

УДК 536.76:66.045

DOI 10.52928/2070-1624-2023-40-1-49-55

ЭФФЕКТИВНОЕ ИСПОЛЬЗОВАНИЕ ТЕПЛОВОЙ ЭНЕРГИИ ПАРА

*канд. техн. наук, доц. В. Е. ПИТОЛИН, Н. В. КОЛОШКИН
(Полоцкий государственный университет имени Евфросинии Полоцкой);*

*канд. физ.-мат. наук К. Х. БАБАМУРАТОВ
(Термезский инженерно-технологический институт, Узбекистан)*

Изложены результаты теоретических исследований использования отборного пара различных параметров в установках потребителей. Определены величины тепловых потерь и потерь давления при транспортировке пара потребителю. Тепловые потери при транспортировке незначительны и составляют не более 0,05%. Представлена ТН-диаграмма термодинамического процесса работы отборного пара при адиабатном расширении и конденсации. Показано, что основная доля тепловой энергии пара определяется процессом его конденсации (до 90% от начального теплосодержания). Для преобразования тепловой энергии отборного пара в механическую при его адиабатном расширении в приводных турбинах потребителя необходимо выбирать пар наибольшего давления. Это позволит получить экономию до 50% теплоты по сравнению с паром низкого давления. Выполнен эксергетический анализ системы использования отборного пара до его конденсации. Степень термодинамического совершенства использования пара на этом участке составляет 45%.

Параметры пара для теплообменных установок с конденсацией определяются температурным напором на конечном участке тракта теплообмена. Основное требование для таких установок – наличие конденсатоотводчика в тракте удаления конденсата и надежная система диагностики его технического состояния.

Ключевые слова: *водяной пар, паропроводы, теплота, эксергия, законы термодинамики, установки теплообмена.*

Введение. Республиканские унитарные предприятия электроэнергетики Беларуси предлагают потребителям тепловой энергии достаточно широкий выбор теплоносителей. Это прежде всего сетевая вода, а также отборный и острый редуцированный пар¹. При этом стоимость тепловой энергии в воде и отборном паре одинакова вне зависимости от параметров теплоносителя, поэтому у потребителя возникает достаточно много вопросов о том, какой теплоноситель будет наиболее эффективен при его использовании в промышленных установках.

Цель работы: выполнить краткий термодинамический анализ системы использования отборного водяного пара различных параметров, предлагаемого теплоисточником потребителю; определить потери тепловой энергии при транспортировке пара от теплоисточника потребителю; оценить эффективность использования пара при адиабатном расширении и конденсации; разработать критерии выбора параметров пара для различных применений с целью максимальной экономии энергии и средств потребителя.

Прежде всего необходимо строго определить само понятие тарифицируемой тепловой энергии с точки зрения второго закона термодинамики: предлагаемая потребителю тепловая энергия для всех видов теплоносителей является теплотой, способной обеспечить работу системы в результате ее обратимого (при отсутствии потерь) перехода в состояние равновесия с окружающей средой, то есть является эксергией. Неиспользуемая часть тепловой энергии до температуры окружающей среды учету не подлежит, так как все сертифицируемые счетчики тепловой энергии содержат предельную температуру учета – так называемую «температуру холодного источника» (среднегодовую температуру окружающей среды), ниже которой тепловая энергия коммерческими системами не учитывается.

Теплота в сетевой воде поставляется потребителю в соответствии с температурным графиком, составленным в виде зависимости ее температуры от температуры наружного воздуха, и используется только в системах отопления.

Отборный пар – это пар из производственных отборов теплофикационных турбин теплоэлектроцентрали (ТЭЦ), имеющий некоторую степень перегрева. Параметры отборного пара можно выбирать в широком диапазоне давлений: от 0,25 до 2,7 МПа. Этот вид теплоносителя предназначен для использования в теплообменных, сушильных, ректификационных установках, а также в приводных паровых турбинах технологических установок потребителей.

¹ URL: <https://minenergo.gov.by/activities/tseny-tarify-na-energoresursy/> (дата обращения 07.04.2023).

Определение потерь тепла в окружающую среду и давления при транспортировке пара. При выборе параметров отборного пара потребитель, как правило, ставит на первое место вопрос о количестве потерь тепловой энергии при транспортировке. Считается, что тепловые потери при транспортировке могут быть значительно выше потерь в окружающую среду непосредственно на установке. А пар более высоких давлений и, соответственно, более высоких температур при транспортировке характеризуется более высокими потерями. Здесь уместно вспомнить, что паропроводы согласно действующим правилам отпуска тепловой энергии² находятся на балансе потребителя. Следовательно, и тепловые потери в них будут отнесены на его счет.

Расчет потерь теплоты при транспортировке пара выполним по рекомендациям³.

Для сравнения возможных потерь теплоты через теплоизоляцию паропроводов выберем пар трех параметров (0,7, 1,4 и 2,1 МПа), который будет транспортироваться на расстояние 2000 м по стальным теплоизолированным трубопроводам.

Передача заданного количества тепловой энергии Q , Дж/с, в виде пара различных параметров потребует прокладки паропроводов соответствующего внутреннего диаметра d_1 , м, который можно определить по формуле⁴

$$d_1 = \sqrt{\frac{4 \cdot Q \cdot v}{\pi \cdot V \cdot h}},$$

где v – удельный объем пара соответствующих параметров, м³/кг;

V – скорость движения пара в паропроводе, м/с;

h – энтальпия пара, Дж/кг.

Транспортировка пара потребителю сопровождается потерями тепловой энергии через теплоизоляцию паропровода. Расчет возможных тепловых потерь q , Дж/с, можно оценить следующим образом:

$$q = \pi \cdot l \cdot (t_1 - t_2) \cdot K,$$

где $l = 2000$ м – длина паропровода от границы источника пара до установки потребителя;

t_1 – температура транспортируемого пара, °С;

$t_2 = 10$ °С – температура окружающей среды;

K – линейный коэффициент теплопередачи трубопровода, Вт/(м·°С), который в свою очередь определяется по формуле

$$K = \alpha_1 \cdot d_1 + 2 \cdot \lambda_1 \cdot \ln \frac{d_2}{d_1} + 2 \cdot \lambda_2 \cdot \ln \frac{d_3}{d_2} + \alpha_2 \cdot d_3,$$

где $\alpha_1 = 5000 - 30\,000$ Вт/(м²·°С) – коэффициент теплоотдачи перегретого пара для рассматриваемого диапазона давлений, скоростей пара и коэффициента трения пара о стенки паропровода;

$\alpha_2 = 10$ Вт/(м²·°С) – коэффициент теплоотдачи окружающего воздуха при нормальных условиях;

$\lambda_1 = 50$ Вт/(м·°С) – коэффициент теплопроводности материала паропровода;

$\lambda_2 = 0,05$ Вт/(м·°С) – коэффициент теплопроводности теплоизоляционного материала;

d_1 и d_2 – внутренний и наружный диаметры паропровода;

d_3 – наружный диаметр теплоизоляции паропровода.

Результаты сравнения тепловых потерь при передаче заданного количества тепловой энергии $Q = 250$ МДж/с (или 60 МКал/с) в виде перегретого отборного пара различных параметров представлены в таблице 1.

² Правила теплоснабжения [Электронный ресурс]: постановление Совета Министров Респ. Беларусь, 11 сент. 2019 г., № 609 // Национальный правовой Интернет-портал Республики Беларусь. URL: <https://pravo.by/document/?guid=12551-&p0=C21900609&p1=1>.

³ СНиП 2.04.14-88. Тепловая изоляция оборудования и трубопроводов. – М.: ЦИТП Госстроя СССР, 1989. – 32 с.

⁴ ГОСТ 32569-2013. Трубопроводы технологические стальные. Межгосударственный стандарт. – М.: Стандартинформ, 2013. – 64 с.

Таблица 1. – Результаты расчета потерь тепла при транспортировке пара

Давление пара, МПа	Температура пара, °С	Удельный объем, м ³ /кг	Энтальпия пара, кДж/кг	Внутренний диаметр трубы, м	Скорость пара, м/с	Коэффициент теплопередачи, Вт/(м ² ·°С)	Потери тепла, кДж/с	% потерь
0,7	180	0,29	2799	1,2	23	0,0084	9,02	0,004
1,4	210	0,15	2829	0,7	35	0,0198	24,89	0,010
2,1	240	0,10	2871	0,5	45	0,0460	66,49	0,026

Таким образом, можно видеть, что потери тепловой энергии при транспортировке пара по паропроводам, выполненным по действующим рекомендациям строительных норм и правил, незначительны и не превышают 0,05%.

Материалоемкость паропроводов для передачи одного и того же количества тепловой энергии при различных параметрах пара примерно одинакова.

Расчет падения давления при транспортировке пара. Транспортировка пара высокого давления, используемого для привода паровых турбин, сопровождается не только потерями теплоты, но и падением статического давления. Это требует от потребителя оценить данные потери и выбрать пар именно тех параметров, которые будут соответствовать параметрам энергетической установки потребителя.

Оценку потерь давления ΔP , МПа, выполним по формуле

$$\Delta P = \frac{\mu \cdot l \cdot V^2}{2 \cdot d_1 \cdot v}$$

Таблица 2. – Результаты расчета потерь давления при транспортировке пара

Давление пара, МПа	Температура пара, °С	Удельный объем, м ³ /кг	Внутренний диаметр трубы, м	Скорость пара, м/с	Коэффициент трения	Потери давления, МПа	% потерь
0,7	180	0,29	1,2	23	0,01214	0,0188	2,68
1,4	210	0,15	0,7	35	0,01214	0,1440	10,29
2,1	240	0,10	0,5	45	0,01214	0,5012	23,81

Можно видеть, что потери давления пара высокого давления при транспортировке достаточно велики. Для их компенсации предлагается использовать острый пар, поставки которого также предусмотрены энергоснабжающими организациями, но при некотором повышении его стоимости в теплоте.

Расчет эффективности использования пара в теплообменных установках. При выборе отборного пара следует учитывать количество располагаемой теплоты. Чтобы более наглядно представить себе ее количество, рассмотрим диаграмму, представленную на рисунке. Здесь в соответствующем масштабе показано количество тепловой энергии в паре и конденсате при термодинамическом процессе теплообмена в технологической установке потребителя, а также при адиабатном расширении в паровой турбине.

Рассмотрим варианты использования пара различных параметров на установках потребителя и связанных с этим потерь тепловой энергии.

Современная теория термодинамики, изучающая теплообменные процессы, все в большей степени обращает внимание не на классические представления первого закона термодинамики, описываемые уравнениями теплового баланса, а на реальные процессы теплообмена с учетом и второго закона термодинамики, определяемого принципом Карно и учитывающего потери тепловой энергии в окружающую среду. При этом под окружающей средой понимаются условия самой установки. Обычно при расчетах теплообменных установок второй закон термодинамики учитывается в виде предельного температурного напора [1].

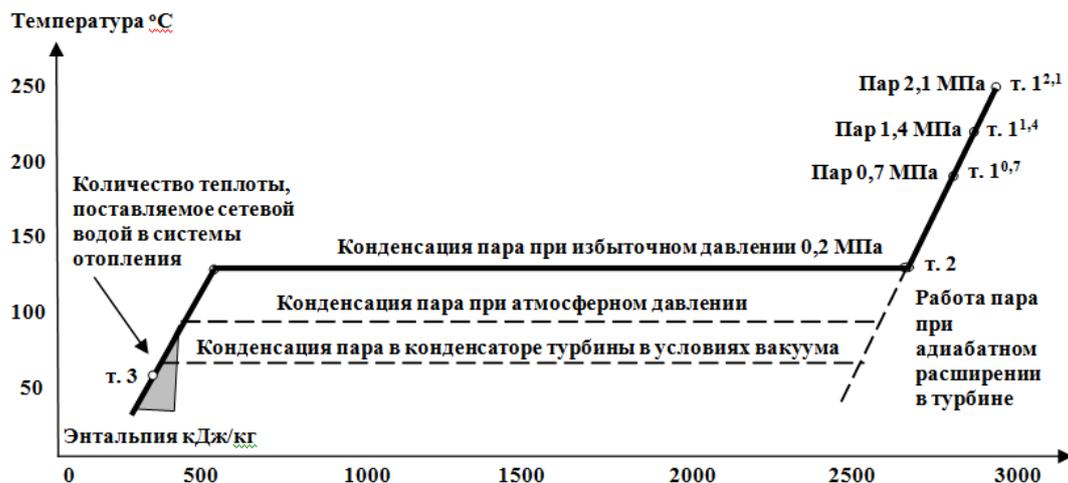


Рисунок. – Диаграмма изменения состояния пара при термодинамических процессах в системах

Представим, что у потребителя имеются прямоточные испарительные установки, в которых для обеспечения требуемого температурного напора используется пар без его конденсации. Отработанный пар с параметрами 130 °С и избыточным давлением 0,2 МПа передается на другие установки или утилизируется в системах отопления.

Определим требуемое количество отборного пара для обеспечения работы такой установки. Для этого воспользуемся уравнением теплового баланса

$$G_1 \cdot (i_1' - i_1'') \cdot \eta = G_2 (i_2' - i_2''),$$

где G_1 – расход отборного пара на установку, т/ч;

i_1' , i_1'' – энтальпия пара в начале и конце рабочего процесса нагрева вещества, кДж/кг;

$\eta = 0,97$ – коэффициент полезного действия установки, обусловленный тепловыми потерями в окружающее пространство;

G_2 – расход испаряемого вещества, т/ч;

i_2' , i_2'' – энтальпия испаряемого вещества в начале и конце процесса испарения, кДж/кг.

Из уравнения теплового баланса выразим расход отборного пара на установку:

$$G_1 = \frac{G_2 (i_2' - i_2'')}{(i_1' - i_1'') \cdot \eta}.$$

Для нагрева и испарения 8 т/ч вещества от температуры 10 °С ($i_2' = 42$ кДж/кг) до состояния пара с температурой 100 °С на линии насыщения при атмосферном давлении [2] ($i_2'' = 2677$ кДж/кг) требуется потратить 5 Гкал. Выполним расчет требуемого для этого количества греющего пара различных параметров.

Расход тепла ΔQ , Гкал/ч, можно оценить по формуле

$$\Delta Q = G_1 \cdot \frac{h_1' - h_1''}{4186,8}.$$

Результаты расчета представлены в таблице 3.

Таблица 3. – Результаты расчета требуемого количества греющего пара на прямоточной установке

Давление пара, МПа	Энтальпия пара i_1' , кДж/кг	Энтальпия пара i_1'' , кДж/кг	Требуемый расход пара, т/ч	Вносимое тепло, Гкал/ч	Тепло, используемое на установке, МДж/с	Остаточное тепло пара, Гкал/ч	% использования
0,7	2799	2717	265	177,18	5,19	171,99	2,93
1,4	2829	2717	194	131,11	5,19	125,92	3,96
2,1	2871	2717	141	96,77	5,19	91,58	5,36

Можно сделать заключение, что для выполнения одной и той же работы теплообмена применение отборного пара с более высокими параметрами позволит уменьшить его количество пропорционально начальным параметрам практически в два раза.

Здесь нет нарушения первого закона термодинамики, т. к. одно и то же количество теплоты может быть передано паром рабочему телу при различной разности температур между ними.

Использование теплоты отборного пара на установках, где не востребована теплота конденсации пара, неэффективно. По этой причине тепловые установки, использующие только высокотемпературное тепло, всегда совмещаются с установками, использующими и тепло конденсации пара.

Дальнейшей экономии тепловой энергии можно добиться за счет модификации установки для использования энергии конденсации пара и охлаждения конденсата до температуры 60 °С (см. рисунок, т. 3). Этого можно достичь, например, заменой прямоточной схемы движения теплоносителя и нагреваемой среды на противоточную [1].

Результаты расчета такой установки при тех же начальных условиях, что и в предыдущем примере, представлены в таблице 4.

Таблица 4. – Результаты расчета требуемого количества греющего пара на противоточной установке

Давление пара, МПа	Энтальпия пара i_1' , кДж/кг	Энтальпия конденсата i_1'' , кДж/кг	Требуемый расход пара, т/ч	Вносимое тепло, Гкал/ч	Тепло, используемое на установке, МДж/с	Остаточное тепло конденсата, Гкал/ч	% использования
0,7	2799	251,2	8,53	5,701	5,19	0,511	91
1,4	2829	251,2	8,43	5,696	5,19	0,505	91
2,1	2871	251,2	8,29	5,688	5,19	0,497	91

По результатам расчета можно сделать вывод о том, что использование теплоты конденсации пара в теплообменных установках потребителя многократно повышает эффективность использования отборного пара. При этом начальное давление пара имеет значение только для обеспечения необходимой величины температурного напора. Количество теплоты, транспортируемой паром различных параметров, можно считать одинаковым при равных расходах, но при этом резко сокращается потребление пара: в 25 раз и более. Это потребует перепроектирования паропровода. Использование паропроводов со скоростями пара 2 м/с и менее приводит к охлаждению пара до температуры конденсации. Конденсация пара в паропроводе может стать причиной разрушения паропровода из-за возможных в нем гидроударных явлений.

Использование теплоты конденсации пара осложняется еще одной трудностью – необходимостью установки гидрозатворов специальной конструкции (конденсатоотводчиков) на трубопроводах сброса конденсата. При отсутствии конденсатоотводчиков или их заклинивании в открытом или частично открытом состоянии часть несконденсировавшегося пара (так называемого «пролетного» пара) под действием избыточного давления в установке может уходить через конденсатопровод в виде пароводяной смеси. На диаграмме (см. рисунок) это будет выражаться в смещении точки 3 вправо по линии конденсации. Это приводит к резкому снижению эффективности использования тепловой энергии. По этой причине на предприятиях, использующих греющий пар, должен быть налажен тщательный контроль за техническим состоянием конденсатоотводчиков с использованием специальных средств диагностики. В качестве средств диагностики конденсатоотводчиков обычно используются специализированные шумомеры.

Расчет эффективности использования пара в приводных паровых турбинах. Представим, что у потребителя имеются технологические установки с приводом от паровых турбин, в которых для обеспечения требуемой мощности используется процесс адиабатного расширения пара в зону влажного пара с некоторым его переохлаждением до величины 70 °С (см. рисунок) при вакууме 0,02 МПа. При этом возникает необходимость в дополнительных затратах на охлаждение конденсатора паровой турбины.

Конденсат из конденсатора турбины возвращается теплоисточнику.

Рассчитаем возможную мощность N , МВт, приводной турбины (таблица 5):

$$N = (h_1' - h_1'') \cdot G \cdot \eta,$$

где $\eta = 0,85$ – коэффициент тепловых потерь в процессе преобразования тепловой энергии пара в механическую энергию приводной турбины.

Таблица 5. – Результаты расчета мощности приводной турбины

Давление пара, МПа	Энтальпия пара i_1' , кДж/кг	Энтальпия пара i_1'' , кДж/кг	Расход пара, кг/с	Мощность турбины, МВт	Вносимое тепло, Гкал/ч	Тепло, используемое на установке, МДж/с	Остаточное тепло пара, Гкал/ч	% использования
0,7	2799	2629	89,32	12,9	250	15,18	234,82	6,07
1,4	2829	2629	88,37	15,0	250	17,67	232,33	7,07
2,1	2871	2629	87,08	17,9	250	21,07	228,93	8,43

Можно видеть, что использование пара большего давления повышает мощность приводной турбины. Для обеспечения возможности использования теплоты конденсации пара в производственном процессе, как это было показано в предыдущем примере, на технологических установках применяют турбины с противодавлением. При этом сбросной пар имеет большой запас теплоты и может быть использован на теплообменных установках, где не требуется большой температурный напор.

Эксергетический метод оценки эффективности использования пара в турбине. Степень совершенства системы при использовании тепловой энергии пара в турбине можно оценить величиной изменения эксергии пара для условий установки в точках 1 и 2 (см. рисунок) [3].

Учитывая, что все процессы идут в потоке греющего пара, расчет удельной эксергии e , кДж/кг, выполним по формуле

$$e = (h - h_0) - T_0 \cdot (s - s_0),$$

где h – удельная энтальпия пара в точке измерения, кДж/кг;

$h_0 = 42$ кДж/кг – энтальпия воды в условиях окружающей среды, т. е. при 10 °С;

$T_0 = 10 + 273,15 = 283,15$ К – абсолютная температура окружающей среды;

s – удельная энтропия пара в точке измерения [кДж/(кг·°С)],

$s_0 = 0,1511$ кДж/(кг·°С) – удельная энтропия окружающей среды.

Количество эксергии ΔE , кДж/с, используемой в процессе расширения пара, можно оценить по формуле

$$\Delta E = G \cdot (e_1 - e_2).$$

Результаты расчета представлены в таблице 6.

Таблица 6. – Результаты расчета эксергии пара

Давление пара, МПа	Энтропия пара s_1 , кДж/(кг·°С)	Энтропия пара s_2 , кДж/(кг·°С)	Эксергия пара e_1 , кДж/кг	Эксергия пара e_2 , кДж/кг	Эксергия, используемая на установке, МДж/с	Степень термодинамического совершенства системы, %
0,7	6,7883	6,8854	878,67	779,19	8,885	58,5
1,4	6,5517	6,7489	947,30	817,82	11,442	64,7
2,1	6,4653	6,5624	1042,08	870,60	14,932	70,8

По количеству потраченной эксергии можно сделать заключение о степени термодинамического совершенства преобразования тепла в механическую работу расширения. Поскольку процесс расширения в турбине является адиабатным, т. е. проходит практически без изменения энтропии, то энтальпийный метод (только по балансу тепловой энергии) может дать завышенный результат использования тепловой энергии.

Заключение.

1. Тепловая энергия, поставляемая потребителю от теплоисточника является эксергией, т. к. ее расчет начинается от среднегодовой температуры окружающей среды (температуры холодного источника).

2. При выборе отборного пара для использования в теплообменной установке без его конденсации следует отдавать предпочтение пару с большим давлением и, следовательно, с большей начальной температурой при их равной стоимости. Это позволит существенно снизить потери тепловой энергии при эксплуатации установки, т. к. для выполнения одной и той же работы применение отборного пара с более высокими параметрами позволит уменьшить его количество, а следовательно, и тепловую энергию пропорционально начальным параметрам практически в два раза.

3. Выбор начальной температуры отборного пара полностью определяется температурным напором на конечном участке тракта теплообмена технологической установки.

4. Использование теплоты конденсата пара в теплообменных установках позволяет многократно увеличить эффективность использования теплоты пара, но для этого тракт удаления конденсата пара технологической установки должен быть оборудован конденсатоотводчиком и должна выполняться регулярная диагностика его технического состояния.

ЛИТЕРАТУРА

1. Лебедев П. Д. Теплообменные сушильные и холодильные установки. – М.: Энергия, 1972. – 317 с.
2. Вукалович М. П., Ривкин С. Л., Александров А. А. Таблицы теплофизических свойств воды и водяного пара. – М.: Издательство стандартов, 1969. – 407 с.
3. Казаков В. Г., Луканин П. В., Смирнова О. С. Эксергетические методы оценки эффективности теплотехнологических установок: учеб. пособие. – СПб.: ГТУРП, 2013. – 93 с.

REFERENCES

1. Lebedev, P. D. (1972). *Teploobmennye sushil'nye i kholodil'nye ustanovki*. Moscow: Energiya. (In Russ.)
2. Vukalovich, M. P., Rivkin, S. L., & Aleksandrov, A. A. (1969). *Tablitsy teplofizicheskikh svoystv vody i vodyanogo para. Izdatel'stvo standartov*. Moscow: (In Russ.)
3. Kazakov, V. G., Lukanin, P. V., & Smirnova, O. S. (2013). *Eksergeticheskie metody otsenki effektivnosti teplotekhnologicheskikh ustanovok*. St. Petersburg: GTURP. (In Russ.).

Поступила 04.01.2023

EFFICIENT USE OF STEAM THERMAL ENERGY

V. PITOLIN, N. KOLOSHKIN

(Euphrosyne Polotskaya State University of Polotsk);

K. BABAMURATOV

(Termez Institute of Engineering and Technology, Uzbekistan)

The results of theoretical studies of the use of selective steam of various parameters in consumer installations are presented. The values of heat losses during the transportation of steam to the consumer are determined. Heat losses during transportation are insignificant and do not exceed 0.05%. A TH-diagram of the thermodynamic process of operation of selected steam during adiabatic expansion and condensation is presented. It is shown that the main share of the thermal energy of steam is determined by the process of its condensation (up to 90% of the initial heat content). To convert the thermal energy of the selected steam into mechanical energy during its adiabatic expansion in the drive turbines of the consumer, it is necessary to choose the steam of the highest pressure. This will allow saving up to 50% of heat compared to low pressure steam. An exergy analysis of the system for the use of selective steam prior to its condensation has been carried out. The degree of thermodynamic perfection of steam use in this area is 45%.

The steam parameters for heat exchange units with condensation are determined by the temperature difference in the final section of the heat exchange path; otherwise, the initial steam parameters are practically indifferent to them. The main requirement for such installations is the presence of a steam trap in the condensate removal path and a reliable system for diagnosing its technical condition.

Keywords: water vapor, steam pipelines, heat, exergy, laws of thermodynamics, heat exchange installations.