкнутой циркуляцией рабочего тела

Владимир Александрович Майоров¹,
доктор технических наук,
ведущий научный сотрудник,
e-mail: solarlab@mail.ru;

Виталий Федорович Щербаков²,
кандидат технических наук,
доцент

¹Федеральный научный агроинженерный центр ВИМ, Москва, Российская Федерация;

²Московский автомобильно-дорожный государственный технический университет, Москва, Российская Федерация

Реферат. Исследовали термодинамические характеристики теплоносителей и конструктивные компоненты энергоустановки, обеспечивающие эффективное преобразование тепловой энергии в механическую и электрическую. (*Цель исследования*) Провести моделирование для расчета технологии изготовления конструкции и исследования характеристик энергоустановки на базе парового двигателя с заданными энергетическими параметрами. (*Материалы и методы*) Осуществили математическое моделирование на основе законов тепло- и массообмена. Для создания модели опытного образца парового двигателя использовали принцип рекуперации на основе цикла «жидкость – пар – жидкость» с применением низкотемпературных теплоносителей. (*Результаты и обсуждение*) Показали, что двойное преобразование агрегатного состояния рабочего тела гораздо производительнее его нагрева. Вычислили характеристики, связующие энергетические процессы парообразования низкотемпературного теплоносителя (фреона *R-134a*) в радиаторе и двигателе. Выявили зависимости: времени нагрева радиатора от 30 градусов Цельсия (температуры окружающей среды) до 100 градусов (предельной рабочей температуры) при различных мощностях источника нагрева (3; 4; 5 киловатт); плотности и средней плотности пара в радиаторе от температуры; мощности парового двигателя и расхода пара фреона от давления 0-3,97 мегапаскаля. (*Выводы*) Определили, что количество рабочего пара, пропорционального его плотности при температуре 90 градусов и давлении 3,6 мегапаскаля, в 4,75 раз меньше количества жидкого фреона, пропорционального его плотности, а при 100 градусах Цельсия и давлении 3,97 мегапаскаля количество рабочего пара в 2 раза меньше, чем жидкого фреона. Выявили лимитированный интервал рабочих температур в паровом двигателе. Доказали, что приведенные методы расчета и характеристики определяют конструкционные и энергетические параметры разрабатываемых энергоустановок на основе парового двигателя.

Ключевые слова: энергоустановка, паровые двигатели, легкокипящие жидкости, рекуперация, замкнутая циркуляция рабочего тела.

Для цитирования: Майоров В.А., Щербаков В.Ф. Энергоустановки на основе парового привода с замкнутой циркуляцией рабочего тела // *Сельскохозяйственные машины и технологии*. 2021. Т. 15. №1. С. 71-77. DOI 10.22314/2073-7599-2021-15-1-71-77.

Power Plants Based on a Steam Drive with a Working Body Closed Circulation

Vladimir A. Mayorov¹,
Dr.Sc.(Eng.), leading researcher,
e-mail: solarlab@mail.ru;

Vitaly F. Shcherbakov²,
Ph.D.(Eng.), associate professor

¹Federal Scientific Agroengineering Center VIM, Moscow, Russian Federation;

²Moscow Automobile and Road Construction State Technical University, Moscow, Russian Federation

Abstract. The authors investigated the heat carriers thermodynamic characteristics and the power plant structural components, which ensured the efficient conversion of thermal energy into mechanical and electrical energy. (*Research purpose*) To conduct modeling for calculating the structure manufacturing technology and studying the power plant characteristics based on a steam engine with given energy parameters. (*Materials and methods*) The authors carried out mathematical modeling based on the heat and mass transfer laws. To create a prototype model of a steam engine, the recuperation principle based on the “liquid–vapor–liquid” cycle with the use of low-temperature heat carriers was used. (*Results and discussion*) The authors showed that

double transformation of the aggregation state of the working body was much more efficient than its heating. They calculated the characteristics connecting the energy processes of low-temperature heat carriers vaporization (freon *R-134a*) in the radiator and engine. They revealed dependencies: the radiator heating time from 30 degrees Celsius (ambient temperature) to 100 degrees (maximum operating temperature) at different powers of the heating source (3; 4; 5 kilowatts); density and average density of steam in the radiator from temperature; the steam engine power and the freon steam consumption from the pressure of 0-3.97 megapascals. (*Conclusions*) The authors determined that the working steam amount, proportional to its density at a temperature of 90 degrees and a pressure of 3.6 megapascals, was 4.75 times less than the liquid freon amount, proportional to its density, at 100 degrees Celsius and a pressure of 3.97 megapascals, the working steam amount was 2 times less than liquid freon. They revealed a limited range of operating temperatures in a steam engine. It was proved that these calculation methods and characteristics determined the structural and energy parameters of the developed power plants based on a steam engine.

Keywords: power plant, steam engines, low-boiling liquids, recuperation, closed circulation of the working fluid.

For citation: Mayorov V.A., Shcherbakov V.F. Energoustanovki na osnove parovogo privoda s zamknutoi tsirkulyatsiei rabocheho tela [Power plants based on a steam drive with a working body closed circulation]. *Sel'skokhozyaystvennyye mashiny i tekhnologii*. 2021. Vol. 15. N1. 71-77 (In Russian). DOI 10.22314/2073-7599-2021-15-1-71-77.

Эффективность современных тепловых двигателей составляет 30-45%. В соответствии с принципом Карно, «эффективность любого теплового двигателя зависит от перепада температур нагревателя и холодильника и не зависит от рабочего тела, циркулирующего в энергетическом устройстве» [1]. Поэтому предельный КПД не меняется, что вынуждает искать другие пути в разработках и применении новых типов двигателей.

Накопленные знания в области теплотехнических свойств газов и жидкостей, системного анализа переходных процессов и управления усовершенствованными циклами на основе технологии, а также факторов, влияющих на эффективность замкнутых газотурбинных установок, дают основание для совершенствования и создания принципиально новых энергосистем [2-6]. Еще К.Э. Циолковский указывал на возможность использования в тепловых двигателях цикла «жидкость – пар – жидкость» [7-9].

Состояние пара, как и всех реальных газов, в отличие от идеального газа термодинамики, описывается уравнением Ван-дер-Ваальса [10]:

$$\left[p + \left(\frac{m}{\mu}\right)^2 \frac{a}{v^2}\right] \left(v - \frac{m}{\mu} b\right) = \frac{m}{\mu} RT, \quad (1)$$

где p – давление, Па;
 m – масса газа, кг;

μ – молярная масса газа, кг-моль;

v – объем занимаемого массой m газа, м³;

R – универсальная газовая постоянная;

T – абсолютная температура, К;

a и b – постоянные Ван-дер-Ваальса, зависящие от критического давления и объема занимаемого массой m газа.

Критические параметры некоторых веществ свидетельствуют о возможности применения теплоносителей с низкой критической температурой и относительно высоким критическим давлением, что позволяет увеличить эффективность разрабатываемых энергоустановок (таблица).

Дороговизна промышленного производства ксенона и осаждение на металлических поверхностях продуктов CO_2 затрудняют использование этих газов в качестве реального рабочего тела разрабатываемой низкотемпературной паровой установки [11, 12].

В ходе изотермического сжатия реального газа при определенном объеме v_k газ начинает конденсироваться и при объеме v_j – полностью превращается в жидкость. Таким образом, можно управлять процессами агрегатного преобразования реального рабочего тела. Это свойство реального газа позволяет сделать паровую машину с замкнутым кругом циркуляции рабочего тела и реализовать цикл «жидкость – пар – жидкость» с двойным преобразованием агрегатного

КРИТИЧЕСКИЕ ПАРАМЕТРЫ НЕКОТОРЫХ ВЕЩЕСТВ* CRITICAL PARAMETERS OF SOME SUBSTANCES *				
Вещества Substances	Критическая температура, Critical temperature	Критическое давление, МПа Critical pressure, MPa	Критический объем, м ³ /моль·10 ⁵ Critical volume	Критическая плотность, кг/м ³ Critical density
Вода H_2O Water	374	22,13	56	320
Пропан C_3H_8 Propane	96,8	4,20	200	220
Углекислый газ CO_2 Carbon dioxide	31,0	7,28	94	468
Фреон <i>R-134a</i> Freon	101,3	4,05	70	513
Ксенон <i>Xe</i> Xenon	16,5	5,83	60	1110

* Бармасов А.В., Холмогоров В.Е., 2009

состояния рабочего тела.

Преимущества цикла «жидкость – пар – жидкость»:

1. Значительные рабочие давления пара при низких температурах, даже при температуре окружающей среды (углекислый газ и ксенон).

2. Нагрев рабочего тела можно проводить при жидком агрегатном состоянии, что гораздо эффективнее нагрева газообразного рабочего тела.

3. Нагрев жидкого тела необходимо проводить до критической температуры, которая гораздо ниже рабочих температур в ДВС для получения давлений, равновеликих с критическими в паровой машине.

4. Приведенные рабочие тела, кроме воды, легко конденсируются, что позволяет получить закрытый цикл без эвакуации рабочего тела в атмосферу. Следовательно, такие двигатели будут отличаться экологичностью и бесшумностью функционирования.

5. Рабочее тело парового двигателя может содержать смазывающее масло, как это широко применяется в цикле бытовых компрессионных холодильников, что обеспечивает значительный ресурс.

6. Предварительный нагрев жидкого рабочего тела можно осуществить путем охлаждения отработавшего пара.

7. Современные технологии позволяют синтезировать рабочие жидкости с заданными термодинамическими свойствами. Холодильная промышленность использует более 1500 видов хладагентов – фреонов.

Паровые двигатели на легкокипящих жидкостях могут рекуперировать низкопотенциальные тепловые потери в промышленности (например, тепло выхлопных газов ДВС или Солнца). Эффективное давление в рабочих камерах современных ДВС в среднем составляет 1,2-1,6 МПа при температуре сгорания топлива свыше 1000°C [13]. В то же время критическое давление рассмотренных рабочих тел в разы больше при температурах ниже 100°C.

Цель исследования – провести моделирование для расчета технологии изготовления конструкции и исследования характеристик энергоустановки на базе парового двигателя с заданными энергетическими параметрами.

Материалы и методы. Приняты следующие принципы выбора рабочего тела для парового привода:

- возможность реализации цикла «жидкость – пар – жидкость» с замкнутой циркуляцией рабочего тела. Из всех приведенных веществ только вода не конденсируется под давлением при температуре окружающей среды 30°C, поэтому ее не следует рассматривать как рабочее тело парового привода;
- совместимость рабочего тела с совершенными конструкционными материалами привода в рабочем диапазоне температур;
- доступность рабочего тела для серийного производства привода;
- совместимость со смазочными маслами;

- возможность работы привода с наивысшим КПД в заданном интервале температур нагревателя.

На основе этих требований выбрали в качестве рабочего тела фреон *R-134a*: он совместим со смазочными маслами и широко используется в современных компрессионных бытовых холодильниках [14].

Разработали принципиальную схему парового привода (рис. 1). Его принцип действия основан на двойном агрегатном преобразовании рабочего тела. Насос с электромотором подает жидкое рабочее тело через обратный клапан к теплообменнику-нагревателю (радиатор), где рабочее тело приобретает критическую температуру в ходе поддержания критического давления предохранительным клапаном. Как только горячее жидкое рабочее тело через форсунку поступает в емкость высокого давления, жидкость вскипает с образованием пара. Он поступает в паровой

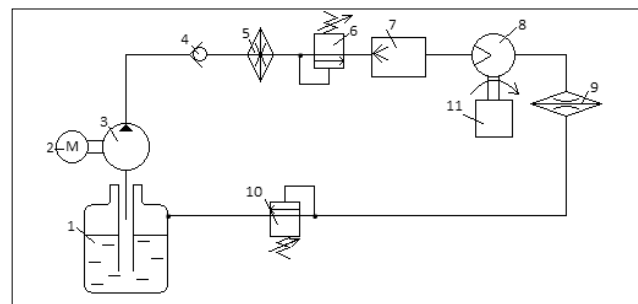


Рис. 1. Принципиальная схема парового привода: 1 – емкость жидкого рабочего тела; 2 – электромотор; 3 – насос; 4 – обратный клапан; 5 – теплообменник-нагреватель (радиатор); 6 – предохранительный клапан; 7 – форсунка; 8 – паровой мотор; 9 – теплообменник-охладитель; 10 – предохранительный клапан; 11 – нагрузка

Fig. 1. Schematic diagram of the steam drive: 1 – capacity of the liquid working fluid; 2 – an electric motor; 3 – pump; 4 – check valve; 5 – heat exchanger-heater (radiator); 6 – safety valve; 7 – nozzle; 8 – steam engine; 9 – heat exchanger-cooler; 10 – safety valve; 11 – load

мотор с нагрузкой. Там часть его энергии срабатывается вследствие расширения и поступает в теплообменник-охладитель. При охлаждении воздухом окружающей среды до температуры 30°C под давлением 0,6 МПа пар конденсируется и поступает через предохранительный клапан в емкость жидкого рабочего тела. Определим тепловую энергию, требуемую для нагрева 1 кг фреона *R-134a* до критической температуры $T_{кр} = 101,1^\circ\text{C}$, при которой критическое давление будет составлять 4,1 МПа. Поскольку при температуре окружающей среды 30°C для конденсации рабочего тела необходимо иметь 0,6 МПа, то эффективное давление, которое можно использовать на пневмомоторе, равно $P_{эфф} = 4,1 - 0,6 = 3,5$ МПа.

Примем во внимание аналитический метод расчета термодинамических характеристик и параметров (теплоемкости, давления, плотности жидкости и па-

ра) реальных теплоносителей. На основании предложенного автором аналитического метода рассчитаем зависимость теплоемкости жидкого фреона R-134a от температуры нагрева (используется для расчетов энергетических параметров парового двигателя) и сравним ее с табличными значениями давления пара фреона (рис. 2) [15].

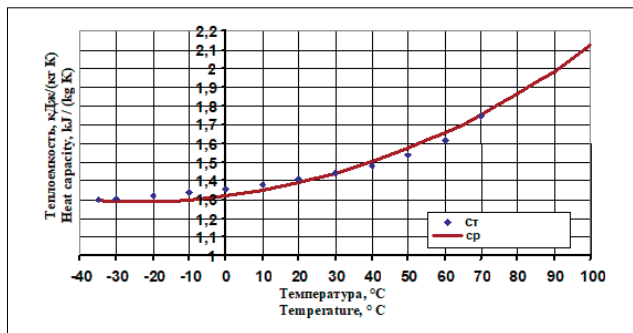


Рис. 2. Зависимость теплоемкости жидкого фреона R-134a от температуры: c_p – расчетная; c_t – табличная (Ваграфик Н.Б., 1972)

Fig. 2. Dependence of the heat capacity of liquid freon R-134a on temperature: c_p – calculated; c_t – tabular (Vagraftik N.B., 1972)

Тепловая энергия, затраченная на нагрев рабочего тела, определяется уравнением [16, 17]:

$$W = mc_{cp} \cdot \Delta T, \quad (2)$$

где W – тепловая энергия, затраченная на нагрев рабочего тела, Дж;

$m = m_{ж} = 1$ кг – масса рабочего тела;

c_{cp} – средняя теплоемкость рабочего тела, Дж/кг·К;

ΔT – изменение температуры на нагрев рабочего тела, °C.

Для интервала температур 30,0-101,1°C определили среднюю теплоемкость $c_{cp} \approx 1,75 \cdot 10^3$ Дж/кг·К.

Интервал температур нагрева (от температуры конденсации $T_{кон} = 20^\circ\text{C}$ при давлении 0,6 МПа и критического значения $T_{кр} = 101,1^\circ\text{C}$) равен:

$$\Delta T = T_{кр} - T_{кон} = 71,1^\circ\text{C}.$$

Затраты тепловой энергии на нагрев фреона составят:

$$W_{R134a} = 1 \cdot 1,75 \cdot 10^3 \cdot 71,1 = 134,25 \cdot 10^3 \text{ Дж};$$

на нагрев воды в том же диапазоне температур:

$$W_{вода} = 1 \cdot 4,2 \cdot 10^3 \cdot 71,1 = 298,2 \cdot 10^3 \text{ Дж}.$$

Затраты энергии для нагрева двуокиси углерода (CO_2) при тех же условиях равны:

$$W_{\text{CO}_2} = 1 \cdot 1,026 \cdot 10^3 \cdot 71,1 = 72,95 \cdot 10^3 \text{ Дж}.$$

Как видно, вода требует больше тепловой энергии. При этом эффективное давление пара будет составлять примерно 0,1 МПа против 4,1 МПа для фреона R-134a.

Рассмотрим расчетную зависимость давления и плотности пара фреона от температуры и ее табличные значения (рис. 3, 4).

Количество рабочего пара, пропорционального его плотности при температуре 90°C и давлении

3,6 МПа (рис. 3 – нижняя кривая), в 4,75 раз меньше количества жидкого фреона, пропорционального его плотности (верхняя кривая), а при 100°C и давлении 3,97 МПа количество рабочего пара (рис. 4 – нижняя кривая) в 2 раза меньше количества жидкого фреона (верхняя кривая). Поэтому интервал рабочих температур должен быть в небольших пределах и приближаться к критическим значениям температуры. В соответствии с этим к критическим значениям будут приближаться значения давления, плотности пара теплоносителя.

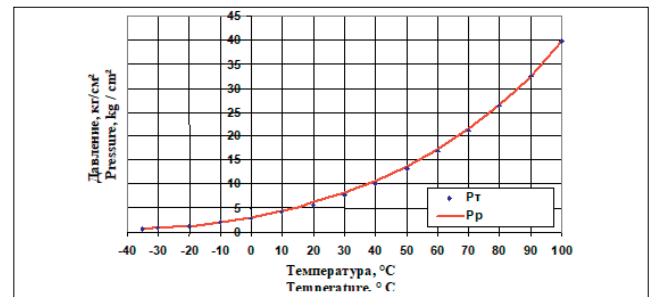


Рис. 3. Зависимость давления фреона R-134a от температуры: p_p – расчетная; p_t – табличная (Ваграфик Н.Б., 1972)

Fig. 3. Dependence of R-134a Freon pressure on temperature: p_p – calculated; p_t – tabular (Vagraftik N.B., 1972)

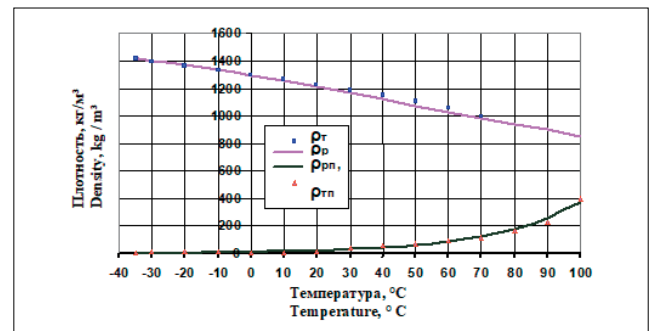


Рис. 4. Зависимость плотности жидкости и пара фреона от температуры: ρ_t – табличные значения плотности жидкости фреона; ρ_p – расчетная характеристика плотности жидкости фреона; ρ_{vp} – расчетная характеристика плотности пара фреона; ρ_{vt} – табличные значения плотности пара фреона

Fig. 4. The dependence of the liquid and freon vapor density on temperature ρ_t – tabular values of freon liquid density; ρ_p – the calculated characteristic of the freon liquid density; ρ_{vp} – the calculated characteristic of the freon vapor density; ρ_{vt} – tabular values of freon vapor density

На основании представленной схемы (рис. 1), принципа действия парового привода с низкотемпературным рабочим телом, аналитического метода расчета термодинамических характеристик определили энергетические параметры нагрева радиатора.

Согласно уравнению нагрева жидкого теплоносителя (2) определим энергию нагрева радиатора $W_{рж}$:

$$W_{рж} = m_p c_{ж} \Delta T^*, \quad (3)$$

где $\Delta T^* = T_p - T_0$;

T_p – рабочая температура нагрева жидкого теплоносителя в радиаторе, °C;

T_0 – исходная температура жидкого теплоносителя в радиаторе, °C;

ΔT_0 – температура нагрева, °C;

$W_{рж}$ – энергия нагрева радиатора, Дж;

$W_{двж}$ – энергия нагрева двигателя, Дж;

$c_{ж}$ – теплоемкость нагреваемого жидкого теплоносителя, кДж/(кг·K).

Массу нагреваемого жидкого теплоносителя m_p , кг, определяют из соотношения:

$$m_p = m^* t = \rho V, \quad (4)$$

где m^* – расход теплоносителя, кг/с;

t – время нагрева, с;

ρ – плотность, кг/м³;

V – объем радиатора, м³.

Мощность источника нагрева радиатора $N_{рж}$, Вт, равна:

$$N_{рж} = m^* c_{ж} \Delta T^*. \quad (5)$$

На основании уравнений (3)-(5) определили зависимости времени нагрева радиатора объемом 0,425 дм³ от температуры при различной мощности источника нагрева: 3; 4 и 5 кВт (рис. 5).

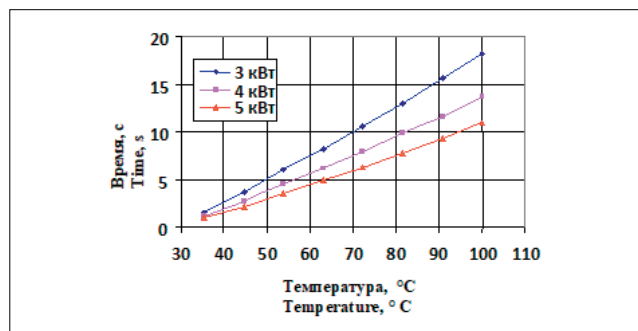


Рис. 5. Зависимость времени нагрева радиатора от температуры и от мощности источника нагрева (3; 4 и 5 кВт)

Fig. 5. Dependence of the radiator heating time on the temperature and heating source power: 3, 4, 5 kW

Представленные характеристики показывают пропорциональную зависимость времени нагрева жидкого фреона от температуры и мощности источника. При большей мощности необходимо меньшее время для нагрева массы жидкого фреона до рабочей температуры. Аналитический метод расчета плотности жидкости и пара в зависимости от температуры реальных теплоносителей и уравнений (3) и (4) дает возможность определить зависимости плотности и средней плотности пара фреона в радиаторе от температуры (рис. 6).

Зависимость плотности пара от температуры носит нелинейный характер. Этот показатель резко увеличивает свои значения при приближении к критическим значениям температуры. В соответствии с этим к критическим показателям будет приближаться

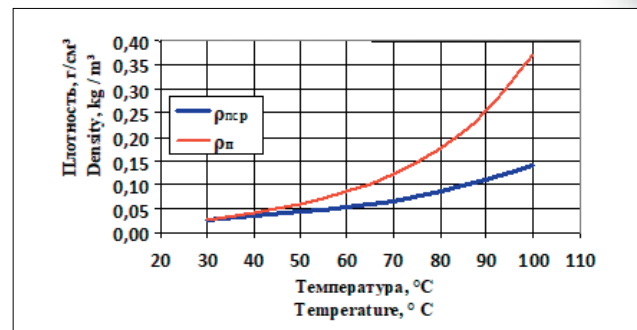


Рис. 6. Зависимость плотности ρ_p и средней плотности $\rho_{ср}$ пара в радиаторе от температуры

Fig. 6. Dependence of density ρ_p and average density $\rho_{ср}$ of steam in the radiator on temperature

ся и давление. Средняя плотность пара фреона более плавно увеличивает свое значение при нагреве до близких к критическим значений температуры, поэтому интервал рабочих температур может быть в больших пределах.

В начале рабочего цикла необходим нагрев парового двигателя.

Определив плотность и массу пара в радиаторе и зная рабочий объем двигателя (0,125 дм³), найдем зависимость времени нагрева двигателя в интервале от температуры окружающей среды до рабочей (рис. 7).

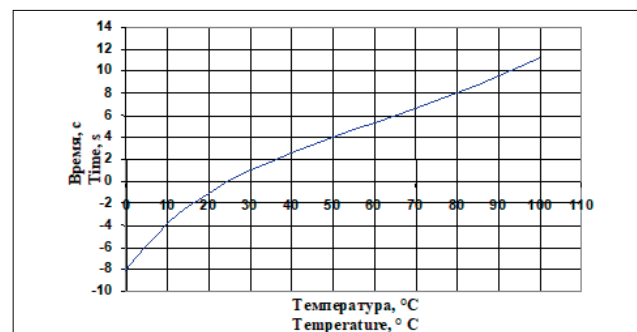


Рис. 7. Зависимость времени нагрева двигателя от температуры

Fig. 7. Dependence of engine heating time on temperature

Мощность парового двигателя в зависимости от давления пара и плотности пара и жидкости рабочего тела определяем по формуле:

$$N_{двжп} = N_{двп} (P/P_{\max}) / (\rho_p / \rho_{ж}), \quad (5)$$

где $N_{двп}$ – мощность парового двигателя, Вт;

ρ_p – плотность пара, кг/м³;

$\rho_{ж}$ – плотность жидкости, кг/м³;

P – давление пара при текущей температуре, кг/см²;

$P_{\max}$ – давление пара при максимальной рабочей температуре $T_{\max} = 100^\circ\text{C}$, кг/см.

На основании формул (4) и (5) вычислим зависимости вырабатываемой мощности парового двигателя и расхода пара фреона от давления при рабочем объеме двигателя 0,125 дм³ (рис. 8). Учитывая замкнутость рабочего цикла парового привода при вы-

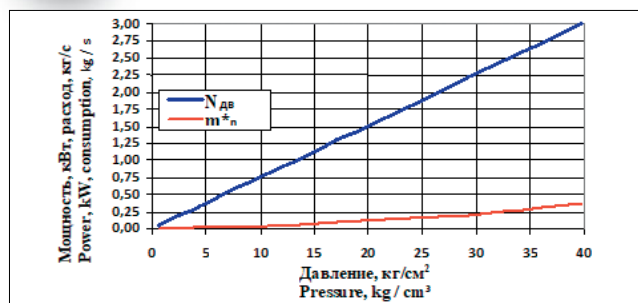


Рис. 8. Зависимость вырабатываемой мощности парового двигателя N_{dv} и расхода пара m^*_n фреона в зависимости от давления

Fig. 8. Dependence of the steam engine generated power N_{dv} and freon steam consumption m^*_n depending on pressure

ходе отработанного пара с определенным давлением и расходом, необходимы максимальные значения, близкие к критическим величинам давления и расхода.

На основании представленных уравнений (1)-(5) получили характеристики, связывающие энергетические процессы парообразования низкотемпературного теплоносителя в радиаторе и двигателе.

При разработке энергоустановок на основе парового двигателя следует определять конструктивные и энергетические параметры с учетом зависимостей:

- времени нагрева радиатора от температуры;
- плотности и средней плотности пара в радиаторе от температуры;
- времени нагрева двигателя от температуры;
- мощности парового двигателя от давления и плотности пара.

Выводы. Разработали схему с целью создания паровой машины с замкнутым кругом циркуляции рабочего тела и реализации цикла «жидкость – пар – жидкость» с двойным преобразованием агрегатного состояния рабочего тела. Этот цикл позволяет:

- получить значительные рабочие давления пара при низких температурах, даже при температуре окружающей среды;

- проводить нагрев рабочего тела при жидком агрегатном состоянии, что гораздо производительнее нагрева газообразного рабочего тела.

На основе разработанных и представленных уравнений получили характеристики, связывающие энергетические процессы парообразования низкотемпературного теплоносителя (фреона R-134a) в радиаторе и двигателе, в виде зависимостей:

- времени нагрева радиатора от температуры в диапазоне от 30°C (температуры окружающей среды) до 100°C (предельной рабочей температуры) при различных мощностях источника нагрева (3; 4; 5 кВт);
- плотности и средней плотности пара в радиаторе от температуры (в пределах 30-100°C);
- времени нагрева двигателя от температуры;
- мощности парового двигателя и расхода пара фреона от давления, изменяющегося от 0 до 39,7 кг/см² (предельное рабочее давление).

В частности, показали, что количество рабочего пара, пропорционального его плотности при температуре 90°C и давлении 3,6 МПа, в 4,75 раз меньше количества жидкого фреона, пропорционального его плотности, а при 100°C и давлении 3,97 МПа количество рабочего пара в 2 раза меньше количества жидкого фреона. Поэтому интервал рабочих температур должен быть в небольших пределах и приближаться к критическим значениям температуры. В соответствии с этим к критическим показателям будут приближаться давление и плотность пара теплоносителя.

Приведенные характеристики позволяют определять конструктивные и энергетические параметры разрабатываемых энергоустановок на основе парового двигателя.

БИБЛИОГРАФИЧЕСКИЙ СПИСОК

1. Карно С. Размышления о движущей силе огня и о машинах, способных развивать эту силу. М.–Л. 1923. 2009. 512.
2. Traverso A., Calzolari F., Massardo A. Transient Analysis of and Control System for Advanced Cycles Based on Micro Gas Turbine Technology. *Journal of engineering for gas turbines and power*. 2005. Vol. 127. N2. 340-347.
3. Gamou S., Yokoyama R., Ito K. Parametric Study on Economic Feasibility of Microturbine Cogeneration Systems by an Optimization Approach. *Journal of Engineering for gas Turbines and power*. 2005. Vol. 127. N2. 389-397.
4. Ingram G., Hogg S., Burton Z. The Influence of Inlet Asymmetry on Steam Turbine Exhaust Hood Flows. *Journal of Engineering for Gas Turbines and Power*. 2014. N136(4). 0426021-426029.
5. Tawney R., Khan Z., Zachary J. Economic and Performance Evaluation of Heat Sink Options in Combined Cycle Applications. *Journal of engineering for gas turbines and power*. 2005. Vol. 127. N2. 397-403.
6. Манежнов В.Г., Смородин Г.С., Копейкин Д.А. Методы повышения тепловой и экологической эффективности энергоустановок с газовыми турбинами // *Молодой ученый*. 2016. N20(124). С. 174-176.
7. Опарин Е.Г. Физические основы бестопливной энергетики (ограниченность второго начала термодинамики). Едиториал УРСС. 2003. 136 с.
8. Опарин Е.Г. О забытых идеях К.Э. Циолковского в области термодинамики. *ЖРФМ*. 1997. С. 17-41.
9. Ощепков П.К. Жизнь и мечта. М.: Московский рабочий. 1984. 329 с.
10. Румер Ю.Б., Рывкин М.Ш. Термодинамика, статистическая физика и кинетика. М.: Наука. 1977. 552 с.
11. Гафуров А.М., Гафуров Н.М. Методика выбора оптимального низкокипящего рабочего тела для использования в низкотемпературных средах // *Инновационная наука*. 2015.

N11-2(11). С. 31-32.

12. Гафуров А.М., Калимуллина Р.М. Сжиженный углекислый газ в качестве рабочего тела в тепловом контуре органического цикла Ренкина // *Инновационная наука*. 2015. N12-2(12). С. 38-40.

13. Provenza A. J., Montague G.T., Jansen M.J., Palazzolo A.B., Jansen R.H. Temperature Characterization of a Radial Magnetic Bearing for Turbomachinery. *Journal of engineering for gas turbines and power*. 2005. Vol.127. N2. 434-445.

14. Доссат Р.Дж., Хоран Т.Дж. Основы холодильной тех-

ники. М.: Техносфера. 2008. 824 с.

15. Майоров В.А. Феноменологическая теория и исследование термодинамических характеристик и параметров реальных теплоносителей для приемников солнечного излучения // *Вестник ВИЭСХ*. 2017. N4(29). С. 83-89.

16. Кузовлев В.А. Техническая термодинамика и основы теплопередачи. М.: Высшая школа. 1975. 303 с.

17. Литвин А.М. Техническая термодинамика и основы теплопередачи. М.– Л.: Госэнергоиздат. 1963. 312 с.

REFERENCES

1. Karno S. Razmyshleniya o dvizhushchei sile ognia i o mashinakh, sposobnykh razvivat' etu silu [Reflections on the driving force of fire and on machines capable of developing this force]. Moscow–Leningrad. 1923. 2009. 512 (In Russian).

2. Traverso A., Calzolari F., Massardo A. Transient Analysis of and Control System for Advanced Cycles Based on Micro Gas Turbine Technology. *Journal of engineering for gas turbines and power*. 2005. Vol. 127. N2. 340–347 (In English).

3. Gamou S., Yokoyama R., Ito K. Parametric Study on Economic Feasibility of Microturbine Cogeneration Systems by an Optimization Approach. *Journal of Engineering for gas Turbines and power*. 2005. Vol. 127. N2. 389-397 (In English).

4. Ingram G., Hogg S., Burton Z. The Influence of Inlet Asymmetry on Steam Turbine Exhaust Hood Flows. *Journal of Engineering for Gas Turbines and Power*. 2014. N136(4). 0426021-426029 (In English).

5. Tawney R., Khan Z., Zachary J. Economic and Performance Evaluation of Heat Sink Options in Combined Cycle Applications. *Journal of engineering for gas turbines and power*. 2005. Vol. 127. N2. 397-403 (In English).

6. Manezhnov V.G., Smorodin G.S., Kopeykin D.A. Metody povysheniya teplovoy i ekologicheskoy effektivnosti energoustanovok s gazovymi turbinami [Methods for increasing the thermal and environmental efficiency of power plants with gas turbines]. *Molodoy uchenyy*. 2016. N20 (124). 174-176 (In Russian).

7. Oparin E.G. Fizicheskie osnovy bestoplevnoy energetiki (ogranichennost' vtorogo nachala termodinamiki) [Physical foundations of fuel-free energy (limitedness of the second law of thermodynamics)]. Editorial URSS. 2003. 136 (In Russian).

8. Oparin E.G. O zabytykh ideyakh K.E. Tsiolkovskogo v oblasti termodinamiki [About the forgotten ideas of K.E. Tsiolkovsky in the field of thermodynamics]. *ZHRFM*. 1997. 17-41 (In Russian).

9. Oshchepkov P.K. Zhizn' i mehta [Life and Dream]. Moscow: Moskovskiy rabochiy. 1984. 329 (In Russian).

10. Rumer Yu.B., Ryvkin M.Sh. Termodinamika, statisticheskaya fizika i kinetika [Thermodynamics, Statistical Physics and Kinetics]. Moscow: Nauka. 1977. 552 (In Russian).

11. Gafurov A.M., Gafurov N.M. Metodika vybora optimal'nogo nizkokipyashchego rabocheho tela dlya ispol'zovaniya v nizkotemperaturnykh sredakh [Methodology for choosing the optimal low-boiling working fluid for use in low-temperature environments]. *Innovatsionnaya nauka*. 2015. N11-2(11). 31-32 (In Russian).

12. Gafurov A.M., Kalimullina R.M. Szhizhennyy uglekislyy gaz v kachestve rabocheho tela v teplovom konture organicheskogo tsikla Renkina [Liquefied carbon dioxide as a working fluid in the thermal circuit of the organic Rankine cycle]. *Innovatsionnaya nauka*. 2015. N12-2(12). 38-40 (In Russian).

13. Provenza A. J., Montague G.T., Jansen M.J., Palazzolo A.B., Jansen R.H. Temperature Characterization of a Radial Magnetic Bearing for Turbomachinery. *Journal of engineering for gas turbines and power*. 2005. Vol.127. N2. 434-445 (In English).

14. Dossat R.Dzh., Khoran T.Dzh. Osnovy kholodil'noi tekhniki [Refrigeration fundamentals]. Moscow: Tekhnosfera. 2008. 824 (In Russian).

15. Mayorov V.A. Fenomenologicheskaya teoriya i issledovanie termodinamicheskikh kharakteristik i parametrov real'nykh teplonositeley dlya priemnikov solnechnogo izlucheniya [Phenomenological theory and research of thermodynamic characteristics and parameters of real heat carriers for solar radiation receivers]. *Vestnik VIESKH*. 2017. N4(29). 83-89 (In Russian).

16. Kuzovlev V.A. Tekhnicheskaya termodinamika i osnovy teploperedachi [Technical thermodynamics and basics of heat transfer]. Moscow: Vysshaya shkola. 1975. 303 (In Russian).

17. Litvin A.M. Tekhnicheskaya termodinamika i osnovy teploperedachi [Technical thermodynamics and basics of heat transfer]. Moscow–Leningrad: Gosenergoizdat. 1963. 312 (In Russian).

Конфликт интересов. Авторы заявляют об отсутствии конфликта интересов.

Conflict of interest. The authors declare no conflict of interest.

**Статья поступила в редакцию 17.12.2020
The paper was submitted
to the Editorial Office on 17.12.2020**

**Статья принята к публикации 25.02.2021
The paper was accepted
for publication on 25.02.2021**