



DOI: 10.18721/JEST.230106

УДК 62-681

*С.А. Тарасов, В.А. Фомин*

## ГАЗОТУРБИНАЯ УСТАНОВКА МАЛОЙ МОЩНОСТИ С УТИЛИЗАЦИЕЙ ТЕПЛОТЫ В КОНТУРЕ С НИЗКОКИПЯЩИМ РАБОЧИМ ТЕЛОМ

Рассматривается проблема утилизации теплоты уходящих газов газотурбинной установки малой мощности с помощью контура с низкокипящим рабочим телом (НРТ), работающего по органическому циклу Ренкина. В результате исследований разработана методика расчета тепловой схемы с жидким греющим теплоносителем, проведены расчеты установок с различными рабочими телами, получены зависимости для основных характеристик установки и выполнен их анализ. В ходе исследования рассматривались четыре рабочих тела: бутан, пентан, хладон R245fa и циклопентан. Исследование показало, что выбор рабочего тела должен производиться не только по критической температуре НРТ, но и с учетом влияния массогабаритных характеристик парогенератора на капитальные вложения при реализации проекта, и, в конечном счете, является технико-экономической задачей.

ОРГАНИЧЕСКИЙ ЦИКЛ РЕНКИНА; УТИЛИЗАЦИЯ ТЕПЛОТЫ; ГТУ; НИЗКОКИПЯЩЕЕ РАБОЧЕЕ ТЕЛО; НРТ.

*Ссылка при цитировании:*

С.А. Тарасов, В.А. Фомин. Газотурбинная установка малой мощности с утилизацией теплоты в контуре с низкокипящим рабочим телом // Научно-технические ведомости СПбГПУ. 2017. Т. 23. № 1. С. 61–68. DOI: 10.18721/JEST.230106

*S.A. Tarasov, V.A. Fomin*

## GAS-TURBINE INSTALLATION OF SMALL CAPACITY WITH HEAT UTILIZATION IN A LOW BOILING FLUID CIRCUIT

This paper deals with the problem of minimizing waste heat loss in a small-capacity gas turbine using a low-boiling fluid (LBF) circuit working in organic Rankine cycle (ORC). In this study, firstly, we have developed an approach for calculating the heat-and-mass balance for a power installation with a heating fluid. Secondly, we have carried out calculations of installations with various working fluids and analyzed the main characteristics. During the study, four working fluids were taken into account: butane, pentane, R245fa and cyclopentane. The study shows that the working fluid should be selected not only depending on its critical temperature, but taking into account the influence of the weight and dimensional characteristics of the steam generator. Ultimately, working fluid selection is both a technological and economic problem.

WASTE HEAT UTILIZATION; GAS TURBINE; ORGANIC RANKINE CYCLE; LOW-BOILING WORKING FLUID.

*Citation:*

S.A. Tarasov, V.A. Fomin, Gas-turbine installation of small capacity with heat utilization in a low boiling fluid circuit, St. Petersburg polytechnic university journal of engineering sciences and technology, 23 (1) (2017) 61–68, DOI: 10.18721/JEST.230106

### Введение

Газотурбинные установки (ГТУ) малой мощности (5–15 МВт) имеют относительно низкие значения тепловой мощности и температуры

выхлопных газов. Для утилизации теплоты выхлопных газов применяют комбинированные установки с тепловыми схемами, в состав которых входят две последовательно включенные

установки для утилизации теплоты: паросило-вая и установка с органическим циклом Ренкина (ОЦР) [1–5]. Однако применение паросило-вой установки в составе тепловой схемы не всегда целесообразно. Особенно эта проблема актуальна при распределенной генерации электроэнергетики в малонаселенных районах в условиях экстремально низких температур, когда возможно возникновение аварийной ситуации из-за замерзания воды в агрегатах паросило-вой установки. В этом случае даже в ущерб эффективности утилизации теплоты возникают пред-посылки к отказу от паросило-вой установки и необходимости применять тепловую схему с промежуточным контуром, в котором в качестве теплоносителя используется минеральное или синтетическое масло. Теплота из промежу-точного контура передается в энергетическую установку, реализующую органический цикл Ренкина, в котором используется низкокипящее рабочее тело (НРТ). Основными элементами установки являются парогенератор, турбина, конденсатор и насос.

Целью проведенных исследований была раз-работка методики расчета предложенной уста-новки, расчет ее энергетических характеристик для различных типов НРТ и выбор типа НРТ исходя из соотношения мощности установки и температурных напоров в поверхностях на-грева теплообменных аппаратов.

### Тепловая схема комбинированной установки

Схема представлена на рис. 1.

Для анализа характеристик конкретных те-пловых схем в качестве объекта утилизации те-

плоты могут применяться ГТУ, производимые как российскими фирмами (ОАО «Пермские моторы», «Рыбинские моторы», «Казанское мо-торостроительное производственное объедине-ние»), так и зарубежными («Сименс», «Дженерал электрик», «Ролс-Ройс»).

Передача теплоты от газожидкостного тепло-обменника (ГЖТ) в установку с ОЦР произво-дится в парогенераторе, производящем пар НРТ.

Парогенератор имеет две зоны: экономай-зерную и испарительную, или иначе — эконо-майзер и испаритель. В экономайзере проис-ходит подогрев НРТ от входной температуры до температуры насыщения. В испарителе проис-ходит парообразование НРТ при постоянной температуре, значение которой определяется давлением пара НРТ, принятым для процесса генерации пара. Эти зоны разделяются услов-ным сечением, в котором температура НРТ рав-на температуре насыщения в испарителе, а тем-пературный напор, равный разности температур греющего теплоносителя и НРТ, имеет мини-мальное значение.

Если в тепловой схеме контура с НРТ име-ется теплообменник для предварительного по-догрева жидкого НРТ (на схеме рис. 1 не ука-зан), то температура последнего на входе в экономайзер равна его температуре на вы-ходе из этого теплообменника. В противном случае температура НРТ перед экономайзером равна температуре жидкого НРТ за конденса-тым насосом.

Параметры теплоносителей в поверхностях теплообмена парогенератора (ПГ) обозначены на рис. 2.

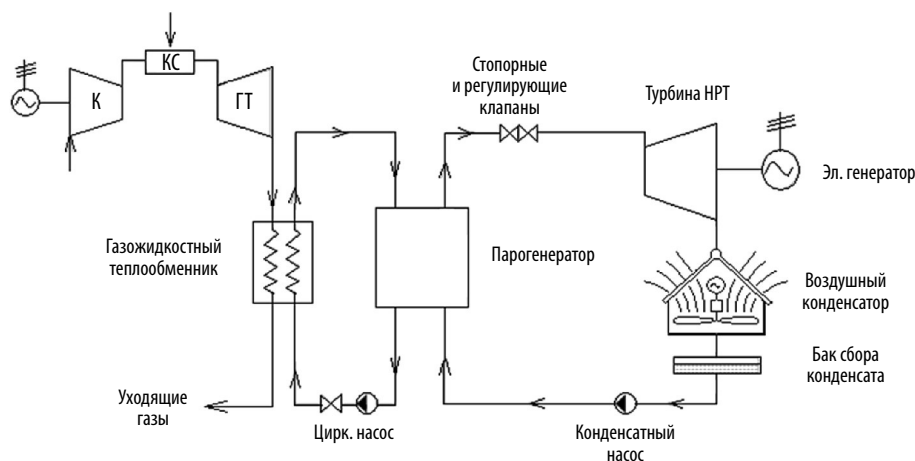


Рис. 1. Тепловая схема энергетической установки

### Методика расчета

Исходным параметром для расчета комбинированной установки служит тепловая мощность выхлопных газов ГТУ, которая определяется расходом и температурой этих газов. Эту мощность необходимо максимально утилизировать для выработки электроэнергии.

Для конкретной ГТУ известны расход и температура выхлопных газов. По этим данным определяется тепловая мощность  $Q_{ГТ}$ , передаваемая газами промежуточному теплоносителю. В дальнейших исследованиях тепловая мощность выхлопных газов  $Q_{ГТ}$  принята постоянной.

Расчет тепловой схемы производится в следующей последовательности:

задаются значения температур и энтальпий греющего теплоносителя на входе и выходе газожидкостного теплообменника ( $t_{гр1}$ ,  $h_{гр1}$ ,  $t_{гр2}$ ,  $h_{гр2}$ ); учетом этих значений определяется расход греющего теплоносителя  $G_{Гр}$ ;

определяется тепловая мощность, передаваемая от промежуточного теплоносителя в контур НРТ,

$$Q_{ПГ} = G_{гр} (h_{гр1} - h_{гр2}); \quad (1)$$

задается давление  $p_{исп}$  НРТ в парогенераторе НРТ;

по заданному давлению НРТ определяется температура насыщения  $t_{с ПГ}$  в ПГ, а также энтальпии  $h''_{НРТ}$  сухого насыщенного пара НРТ и  $h'_{НРТ}$  жидкого НРТ в состоянии насыщения;

задается температура  $t_{конд}$  конденсации НРТ в конденсаторе турбины и по ее значению находится давление  $p_{конд}$  и энтальпия  $h'_{конд}$  жидкого НРТ в конденсаторе;

определяется величина  $\Delta h_{нас}$  повышения энтальпии НРТ при сжатии в насосе и энтальпия  $h_{НРТ1} = h'_{конд} + \Delta h_{нас}$  НРТ на входе в экономайзер;

из уравнения теплового баланса всего парогенератора определяем расход  $G_{НРТ}$  пара НРТ, производимого в парогенераторе,

$$G_{НРТ} = G_{гр}(h_{гр1} - h_{гр2}) / (h''_{НРТ} - h_{НРТ1}); \quad (2)$$

из теплового баланса испарителя определяем энтальпию  $h_{гр исп}$  греющего теплоносителя на выходе из испарителя, причем тепловая мощность испарителя будет равна

$$Q_{исп} = G_{НРТ}(h''_{НРТ} - h'_{НРТ}); \quad (3)$$

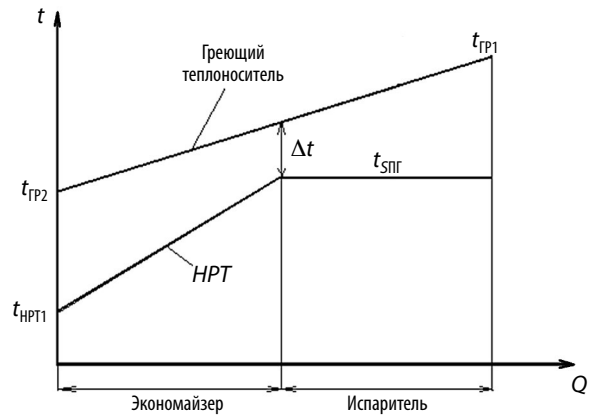


Рис. 2. Параметры теплоносителей в парогенераторе:

$t_{гр1}, t_{гр2}$  — температуры греющего теплоносителя, соответственно, на входе и выходе ГЖТ;  $Q$  — тепловая мощность ПГ;  $t_{сПГ}$  — температура насыщения в парогенераторе НРТ;  $t_{НРТ1}$  — температура НРТ на входе в ПГ

далее подставляем (2) в (3) и в результате получаем

$$Q_{исп} = G_{гр}(h_{гр1} - h_{гр2})(h''_{НРТ} - h'_{НРТ}) / (h''_{НРТ} - h_{НРТ1}) = \beta(h_{гр1} - h_{гр2}), \quad (4)$$

где  $\beta = (h''_{НРТ} - h'_{НРТ}) / (h''_{НРТ} - h_{НРТ1})$  — коэффициент, определяющий долю общей тепловой мощности ПГ, израсходованной на процесс испарения НРТ.

С учетом (1)  $Q_{исп} = \beta Q_{ПГ}$ . В то же время

$$Q_{исп} = G_{гр}(h_{гр1} - h_{гр исп}). \quad (5)$$

При совместном решении равенств (1), (4) и (5) определяем энтальпию греющего теплоносителя на выходе из испарителя ПГ:

$$h_{гр исп} = (1 - \beta)h_{гр1} + \beta h_{гр2}. \quad (6)$$

По найденному значению энтальпии  $h_{гр исп}$  и заданному давлению греющего теплоносителя находим его температуру  $t_{гр исп}$  и определяем температурный напор на выходе из испарителя («холодное» сечение испарителя), как разность температур греющего теплоносителя и температуры насыщения НРТ в парогенераторе:

$$\Delta t = t_{гр исп} - t_{с ПГ}. \quad (7)$$

Из формулы (7) следует, что его величина зависит от температуры промежуточного теплоносителя на выходе из испарителя и от температуры насыщения НРТ в парогенераторе.

В свою очередь, первая из этих температур в соответствии с выражением (6) зависит, прежде всего, от температур промежуточного теплоносителя на входе и выходе парогенератора. Для увеличения температурного напора следует увеличивать их значения. Однако на увеличение этих температур имеются ограничения:

рост входной температуры ( $t_{гр1}$ ) требует одновременного увеличения давления в промежуточном контуре с целью предотвращения кипения теплоносителя (например, воды), но увеличение давления приводит к увеличению массы оборудования всего промежуточного контура; входная температура может быть повышена путем применения более дорогих синтетических теплоносителей (типа софэксил или терминол), допускающих более низкие давления в промконтуре;

рост выходной температуры приводит к увеличению температуры уходящих газов ГЖТ, что снижает экономичность процесса утилизации теплоты выхлопных газов газовой турбины.

В дальнейших расчетах температуры на входе и выходе ГЖТ приняты постоянными. В результате, как следует из (1), при постоянной тепловой мощности выхлопных газов ГТУ тепловая мощность, передаваемая в контур НРТ, также будет постоянна.

Однако температура греющего теплоносителя на выходе из испарителя зависит в соответствии с выражением (6) также от величины коэффициента  $\beta$ . В результате даже при постоянных значениях  $t_{гр1}$  и  $t_{гр2}$  температура  $t_{гр исп}$  будет зависеть от типа НРТ и его давления в испарителе.

Температура насыщения в испарителе также зависит от типа НРТ и его давления. Рост давления в испарителе ограничен условием применения в цикле сухого насыщенного пара НРТ. При значительном увеличении давления и температуры НРТ пар после парогенератора может оказаться перегретым, что не всегда целесообразно [5, 6].

При проектировании парогенератора большое значение имеют величины среднелогарифмических температурных напоров в экономайзере и испарителе парогенератора. Их величины зависят от типа НРТ, температуры промежуточного теплоносителя на выходе из парогенератора и давления пара в испарителе.

Внутренняя мощность турбины, работающей на НРТ, определяется по формуле

$N_i = GNPT\Delta h_i$ , где  $GNPT$  — расход НРТ из парогенератора;  $\Delta h_i = \Delta h_{ад} \cdot \eta_{0i}$  — действительный перепад энтальпий в турбине;  $\Delta h_{ад}$  — адиабатический перепад энтальпий в турбине;  $\eta_{0i}$  — внутренний относительный КПД проточной части турбины.

Электрическая мощность (брутто) турбины будет равна  $N_9^{бр} = N_i \eta_m \eta_g$ , где  $\eta_m$  и  $\eta_g$  — соответственно механический КПД турбины и электрический КПД генератора.

Электрическая мощность (нетто) турбины при учете мощности, расходуемой на собственные нужды установки, определяется из выражения

$$N_9^{нт} = N_9^{бр} N_9^{бр} - N_{сн},$$

где  $N_{сн}$  — мощность, необходимая для привода конденсатного насоса жидкого НРТ, вентиляторов воздушного конденсатора и циркуляционного насоса промежуточного контура.

Мощность конденсатного насоса зависит от степени повышения давления в насосе и от удельного объема жидкого НРТ. Однако оба эти параметра определяются типом НРТ, так как для каждого из них необходимо применять вполне определенное значение давления насыщенного пара в парогенераторе.

Мощность, необходимая для привода вентиляторов воздушного конденсатора, также зависит от типа применяемого НРТ, так как каждому из них соответствуют вполне определенные значения потерь теплоты в конденсаторе и, следовательно, расхода воздуха, необходимого для конденсации НРТ.

Мощность циркуляционного насоса при принятых выше допущениях остается постоянной.

Таким образом, для анализа основных энергетических характеристик установки, работающей на разных типах НРТ, необходимо применять как параметр электрическую мощность нетто установки.

Электрический КПД (нетто) определится как отношение электрической мощности (нетто) турбины к тепловой мощности, переданной в контур НРТ.

#### Анализ результатов расчетов

Расчеты выполнены для группы НРТ, наиболее часто применяемых в холодильной технике, геотермальной энергетике и в установках с утилизацией «сбросной» теплоты различных



промышленных объектов. В состав этой группы вошли следующие НРТ: н-бутан, н-пентан, циклопентан и хладон R245fa. Перечисленные НРТ оказывают наименьшее экологическое влияние на окружающую среду в силу малых значений потенциалов глобального потепления и разрушения озонового слоя атмосферы.

Расчеты выполнены при следующих исходных допущениях:

тепловая мощность парогенератора постоянна и равна 30 МВт;

температуры греющего теплоносителя на входе и выходе парогенератора постоянны и равны соответственно 235 и 80 °С;

температуры конденсации пара для каждого НРТ приняты постоянными и равными 50 °С для пентана, 30 °С для R-245fa, 30 °С для бутана и 60 °С для циклопентана; значения температур выбраны так, чтобы давление конденсации пара НРТ в воздушном конденсаторе установки было выше атмосферного (для пентана — 1,593 бар; для бутана — 2,814 бар; для R245fa — 1,79 бар; для циклопентана — 1,425 бар).

Связь между давлением и температурой сухого насыщенного пара в парогенераторе для указанных теплоносителей определяется графиками на рис. 3. Значения наибольших давлений пара, при которых может быть получен сухой насыщенный (без перегрева) пар, составили: для бутана — 24 бар; R245fa — 23 бар; для пентана — 26 бар; для циклопентана — 15 бар.

Пентан и циклопентан имеют более высокие температуры насыщения по сравнению с бутаном и хладоном R245fa. Кроме того, особенность циклопентана как теплоносителя состоит в том, что уже при относительно низких давлениях пара (14–15 бар) температура насыщения достигает максимума (160–165 °С).

Температурный напор в «холодном» сечении испарителя рассчитывался по формуле (7). Расчеты показали, что в этой формуле с ростом давления НРТ увеличиваются значения обеих температур, однако температура насыщения растет немного быстрее. В результате для всех рассмотренных типов НРТ температурный напор уменьшается с ростом давления пара (рис. 4). Наибольшими температурными напорами обладают бутан и хладон R245fa. Это объясняется тем, что они имеют меньшие по сравнению с пентаном и циклопентаном значения температур насыщения в испарителе.

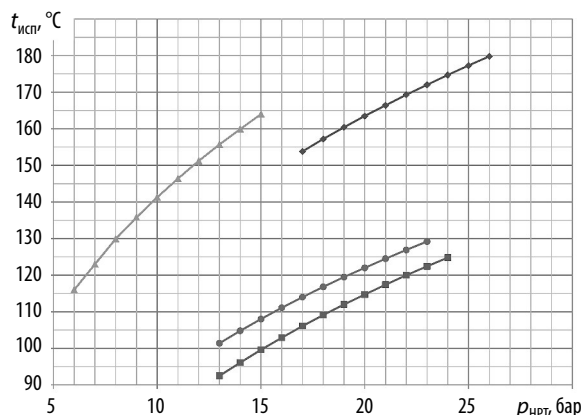


Рис. 3. Зависимость температуры сухого насыщенного пара от давления НРТ в испарителе (—♦— пентан; —■— бутан; —▲— циклопентан; —●— R-245 fa)

Особенностью циклопентана как рабочего тела является низкий диапазон рабочих давлений в парогенераторе (5–14 бар). При давлении 14 бар температурный напор становится предельно малым (5 °С), поэтому дальнейшее повышение давления в цикле нецелесообразно из-за проблем с конструированием парогенератора.

Электрическая мощность (как нетто, так и брутто) установки для каждого из теплоносителей сильно зависит от давления НРТ в испарителе (рис. 5). Максимальные значения расчетных давлений пара в испарителе приняты так, чтобы в нем генерировался сухой насыщенный пар. Дальнейшее повышение давления может привести к появлению влажного пара в первой ступени турбины, что нежелательно.

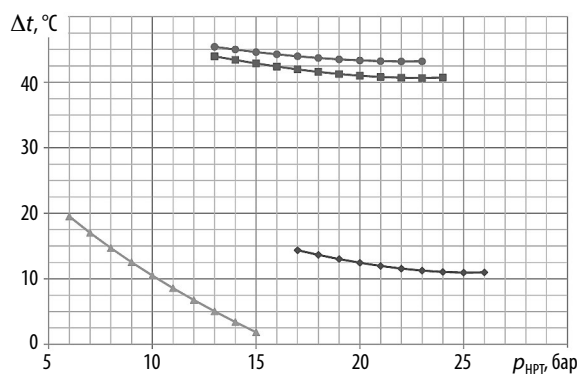


Рис. 4. Зависимость температурного напора в «холодном» сечении испарителя от давления НРТ (—♦— пентан; —■— бутан; —▲— циклопентан; —●— R-245 fa)

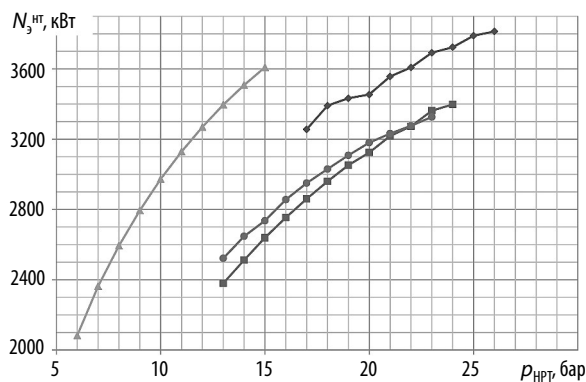


Рис. 5. Зависимость электрической мощности нетто установки от давления пара НРТ в испарителе (—♦— — пентан; —■— — бутан; —▲— — циклопентан; —●— — R-245 fa)

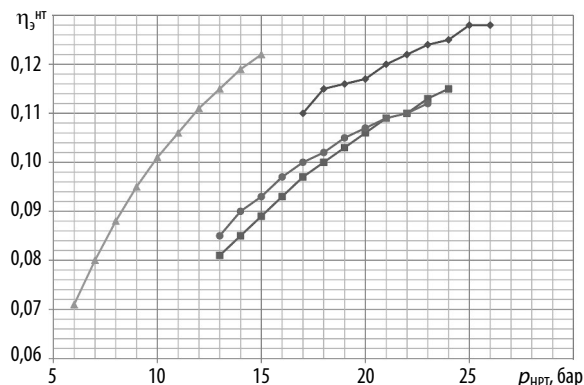


Рис. 6. Зависимость электрического КПД нетто установки от давления пара НРТ в испарителе (—♦— — пентан; —■— — бутан; —▲— — циклопентан; —●— — R-245 fa)

В результате максимальные давления пара и соответствующие им значения электрических мощностей для различных теплоносителей составили: для циклопентана — 15 бар и 3825 кВт; для пентана — 26 бар и 3813 кВт; для бутана 24 бара и 3402 кВт; для хладона R245fa — 23 бара и 3331 кВт. Необходимо отметить значительно меньшие значения максимальных давлений для циклопентана (15 бар) по сравнению с пентаном, бутаном и хладон R245fa (24–26 бар).

Характер графиков изменения электрического КПД нетто установки (рис. 6) в зависимости от давления в испарителе соответствует графикам изменения мощности. Это объясняется тем, что подвод теплоты в цикле постоянен. Максимальные значения электрического КПД нетто для циклопентана и пентана составили 0,13, а для бутана и хладона R245fa — 0,115.

Таким образом, расчетный анализ только энергетических характеристик установки показал, что для получения максимальных значений КПД и мощности установки целесообразно применять циклопентан и пентан. Первый из них даже предпочтительнее, так как его применение позволяет уменьшить давление в цикле, а следовательно, металлоемкость оборудования.

Однако совместный анализ энергетических характеристик и значений минимального температурного напора в парогенераторе приводит к обратному выводу: целесообразнее применять бутан и хладон R245fa, так как эти теплоносители обеспечивают значения минимального температурного напора в парогенераторе в несколько раз большие. В результате парогенератор конструктивно получается более компактным и менее металлоемким.

Результаты расчетов представлены в таблице.

**Характеристики утилизационной энергетической установки с подводом теплоты в контур НРТ от промежуточного теплообменника на выхлопе газовой турбины**

Наименование параметра	Значения показателей			
	Бутан	Пентан	R245fa	Циклопентан
Тип низкокипящего рабочего тела (НРТ) в контуре утилизации теплоты				
<i>Параметры ГЖТ</i>				
Тепловая мощность, МВт	30			
Температура уходящих газов ГТУ вход / выход, °C	430 / 170			
Расход уходящих газов ГТУ, кг/с	106			
Температура теплоносителя пром. контура вход / выход, °C	235 / 80	235 / 80	235 / 80	235 / 80

Окончание табл.

Наименование параметра	Значения показателей			
<i>Параметры установки с НРТ</i>				
Параметры сухого насыщенного пара НРТ за парогенератором:				
давление, бар	24	26	23	15
температура, °С	124,8	179,7	129,2	164
расход, кг/с	63,7	56,5	119,3	58,6
Параметры пара НРТ за турбиной:				
давление, бар	2,8	1,6	1,8	1,4
температура, °С	54,7	100,8	59,5	95,3
Параметры конденсации пара НРТ:				
давление, бар	2,8	1,6	1,8	1,4
температура, °С	30	50	30	60
Электрическая мощность турбины с НРТ (брутто), кВт	4181	4578	4045	4307
КПД электрической установки с НРТ (брутто)	0,141	0,154	0,136	0,145
Электрическая мощность турбины с НРТ (нетто), кВт	3430	3838	3364	3739
КПД электрической установки с НРТ (нетто)	0,115	0,129	0,113	0,126

### Заключение

Проведен расчетный анализ тепловой схемы газотурбинной энергетической установки с ОЦР без перегревателя пара и рекуператора за паровой турбиной. Разработана методика расчета тепловой схемы установки с жидким греющим теплоносителем. Расчеты тепловой схемы выполнены с вариантами применения в качестве НРТ бутана, пентана, циклопентана и хладона R245fa.

Анализ расчетных результатов показал, что применение пентана в качестве НРТ обеспечивает наибольшие значения электрической мощ-

ности и КПД энергетической установки с утилизацией теплоты выхлопных газов ГТУ. Однако применение пентана приводит к уменьшению температурного напора в холодном сечении испарителя. Использование бутана и хладона R245fa уменьшает значения электрической мощности и КПД энергетической установки, но в то же время значительно увеличивает температурный напор в холодном сечении испарителя.

Таким образом, решение о применении вида НРТ в утилизационном контуре установки должно приниматься с учетом влияния массогабаритных характеристик парогенератора на капитальные вложения при реализации проекта.

### СПИСОК ЛИТЕРАТУРЫ

1. Фомин В.А., Гринман М.И. Мини-ТЭЦ на базе установок с низкокипящими рабочими телами // Новости теплоснабжения. 2010. №7. С. 45–48.
2. Гринман М.И., Фомин В.А. Перспективы применения энергетических установок с низкокипящими рабочими телами // Компрессорная техника и пневматика. 2009. №7. С. 35–39.
3. Готовский М.А., Гринман М.И., Фомин В.А., Арсеньев В.К., Григорьев А.А. Использование комбинированного пароводяного и органического циклов Ренкина для повышения экономичности ГТУ и ДВС // Теплоэнергетика, 2012. №3. С. 1–6.
4. Гринман М.И., Тарасов С.А., Фомин В.А. Исследование характеристик энергетической установки малой мощности с применением низкокипящих рабочих тел // Эффективная энергетика-2015: материалы научн.-практ. конф. с междунар. участием. 21–25 мая 2015 г. СПб.: Изд-во Политехн. ун-та, 2015. 359 с.
5. Сапожников М.Б., Тимошенко Н.И. Электрические станции на низкокипящих рабочих телах // Теплоэнергетика. 2005. №3. С. 73–77.
6. Сапожников М.Б., Тимошенко Н.И. Предельная эффективность электрических станций на низкокипящих рабочих телах // Теплоэнергетика. 2005. №4. С. 68–72.

7. Белов Г.В., Дорохова М.А. Органический цикл Ренкина и его применение в альтернативной энергетике // Наука и Образование: Научное издание МГТУ им. Баумана. М., февраль 2014. С. 99–124. DOI: 10.7463/0214.0699165

8. VDI Berichte 539 ORC HP Technology. September, 1984.

9. Lukawski M. Design and optimization of standardized organic rankine cycle power plant for european conditions / University of Iceland & the University of Akureyri. February, 2009.

10. Янчошек Л., Кунц П. Органический цикл Ренкина: использование в когенерации / Engul, s.r.o. Martin, Словацкая Республика; ООО «Пауэртех», Москва // Турбины и дизели. Март-апрель 2012.

### СВЕДЕНИЯ ОБ АВТОРАХ

**ТАРАСОВ Сергей Александрович** — аспирант Санкт-Петербургского политехнического университета Петра Великого. 195251, Россия, г. Санкт-Петербург, Политехническая ул., 29. E-mail: sergey111221@mail.ru

**ФОМИН Виктор Александрович** — кандидат технических наук доцент Санкт-Петербургского политехнического университета Петра Великого. 195251, Россия, г. Санкт-Петербург, Политехническая ул., 29. E-mail: fomin.viktor2009@yandex.ru

### REFERENCES

1. Fomin V.A., Grinman M.I. Mini-TETs na baze ustanovok s nizkokipyashchimi rabochimi telami. [MiniCHP based on installations with low boiling working fluids]. *Novosti teplosnabzheniya*. 2010. №7. S. 45–48. (rus.)

2. Grinman M.I., Fomin V.A. Perspektivy primeneniya energeticheskikh ustanovok s nizkokipyashchimi rabochimi telami. [Perspectives of appliace of installations with low boiling working fluids]. *Kompresornaya tekhnika i pnevmatika*. 2009. №7. S. 35–39. (rus.)

3. Gotovskiy M.A., Grinman M.I., Fomin V.A., Arefyev V.K., Grigoryev A.A. Ispolzovaniye kombinirovannogo parovodyanogo i organicheskogo tsiklov Renkina dlya povysheniya ekonomichnosti GTU i DVS. [Appliace of combined steam Rankine cycle and organic Rankine cycle for gas turbine power plant efficiency increasement]. *Teploenergetika*. 2012. №3. S. 1–6. (rus.)

4. Grinman M.I., Tarasov S.A., Fomin V.A. Issledovaniye kharakteristik energeticheskoy ustanovki maloy moshchnosti s primeneniyem nizkokipyashchikh rabochikh tel. [Analysis of characteristics of small power installations wit low boiling working fluids]. *Effektivnaya energetika-2015: materialy nauchn.-prakt. konf.s mezhdunar. uchastiyem*. 21–25 maya 2015 g. SPb.: Izd-vo Politekhn. un-ta, 2015. 359 s. (rus.)

5. Sapozhnikov M.B., Timoshenko N.I. Elektricheskiye stantsii na nizkokipyashchikh rabochikh telakh [Power plans using low boiling working fluids]. *Teploenergetika*. 2005. №3. S. 73–77. (rus.)

6. Sapozhnikov M.B., Timoshenko N.I. Predelnaya effektivnost elektricheskikh stantsiy na nizkokipyashchikh rabochikh telakh [Limited efficiency of power plans using low boiling working fluids]. *Teploenergetika*. 2005. №4. S. 68–72. (rus.)

7. Belov G.V., Dorokhova M.A. Organicheskiy tsikl Renkina i yego primeneniye v al-ternativnoy energetike [Organic Rankine cycle and its appliance in alternative energy]. *Nauka i Obrazovanie: Nauchnoe izdanie MGTU im. Baumana*. Fevral 2014. S. 99–124. (rus.)

8. VDI Berichte 539 ORC HP Technology. September, 1984.

9. Lukawski Maciej Design and optimization of standardized organic rankine cycle power plant for european conditions / University of Iceland & the University of Akureyri. February 2009.

10. Yanchoshek L., Kunts P. Organicheskiy tsikl Renkina: ispolzovaniye v kogeneratsii. [Organic Rankine cycle. Cogeneration applications]. Engul, s.r.o. Martin, Slovatskaya Respublika; ООО «Pauertekh», *Turbiny i dizeli*. Moskva, mart-aprel 2012.

### AUTHORS

**TARASOV S.A.** Peter the Great St. Petersburg Polytechnic University. 29 Politechnicheskaya St., St. Petersburg, 195251, Russia. E-mail: sergey111221@mail.ru

**FOMIN Viktor A.** — Peter the Great St. Petersburg Polytechnic University. 29 Politechnicheskaya St., St. Petersburg, 195251, Russia. E-mail: fomin.viktor2009@yandex.ru

**Дата поступления статьи в редакцию: 15.03.2016.**