

РЕКУПЕРАЦИЯ И АККУМУЛИРОВАНИЕ
ВТОРИЧНЫХ ЭНЕРГЕТИЧЕСКИХ РЕСУРСОВ
НА ПРЕДПРИЯТИЯХ НЕФТЕПЕРЕРАБАТЫВАЮЩЕГО КОМПЛЕКСА

МОНОГРАФИЯ

МИНИСТЕРСТВО НАУКИ И ВЫСШЕГО ОБРАЗОВАНИЯ
РОССИЙСКОЙ ФЕДЕРАЦИИ
Федеральное государственное бюджетное
образовательное учреждение высшего образования
«КАЗАНСКИЙ ГОСУДАРСТВЕННЫЙ ЭНЕРГЕТИЧЕСКИЙ УНИВЕРСИТЕТ»

**РЕКУПЕРАЦИЯ И АККУМУЛИРОВАНИЕ ВТОРИЧНЫХ
ЭНЕРГЕТИЧЕСКИХ РЕСУРСОВ НА ПРЕДПРИЯТИЯХ
НЕФТЕПЕРЕРАБАТЫВАЮЩЕГО КОМПЛЕКСА**

Монография

Электронное издание
локального распространения

Санкт-Петербург
Научно-технологические
2024

© Казанский государственный
энергетический университет, 2024
ISBN 978-5-907804-20-3

УДК 662.99
ББК 31.3
Р36

Авторы:

Ю. В. Ваньков, Л. В. Плотникова, Ш. Г. Зиганшин, А. Р. Загретдинов

Рецензенты:

Александр Федорович Дресвянников – доктор химических наук, профессор Казанского национального исследовательского технологического университета;

Андрей Владимирович Дмитриев – доктор технических наук, заведующий кафедрой «Автоматизация технологических процессов и производств» Казанского государственного энергетического университета

Р36 Ваньков Ю. В.

Рекуперация и аккумулирование вторичных энергетических ресурсов на предприятиях нефтеперерабатывающего комплекса [Электронный ресурс]: монография / Ю. В. Ваньков, Л. В. Плотникова, Ш. Г. Зиганшин, А. Р. Загретдинов. – Электрон. текстовые дан. (7,0 Мб). – СПб.: Научные технологии, 2024. – 142 с. – 1 электрон. опт. диск (CD-ROM).

ISBN 978-5-907804-20-3

Рассмотрены вопросы повышения энергетической эффективности промышленных предприятий нефтеперерабатывающего комплекса за счет создания систем рекуперации вторичных энергоресурсов. Рассмотрены варианты использования теплоты конденсата, теплоты охлаждения технологических полупродуктов, теплоты дымовых газов на примере производств первичной переработки нефти, установок газодифракционирования, очистки, осушки, технологии производства шин. Особое внимание уделено сочетанию аккумулирующих и рекуперационных установок в едином комплексе.

Книга предназначена для энергетиков и технологов, занимающихся проектированием и эксплуатацией теплоэнергетических систем промышленных предприятий.

Результаты исследования получены при финансовой поддержке Министерства науки и высшего образования Российской Федерации в рамках государственного задания № 075-03-2023-291.

Рекомендовано к изданию научно-техническим советом
Казанского государственного энергетического университета.

Текстовое электронное издание

Минимальные системные требования:

- процессор: Intel x86, x64, AMD x86, x64 не менее 1 ГГц;
- оперативная память RAM ОЗУ: не менее 512 МБайт;
- свободное место на жестком диске (HDD): не менее 120 МБайт;
- операционная система: Windows XP и выше;
- Adobe Acrobat Reader;
- дисковод CD-ROM;
- мышь.

ISBN 978-5-907804-20-3

© Казанский государственный
энергетический университет, 2024

Научное издание

Ваньков Юрий Витальевич
Плотникова Людмила Валерьяновна
Зиганшин Шамиль Гаязович
Загретдинов Айрат Рифкатович

Рекуперация и аккумулирование вторичных энергетических ресурсов
на предприятиях нефтеперерабатывающего комплекса

Монография

Электронное издание
локального распространения

Подписано к использованию 15.01.2024.

Объем издания – 7,0 Мб.

Комплектация издания – 1 CD.

Тираж 500 экз.

Издательство «Наукоемкие технологии»

ООО «Корпорация «Интел Групп»

<https://publishing.intelgr.com>

E-mail: publishing@intelgr.com

Тел.: +7 (812) 945-50-63

ISBN 978-5-907804-20-3



9 785907 804203

ОГЛАВЛЕНИЕ

ВВЕДЕНИЕ	6
РАЗДЕЛ 1 ПОВЫШЕНИЕ ЭНЕРГЕТИЧЕСКОЙ ЭФФЕКТИВНОСТИ ПРОМЫШЛЕННЫХ ПРЕДПРИЯТИЙ ЗА СЧЕТ ИСПОЛЬЗОВАНИЯ ВТОРИЧНЫХ ЭНЕРГОРЕСУРСОВ	8
1.1 Вторичные энергетические ресурсы в промышленности	8
1.2 Оборудование систем рекуперации и аккумулирования тепловой энергии	10
РАЗДЕЛ 2 ПРОЦЕССЫ ПЕРВИЧНОЙ ПЕРЕРАБОТКИ НЕФТИ	30
2.1 Теплопотребляющее оборудование процессов первичной переработки нефти	30
2.2 Вторичные энергетические ресурсы процессов первичной переработки нефти	37
РАЗДЕЛ 3 ТЕПЛОТЕХНОЛОГИЧЕСКИЕ ПРОЦЕССЫ ПЕРЕРАБОТКИ УГЛЕВОДОРОДНОГО ГАЗА	45
3.1 Процессы газофракционирования	45
3.2 Процессы очистки и осушки газа	48
3.3 Вторичные энергетические ресурсы процесса переработки углеводородного газа	50
РАЗДЕЛ 4 ТЕПЛОТЕХНОЛОГИЧЕСКИЕ ПРОЦЕССЫ КОНЕЧНОГО ЗВЕНА ЦИКЛА НЕФТЕПЕРЕРАБОТКИ – ШИННОГО ПРОИЗВОДСТВА	55
4.1 Процессы вулканизации	55
4.2 Процессы подготовки сырья	62
4.3 Процессы сборки шин	64
4.4 Вторичные энергетические ресурсы шинного производства	65
РАЗДЕЛ 5 РЕКУПЕРАЦИЯ ТЕПЛОТЫ ПРОИЗВОДСТВЕННОГО КОНДЕНСАТА С ПОЛУЧЕНИЕМ ВТОРИЧНОГО ПАРА	72
5.1 Рекуперация теплоты конденсата от вулканизаторов шинного производства	72
5.2 Поднятие потенциала теплоты вторичного пара в пароструйных компрессорах	78
5.3 Использование потенциала конденсата в паровых аккумуляторах	93
ГЛАВА 6 РЕКУПЕРАЦИЯ ТЕПЛОТЫ ОХЛАЖДЕНИЯ ПОЛУПРОДУКТОВ	97
6.1 Рекуперация теплоты охлаждения верхнего продукта колонн в теплонасосных установках	97

6.2 Возврат теплоты охлаждения верхнего продукта колонн в процесс разделения с применением трансформаторов теплоты.....	102
6.3 Использование теплоты полупродуктов для подогрева теплофикационной воды	107
6.4 Производство пара в парогенераторах и поднятие его потенциала в пароструйных компрессорах.....	113
6.5 Использование вторичного пара в пароаккумуляторах для обеспечения процесса обогрева оборудования.....	116
ГЛАВА 7 РЕКУПЕРАЦИЯ ВТОРИЧНОЙ ТЕПЛОТЫ	
ВЫСОКОТЕМПЕРАТУРНЫХ ТЕПЛОТЕХНОЛОГИЧЕСКИХ	
УСТАНОВОК И ПОВЫШЕНИЕ ИХ ЭНЕРГОЭФФЕКТИВНОСТИ	
7.1 Мероприятия по повышению КПД промышленных печей.....	119
7.2 Глубокая рекуперация теплоты дымовых газов промышленных печей ..	123
7.3 Использование теплоты дымовых газов в абсорбционных холодильных машинах.....	129
7.4 Мероприятия по снижению потребности в тепловой нагрузке промышленных печей с включением паровых аккумуляторов	135
БИБЛИОГРАФИЧЕСКИЙ СПИСОК.....	137

ВВЕДЕНИЕ

На сегодняшний день возобновляется интерес к повышению энергетической эффективности технологических процессов при помощи рекуперационного оборудования. Если мероприятия по перераспределению тепловых потоков внутри производства позволяют повысить его энергоэффективность только на 10–15%, то использования потенциала тепловых вторичных энергоресурсов добавит еще 20–25% экономии.

Предприятия нефтеперерабатывающей отрасли промышленности располагают значительным количеством низкопотенциальной сбросной энергии в виде теплоты конденсата, теплоты оборотной воды, высокопотенциальной сбросной энергии в виде теплоты дымовых газов, теплоты охлаждения полупродуктов и т.п. Возврат сбросной энергии в технологическую линию позволит повысить энергоэффективность производства. Однако не всегда потребности в энергоносителях и их производство в системах рекуперации совпадают. Часто выход вторичных энергетических ресурсов (ВЭР) носит непостоянный характер, как и некоторые процессы теплоснабжения, например, прогрев оборудования. В решении вопроса стыковки производства и потребления вторичной энергии могут помочь теплоаккумулирующие установки.

В 1 разделе дается представление о вторичных энергетических ресурсах промышленности и классификация оборудования для рекуперации и аккумулирования теплоты ВЭР. Особое внимание уделяется вопросу дебалансов тепловой энергии в производствах, а также в системах выработки ВЭР.

2, 3 и 4 разделы посвящены теплотехнологическим процессам, оборудованию, теплоснабжению и образующимся вторичным энергоресурсам в процессах первичной переработки нефти, переработки углеводородного газа и производства шин соответственно.

В 5 разделе рассмотрены вопросы производства и потребления вторичного пара. Проведена аналогия между процессом изменения потенциала пара в пароструйных компрессорах и в пароводяных аккумуляторах скользящего давления.

В 6 разделе значительное внимание уделяется вопросу повышения потенциала низкотемпературных вторичных энергоресурсов при помощи трансформаторов тепловой энергии.

7 раздел посвящен рекуперации ВЭР и повышению энергоэффективности высокотемпературных теплотехнологических установок.

Вопросы 5, 6 и 7 разделов рассматриваются на примерах установок производств, описываемых в разделах 2–4.

РАЗДЕЛ 1 ПОВЫШЕНИЕ ЭНЕРГЕТИЧЕСКОЙ ЭФФЕКТИВНОСТИ ПРОМЫШЛЕННЫХ ПРЕДПРИЯТИЙ ЗА СЧЕТ ИСПОЛЬЗОВАНИЯ ВТОРИЧНЫХ ЭНЕРГОРЕСУРСОВ

1.1 Вторичные энергетические ресурсы в промышленности

В Российской Федерации более 50% от всего объема добытых и произведенных топливно-энергетических ресурсов (ТЭР) используется в промышленности. Наиболее энергоемкие отрасли промышленности – химическая, нефтехимическая и нефтеперерабатывающая отрасли [1-3]. Здесь потребляется водяной пар, горячая вода. Metallургическая отрасль характеризуется значительными объемами сжигания природного топлива. На установках целлюлозно-бумажной отрасли промышленности в большом количестве требуется горячий воздух. Потребление энергии теплотехнологией сопровождается образованием потоков сбросной энергии [4, 5].

Вторичными энергетическими ресурсами (ВЭР) теплотехнологии являются энергетические ресурсы, получаемые в качестве побочного продукта, потенциал которых можно полезно использовать в том же или смежном производстве [6].

Классификация ВЭР следующая [7]:

– тепловые ВЭР. Это теплота отходящих дымовых газов (котлов, технологических печей), теплота отработанного или теряемого пара, теплота пара вторичного вскипания, теплота конденсата различных параметров, теплота охлаждающей/технической воды, теплота сбрасываемых стоков, теплота охлаждения продуктов и полупродуктов, теплота экзотермических реакций и т.п.;

– ВЭР избыточного давления. Это энергия сжатых газов, образующихся в технологических процессах. Может быть использована в силовых установках для выработки электрической энергии;

–горючие ВЭР. Это отходы, которые могут использоваться в качестве топлива.

К наиболее значительным по энергетическому потенциалу тепловым ВЭР промышленных предприятий относят:

- теплоту конденсата;
- теплоту, отводимую в системах принудительно охлаждения (охлаждение продуктов, полупродуктов в водяных и воздушных холодильниках);
- теплоту дымовых газов;

Возможные способы рекуперации вторичных энергоресурсов [8, 9]:

- конденсат – для подогрева потоков соответствующего температурного уровня (нужды отопления, горячего водоснабжения) в сепараторах для получения пара вторичного вскипания (возможно дальнейшее направление пара в пароструйные компрессоры);
- теплота, отводимая в системах принудительного охлаждения (теплота загрязненной циркуляционной воды пенных аппаратов, промывателей, скрубберов) – низкотемпературные ВЭР, для незначительного подогрева технологических потоков (малоценная). Возможна утилизация теплоты данного потока и выделение примесей с использованием аппаратов мгновенного вскипания – экологический эффект;
- дымовые газы – для получения горячей воды, насыщенного и перегретого пара [9].

Промышленные предприятия характеризуются разнообразием технологических процессов и установленного оборудования, что приводит к образованию ВЭР различных параметров. Параметры, характер выхода ВЭР зависят от режимов работы оборудования – источника ВЭР. Такое изменение как, например, изменение состава сырья, может повлиять на расход ВЭР. А с изменением температуры потока изменятся теплоемкость и энтальпия потоков ВЭР [9, 10].

Тепловая мощность промышленных ВЭР велика. Однако в собственных системах рекуперации на предприятиях используются всего лишь 40–60% по следующим причинам:

- неравномерность выхода ВЭР;
- неравномерность потребности во вторичной энергии у потребителя, следовательно, есть необходимость резервирования тепловой энергии и включения установок буферного оборудования, сглаживающего дебалансы между выработкой и потреблением ВЭР;
- значительное количество низкопотенциальных ВЭР, например, теплоты нагретой оборотной воды, использование которых экономически нецелесообразно [9, 11].

В связи с вышесказанным, развитие вопроса создания систем рекуперации ВЭР с одновременным включением теплоаккумулирующего оборудования, что позволит сгладить параметры энергобалансов теплорекуперационных установок, является актуальным.

1.2 Оборудование систем рекуперации и аккумуляции тепловой энергии

Рекуперация вторичных энергетических ресурсов – это процесс использования энергетического потенциала продуктов одного технологического процесса или потока в другом процессе (например, энтальпия дымовых газов печей используется в качестве теплоносителя для выработки пара на технологические нужды) в рекуперационном аппарате [6, 8, 12].

Способы рекуперации теплоты можно разделить на следующие группы:

- применение теплоиспользующих установок для подогрева воды, воздуха, технологических потоков (например, различные теплообменники, контактные экономайзеры, теплообменные аппараты на тепловых трубах, водогрейные котлы-утилизаторы, воздухоподогреватели, тепловые насосы [13] и т.п.);

- получение пара (например, паровые котлы-утилизаторы, парогенераторы, системы сбора и возврата конденсата с получением пара вторичного вскипания) с дальнейшим использованием пара на технологию, для подогрева технологических потоков (сырья, топлива), для выработки электроэнергии;
- для получения холода в абсорбционных трансформаторах теплоты (АТТ) (на нужды самого производства, например, для охлаждения циркуляционной воды системы охлаждения технологических потоков, для замены антифриза).

Теплообменные аппараты

Для рекуперации теплоты используются поверхностные рекуперативные и поверхностные регенеративные, контактные теплообменники [14, 15].

Поверхностные рекуперативные теплообменники в основном используются в системах рекуперации, разработанных на основе пинч-анализа [11]. В них осуществляется подогрев технологических потоков за счет теплоты охлаждения других потоков той же технологической линии. Эффектом является снижение количества затрачиваемого внешнего энергоносителя.

Поверхностные регенеративные теплообменники часто используются для воздухоподогрева в огнетехнических установках за счет теплоты дымовых газов. К современным конструкциям установок рекуперации дымовых газов относятся конденсационные теплоутилизаторы 1 (рис. 1.1).

Выделяют конденсационные теплоутилизаторы поверхностные и контактные. В них дымовые газы охлаждаются ниже точки росы, образовавшиеся кислотные компоненты стекают в специально отведенный бак 6. Возможно охлаждение дымовых газов до 40 °С. Такое оборудование можно использовать для подогрева сетевой воды или воздуха.

Также глубокая утилизация может осуществляться в воздухоподогревателях со стеклянными трубами из боросиликатного стекла. Использование такого материала позволит избавиться от оксидов серы и азота в

дымовых газах, и без последствий с коррозионной точки зрения отвести полученный конденсат.

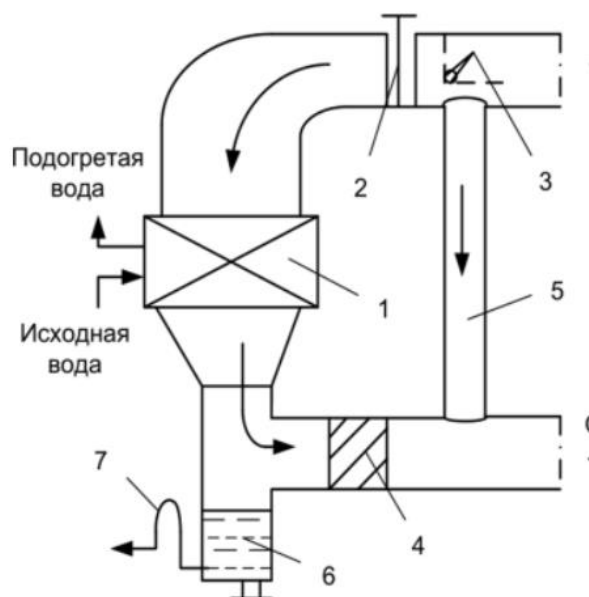


Рис. 1.1 Схема включения конденсационного теплоутилизатора:
 1 – теплоутилизатор; 2 – фильтр; 3 – распределительный клапан;
 4 – каплеуловитель; 5 – байпасный газоход; 6 – бак для конденсата;
 7 – гидрозатвор

Разновидность поверхностных регенеративных теплообменных аппаратов – ТА на тепловых трубах (рис. 1.2).

Тепловая труба – испарительно-конденсационная система с двухфазным теплоносителем [16, 17]. Представляет собой замкнутую полость, в которую под вакуумом залита легкокипящая жидкость.

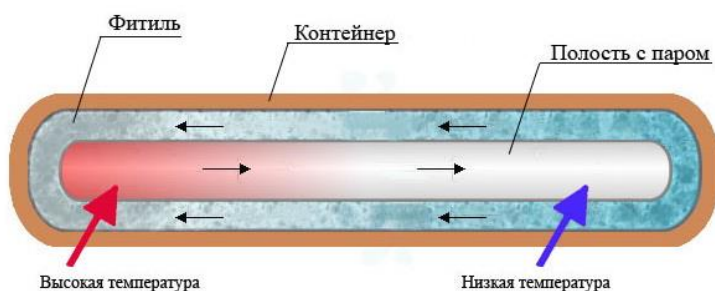


Рис. 1.2 Конструкция тепловой трубы

Простейшая конструкция тепловых труб, представленная на рис. 1.2, состоит из следующих элементов: корпус из металла с высокой теплопроводностью; рабочую жидкую среду; фитиль, который представляет твердое вещество с порами для движения жидкости.

На принципиальной схеме (рис. 1.3) показано движение рабочей среды – слева направо [16]. Вертикальные стрелки означают поступление и отвод теплоты.

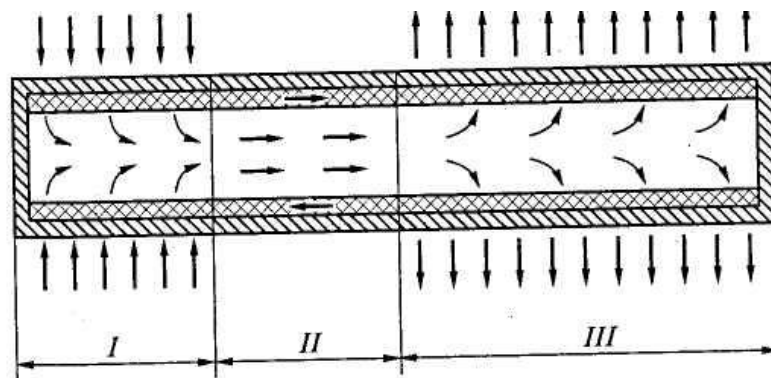


Рис. 1.3 Принципиальная схема тепловой трубы:

I – зона испарения; II – транспортная зона; III – зона конденсации

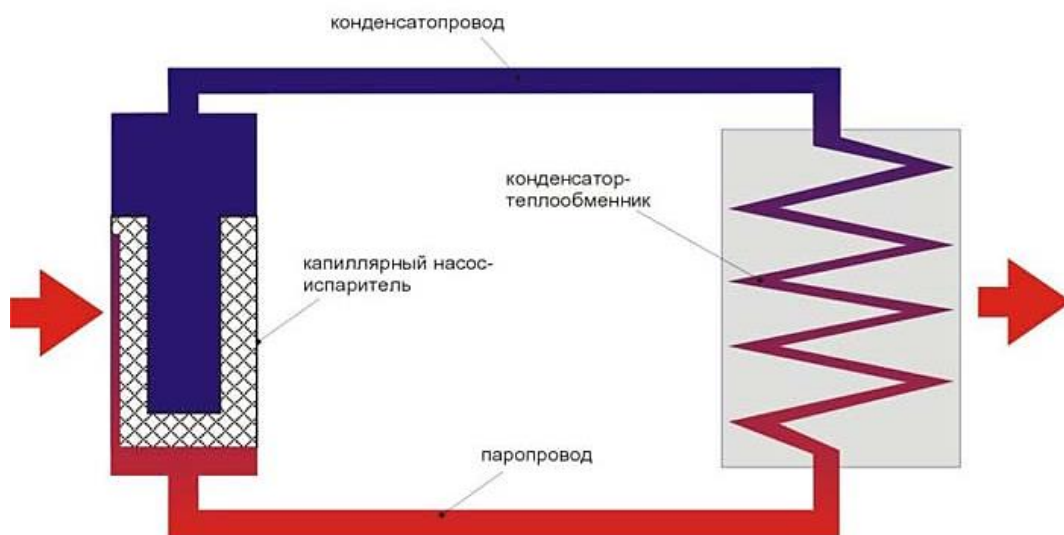


Рис. 1.4 Схема тепловой трубы с выделенными испарителем и конденсатором

Такое оборудование дорогостояще и используется в случаях, когда недопустим контакт теплообменивающихся среда нагревается от внешнего

источника с высокой температурой, испаряется и занимает всю полость трубы. В правой части трубы пар взаимодействует через стенку с потоком с низкой температурой и конденсируется, отдавая тепло. Благодаря пористой структуре фитиля жидкость распределяется в фитиле и снова вступает в теплообмен горячим потоком. Возможна более сложная конструкция тепловой трубы с отдельно выделенными зонами конденсации и испарения (см. рис. 1.4).

Котлы-утилизаторы

Котлы-утилизаторы (КУ) (рис. 1.5), устанавливаемые на промышленных предприятиях, используются преимущественно для рекуперации теплоты дымовых газов печей и котлов на энергетические нужды. В них вырабатывается промышленный пар (насыщенный или перегретый) или горячая вода на технологические или теплофикационные нужды. Соответственно котел-утилизатор может иметь одну, две или три поверхности из данных: экономайзер, испаритель, пароперегреватель.

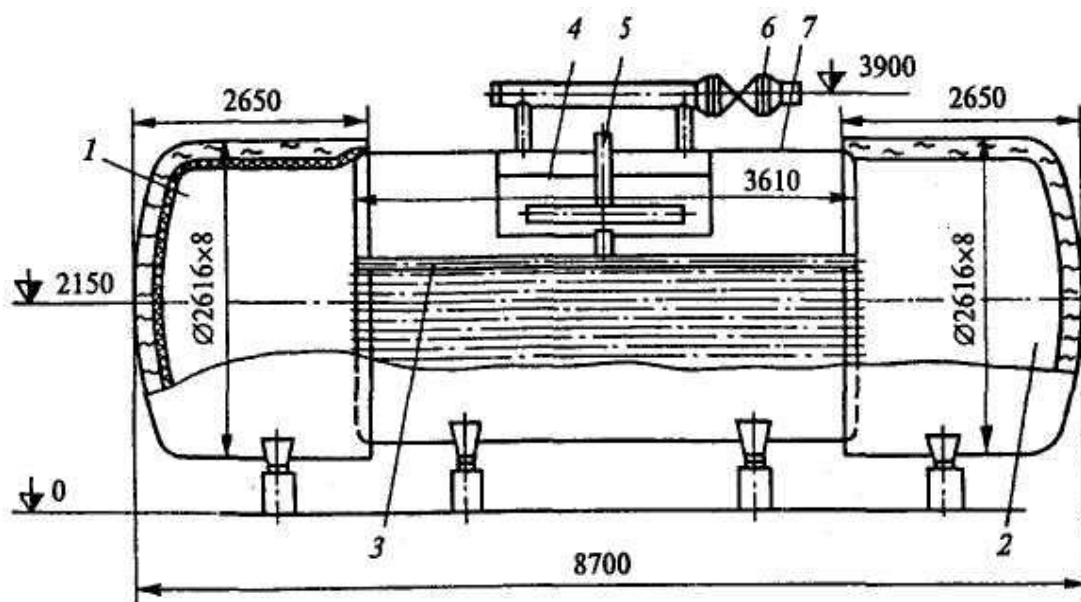


Рис. 1.5. Котел-утилизатор Г-250:

- 1 – входная камера; 2 – выходная камера; 3 – испарительная поверхность;
4 – сепарационное устройство; 5 – линия подвода питательной воды; 6 – линия
отвода пара; 7 – барабан

По конструктивному исполнению различают водотрубные и газотрубные КУ – по виду теплоносителя, подаваемого в трубное пространство теплопередающих элементов [18]. В КУ в отличие от котлов отсутствует топка за исключением случаев с подтопкой для дожигания горючие компоненты в дымовых газах.

Повышающие и понижающие трансформаторы теплоты. Теплонасосные установки

Трансформаторы теплоты предназначены для повышения энергетического потенциала низкопотенциального потока [19]. В основном это потоки оборотной или технической воды, потоки пара вторичного вскипания и теплота охлаждения полупродуктов.

Повышение потенциала потока осуществляется в большинстве случаев повышением давления, следовательно, повышается и температура потока [20]. Такие термотрансформаторы называются парокompрессионными и подразделяются на компрессионные открытого типа (рис. 1.6, 1.7) и компрессионные замкнутые (закрытого типа) (рис. 1.8, 1.9). В установках открытого типа не используется промежуточный теплоноситель, происходит повышение давления самого рабочего потока [16].

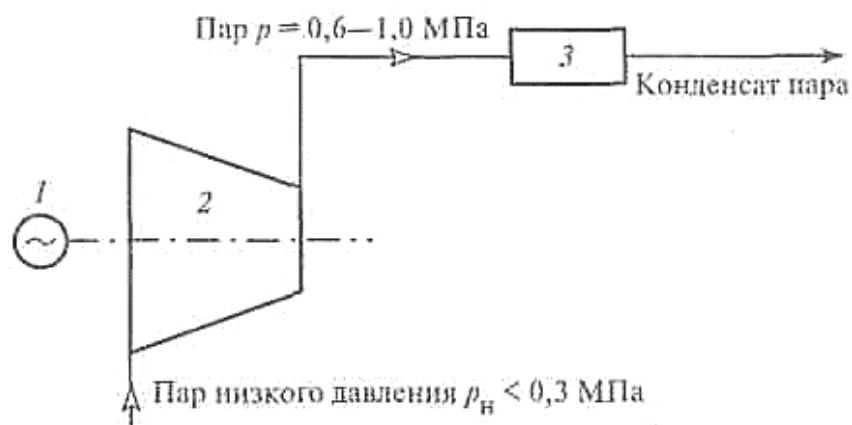


Рис. 1.6. Компрессионный трансформатор теплоты открытого типа:

1 – электродвигатель; 2 – компрессор; 3 – потребитель теплоты

Повышение давления потока пара может осуществляться также за счет подмешивания пара высокого давления. Пример: пароструйный компрессор (рис. 1.7). В нем паровой конденсат пара сбрасывается в сепаратор, где кипит за счет расширения. Образующийся при кипении воды пар вторичного вскипания отсасывается из сепаратора пароструйным компрессором. В пароструйном компрессоре происходит процесс смешивания инжектируемого пара с рабочим, в результате из компрессора выходит пар с требуемыми технологическими параметрами. Из сепаратора вторичный конденсат насосом откачивается для дальнейшего использования. Данный вариант пароструйного термотрансформатора рекомендуется использовать в системах сбора и возврата конденсата с дальнейшим производством пара вторичного вскипания [16, 21].

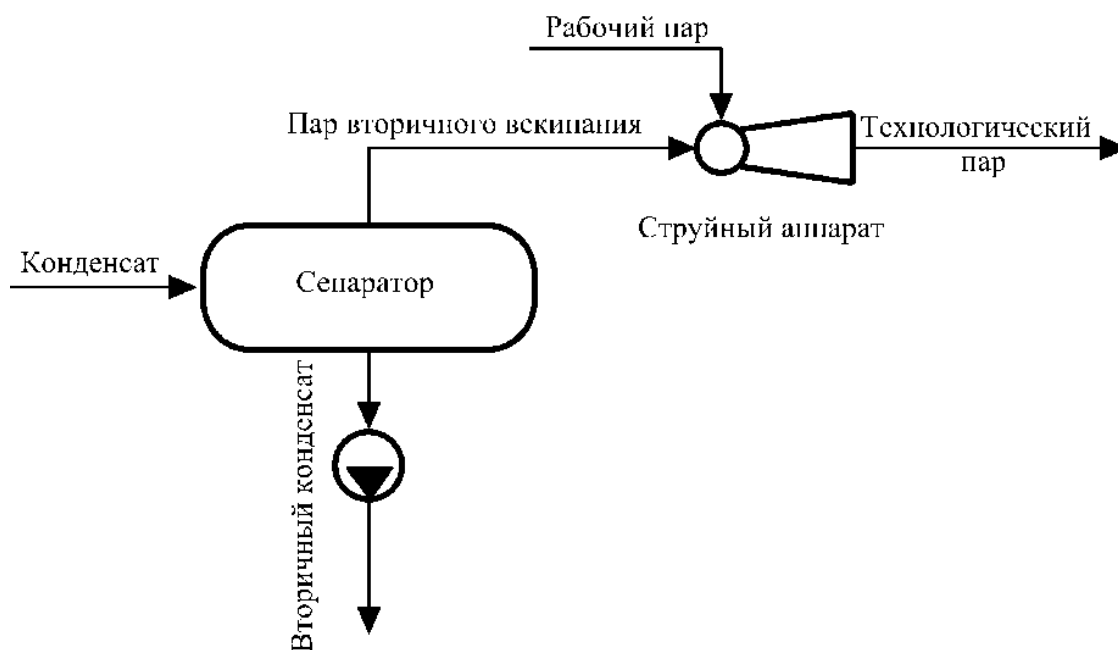


Рис. 1.7. Компрессионный трансформатор тепла открытого типа (пароструйный компрессор)

В парокompрессионных термотрансформаторах (рис. 1.8) происходит повышение давления промежуточного теплоносителя. Сами же рабочие среды не взаимодействуют напрямую в одном аппарате. Вторичный энергоресурс отдает свою энергию промежуточному теплоносителю в испарителе 4, за счет чего промежуточный теплоноситель вскипает. Затем в компрессоре 1

происходит сжатие газообразного промежуточного теплоносителя и повышение его температуры. В конденсаторе 2 вырабатывается теплота за счет конденсации промежуточного теплоносителя. Далее происходит дросселирование промежуточного теплоносителя в 3 для возвращения исходных параметров и цикл повторяется.

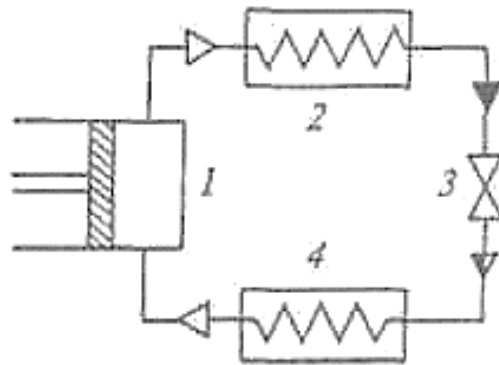


Рис. 1.8. Компрессионный трансформатор тепла закрытого типа:

1 – компрессор; 2 – конденсатор; 3 – дроссель; 4 – испаритель

Такой компрессионный термотрансформатор закрытого типа получил название теплонасосной установки (ТНУ) или теплового насоса [20] (пример использования см. в главе 6.1).

Термодинамические процессы, происходящие в парокompрессионном термотрансформаторе закрытого типа, представлены на рис. 1.9.

Устойчивый избыток тепловых ВЭР на производствах наблюдается в летний период, когда происходит снижение теплоты [22, 23]. Излишки ВЭР, прежде всего низкопотенциальных, сбрасываются в атмосферу непосредственно при помощи обратного водоснабжения или с использованием аппаратов воздушного охлаждения. Поэтому важной проблемой в летний период является эффективное использование сбрасываемых ВЭР.

В летний период на промышленных предприятиях возрастает нагрузка систем хладоснабжения. В связи с этим перспективным направлением

использования низкопотенциальных ВЭР является выработка холода с использованием абсорбционных трансформаторов теплоты АТТ – понижающих термотрансформаторов [24] (пример использования см. в главе 7.3).

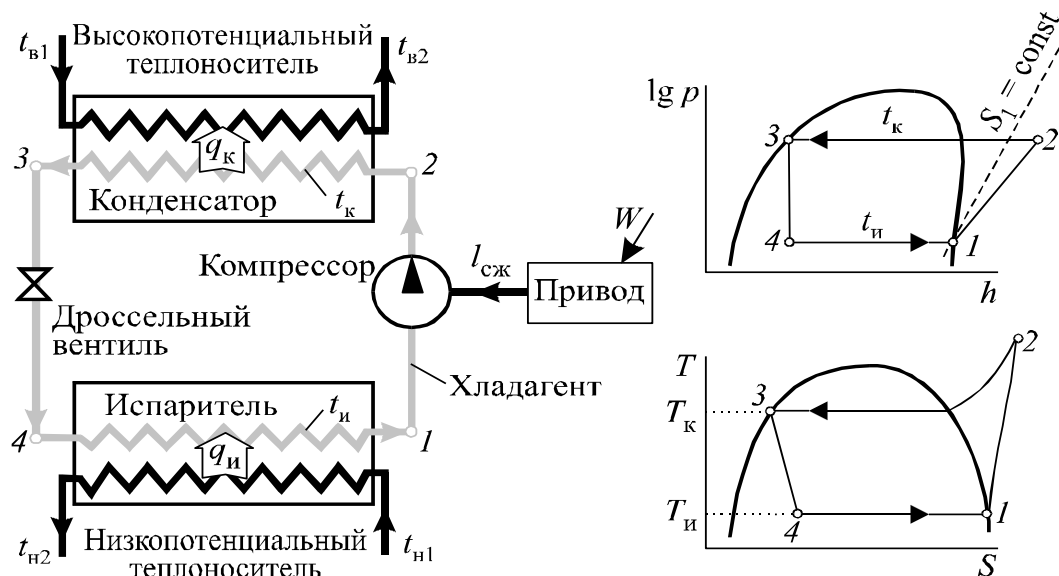


Рис. 1.9. Термодинамические процессы промежуточного теплоносителя в парокомпрессионном термотрансформаторе закрытого типа:

1–2 – сжатие; 2–3 – охлаждение и конденсация; 3–4 – дросселирование;
4–1 – испарение

Абсорбционные холодильные машины (АХМ) (рис. 1.10, 1.11) вырабатывают высокотемпературный холод от $+7\text{ }^{\circ}\text{C}$ при использовании водяного пара давлением $0,15\text{ МПа}$ или горячей воды с температурой $120\text{ }^{\circ}\text{C}$ (конденсат или вода с ТЭЦ) [25]. В настоящее время получают распространение двухступенчатые АХМ, работающие на более высокотемпературном потоке дымовых газов.

На рис. 1.11 показана схема абсорбционной бромисто-литиевой холодильной машины. Помимо водного раствора LiBr в качестве рабочего вещества может использоваться смесь «вода + аммиак» [26].

Вариант применения трансформатора теплоты в процессах сушки показан на рис. 1.12. Перед процессом сушки воздух всегда требует нагрева [27, 29] (рис. 1.12а). Снизить затраты тепловой энергии на процесс подогрева воздуха

возможно использованием теплоты отработанного воздуха [30-32] (рис. 1.12б), потенциал которого повышается в термотрансформаторе (рис. 1.12в).

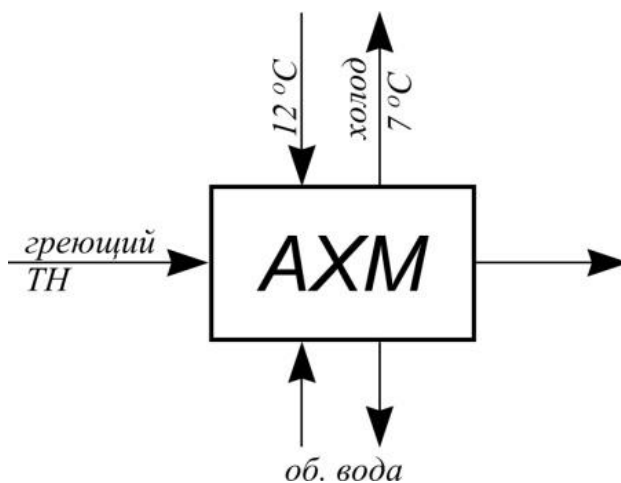


Рис. 1.10. Общая схема абсорбционной холодильной машины:

ТН – теплоноситель

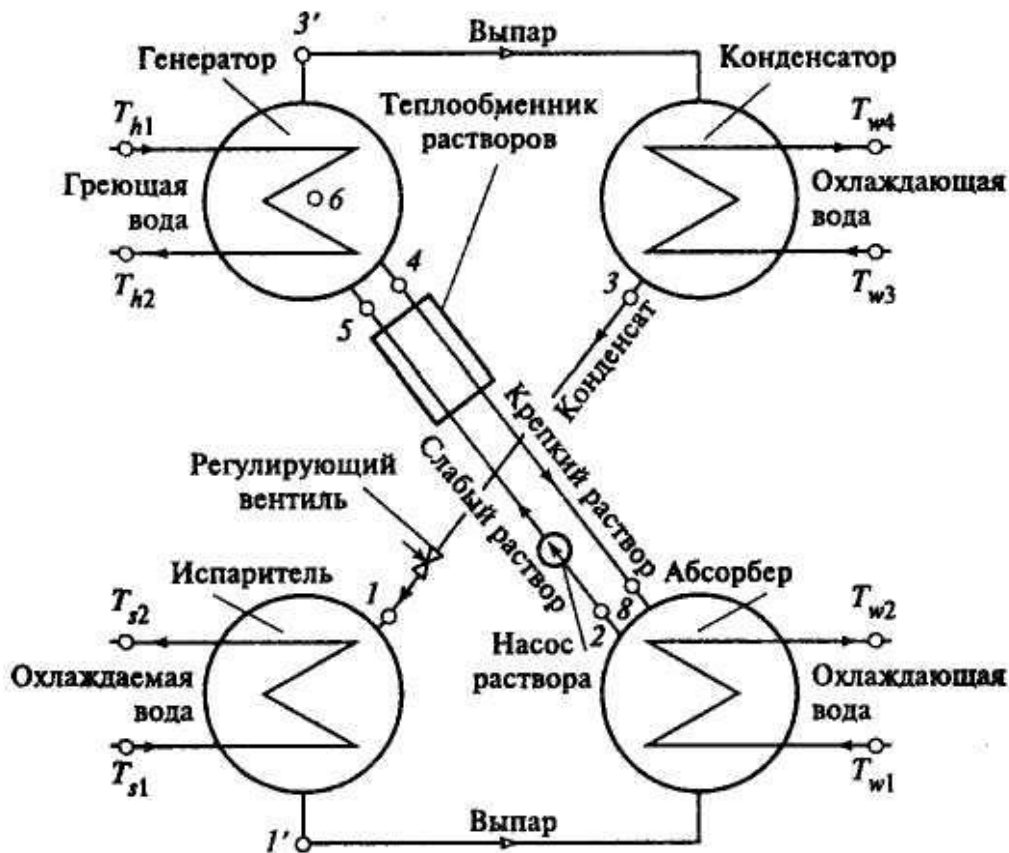


Рис. 1.11 Принципиальная схема одноступенчатой бромисто-литиевой АХМ

Применение термотрансформаторов в процессах разделения, характерных для установок первичной переработки нефти и для процессов газодифракционирования, показано на рис. 1.13 [28].

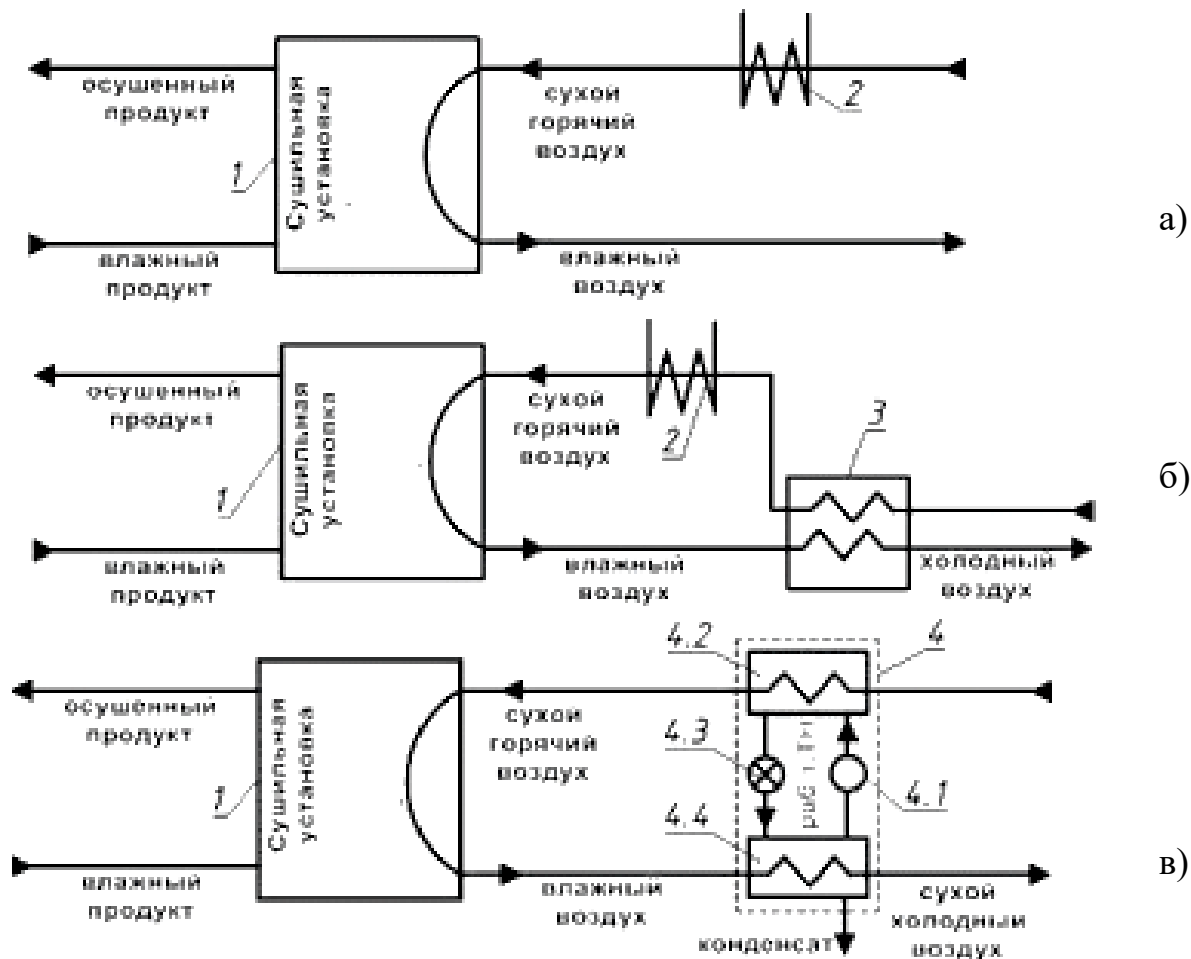


Рис. 1.12 Включение трансформатора теплоты в технологические процессы сушки:

а) схема подготовки воздуха для сушильной камеры;

б) схема подготовки воздуха для сушильной установки с рекуператором;

в) схема включения термотрансформатора;

1 – сушильная камера; 2 – нагреватель; 3 – рекуператор; 4 – тепловой насос;

4.1 – компрессор, 4.2 – конденсатор; 4.3 – дроссельный клапан;

4.4 – испаритель; раб.т. ТН – рабочее тело теплового насоса

На рис. 1.13а представлена классическая установка разделения с охлаждением верхнего продукта в конденсаторе 2 и нагревом нижнего

продукта в ребойлере 3. На рис. 1.13б используется тепловой насос с промежуточным теплоносителем, за счет чего поднимается потенциал потока верхнего продукта колонны и направляется на испарение нижнего продукта. На рис. 1.13в предлагается использовать нижний поток колонны как теплоноситель, потенциал которого поднимается за счет нагрева в конденсаторе и сжатия в компрессоре. Данный вариант менее металлоемкий по сравнению с вариантом на рис. 13б – отсутствует испаритель внизу колонны [29].

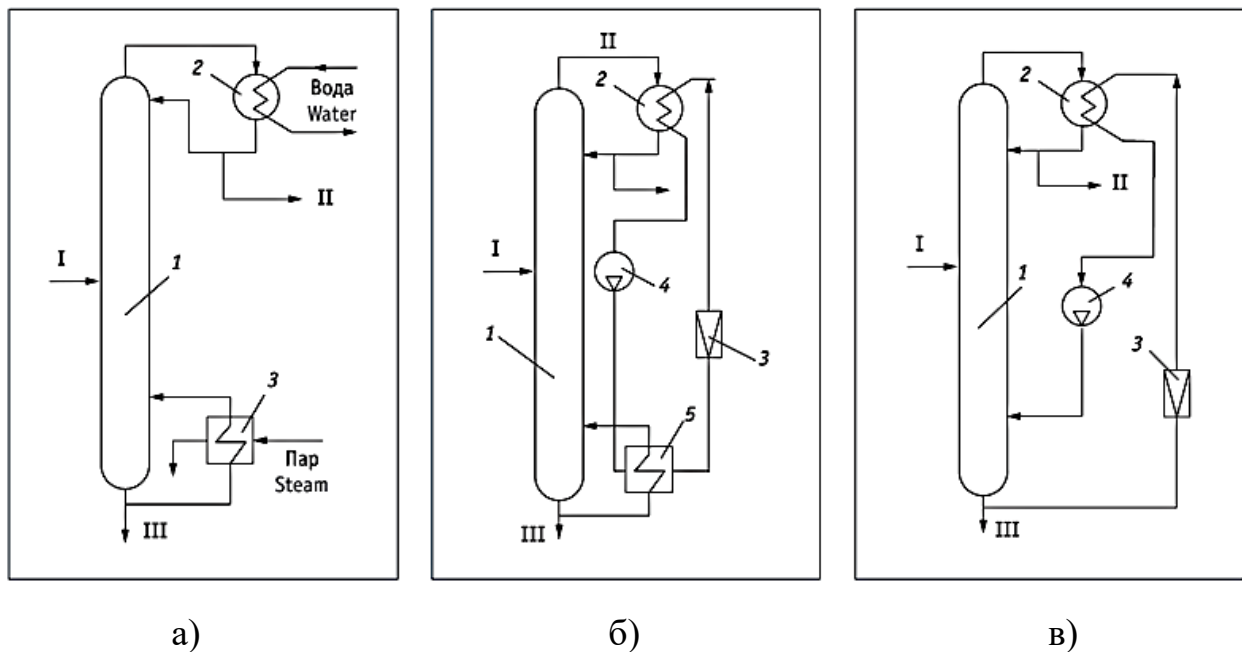


Рис. 1.13 Ректификационная колонна с тепловым насосом:

- а) традиционная схема разделения: 1 – ректификационная колонна; 2 – конденсатор; 3 – ребойлер; I – разделяемая смесь; II – верхний продукт; III – нижний продукт
- б) разделение с применением промежуточного теплоносителя: 1 – ректификационная колонна; 2 – дефлегматор-испаритель; 3 – дроссельный клапан; 4 – компрессор; 5 – подогреватель-конденсатор
- в) разделение с тепловым насосом на энергии верхнего продукта колонны: 1 – ректификационная колонна; 2 – дефлегматор; 3 – дроссельный клапан; 4 – компрессор

Аккумулирующие установки

Как было сказано выше, часто на промышленных предприятиях возникает расхождение между поступлением и потреблением энергоресурсов, как первичных топливно-энергетических ресурсов, так и вторичных энергетических ресурсов теплотехнологии.

Одним из способов устранения дебалансов на промышленных предприятиях является резервирование энергоносителей в аккумулирующих установках [33]. Под тепловым аккумулированием подразумеваются физические или химические процессы, с помощью которых происходит накапливание тепловой энергии в тепловых аккумуляторах.

Тепловой аккумулятор представляет собой емкость, в которой находится аккумулирующая среда. В качестве аккумулирующей среды в случае пароаккумуляторов выступает вода. К аккумулятору добавляются устройства зарядки и разрядки аккумулятора, вспомогательное оборудование для обеспечения надежности эксплуатации. Все эти элементы в сумме образуют теплоаккумулирующую систему, которая обеспечивает:

- получение от источника энергии в количестве, необходимом для зарядки аккумулятора;
- трансформацию поступившей от источника энергии в требуемое потребителем состояние;
- передачу энергии потребителю в период разрядки аккумулятора [16, 34].

Аккумулирующая среда может быть однофазной – твердой, жидкой, газообразной или двухфазной. Процесс аккумулирования может протекать и без изменения фазового и агрегатного состояния, так и с фазовым переходом: твердое тело – твердое тело; твердое тело – жидкость; твердое тело – газ; жидкость – пар [34].

Энергетический баланс тепловой аккумулирующей системы выглядит следующим образом:

$$\mathcal{E}_{\text{ак}} = \mathcal{E}_{\text{вх}} - \mathcal{E}_{\text{вых}}, \quad (1.1)$$

где $\mathcal{E}_{\text{ак}}$ – аккумулированная энергия, отпущенная потребителю, Дж;

$\mathcal{E}_{\text{вх}}$ – энергия, поступившая на зарядку аккумулятора от внешнего источника, Дж;

$\mathcal{E}_{\text{вых}}$ – энергия, отведенная от аккумулятора с отработанными энергоносителями, Дж.

Уравнение сохранения энергии в теплоаккумулирующей системе [16, 34]:

$$\mathbf{d} \left[\left(u + g_c \cdot H + p\nu + \frac{c^2}{2} \right) \cdot g \right]_{\text{ак}} = \left[\left(u + g_c \cdot H + p\nu + \frac{c^2}{2} \right) \cdot \mathbf{d}g \right]_{\text{вх}} - \left[\left(u + g_c \cdot H + p\nu + \frac{c^2}{2} \right) \cdot \mathbf{d}g \right]_{\text{вых}} + \mathbf{d}Q - \mathbf{d}A, \quad (1.2)$$

где u – внутренняя энергия потока $\text{м}^2/\text{с}^2$;

p – давление, Па;

ν – удельный объем среды аккумулятора, $\text{м}^3/\text{кг}$;

$g_c \cdot H$ – удельная потенциальная энергия потока, $\text{м}^2/\text{с}^2$;

$g_c = 9.81$ – ускорение свободного падения, $\text{м}/\text{с}^2$;

H – высота от нулевого уровня, м;

$\frac{c^2}{2}$ – удельная кинетическая энергия потока, $\text{м}^2/\text{с}^2$;

c^2 – скорость течения, $\text{м}/\text{с}$;

g – масса среды, кг;

Q – теплота, подведенная к системе от внешнего источника тепловой энергии (как вариант, от ВЭР), Дж;

A – работа, совершаемая системой, Дж;

индексы «ак»; «вх»; «вых» – принадлежность выделенных составляющих потоку аккумулируемого энергоносителя (аккумулируемый, входной или выходной поток).

Из (1.2) следует, что аккумулирование энергии может производиться за счет изменения составляющих:

– внутренней энергии потока;

- кинетической энергии потока;
- потенциальной энергии потока;
- массы системы.

Классификация тепловых аккумуляторов:

– По аккумулирующей и греющей среде:

- прямое аккумулирование; аккумулирующей и греющей является одна и та же среда;

- косвенное аккумулирование; аккумулирование энергии производится теплопередачей через поверхность или в процессе массообмена с греющей средой;

- полупрямое аккумулирование; основную роль в процессе теплообмена играет рабочая емкость аппарата, например, твердая насадка регенеративного теплообменника [14];

- сорбционное аккумулирование; использование способности специфических рабочих сред абсорбировать газ с выделением теплоты и поглощать теплоту в процессе их десорбции.

– По массе аккумулирующей среды:

- с постоянной массой;
- с изменением массы.

– По объему аккумулятора:

- с постоянным объемом;
- с переменным объемом.

– По давлению в аккумуляторе:

- с постоянным давлением;
- со скользящим давлением.

Пароводяные аккумуляторы скользящего давления, используемые в теплоэнергетических системах промышленных предприятий, позволяют аккумулировать пар среднего давления за счет использования пара высокого давления (или аккумулировать пар низкого давления за счет пара среднего

давления (см. главу 6.5)). Такие устройства называются также аккумуляторами понижающегося давления.

Наиболее распространенным типом пароводяных аккумуляторов скользящего (понижающегося) давления являются аккумуляторы Рутса (рис. 1.14), представляющие собой резервуар цилиндрической формы [16]. Корпус аккумулятора покрыт слоями тепловой изоляции и устанавливается на специальных опорах, обеспечивающих свободу термических расширений.

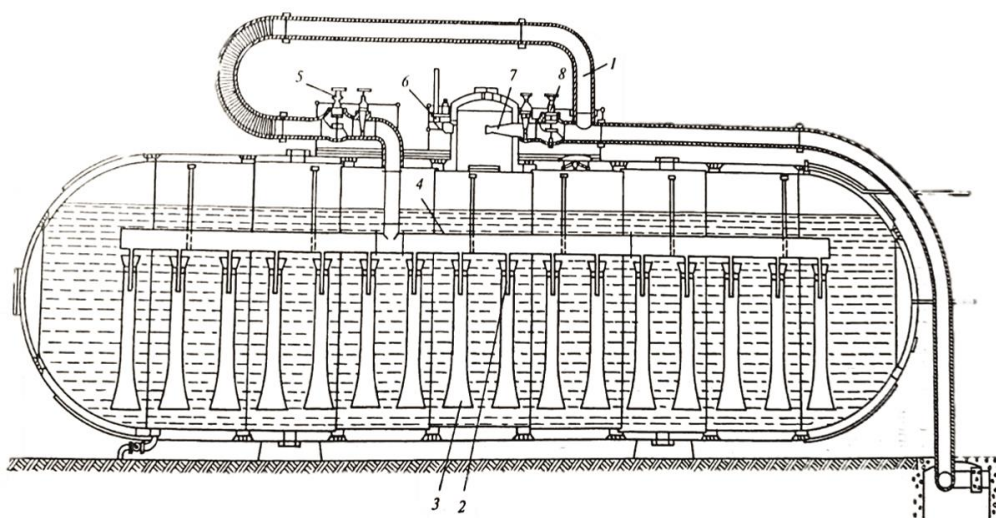


Рис. 1.14 Аккумулятор Рутса

Работа аккумулятора включает два периода:

1) период зарядки; в этот отпуск аккумулируемого пара потребителям прекращается, а от внешних источников поступает греющий пар, теплота которого резервируется;

2) период разрядки, на протяжении которого производится отпуск аккумулируемого пара потребителям, а поступление греющего пара прекращается.

Аккумулирующей средой является вода. В самом начале периода зарядки вода находится в состоянии насыщения, соответствующем давлению отпускаемого пара p_0 .

В процессе зарядки аккумулятора греющий пар по зарядному паропроводу 1 (рис. 1.14) через обратный клапан 2 с высокой скоростью поступает в распределительную трубу 3. К ней присоединена система зарядных элементов, каждый из которых включает в себя циркуляционную трубу 4 и мундштук 5. Мундштук – это перфорированная труба с отверстиями для впрыска острого пара. За счет высокой скорости истечения пара вода подсасывается в кольцевое пространство, образованное мундштуком и циркуляционной трубой. В результате создаются условия для циркуляции воды и выравнивания температуры во всем рабочем объеме аккумулятора.

Давление греющего пара p_r должно быть значительно выше давления отпускаемого пара p_0 , временный недостаток которого восполняется за счет установки теплового аккумулятора. На промышленных предприятиях, получающих энергоноситель от централизованных парогенерирующих установок, p_r обычно ограничивается диапазоном 1,4–3,6 МПа, при этом p_0 находится в пределах 0,4–1,0 МПа.

По мере поступления в резервуар греющего пара, в рабочем объеме аккумулятора постепенно повышается давление и происходит контактный нагрев воды за счет конденсации пара. По окончании периода зарядки в сосуде устанавливается давление, равное p_r . Параметры аккумулирующей среды соответствуют состоянию насыщения при этом давлении.

При отдаче аккумулированного пара потребителям в период разрядки аккумулятора в рабочем объеме происходит постепенное падение давления, при этом образуется пар вторичного вскипания. Снижение давления и испарение происходит до тех пор, пока в резервуаре не установится давление, равное p_0 .

Интенсивного кипения воды в объеме резервуара не происходит, а основная доля пара образуется у поверхности раздела фаз. В этой области происходит охлаждение воды, возникают вертикальные потоки конвекции – горячая вода из нижних слоев поднимается вверх, а охлажденная из верхних

слоев – опускается вниз. В верхней части аккумулятора расположен паросборник-сепаратор 6. В нем имеется сопло Лавалья 7, предназначенное для ограничения интенсивности парообразования в процессе разрядки аккумулятора.

Регулятор давления 8 на разрядном паропроводе предназначен для поддержания давления отпускаемого пара на необходимом уровне.

В процессе работы аккумулятора происходит значительное колебание уровня воды. Его повышение выше 90–95% заполнения резервуара грозит захлестом воды в разрядный паропровод. И наоборот, уменьшение уровня заполнения способствует снижению аккумулялирующей способности установки. Уровень воды в резервуаре поддерживается автоматически. С этой целью аккумулятор подключается к продувочному и питательному конденсатопроводу, на которых устанавливаются клапаны, регулирующие слив и подачу воды.

Аккумулялирующая способность пароводяного аккумулятора – это количество пара, которое может быть получено в период разрядки при заданном перепаде давления p_r/p_0 [16]:

$$A = \alpha \cdot V, \quad (1.3)$$

где α – удельная аккумулялирующая способность, приведенная на 1 м³ водяного объема аккумулятора, кг/м³;

V – водяной объем аккумулятора, м³.

Величина α при фиксированных значениях p_r и p_0 может быть найдена из уравнения удельного теплового баланса аккумулятора

$$\alpha \cdot (i_0'' - i_v') = \rho' \cdot (i_v' - i_0'), \quad (1.4)$$

где i_0'' – энтальпия отпускаемого пара в процессе разрядки, кДж/кг;

i_v' – энтальпия воды в начале процесса разрядки, кДж/кг;

i_0' – энтальпия воды в конце процесса разрядки, кДж/кг;

ρ' – плотность воды при давлении p_r в конце процесса зарядки, кг/м³.

В начале процесса разрядки давление в резервуаре близко к высокому давлению p_r . При выдаче пара потребителю через клапан 8 происходит его дросселирование до давления p_0 . При этом он перегревается относительно температуры насыщения, соответствующей данному давлению, а его энтальпия приближается к i_r'' – энтальпии насыщенного пара при давлении p_r .

По мере падения давления в резервуаре снижается и энтальпия производимого пара. В конце процесса разрядки его энтальпия близка к i_0'' – энтальпии насыщенного пара при низком давлении p_0 .

Материальный баланс аккумулятора:

$$G_0 = G_1 - G_2, \quad (1.5)$$

где G_0 – количество пара, отпущенного потребителям, кг;

G_1 – масса воды в начале процесса разрядки, кг;

G_2 – масса воды в конце процесса разрядки, кг.

Количество теплоты, отпущенной потребителям с паром вторичного вскипания, находится из уравнения теплового баланса, кДж [16]:

$$Q_0 = G_0 \cdot \tilde{i}_0'' = G_1 \cdot i'_B - G_2 \cdot i'_0, \quad (1.6)$$

Полная паропроизводительность аккумулятора в процессе разрядки:

$$G_0 = G_1 \frac{(i'_B - i'_0)}{(\tilde{i}_0'' - i'_0)}. \quad (1.7)$$

Объем резервуара для обеспечения требуемой выдачи пара за определенный период времени:

$$V_{ак} = \frac{A}{\varepsilon \cdot \alpha}, \quad (1.8)$$

где $\varepsilon = 0,9 \div 0,95$ – коэффициент заполнения водой внутреннего объема аккумулятора.

Структура энергобаланса предприятий нефтеперерабатывающей отрасли такова, что до 50% потребляемых тепловых энергоресурсов в виде пара и

горячей воды поступает от собственных теплорекуператоров, Большая их доля связана с высокотемпературными установками (печами, котлами). Любое отклонение режима работы такой установки сказывается на режиме работы рекуперационной установки. В результате возникают расхождения между графиками тепловых нагрузок рекуперационных установок и потребностью технологических объектов в энергии.

Избыточный кратковременный выход ВЭР на предприятиях приводит к необходимости сбрасывать теплоту в атмосферу, а горючие ВЭР – отправлять на факел. При этом, кроме возникновения прямых финансовых потерь, наносится экологический ущерб [16].

Режим работы потребителей теплоты также может изменяться. Это изменение производительности некоторых установок и технологических линий, проведение планово-предупредительных ремонтов и пр. такие отклонения могут быть длительными или незначительными. В результате в системах теплоснабжения возникают периоды избыточного и недостаточного поступления энергоресурсов по отношению к их потребности. Для сглаживания таких дебалансов и поможет аккумулярование теплоты [34].

Однако организация таких мероприятий, помимо капитальных затрат, связана с дополнительным потреблением топлива на предприятии, что следует учитывать при определении экономического эффекта от внедрения теплоаккумуляторов.

Таким образом, организация эффективных систем и узлов, позволяющих устранять дебалансы между поступлением и расходом энергоносителей, является одной из основных задач построения теплоэнергетического хозяйства промышленных предприятий.

РАЗДЕЛ 2 ПРОЦЕССЫ ПЕРВИЧНОЙ ПЕРЕРАБОТКИ НЕФТИ

2.1 Теплопотребляющее оборудование процессов первичной переработки нефти

Установки первичной переработки нефти являются основой нефтеперерабатывающего предприятия. Они предназначены для получения дистиллятов и остаточных продуктов, из которых при дальнейшей переработке получают товарные нефтепродукты. Данные установки относятся к наиболее энергоемким производствам нефтеперерабатывающей отрасли.

На современных нефтеперерабатывающих заводах России в основном эксплуатируются установки по первичной переработке нефти комбинированного типа, в которых процессы обессоливания и обезвоживания нефти, атмосферная перегонка нефти и вакуумная перегонка мазутов, процессы стабилизации бензиновых фракций, вторичной перегонки бензинов, защелачивание бензиновых и керосиновых фракций объединены и осуществляются в одной теплотехнологической схеме [35].

Установки первичной переработки нефти включают основной низкотемпературный атмосферный блок для получения светлых фракций, из которых впоследствии вырабатывают моторные топлива (установки АТ). Он может быть дополнен вакуумным блоком, предназначенным для получения фракций – сырья для производства масел (установки АВТ).

На современных предприятиях в состав установки первичной переработки входит блок ЭЛОУ, предназначенный для перегонки сернистых нефтей и выработки из них нефтепродуктов (установка ЭЛОУ-АВТ). В качестве сырья может использоваться смесь различных нефтей в любом соотношении, а также смеси нефти с газовым конденсатом [35].

Установка ЭЛОУ-АВТ включает следующие блоки:

– блок нагрева нефти до ЭЛОУ;

- блок электрообессоливания и электрообезвоживания сырой нефти (ЭЛОУ);
- блок нагрева нефти после ЭЛОУ;
- блок отбензинивания и атмосферной перегонки нефти;
- блок вакуумной перегонки мазута;
- блок вакуумсоздающей системы;
- блок печей;
- блок сероочистки углеводородного газа и газов разложения;
- блок энергоносителей;
- вспомогательные блоки (дренажные емкости, факельный сепаратор, аварийная емкость, емкость антифриза для охлаждения насосов, емкость промывной жидкости; емкости раствора щелочи, деэмульгатора, ингибитора коррозии, нейтрализатора, ресивер воздуха КИПиА).

На установке вырабатывается:

- углеводородный газ, используемый в качестве топлива;
- нестабильная прямогонная бензиновая фракция 150 °С, выводится с установки на гидроочистку нефти;
- керосиновая фракция 150–220 °С или 150 – 233 °С. Керосиновая фракция направляется на гидроочистку керосина или используется как компонент топлива маловязкого судового (ТМС), керосино-газойлевой фракции (КГФ), топлива печного бытового (ТПБ), а также для проведения пусковых операций на установке висбрекинга;
- легкая дизельная фракция 220–320 °С или 233 – 320 °С. Дизельная фракция направляется на гидроочистку или используется как компонент котельного топлива, или используется как компонент ТМС, КГФ, ТПБ, а также для проведения пусковых операций на установке гидрокрекинга;
- дизельная фракция 320–350 °С, направляется на гидроочистку, используется как компонент котельного топлива или используется как компонент ТМС, КГФ, ТПБ; после ввода установки гидрокрекинга используется совместно с вакуумным газойлем в качестве ее сырья;

– вакуумный газойль 350–520 °С, до ввода в эксплуатацию установки гидрокрекинга направляется на продажу, после ввода установки гидрокрекинга используется в качестве её сырья; также используется для проведения пусковых операций на установке висбрекинга;

– гудрон, фракции выше 520 °С, до ввода в эксплуатацию производства переработки тяжелых остатков направляется на установку висбрекинга для получения компонента котельного топлива и далее на продажу, после ввода в эксплуатацию производства переработки тяжелых остатков используется в качестве сырья установки замедленного коксования [35].

На рис. 2.1 представлена принципиальная схема установки ЭЛОУ-АВТ [36]. Работает схема следующим образом. Сырую нефть направляют в теплообменники 8, где нагревают до температуры 120–140 °С. Далее она поступает в электродегидраторы 1 для освобождения от воды и солей. Затем нефть нагревают в теплообменниках до 220 °С и направляют в колонну 2 для отделения фракции легкого бензина (в колонну предварительного испарения). Остаток из нижней части колонны 2 нагревают в печи 7 до 330 °С и направляют в атмосферную колонну 3, иногда частично – в колонну 4 в качестве горячей струи.

Сверху колонны 3 отбирают фракцию тяжелого бензина вместе с водяными парами. Эта смесь проходит аппараты воздушного охлаждения и конденсаторы-холодильники 9 и разделяется на водяную, газовую и жидкую углеводородную фазы в сепараторах 10. Бензиновые фракции, полученные в колоннах 2 и 3, смешивают и отводят в колонну стабилизации 5. Сбоку атмосферной колонны через отпарные колонны отбирают фракции 140 – 240 °С, 240 – 300 °С и 300– 350 °С.

Мазут снизу колонны 3 подают в печь 15, где нагревают до 420 °С, далее направляют в вакуумную колонну 4, работающую при остаточном давлении 60 мм рт. ст. На установках АВТ процессы получения топливных и масляных дистиллятов может осуществляться в одном аппарате [37].

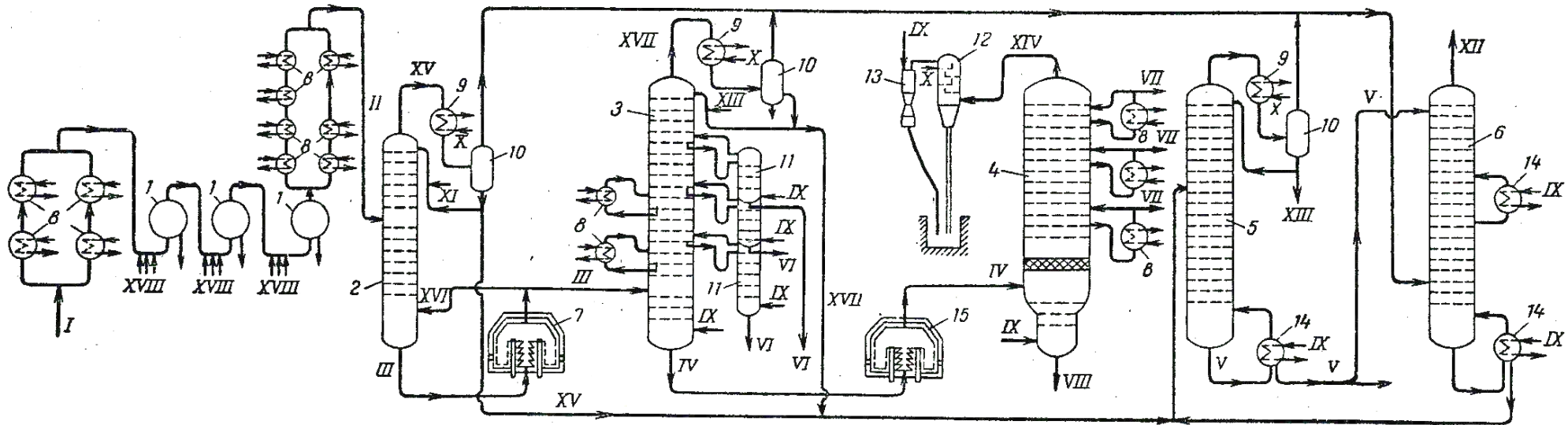


Рис. 2.1. Принципиальная теплотехнологическая схема установки ЭЛОУ-АВТ:

1 – электродегидратор; 2 – отбензинивающая колонна; 3 – основная атмосферная колонна; 4 – вакуумная колонна; 5 – стабилизационная колонна; 6 – абсорбер; 7 – атмосферная печь; 8 – теплообменники; 9 – конденсаторы-холодильники; 10 – газосепараторы; 11 – отпарные колонны; 12 – конденсатор; 13 – эжектор; 14 – паровые подогреватели; 15 – вакуумная печь

Линии: I – сырая нефть; II – обезвоженная и обессоленная нефть; III – отбензиненная нефть; IV – мазут; V – стабильный бензин; VI – боковые продукты атмосферной колонны; VII – боковые продукты вакуумной колонны; VIII – гудрон; IX – водяной пар; X – обратная вода; XI – аммиачная вода; XII – сухой газ; XIII – сжиженный газ; XIV – несконденсировавшиеся пары и газы; XV – легкий бензин; XVI – горячая струя; XVII – тяжелый бензин; XVIII – вода; деэмульгатор и щелочь

Водяные пары, газообразные продукты разложения и легкие пары с верхней части колонны 5 поступают в барометрический конденсатор 12, несконденсировавшиеся газы отсасываются эжектором 13. Боковыми погонями колонны 5 являются масляные фракции, а остатком – гудрон.

Расчетная мощность по сырью секции ЭЛОУ-АВТ может достигать 7 млн т/год.

На установке ЭЛОУ-АВТ осуществляется потребление топливно-энергетических ресурсов в виде:

- электрической энергии;
- тепловой энергии: водяного пара (пар высокого, среднего и низкого давления), конденсата (вторичная энергия), теплофикационной воды, теплоты полупродуктов (вторичная энергия), дымовых газов (вторичная энергия), оборотной воды;
- топлива: природного газа, углеводородного газа из сети.

Схема процессов потребления ТЭР представлена на рис. 2.2.

Наиболее мощными потребителями тепловой энергии на ЭЛОУ-АВТ среди теплотехнологического оборудования являются печи и ректификационные колонны. Данные о их энергопотреблении представлены в таблицах 2.1 и 2.2 соответственно.

Таблица 2.1

Потребление топливного газа и водяного пара печами

П о з.	Наименование оборудования	Нагре ваем ый поток	Расход газа на сжигани е, м ³ /ч	Расход водяно го пара, кг/ч	Расхо д проду кта	Температура продукта, °С		к.п.д. печи ,%	Темпера тура дымовы х газов, °С
						до печи	после печи		
1	Печь нагрева сырья атмосферной колонны (2 шт.)	нефть обесс оленн ая	8765	8160	1195 м ³ /ч	233	338	88	160
3	Печь нагрева сырья вакуумной колонны (1 шт.)	мазут	3563	5800	635 т/ч	322	379	82	160

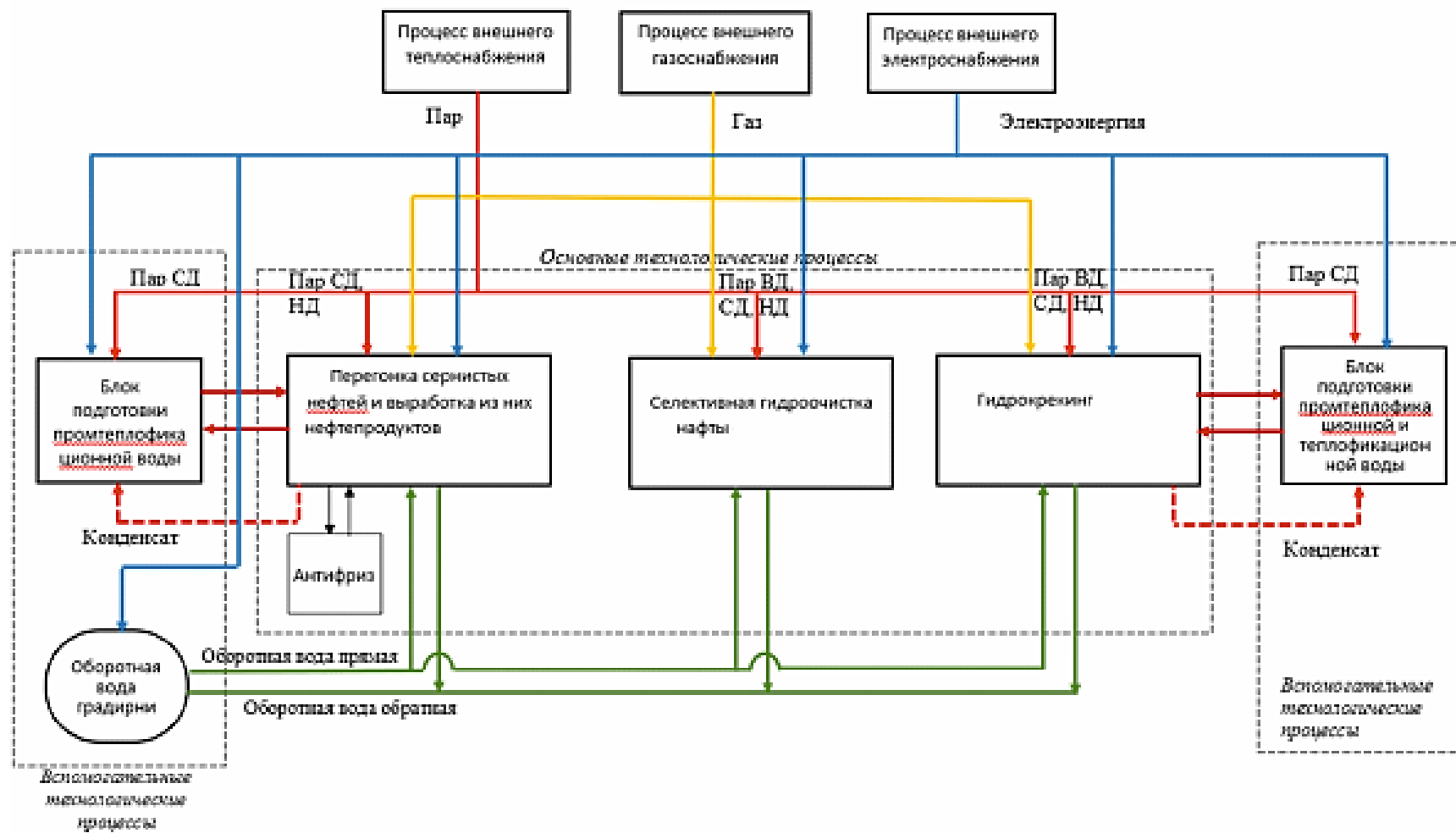


Рис. 2.2. Схема процессов потребления топливно-энергетических ресурсов на установке ЭЛОУ-АВТ

Таблица 2.2

Потребление водяного пара в колоннах

Поз.	Наименование оборудования	Средний часовой расход водяного пара, кг/ч	Температура водяного пара, °С	Давление водяного пара, кгс/см ²
1	Колонна 2	8160	353,4	9,2
2	Колонна 3	150	353,4	9,2
3	Колонна 4	400	353,4	9,2
4	Колонна 5	250	353,4	9,2

Значимыми потребителями холода являются холодильники и аппараты воздушного охлаждения (АВО), предназначенные для охлаждения верхних продуктов колонн (таблицы 2.3 и 2.4 соответственно). Тепловая энергия потоков оборотной воды из холодильников и потоков воздуха из АВО сбрасывается в окружающую среду. Следовательно, холодильники и АВО являются аппаратами – источниками вторичных энергоресурсов, рассматриваемыми в следующем разделе.

Таблица 2.3

Потери тепловой мощности полупродуктов с оборотной водой в холодильниках

Поз.	Наименование оборудования	Охлаждаемый поток	Средний часовой расход охлаждаемого продукта, т/ч	Температура продукта, °С	
				до теплообменника	после теплообменника
1	Холодильники	бензиновая фракция	45	59	54
2		бензиновая фракция	45	59	54
3		бензиновая фракция	125	60	50
4		бензиновая фракция	72	45	35
5		легкая дизельная фракция	134	42	35
6		тяжелая дизельная фракция	8,7	62	35
7		бензиновая фракция	47	52	31
8		бензиновая фракция	32	59	33
9		пары углеводородов		88	23
10		конденсат пара	3	80	35
11		Метилдиэтаноламин	70	39	33
12		тяжелая дизельная фракция	480	30	25

**Потери тепловой мощности полупродуктов в аппаратах воздушного
охлаждения**

Поз.	Наименование оборудования	Охлаждаемый поток	Средний часовой расход охлаждаемого продукта, т/ч	Температура продукта, °С	
				до АВО	после АВО
1	Аппараты воздушного охлаждения	Вакуумная дизельная фракция	250	94	57
2		Керосиновая фракция	72	74	45
3		Легкая дизельная фракция	134	82	42
4		Тяжелая дизельная фракция	9	183	64
5		Вакуумная дизельная фракция	16	94	43
6		Бензиновая фракция	90	123	59
7		Бензиновая фракция	125	105	55
8		Керосиновая фракция	177	99	81
9		Дизельная фракция	303	236	200
10		Темперированная вода	469	80	60
11		Стоки ЭЛОУ	20	70	40
12		Пары углеводородов	Аварийный сброс	400	200

2.2 Вторичные энергетические ресурсы процессов первичной переработки нефти

На предприятиях первичной переработки нефти часто отсутствуют измерительные устройства для определения расходов вторичных энергетических ресурсов, таких как дымовые газы, оборотная вода, конденсат, теплота охлаждения верхних продуктов колонн. Следовательно, сложно оценить потенциал энергосбережения и в дальнейшем разработать систему рекуперации ВЭР производства. Поэтому для определения расходов следует составить тепловые балансы аппаратов – источников ВЭР [16].

В расчете тепловых балансов задействуются фактические параметры расхода, температуры, давления потоков, снятых с приборов, либо полученных измерительным путем.

Тепловая мощность с потоками ВЭР $Q_{\text{ВЭР пот}}$, кВт, определяется из анализа тепловых балансов теплообменного оборудования. Общая форма записи теплового баланса:

$$\Sigma Q_{\text{ВХ}} = \Sigma Q_{\text{ВЫХ}} + \Sigma D, \quad (2.1)$$

где $\Sigma Q_{\text{ВХ}}$ – суммарная тепловая мощность потоков на входе в аппарат, кВт:

$$\Sigma Q_{\text{ВХ}} = Q_{\text{С}} + Q_{\text{ТЭР}} + Q_{\text{ВОЗВР}}, \quad (2.2)$$

где $Q_{\text{С}}$ – тепловая мощность потоков сырья, кВт;

$Q_{\text{ТЭР}}$ – тепловая мощность потоков топливно-энергетических ресурсов (теплоносители, топливо), кВт;

$Q_{\text{ВОЗВР}}$ – тепловая мощность возвратных потоков (возврат в технологию тепловой мощности, ранее сбрасываемой в окружающую среду), кВт;

$\Sigma Q_{\text{ВЫХ}}$ – суммарная тепловая мощность потоков на выходе из аппарата, кВт:

$$\Sigma Q_{\text{ВЫХ}} = Q_{\text{ПРОД}} + Q_{\text{ВЭР ИСП}} + Q_{\text{ВЭР ПОТ}}, \quad (2.3)$$

где $Q_{\text{ПРОД}}$ – тепловая мощность целевого продукта, кВт;

$Q_{\text{ВЭР ИСП}}$ – тепловая мощность потоков ВЭР, которые уже нашли использование в данной схеме (то есть равны $Q_{\text{ВОЗВР}}$), кВт;

$Q_{\text{ВЭР ПОТ}}$ – тепловая мощность потоков ВЭР, которые еще не нашли применения в данной схеме, на данном этапе относятся к потерям (до реализации мероприятия по их полезному использованию), кВт;

ΣD – суммарные потери тепловой мощности в окружающую среду из-за несовершенства изоляции, утечек и т.п.

Результаты расчета тепловых балансов показаны в таблице 2.5 на примере аппаратов, являющихся или потребителем ТЭР (топливо, водяной пар), или источником ВЭР (теплого воздуха, нагретой оборотной воды).

Таблица 2.5

Расчет тепловых балансов оборудования ЭЛОУ-АВТ (пример)

№ п/п	Наименование потока	Расход, кг/с	Температура, °С	Энтальпия, кДж/кг	Подведенная тепловая мощность, кВт	Отведенная тепловая мощность, кВт	Потери тепловой мощности, кВт	Потери тепловой энергии, Гкал/год	Тепловой к.п.д.	Потери с ВЭР, кВт
Аппарат воздушного охлаждения легкой дизельной фракции										
1	Легкая дизельная фракция (220-320 °С) на входе в АВО	51,66	78	60,2941	7868,74	-	3551,02	24919,63	0,54	3551,02
	Легкая дизельная фракция (220-320 °С) на выходе из АВО	51,66	42,8	60,2941	-	4317,72				
Холодильник для охлаждения тяжелой дизельной фракции										
2	Тяжелая дизельная фракция (320-350 °С) на входе в холодильник	4,30	46,7	54,5957	379,12	-	23,66	166,07	0,95	30,73
	Тяжелая дизельная фракция (320-350 °С) на выходе из холодильника	4,30	40	54,5957	-	324,73				
	Оборотная вода первой системы охлаждения на входе в холодильник	2,22	19,2	81,02	178,77	-				
	Оборотная вода первой системы охлаждения на выходе из холодильника	2,22	22,5	94,66	-	209,50				
Подогреватель топливного газа										
3	Топливный газ на входе в подогреватель газа	1,73	35	42789,96	74070,06	-	977,85	6862,18	0,98	176,35
	Топливный газ на выходе из подогревателя газа	1,73	95	42789,96	-	74070,06				
	Водяной пар среднего давления на входе в подогреватель газа	0,38	262	2967,96	1154,21	-				
	Конденсат пара среднего давления на выходе из подогревателя газа	0,38	108	453,48	-	176,35				
Воздухоподогреватель										
4	Воздух на входе в воздухоподогреватель	16,7	8,5	8,5425	143,17	-	193,30	1356,50	0,97	3272,5
	Воздух на выходе из воздухоподогревателя	16,7	249	250,245	-	4194,04				
	Дымовые газы на входе в воздухоподогреватель	9,16	420	820	7516,67	-				
	Дымовые газы на выходе из воздухоподогревателя	9,16	187	357	-	3272,50				

Тепловой баланс всей схемы ЭЛОУ АВТ представляет собой совокупность балансов теплообменного оборудования, всего 69 аппаратов. Из них 3 колонны, 3 стриппинга, 3 печи, 11 аппаратов воздушного охлаждения, 10 холодильников, 3 воздухоподогревателя, 3 теплообменника с конденсацией пара и 33 теплообменных аппарата типа «сырье/полупродукт/продукт – сырье/полупродукт/продукт» [37].

При расчете были использованы термодинамические параметры потоков, необходимые для анализа тепловых балансов – расход, температура, давление, а также теплоемкость и/или энтальпия потока. Теплоемкость была использована при расчете тепловой мощности жидких потоков в жидком агрегатном состоянии, энтальпия – при расчете в газообразном агрегатном состоянии. Тепловой к.п.д. рассчитывался как соотношение отведенной энергии к подведенной. Это обусловлено, во-первых, наличием сложного теплообменного оборудования в виде ректификационных колонн и необходимости проводить расчеты балансов всего оборудования по единой методике для адекватного сравнения эффективности оборудования. Во-вторых, такой подход к расчету к.п.д. используется для наглядной оценки доли потерь теплоты с внешними потоками (например, дымовыми газами, конденсатом и т.п.) в составе к.п.д.

На основе анализа тепловых балансов теплообменного оборудования установки ЭЛОУ-АВТ собран в группы ряд аппаратов по виду образующихся в них вторичных энергоресурсов, отводимых в окружающую среду. Это группы аппаратов воздушного охлаждения полупродуктов процесса разделения, холодильников с оборотной водой, аппаратов – источников конденсата и воздухоподогревателей с остаточным потенциалом дымовых газов. Суммарная тепловая энергия по группам ВЭР, отводимая в окружающую среду и потенциал снижения энергозатрат в порядке убывания представлены в таблице 2.6. Более подробно информация представлена в таблицах 2.7–2.10. В данном балансе определены реальные потери тепловой мощности как потенциала энергосбережения. Они составили 68 МВт.

Таблица 2.6

Суммарная отводимая энергия по группам аппаратов и потенциал их
использования

№	Вид вторичного энергетического ресурса	Тепловая мощность отводимых потоков, кВт	Потенциал снижения энергозатрат (с учетом принципов работы устройств для рекуперации ВЭР)		
			кВт	Гкал/год	тыс.кВт·ч
1	Теплота полупродуктов, теряемая в АВО	49806,0	49806,0	349518,9	406490,5
2	Теплота с оборотной водой	10808,6	12970,3	91021,0	105857,4
3	Теплота с дымовыми газами на выходе из воздухоподогревателей	7351,8	4593,0	32232,2	37486,0
4	Теплота конденсата	857,4	453,9	3185,8	3705,1
	Итого:	68821,0	67823,4	475958,0	553539,2

Таблица 2.7

Отводимая тепловая энергия с продуктами разделения в аппаратах воздушного
охлаждения

№ п/п	Наименование потока/ аппарата-источника отводимого потока	Тепловая энергия продукта разделения на выходе из АВО		Отводимая тепловая энергия с ВЭР		Тепло вой к.п.д.
		кВт	Гкал/год	кВт	Гкал/год	
1	Соленая вода / АВО	1873,0	13144,1	1652,3	11595,3	0,53
2	Нестабильный бензин (150 °С) / АВО	5606,8	39346,8	9061,5	63590,03	0,38
3	Нестабильный бензин (150 °С) / АВО	3923,3	27532,2	3578,0	25109,0	0,52
4	1-е циркуляционное охлаждение / АВО	17263,3	121147,3	810,1	5685,6	0,95
5	2-е циркуляционное охлаждение / АВО	56103,4	393711,7	9100,8	63866,2	0,86
6	Керосин (150-220 °С) / АВО	3212,6	22544,8	73,4	515,3	0,97
7	Легкая дизельная фракция (220-320 °С) / АВО	4317,7	30300,0	3551,0	24919,6	0,54
8	Тяжелая дизельная фракция (320-350 °С) / АВО	379,1	2660,5	855,6	6004,6	0,30
9	Верхнее циркуляционное орошение (фракция до 350 °С) / АВО	12110,4	84986,4	5526,1	38780,2	0,68
10	Вакуумная дизельная фракция (фракция до 350 °С) / АВО	968,4	6796,4	1319,2	9258,0	0,42
11	Темперированная вода / АВО	31494,8	221018,1	14277,6	100194,8	0,68
	Итого:	137253,2	963188,6	49806,0	349518,9	-

Таблица 2.8

Отводимая тепловая энергия с оборотной водой в холодильниках

№ п/ п	Наименование потока/аппарата-источника отводимого потока	Тепловая энергия потока оборотной воды на выходе из холодильника		Отводимая тепловая энергия с ВЭР		Тепло вой к.п.д.
		кВт	Гкал/год	кВт	Гкал/год	
1	Оборотная вода первой системы охлаждения / холодильник	2312,88	16230,87	462,576	3246,17	0,65
2	Оборотная вода первой системы охлаждения / холодильник	2120,14	14878,29	269,836	1893,60	0,53
3	Оборотная вода первой системы охлаждения / холодильник	279,33	1960,23	167,600	1176,15	0,91
4	Оборотная вода первой системы охлаждения / холодильник	1472,32	10332,15	243,253	1707,05	0,44
5	Оборотная вода первой системы охлаждения / холодильник	1442,06	10119,80	123,605	867,41	0,64
6	Оборотная вода первой системы охлаждения / холодильник	408,53	2866,90	118,018	828,20	0,88
7	Оборотная вода первой системы охлаждения / холодильник	209,50	1470,19	30,727	215,63	0,58
8	Оборотная вода первой системы охлаждения / конденсаторы	45056,47	316188,28	9011,293	63237,65	0,92
9	Оборотная вода первой системы охлаждения /теплообменники	1472,32	10332,15	243,253	1707,05	0,70
10	Оборотная вода первой системы охлаждения / теплообменники	1088,24	7636,83	138,503	971,96	0,72
	Итого:	55861,79	392015,69	10808,66	75850,88	-

Из таблицы 2.6 следует, что наибольшим потенциалом располагают потоки полупродуктов процесса разделения, далее несколько меньшим потенциалом – потоки оборотной воды холодильников, следом идут дымовые газы после воздухоподогревателей и незначительное количество потерь тепловой энергии с потоками конденсата. Потенциал полупродуктов процесса

разделения, потоков оборотной воды и конденсата – это часть изначально теряемой тепловой энергии, которую возможно вернуть в производство.

Таблица 2.9

Отводимая тепловая энергия с дымовыми газами на выходе из воздухоподогревателей

№ п/п	Наименование потока/аппарата-источника отводимого потока	Тепловая энергия потока дымовых газов на выходе из воздухоподогревателя		Отводимая тепловая энергия с ВЭР		Тепловой к.п.д.
		кВт	Гкал/год	кВт	Гкал/год	
1	Дымовые газы на выходе из воздухоподогревателя E0801A	1597,22	11208,65	1597,222	11208,67	0,68
2	Дымовые газы на выходе из воздухоподогревателя E0801B	2479,17	17397,82	2479,167	17397,80	0,53
3	Дымовые газы на выходе из воздухоподогревателя E0802A	3275,50	22986,15	3275,50	22986,15	0,54
	Итого:	7351,89	51592,62	7351,89	51592,62	-

Таблица 2.10

Отводимая тепловая энергия с конденсатом на выходе из теплообменников-конденсаторов

№ п/п	Наименование потока/аппарата-источника отводимого потока	Тепловая энергия потока конденсата на выходе из теплообменника		Отводимая тепловая энергия с ВЭР		Тепловой к.п.д.
		кВт	Гкал/год	кВт	Гкал/год	
1	Конденсат пара среднего давления / подогреватель E0801	176,35	1237,55	176,353	1237,57	0,98
2	Конденсат пара среднего давления / теплообменник E1401A/B	490,23	3440,24	490,230	3440,24	0,88
3	Конденсат пара среднего давления / теплообменник E1402A/B	190,90	1339,66	190,896	1339,63	0,96
	Итого:	857,48	6017,45	857,479	6017,44	-

Однако обращает на себя внимание то, что у потоков оборотной воды потенциал выше величины потерь. Это объясняется возможностью использования теплоты оборотной воды в тепловых насосах, повышающих потенциал потока за счет дополнительных затрат электроэнергии и сжатия в компрессоре [29]. То есть это максимально возможный потенциал.

Потенциал полупродуктов равняется потерям; это объясняется тем, что в аппаратах воздушного охлаждения потери – это не выходящий из аппарата поток, а разность потока между входом и выходом, которая может полезно использоваться полностью.

Потенциал дымовых газов и конденсата – это лишь доля от теплоты потока, так как дымовые газы целесообразно охлаждать при использовании глубокой утилизации только до 75 °С (соответственно в потоке температурой 75 °С остается теплота, которую невозможно использовать), а конденсат нецелесообразно охлаждать ниже 40 °С.

Мероприятия по рекуперации теплоты верхнего продукта колонн, отходящих дымовых газов, нагретой оборотной воды для ЭОУ-АВТ рассматриваются в главах 6.1, 6.3–6.5, 7.2, 7.4.

РАЗДЕЛ 3 ТЕПЛОТЕХНОЛОГИЧЕСКИЕ ПРОЦЕССЫ ПЕРЕРАБОТКИ УГЛЕВОДОРОДНОГО ГАЗА

3.1 Процессы газофракционирования

После установок первичной переработки нефти углеводороды поступают на газофракционирующие установки для дальнейшего разделения. Сырьем являются жидкие углеводороды с установки низкотемпературной конденсации и ректификации.

Газофракционирующая установка предназначена для производства углеводородных фракций [38]:

- пропановой фракции (в пропановой колонне),
- фракции нормального бутана (в стабилизаторе),
- изобутановой фракции (в бутановой колонне),
- бензина газового стабильного методом ректификации (в стабилизаторе).

В состав газофракционирующей установки входит:

- ректификационное оборудование (колонное, емкостное, теплообменное);
- контур теплоносителя с печами нагрева;
- антифризное хозяйство.

На рис. 3.1 представлена принципиальная схема газофракционирующей установки [36]. Процесс разделения нестабильного бензина начинается с пропановой колонны 1, в которую сырье поступает после предварительного нагрева в теплообменнике 13. В колонне сырье разделяется на товарный пропан и бутан-бензиновую смесь. Верхний продукт конденсируется. Частично верхний продукт подается на орошение, а часть его отводится на склад готовой продукции. Бутан-бензиновая смесь из нижней части колонны через испаритель/кипятыльник 7 поступает в теплообменник 13, где отдает тепло нестабильному бензину. Затем она через промежуточную емкость 16 подается в

среднюю часть стабилизатора 2. В стабилизаторе бутан-бензиновая смесь разделяется на бензин (нижний продукт колонн) и смесь изобутана и н-бутана (верхний продукт колонн). Стабильный бензин через кипятильник 8, теплообменник 14 и холодильник направляется в емкости товарного парка.

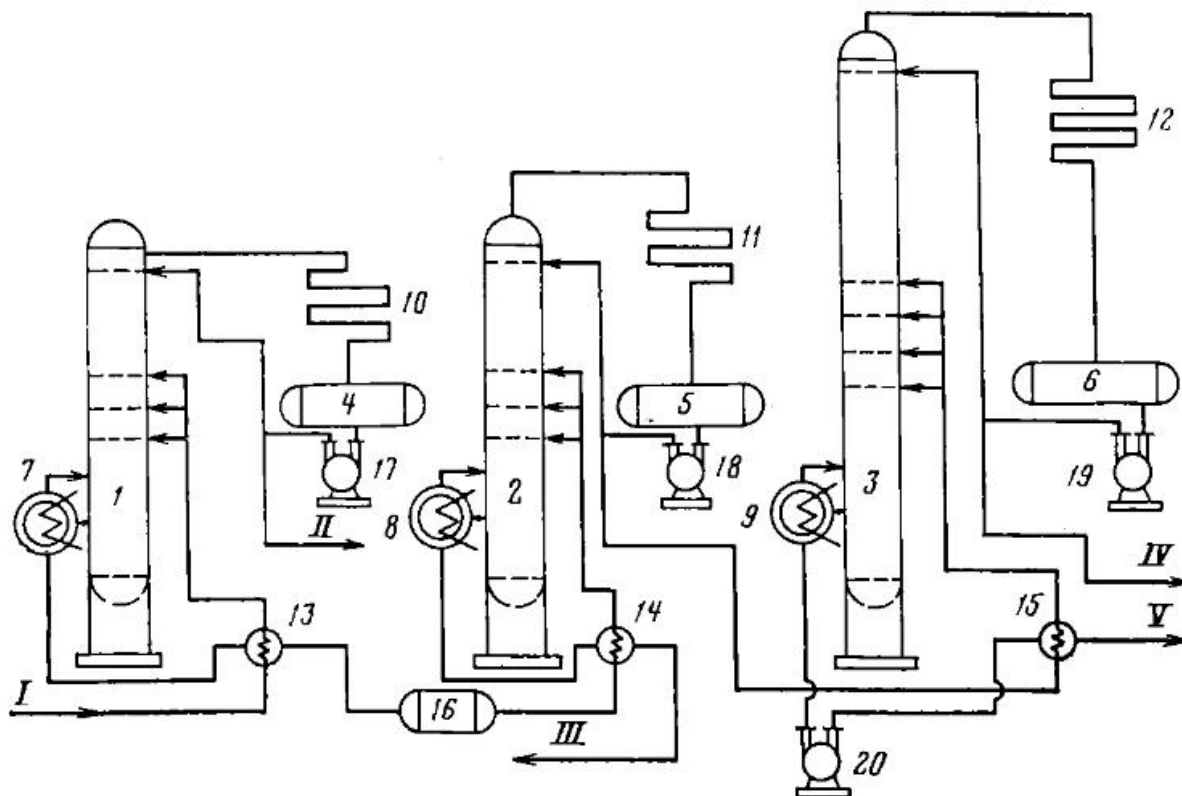


Рис. 3.1. Теплотехнологическая схема газофракционирующей установки:

I – нестабильный бензин; II – пропан; III – стабильный газовый бензин;
IV – изобутан; V – н-бутан

Верхний продукт стабилизатора поступает в бутановую колонну 3, где разделяется на изобутан и н-бутан. Каждый из продуктов откачивается насосами 20 и через теплообменник 15 направляется в соответствующие товарные емкости. Колонны орошаются сконденсированным и охлажденным верхним продуктом колонн. Продукты в нижней части колонны подогреваются водяным паром или другим греющим теплоносителем (керосин, тощий абсорбент) в кипятильниках 7, 8, 9.

От работы ректификационных колонн, от изменения температуры верха и низа колонны, давления, расхода, а также состава сырья зависят чистота целевых продуктов и глубина их извлечения.

Данная установка относится к основным технологическим процессам, является среднетемпературной (за счет использования керосина с температурой выше 200 °С в качестве греющего теплоносителя).

Параметры работы оборудования газофракционирующей установки следующие [38]. Пары углеводородов поступают в пропановую колонну на 25, 27, 29 тарелки с температурой 60 °С. Давление в пропановой колонне 1,72 МПа. Температура низа колонны – 103 °С. Температура верха колонны – 46 °С. Депропанализованная смесь жидких углеводородов поступает в стабилизатор на 20, 22, 24 тарелки с температурой 63 °С. Давление в стабилизаторе – 0,7 стабилизатор. Температура низа колонны – 103 °С. Температура верха колонны – 55 °С. Бутаны поступают в изобутановую колонну на 38, 40, 42 тарелки с температурой 60 °С. Давление в изобутановой колонне -0,7 МПа. Температура низа колонны – 70,5 °С. Температура верха колонны – 49 °С.

Энергопотребление установки: потребляет 2,5 тыс. Гкал/год тепловой энергии и около 18 тыс. м³ котельно-печного топлива в год при следующей производительности по целевым товарным продуктам [1]:

- пропановая фракция – 18,26 т/ч,
- изобутановая фракция – 2,65 т/ч,
- фракция нормального бутана – 5,29 т/ч,
- бензин газовый стабильный – 8,06 т/ч.

На газофракционирующей установке осуществляется потребление топливно-энергетических ресурсов в виде:

- электрической энергии;
- тепловой энергии в виде теплоты технологических потоков и в виде греющего теплоносителя – керосина, подогреваемого в свою очередь в трубчатых подогревателях печей за счет сжигания топлива;
- топлива: природного газа, углеводородного газа из сети.

Наиболее мощными потребителями тепловой энергии на газофракционирующей установке среди теплотехнологического оборудования являются печи и ректификационные колонны.

Значимыми потребителями холода являются холодильники, предназначенные для охлаждения верхних продуктов пропановой, бутановой колонн и стабилизатора. Тепловая энергия потоков оборотной воды из холодильников сбрасывается в окружающую среду. Следовательно, холодильники являются источниками вторичных энергоресурсов нагретой оборотной воды [2].

3.2 Процессы очистки и осушки газа

Исходным сырьем для установки очистки и осушки газа является очищенный от механических примесей и капельной влаги нефтяной газ с влажностью 100%.

Готовая продукция установки очистки и осушки газа – это осушенный от влаги и очищенный от углекислого газа нефтяной газ и жидкие углеводороды (компрессионный бензин). Простейшая схема осушки представлена на рис. 3.2 [37].

Очищенный от механических примесей и капельной влаги нефтяной газ из с температурой 20–45 °С, давлением 36–40 кгс/см² (3,6–4 МПа) поступает на установку осушки и очистки газа от СО₂ и далее параллельными потоками поступает в контакторы 2. Сверху колонны очищенный газ подается для глубокой осушки в осушители, где газ, проходя сверху вниз через слой силикагеля и слой цеолита, осушается до точки росы не выше минус 80 °С. После осушителей очищенный и осушенный газ подается на установку низкотемпературной конденсации и ректификации газа [38].

Установка может включать холодильники с водяным или воздушным охлаждением, теплообменники регенерированного диэтанолamina, подогреватели печного газа, печи для подогрева газа на регенерацию.

Следовательно, установка потребляет топливо. А в расходной части энергетического баланса присутствуют потери с теплотой дымовых газов и потери теплоты верхнего продукта колонн в холодильниках.

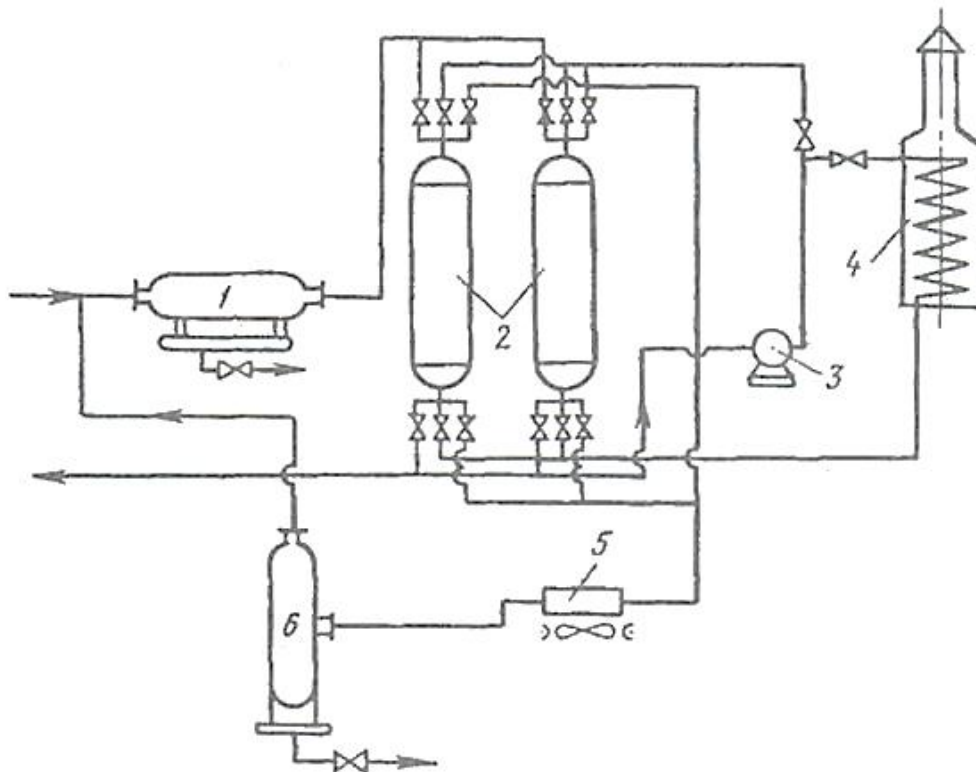


Рис. 3.2. Схема осушки нефтяного газа:

1 – сепаратор; 2 – сорбционные аппараты; 3 – компрессор; 4 – печь-подогреватель; 5 – холодильник; 6 – сепаратор

Потребление топлива всеми процессами технологии переработки углеводородного газа представлено в таблице 3.1.

Таблица 3.1

Потребление котельно-печного топлива на нужды технологических процессов

№ п/п	Наименование производственных процессов процесс	тыс. м ³ /ч	т у.т./ч
1	Компримирование газа, его очистка и осушка	1,13	1,27
2	Транспортировка отбензиненного газа	0,40	0,43
3	Низкотемпературная конденсация и ректификация газа	1,36	1,47
4	Ректификационное разделение газа	5,70	6,13
5	Прием и хранение, отгрузка сырья	1,13	1,26
	Итого	9,72	10,56

3.3 Вторичные энергетические ресурсы процесса переработки углеводородного газа

Тепловые балансы аппаратов-источников ВЭР на газофракционирующей установке и на установке осушки и очистки газа представлены в таблицах 3.2 и 3.3.

На установке газофракционирования потери с тепловыми ВЭР в виде теплоты охлаждения верхнего продукта колонн и теплоты дымовых газов составили 38 МВт (таблица 3.2).

На установке очистки и осушки газов потери с тепловыми ВЭР в виде теплоты охлаждения верхнего продукта колонн (теплоты, отводимой с оборотной водой холодильников) и теплоты дымовых газов составили 3,7 МВт (таблица 3.3), что значительно ниже, чем на установке газофракционирования. Потери с верхним продуктом колонн минимальны. Интересна заслуживает значительная потребность в холоде для охлаждения отбензиненного газа при наличии значительных потерь с дымовыми газами. Возможно применение абсорбционных трансформаторов теплоты, работающих на теплоте дымовых газов [37].

Мероприятия по рекуперации теплоты верхнего продукта колонн, нагретой оборотной воды, отходящих дымовых газов в процессах переработки углеводородных газов рассматриваются в главах 6.1–6.2, 7.3.

Таблица 3.2

Тепловые балансы аппаратов-источников ВЭР на газофракционирующей установке

№	Наименование аппарата	Наименование потока	Температура, °С	Расход, кг/ч	Давление, МПа	Энтальпия, кДж/кг	Подведенная тепловая энергия, кВт	Потери тепловой энергии, кВт	Потери тепловой энергии, Гкал/год	Тепловой к.п.д.	Нагрузка, кВт
Отводимая тепловая энергия с технической водой на выходе из конденсаторов и холодильников (теплота охлаждения верхнего продукта колонн)											
1	Конденсатор пропановой колонны	Пропановая фракция вход	48	42 384	1,61	1,6109	19,0	146,3	1026,49	96,2	3905,1
		Пропановая фракция выход	33	42 384	1,61	-330,08	-				
		Тех. вода вход	19	570 000	0,23	79,88	12647,7				
		Тех. вода выход	24,7	570 000	0,13	103,62	-				
2	Конденсатор стабилизатора	Сумма бутанов вход	59	36 117	0,62	44,626	447,7	142,9	1002,95	96,2	3763,8
		Сумма бутанов выход	40	36 117	0,62	-330,53	-				
		Тех. вода вход	19	250 000	0,23	79,88	5547,2				
		Тех. вода выход	31,5	250 000	0,11	132,02	-				
3	Конденсатор	Пары изобутана вход	53	34 850	0,73	31,226	302,3	67,7	475,09	97,9	3190,8
		Пары изобутана выход	40	34 850	0,71	-298,38	-				
		Тех. вода вход	19	245 000	0,23	79,88	5436,3				
		Тех. вода	30	245 000	0,13	125,77	-				

		выход										
4	Холодильник нормального бутана	Фракция нормального бутана вход	50	3 950	0,82	-300,88	-330,1	4,9	34,40	93,1	70,8	
		Фракция нормального бутана выход	25	3 950	0,81	-365,45	-					
		Тех. вода вход	19	9 500	0,23	79,88	210,8					
		Тех. вода выход	25	9 500	0,13	104,87	-					
5	Холодильник стабильного бензина	Стаб. газовый бензин вход	62	2 500	0,7	-271,26	-188,4	1,4	9,79	97,3	51,6	
		Стаб. газовый бензин выход	32	2 500	0,65	-345,61	-					
		Тех. вода вход	19	6 200	0,23	79,88	137,6					
		Тех. вода выход	26	6 200	0,13	109,05	-					
		Антифриз выход	26	13 750	0,15	-7295	-					
		Тех. вода вход	21	64 939	0,23	-15900	-286813,9					
		Тех. вода выход	25	64 939	0,11	-15890	-					
Отводимая тепловая энергия с дымовыми газами на выходе из печи												
6	Печь беспламенного горения	Топливный газ вход	32	1 956	0,51	705,6	29718,8	605,3	4247,8	97,8	27194,8	
		Дымовые газы выход	450	13 000	0,031	531,33	-					
		Керосин вход	180	375 000	0,225	636,16	66266,7					
		Керосин выход	270	375 000	0,153	897,23	-					
Итого:											38176,9	

Таблица 3.3

Тепловые балансы аппаратов-источников ВЭР на установке осушки и очистки газа

№	Наименование аппарата	Наименование потока	Температура, °С	Расход, кг/ч	Давление, МПа	Энтальпия, кДж/кг	Подведенная тепловая энергия, кВт	Потери тепловой энергии, кВт	Потери тепловой энергии, Гкал/год	Тепловой к.п.д	Нагрузка, кВт
Отводимая тепловая энергия с оборотной водой на выходе из холодильников (теплота охлаждения верхнего продукта колонн)											
2	Холодильники колонны	Верхний продукт колонны (кислые газы) вход	90	300	0,01	-8432	-702,67	0,19	1,32	98,09	9,86
		Верхний продукт колонны выход	45	300	0,01	-8548	-				
		Вода вход	18	1700	0,24	75,71	35,75				
		Вода выход	23	1700	0,21	96,58	-				
3	Холодильники раствора диэтаноламина	Раствор ДМ регенерированный вход	45	16000	0,32	-4705	-20911,11	113,04	793,28	64,13	86,96
		Раствор ДМ регенерированный выход	25	16000	0,02	-4750	-				

		Вода вход	18	15000	0,24	75,71	315,46				
		Вода выход	23	15000	0,21	96,58					
Отводимая тепловая энергия с дымовыми газами на выходе из печи											
5	Печь	Топливный газ вход	279	63	0,22	-2154	907,31	5,09	35,74	99,35	782,22
		Дымовые газы	420	882	0,03	531,33	-				
		газ на регенерацию вход	60	11000	1,7	-2414	-7376,11				
		газ на регенерацию выход	225	11000	1,7	-2158	-				
Потребность в холоде											
6	Охладители газа (2 шт.)	газ вход	215	17000	1,2	-2391	-11290,83	6,42	45,03	99,52	2777,72
		газ (сухой отбензиненный) выход	35	17000	1,1	-2672	-				
		Вода вход	18	230000	0,24	75,71	4837,03				
		Вода выход	23	230000	0,21	96,58	-				
Итого:										3656,76	

РАЗДЕЛ 4 ТЕПЛОТЕХНОЛОГИЧЕСКИЕ ПРОЦЕССЫ КОНЕЧНОГО ЗВЕНА ЦИКЛА НЕФТЕПЕРЕРАБОТКИ – ШИННОГО ПРОИЗВОДСТВА

4.1 Процессы вулканизации

Процессы вулканизации шин являются наиболее энергоемкими процессами на шинных производствах [39]. Основной потребляемый энергоноситель – водяной пар различных параметров, получаемый с ТЭЦ или котельных.

Для ознакомления со структурой потребления водяного пара рассмотрим принципиальные схемы потребления пара и отвода конденсата для всех этапов производства шин (рис. 4.1–4.3).

На рис. 4.1 показана схема, характерная для производства легковых шин, на рис. 4.2 – для производства грузовых шин, на рис. 4.3 – для производства цельнометаллокордных шин.

Для производства легковых шин схема работает следующим образом (рис. 4.1). Водяной пар давлением 30 кгс/см^2 (3 МПа) поступает на редукционно-охладительную установку (РОУ) (поз. 2); после РОУ (поз. 2) давление пара составляет 22 кгс/см^2 (2,2 МПа). Водяной пар давлением 15 кгс/см^2 (1,5 МПа) поступает на РОУ (поз.1); после РОУ (поз. 1) давление пара составляет 12 кгс/см^2 (1,2 МПа). По коллекторам пар с давлением 2,2 МПа и 1,2 МПа соответственно направляется на процессы вулканизации (поз. 3–9, 21), на процессы сборки шин (поз. 15–16), на процессы подготовки сырья (поз. 17–18), на производство горячей воды (поз. 10), в лаборатории, на пароспутники (поз. 20). Водяной пар давлением 2,2 МПа и температурой $250 \text{ }^\circ\text{C}$ направляется на технологические нужды на вулканизационные прессы (поз. 3) и форматоры-вулканизаторы (поз. 4–9). В регулирующих устройствах (РУ)

перед паропотребляющими аппаратами давление пара снижается с 2,2 МПа до параметров, представленных в таблице 4.1.

Для производства грузовых шин работа схемы следующая (рис. 4.2). Водяной пар давлением 3 МПа поступает на РОУ; после РОУ давление пара составляет 1,6 МПа.

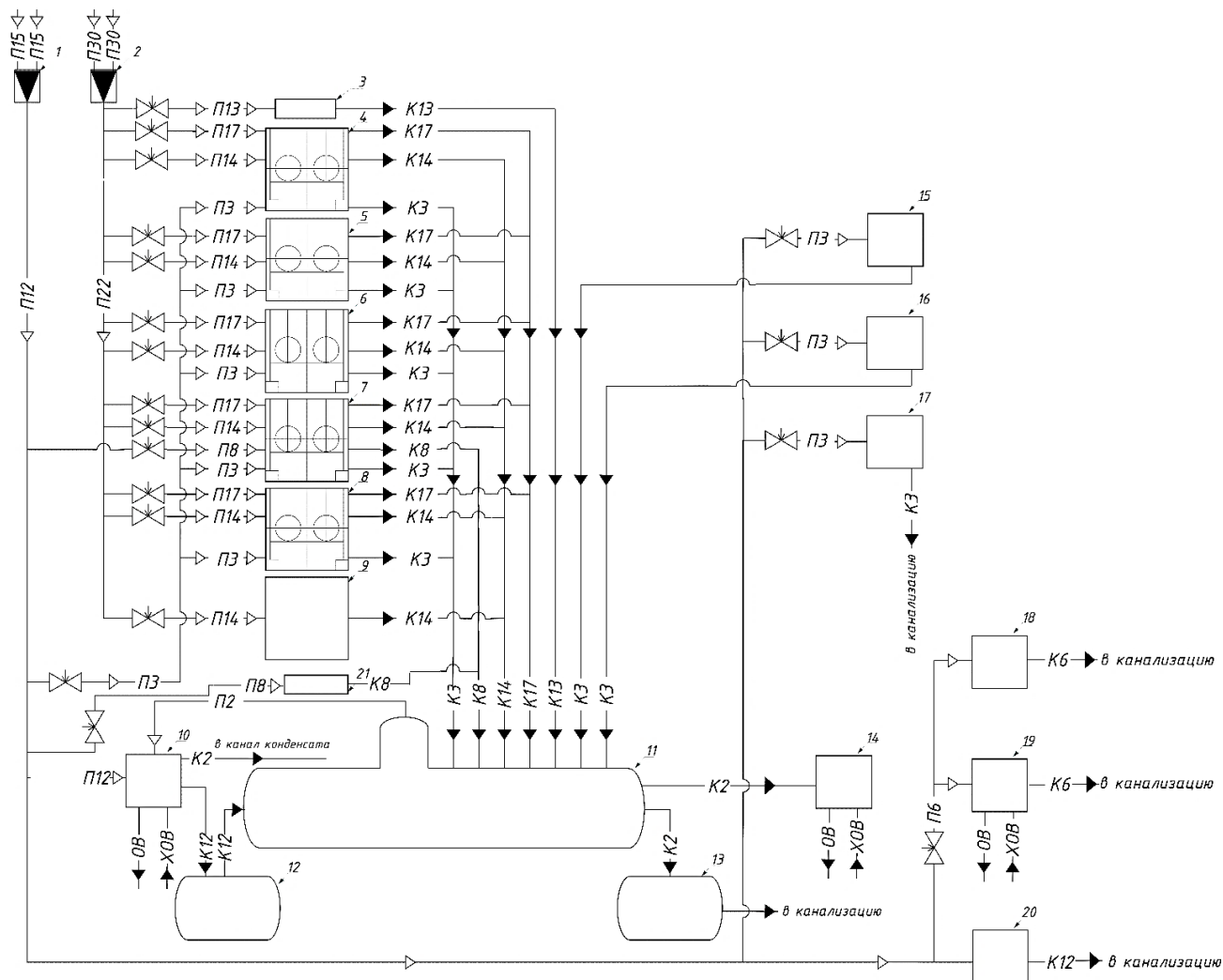


Рис. 4.1. Принципиальная схема распределения пара и отвода конденсата при производстве легковых шин:

- 1, 2 – РОУ; 3 – вулканизационные прессы; 4–8 – форматоры-вулканизаторы; 9 – термостенд; 10 – установка горячей воды; 11 – паросепаратор; 12 – бак чистого конденсата; 13 – бак грязного конденсата; 14 – установка подогрева теплофиката; 15 – теплообменники теплостанции (процессы сборки); 16 – червячные машины (процессы сборки); 17 – ректоры и червячные машины (процессы сборки); 18 – рубашки ректоров (процессы подготовки); 19 – лаборатории; 20 – пароспутники; 21 – реактор; П – пар; ПЗ – пар 3 кгс/см²; К – конденсат; КЗ – конденсат 3 кгс/см²; ОВ – обратная вода; ХОВ – химочищенная вода

Водяной пар давлением 1,5 МПа поступает на РОУ; после РОУ давление пара составляет 0,8 МПа. По коллекторам пар давлением 1,6 МПа и 0,8 МПа направляется на процессы вулканизации (поз. 1–3, 10–13), процессы сборки шин (поз. 16–17), процессы подготовки сырья (поз. 14–15). Также схема может включать установку горячей воды (поз. 7), установку подогрева теплофикаата (поз. 9), бак конденсата (поз. 8), собственную систему сбора и возврата конденсата (поз.4-6). Водяной пар давлением 16 кгс/см² и температурой 201 °С направляется на технологические нужды на форматоры-вулканизаторы (поз. 1–3). В РУ перед паропотребляющими аппаратами давление пара снижается с 1,6 МПа до параметров, представленных в таблице 4.1. Так, пар с давлением 0,3 МПа поступает на форматоры-вулканизаторы (поз. 1–3). Водяной пар давлением 0,8 МПа и температурой 170 °С направляется на технологические нужды на форматоры-вулканизаторы (поз. 1–3).

Схема распределения пара для производства цельнометаллокордных шин представлена на рис. 4.3. Водяной пар давлением 3 МПа поступает на РОУ; после РОУ давление пара составляет 2 МПа. По коллектору пар давлением 2 МПа направляется в процессы вулканизации, подготовки сырья, сборки шин.

В частности, водяной пар давлением 2 МПа и температурой 201 °С направляется на технологические нужды на вулканизационные прессы (поз. 2–5), а также в теплообменники производства перегретой воды (поз.1). В РУ перед паропотребляющими аппаратами давление пара снижается с 2 МПа до параметров, представленных в таблице 4.1.

В технологических процессах вулканизации имеется достаточно большое количество точек отвода потоков, в большей мере конденсата [40], теплота которых может быть полезно использована в данном производстве.

Так, в технологических процессах вулканизации при производстве легковых шин выбраны точки отвода:

– конденсата после вулканизаторов различного типа, реактора давлением 1,7; 1,4 и 0,8 МПа.

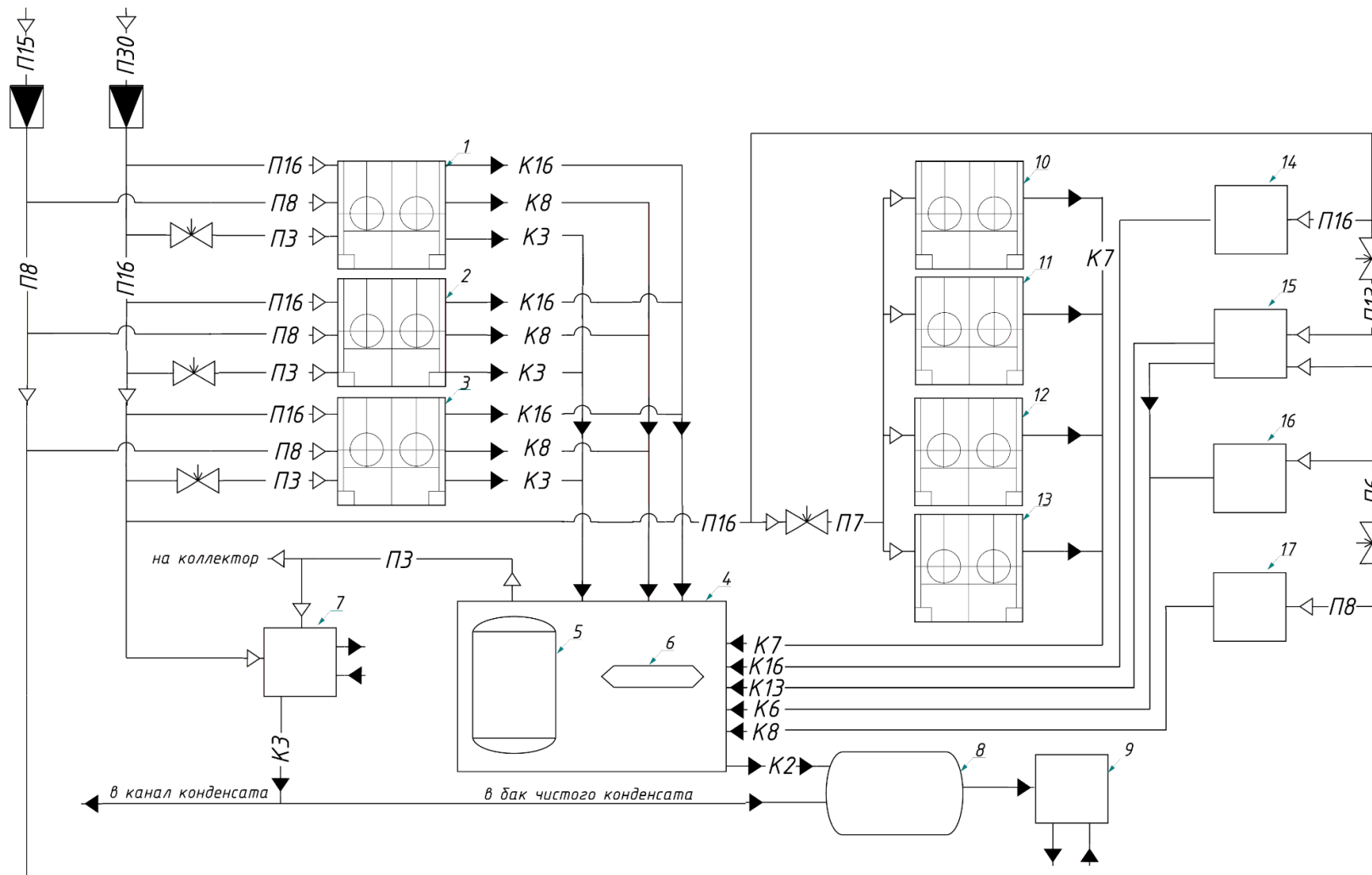


Рис. 4.2. Принципиальная схема распределения пара и отвода конденсата при производстве грузовых шин:
 1–3, 10–13 – форматоры-вулканизаторы; 4 – система сбора и возврата конденсата; 5 – паросепаратор; 6 – коллектор
 чистого конденсата; 7 – установка горячей воды; 8 – бак чистого конденсата; 9 – установка подогрева теплофиката;
 1, 4, 15 – прессы вулканизационные (процессы подготовки); 16 – гидравлический стыковочный пресс и сушильный
 барабан; 17 – экструдеры; П – пар; К – конденсат

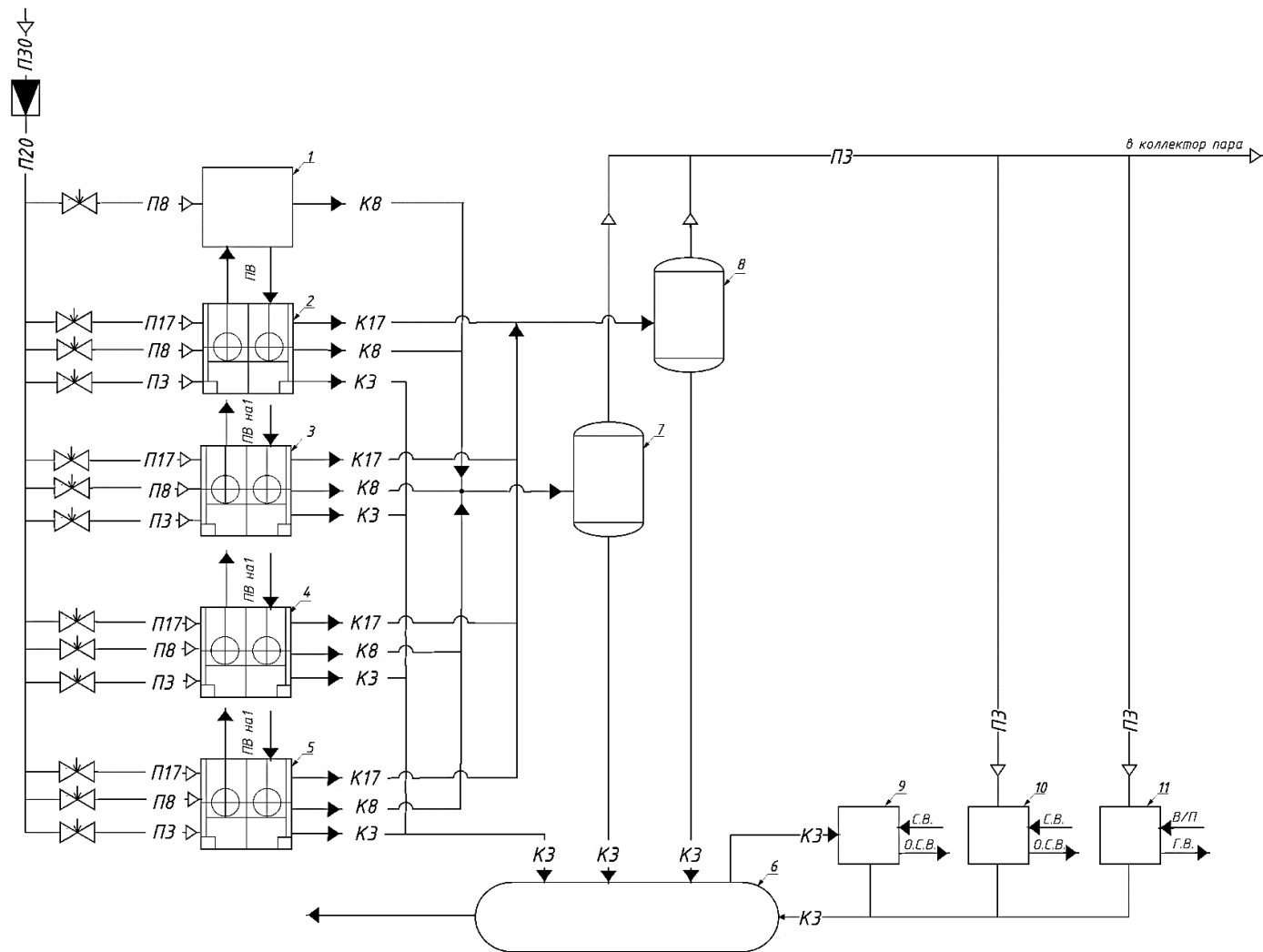


Рис. 4.3. Принципиальная схема распределения пара и отвода конденсата при производстве цельнометаллокордных шин:
 1 – теплообменник; 2–5 – гидравлические вулканизационные прессы; 6 – бак конденсата; 7–8 – сепараторы;
 9, 10 – установки подогрева теплофикаата; 11 – установка подготовки горячей воды; П – пар; К – конденсат;
 ПВ – перегретая вода; с.в. – сетевая вода; о.с.в. – обратная сетевая вода; в/п – водопроводная хозяйственно-бытовая
 вода; г.в. – горячая вода

Таблица 4.1

Параметры пара паропотребляющего оборудования процессов вулканизации

№ п/п	Давление пара после РОУ перед РУ, кгс/см ²	Давление пара после РУ на входе в аппарат, кгс/см ²	Паропотребляющее оборудование
			Наименование
Производство легковых шин			
1	22	22	Вулканизационные прессы
2	22	17	Форматоры-вулканизаторы
	22	14	
	12	8	
	12	-	
3	12	8	Установка горячей воды на хозяйственные нужды
	2	2	
4	12	5	Лаборатория
5	12	12	Пароспутники
Производство грузовых шин			
1	16	16	Форматоры-вулканизаторы
2	8	8	
3	16	3	
4	16	7,2	
5	16	8	Установка горячей воды на хозяйственные нужды
6	3	3	
Производство цельнометаллокордонных шин			
1	20	8	Теплообменник участка производства перегретой воды
2	20	17	Гидравлический вулканизационный пресс
	20	8	
	20	3	

Эти потоки могут быть использованы для получения пара вторичного вскипания [41] меньшего давления, что позволит снизить потребление пара от ТЭЦ давлением 3,0 и 1,5 МПа;

– конденсата после вулканизаторов давлением 0,3 МПа (могут быть использованы для получения пара более высокого потенциала в пароструйном компрессоре; на нужды теплоснабжения с использованием тепловых насосов и теплообменных аппаратов [13, 14]. Позволит снизить потребление пара от ТЭЦ давлением 1,5 МПа);

– конденсата после баков чистого и грязного конденсата, конденсата после установок подогрева воды на собственные нужды давлением МПа (данные о данном потоке необходимы для оценки остаточного потенциала

конденсата после использования в существующей системе рекуперации и для оценки возможности внедрения альтернативной системы рекуперации конденсата).

В технологических процессах вулканизации при производстве грузовых шин имеются следующие точки отвода:

- конденсата после вулканизаторов различного типа давлением 1,6 и 0,8 МПа;
- конденсата после вулканизаторов, реакторов давлением 0,3 МПа;
- перегретой воды после вулканизаторов давлением 1,6 и 0,8 МПа;
- конденсата после установок подогрева воды на собственные нужды давлением 0,2 МПа;
- конденсата после теплообменников подогрева перегретой воды паром 1,6 МПа на участке производства перегретой воды;
- конденсата после червячной машины;
- конденсата после вулканизаторов.

В технологических процессах вулканизации при производстве цельнометаллокордных шин следующие точки отвода:

- конденсата после вулканизаторов различного типа давлением 1,7 и 0,8 МПа;
- конденсата после вулканизаторов давлением 0,3 МПа;
- перегретой воды после вулканизаторов давлением 2,5 МПа.

В технологических процессах утилизации теплоты конденсата от процессов вулканизации выбраны точки:

- конденсата после установки подогрева воды на хозяйственные нужды давлением 0,3 МПа;
- конденсата после установки подогрева теплофиката давлением 0,3 МПа.

4.2 Процессы подготовки сырья

Линии распределения пара между потребителями и линии отвода конденсата для процессов подготовки сырья показаны на схемах, общих с процессами вулканизации и сборки шин [39] (рис. 4.1–4.3).

При производстве легких шин водяной пар давлением 1,2 МПа направляется на технологические нужды процессов подготовки сырья в рубашки реакторов, что отражено на рис. 4.1 (поз. 18). В РУ перед паропотребляющими аппаратами давление пара снижается с 1,2 МПа до 0,5 МПа (таблица 4.2).

При производстве грузовых шин водяной пар давлением 1,6 МПа направляется на технологические нужды процессов подготовки на вулканизационные прессы (поз. 14–15 рис. 4.2). В РУ перед паропотребляющими аппаратами давление пара снижается с 1,6 МПа до 1,3 МПа (таблица 4.2).

Таблица 4.2

Параметры пара паропотребляющего оборудования
процессов подготовки сырья

№ п/п	Давление пара после РОУ перед РУ, кгс/см ²	Давление пара после РУ на входе в аппарат, кгс/см ²	Паропотребляющее оборудование
			Наименование
Производство легковых шин			
1	12	5	Рубашки реакторов
Производство грузовых шин			
1	16	13	Пресс вулканизационный
	16	16	
Производство цельнометаллокордонных шин			
1	20	3	Реактор для хранения и разогрева жидких мягчителей

При производстве цельнометаллокордных шин паропотребление минимально – пар давлением 1,2 МПа направляется на вспомогательное оборудование – в реактор для хранения и разогрева жидких мягчителей, где пар

используется редко, в незначительном количестве. В связи с незначительным количеством расчету не подлежит.

Как видно из таблицы 4.2, процесс подготовки сырья в шинном производстве является гораздо менее энергоемким процессом по сравнению с процессом вулканизации.

В процессе подготовки сырья имеются следующие точки отвода конденсата.

При производстве легковых шин – это точки отвода:

- конденсата после сгустителей и клеемешалок (данный конденсат может быть использован для выработки пара более высокого потенциала в пароструйном компрессоре);

- конденсата после реакторов (для выработки пара более высокого потенциала в пароструйном компрессоре; для получения пара вторичного вскипания более низкого давления с последующим возвратом (например, в червячные машины));

- конденсата после червячных машин (для выработки пара более высокого потенциала в пароструйном компрессоре);

- конденсата после теплообменника реактора (для выработки пара более высокого потенциала в пароструйном компрессоре; для получения пара вторичного вскипания более низкого давления с последующим возвратом).

При производстве грузовых шин – это точки отвода:

- конденсата после червячных машин;

- конденсата после прессов вулканизационных;

- конденсата после автоклава;

- конденсата после реактора.

При производстве цельнометаллокордных шин – это точка отвода конденсата после реактора для хранения и разогрева жидких мягчителей.

4.3 Процессы сборки шин

Аналогично процессам подготовки сырья (см. раздел 4.2) линии распределения пара между потребителями и линии отвода конденсата для процессов сборки шин показаны на общих схемах с процессом вулканизации (рис. 4.1–4.3 раздела 4.1).

При производстве легковых шин водяной пар давлением 2,2 МПа направляется на технологические нужды (поз. 15–16 рис. 4.1) (в том числе на автоклав и на каландровый участок). В РУ перед паропотребляющими аппаратами давление пара снижается с 2,2 МПа до 0,4 МПа и до 1,6 МПа соответственно. Водяной пар давлением 1,2 МПа направляется на вальцы (поз. 17 рис. 4.1). В РУ перед паропотребляющими аппаратами давление пара снижается с 1,2 МПа до 0,4 МПа (таблица 4.3).

Таблица 4.3

Параметры пара паропотребляющего оборудования процессов сборки шин

№ п/п	Давление пара после РОУ перед РУ, кгс/см ²	Давление пара после РУ на входе в аппарат, кгс/см ²	Паропотребляющее оборудование
			Наименование
Производство легковых шин			
1	22	4	Теплообменники
2	22	16	Червячные машины
3	12	4	Реакторы
Производство грузовых шин			
1	8	8	Экструдеры КГ-250/16, КГ-200/16
2	8	6	Гидравлический стыковочный пресс, Сушильный барабан
Производство цельнометаллокордонных шин			
1	20	3	Реактор изготовления изолирующего состава

При производстве грузовых шин водяной пар давлением 0,8 МПа направляется на технологические нужды (поз. 16–17 рис. 4.2). В РУ перед некоторыми паропотребляющими аппаратами давление пара снижается с 0,8 МПа до 0,6 МПа [39] (таблица 4.3).

При производстве цельнометаллокордных шин водяной пар давлением 0,3 МПа направляется на технологические нужды в реактор изготовления изолирующего состава, где пар используется редко, в незначительном количестве.

В процессе сборки шин имеются следующие точки отвода конденсата.

При производстве легковых шин – это точки отвода:

- конденсата после теплообменников теплостанции (могут быть использованы для получения пара вторичного вскипания меньшего давления, что позволит снизить потребление пара от ТЭЦ давлением 1,5 МПа),
- конденсата после червячных машин (для выработки пара более высокого потенциала в пароструйном компрессоре).

При производстве грузовых шин:

- конденсата после гидравлического пресса;
- конденсата после сушильных барабанов;
- конденсата после экструдеров.

При производстве цельнометаллокордных шин:

- конденсата после реактора изготовления изолирующего состава.

4.4 Вторичные энергетические ресурсы шинного производства

Основной причиной потерь топливно-энергетических ресурсов в процессах вулканизации шин являются потери тепловой энергии со среднепотенциальным вторичным энергетическим ресурсом – конденсатом [42], образующимся в результате использования водяного пара различных параметров в вулканизационных прессах, в форматорах-вулканизаторах. Пар требуется для формования шин и обогрева диафрагм, паровых камер, пресс-форм [39]. Кроме того, имеются потери пара в реакторах в процессах приготовления полиметилсилоксановых эмульсий, смазок.

В процессах подготовки сырья основной причиной тепловых потерь также являются потери с конденсатом, образующимся в результате

использования водяного пара в автоклавах, реакторах, вулканизационных прессах, теплообменниках реакторов, червячных машинах, сгустителях, клеешалках процессов изготовления резиновых смесей, изолирующих составов, резиновых клеев и покрытий.

В процессах сборки шин имеются потери тепловой энергии с конденсатом, образующимся в результате использования пара в экструдерах, гидравлических прессах, червячных машинах, сушильных барабанах, теплообменниках теплостанции и в незначительном количестве в реакторах процессов профилирования боковин, каландрования технологической прослойки, гермослоя и резиновой прослойки, обрезинивания текстильного корда и металлокорда, профилирования протекторов.

После использования теплоты водяного пара образующийся конденсат либо сливается в канализацию, либо значительно теряет свой потенциал благодаря снижению давления до минимальных значений в местных системах рекуперации конденсата.

Рассмотрим конденсат, образующийся в процессах вулканизации при производстве легковых шин (рис. 4.1), где имеется и собственная система сбора и рекуперации конденсата. Параметры конденсата после аппаратов-источников ВЭР и после установок рекуперации представлены в таблице 4.4.

Таблица 4.4

Параметры и назначение конденсата шинного производства

№ п/п	Процесс – источник конденсата	Оборудование – источник конденсата	Параметры конденсата после аппарата – источника конденсата		Оборудование, в котором происходит рекуперация конденсата	Параметры конденсата после паросепаратора		
			Давление P_K , кгс/см ² (МПа)	Температура T_K , °С		Давление P_K , кгс/см ² (МПа)	Температура T_K , °С	
Производство легковых шин								
1	Процесс вулканизации	Вулканизационные прессы	22 (2,2)	217	Паросепаратор	2–3 (0,2–0,3)	120–133	
2		Форматоры-вулканизаторы		17 (1,7)				204
				14 (1,4)				195
				8 (0,8)				170
			3 (0,3)	133				

			0,5 (0,05)	81			
3		Установка горячей воды на хозяйственные нужды	8 (0,8)	170	Бак чистого конденсата	Не преобразуется	Не преобразуется
			2 (0,2)	120	Канал конденсата	Не преобразуется	Не преобразуется
4		Нагрев образцов	5 (0,5)	152	В канализацию	Не преобразуется	Не преобразуется
5		Пароспутники	12 (1,2)	188	В канализацию	Не преобразуется	Не преобразуется
1	Процесс подготовки сырья	Рубашки реакторов	5 (0,5)	152	В канализацию	Не преобразуется	Не преобразуется
1	Процесс сборки шин	Теплообменники	4 (0,4)	144	Паросепаратор	2–3 (0,2–0,3)	120–133
2		Червячные машины	16 (1,6)	201			
3		Реакторы	4 (0,4)	144	В канализацию	Не преобразуется	Не преобразуется
Производство грузовых шин							
1	Процесс вулканизации	Форматоры-вулканизаторы	16 (1,6)	201	Паросепаратор	2–3 (0,2–0,3)	120–133
			8 (0,8)	170			
			3 (0,3)	133			
			7,2	166			
2		Установка горячей воды на хозяйственные нужды	8 (0,8)	1790	Бак чистого конденсата	Не преобразуется	Не преобразуется
			3 (0,3)	133	Канал конденсата	Не преобразуется	Не преобразуется
1	Процесс подготовки сырья	Пресс вулканизационный	13 (1,3)	191	Паросепаратор	2–3 (0,2–0,3)	120–133
			16 (1,6)	201			
1	Процесс сборки шин	Экструдеры KG-250/16, KG-200/16	8 (0,8)	170	Паросепаратор	2–3 (0,2–0,3)	120–133
2		Гидравлический стыковочный пресс, Сушильный барабан	6 (0,6)	158			
Производство цельнометаллокордных шин							
1	Процесс вулканизации	Теплообменник участка производства перегретой	8 (0,8)	170	Паросепаратор	2-3 (0,2-0,3)	120-133

		воды					
2		Гидравлически	17 (1,7)	204	Паросепаратор	2-3 (0,2-0,3)	120-133
		й	8 (0,8)	170			
		вулканизационный пресс	3 (0,3)	133	Бак		
-	Процесс подготовки сырья	-					
-	Процесс сборки шин	-					

В собственной системе рекуперации конденсат различных параметров после вулканизационных прессов и форматоров-вулканизаторов направляется в конденсатный коллектор и в паросепаратор (поз. 11), где поддерживается низкое давление 0,2–0,3 МПа и температура до 120–133 °С.

Работает установка рекуперации следующим образом (рис. 4.1). В паросепараторе (поз. 11) происходит снижение давления конденсата, образующегося в паропотребляющем оборудовании производства легковых шин, до 0,2–0,3 МПа и температуры до 120–133 °С.

При этом 30–40% конденсата испаряется и в виде выпара направляется на производство горячей воды (поз. 10). Оставшаяся неиспарившаяся часть конденсата давлением 0,2–0,3 МПа и может направляться:

1. в канализацию через бак грязного конденсата (поз. 13);
2. на установку подогрева собственного теплофикаата (поз. 14).

Рассмотрим конденсат процесса вулканизации при производстве грузовых шин (рис. 4.2). Конденсат различных параметров после форматоров-вулканизаторов (поз. 1–3, 10–13) направляется в систему сбора и возврата конденсата (поз. 4): в конденсатный коллектор (поз. 6) и в паросепаратор (поз. 5), где поддерживается давление 0,2–0,3 МПа. В паросепаратор (поз. 5) направляется также конденсат от процессов подготовки и сборки (поз. 14–17). Параметры конденсата после системы сбора и возврата конденсата (поз.4) представлены в таблице 4.4. В паросепараторе (поз. 5) происходит снижение давления образующегося в паропотребляющем оборудовании конденсата до 0,3 МПа и температуры до 133 °С; при этом 30–40% конденсата испаряется и в

виде пара направляется на коллектор пара и на производство горячей воды (поз. 7). Оставшаяся неиспарившаяся часть конденсата из паросепаратора (поз. 5) и конденсат из конденсатного коллектора (поз. 6) давлением 0,2–0,3 МПа может направляться:

1. в баки чистого конденсата (поз. 8);
2. на установку подогрева собственного теплофиката (поз. 9).

Конденсат процесса вулканизации при производстве цельнометаллокордонных шин (рис. 4.3) после вулканизационных прессов (поз. 2–5) и теплообменника перегретой воды (поз. 1) направляется в конденсатный коллектор, в бак конденсата (поз. 6) и в паросепараторы (поз. 7, 8), где поддерживается давление 0,2–0,3 МПа. В бак конденсата (поз. 6) направляется также конденсат с утилизационных установок (поз. 9, 10, 11). Параметры конденсата после установок представлены в таблице 4.4.

В паросепараторах (поз. 7, 8) происходит снижение давления конденсата до 0,2–0,3 МПа и температуры до 120–133 °С; при этом часть конденсата испаряется и в виде пара направляется в коллектор пара, в частности, на утилизационные установки (поз. 10, 11). Оставшаяся неиспарившаяся часть конденсата давлением 0,2–0,3 МПа направляется в бак конденсата (поз. 6). Из бака (поз. 6) конденсат направляется на утилизационную установку (поз. 9). Неиспарившаяся в паросепараторах (поз. 7, 8) часть конденсата давлением 0,2–0,3 МПа с температурой 120–133 °С утилизируется на установке подогрева собственного теплофиката (поз. 9) с целью подогрева сетевой воды на нужды вентиляции.

Для производства легких шин в таблице 4.5 приведены значения тепловой мощности потоков, подводимых к элементам схемы (рис. 4.1) и отводимых от них, которые могут быть задействованы в системе рекуперации конденсата как источник или приемник вторичных энергоресурсов. Рассмотрены только потоки в разрезе технологических процессов. Из таблицы следует, что 50% тепловой мощности, подводимой к технологическому оборудованию схемы, отводится с конденсатом.

В результате оценки тепловой мощности теряемого конденсата получены следующие результаты:

– для производства легковых шин. При потерях конденсата в 44,6 т/ч при работе собственного паросепаратора полезное использование энергии конденсата составило 0,31 МВт, а суммарные потери тепловой энергии с неиспользованным конденсатом составили 7,8 МВт;

Таблица 4.5

Тепловая мощность потоков пара и конденсата
схемы производства легковых шин

№ поз.	Q _{подв.} , МДж/ч		Q _{отв.} , МДж/ч	
	Обозначение потока	Значение	Обозначение потока	Значение
3	П13	1950,693	К13	568,324
4	П17	4767,365	К17	1485,110
	П14	164,196	К14	48,862
	П3	41,468	К3	8,520
5	П17	5924,173	К17	1845,474
	П14	429,676	К14	127,864
	П3	141,007	К3	28,972
6	П17	2784,654	К17	867,464
	П14	270,516	К14	80,501
	П3	76,318	К3	15,680
7	П17	60883,065	К17	18966,042
	П14	3795,358	К14	1129,434
	П8	3122,102	К8	811,092
	П3	1038,745	К3	213,429
8	П17	9358,161	К17	2915,215
	П14	322,309	К14	95,913
	П3	81,399	К3	16,725
9	П14	164,196	К14	48,862
10	П2	21817,141	К2	4060,184
11	К3	283,328	П2	21817,141
	К8	811,092535	К2 (чист.конд.)	4110,967
	К14	1531,438	К2 (грязн.конд.)	22153,631
	К17	26079,307		
	К13	568,324		
	К3	9275,673		
	К3	8,52		
К2	4060,184			
13	К2	22153,631	К2	22153,631
14	К2	4110,967	К2	3223,884
15	П3	45144,092	К3	9275,673
16	П3	41,468	К3	8,52
17	П3	82,92	К3	19,04

18	П6	248,76	К6	60,67
21	П8	312,21	К8	81,11
22	П14	54,648	К14	16,262
		231899,111		116254,204

– для производства грузовых шин. Потери конденсата составили 80,4 т/ч. При работе паросепаратора полезное использование энергии конденсата в собственной системе рекуперации – 2,37 МВт; суммарные потери тепловой энергии с неиспользованным конденсатом составили 7,52 МВт;

– для производства цельнометаллокордных шин. Потери конденсата составили 13,6 т/ч. При работе паросепаратора полезное использование энергии конденсата в собственной системе утилизации на ЦМК – 0,64 МВт; суммарные потери тепловой энергии с неиспользованным конденсатом составили 1,28 МВт.

Кроме того, в таких установках давление вырабатываемого вторичного пара не превышает минимального значения давления пара, потребляемого на производстве. Однако, как видно из таблиц 4.1–4.3, на производстве требуется пар более высоких параметров. Поэтому следует рассмотреть альтернативные способы производства вторичного пара из конденсата.

РАЗДЕЛ 5 РЕКУПЕРАЦИЯ ТЕПЛОТЫ ПРОИЗВОДСТВЕННОГО КОНДЕНСАТА С ПОЛУЧЕНИЕМ ВТОРИЧНОГО ПАРА

5.1 Рекуперация теплоты конденсата от вулканизаторов шинного производства

Конденсат относится к низкотемпературным вторичным энергоресурсам, в связи с чем в основном конденсат используется либо для подогрева низкотемпературных технологических потоков, либо для нужд отопления и горячего водоснабжения. При отсутствии организации таких мероприятий конденсат сливается непосредственно в канализацию или водоем, так как на ТЭС обратно конденсат с химических предприятий не принимается в связи с возможной загрязненностью.

Потребность в преобразовании водяного конденсата в пар вторичного вскипания имеется у предприятий, имеющих значительное количество паропотребляющего оборудования [42]. К таким предприятиям относится шинное производство. Шинное производство имеет значительные потери тепловой мощности с конденсатом в процессах вулканизации производств легковых, грузовых и металлокордных шин, а также в процессах подготовки сырья и сборки продукции производств легковых и грузовых шин.

Использовать теплоту конденсата позволит применение следующего оборудования:

1. расширителей для отработавшего конденсата для получения пара вторичного вскипания (для потоков конденсата с избыточным давлением);
2. термокомпрессоров (пароструйных компрессоров), предназначенных для повышения давления пара вторичного вскипания после расширителей, в том случае если его давление не удовлетворяет потребителей [21];
3. теплообменников, использующих теплоту утилизационного пара, теплоту оставшегося в расширителях конденсата;

4. тепловых насосов, предназначенных для более глубокого охлаждения оставшегося в расширителях конденсата [43].

Наибольшие потери с неиспользованным конденсатом составили 7,8 МВт в производстве легковых шин (см. главу 4.4). Поэтому на примере данного производства рассмотрим возможные системы рекуперации теплоты конденсата для всей цепочки процессов – подготовки сырья, вулканизации и сборки шин.

Рассмотрены три варианта производства пара вторичного вскипания из конденсата:

вариант 1 – получение пара вторичного вскипания 0,3 МПа при отводе потоков конденсата давлением 1,7, 1,4 и 0,8 МПа по единому трубопроводу (рис. 5.1, зеленая сплошная линия);

вариант 2 – получение пара вторичного вскипания 0,8 МПа при отводе потоков конденсата давлением 1,7, 1,4 и 0,8 МПа по единому трубопроводу (рис. 5.1, зеленая пунктирная линия); конденсат 0,3 МПа от форматоров-вулканизаторов в данном случае в расширитель не поступает, направляется напрямую на установку горячей воды;

вариант 3 – получение пара вторичного вскипания 0,3, 0,8 и 1,4 МПа при раздельном отводе потоков конденсата давлением 1,7, 1,4 и 0,8 МПа (рис. 5.2). В схему (рис. 5.2) добавляется 3 расширителя для конденсата давлением 1,7, 1,4 и 0,8 МПа.

Энергетический эффект от трех мероприятий приблизительно одинаковый – около 38 тыс. МДж/ч (80 тыс. Гкал/год). Однако имеются следующие особенности:

– в варианте 1 получен пар 0,3 МПа в количестве, полностью удовлетворяющем потребность на форматорах-вулканизаторах (получено – 12622,8 МДж/ч; требуется – 1379 МДж/ч), остальные 11243,8 МДж/ч предлагается направлять другим потребителям – на установку горячей воды (5336,4 МДж/ч) и на теплообменник теплостанции (5907,4 МДж/ч);

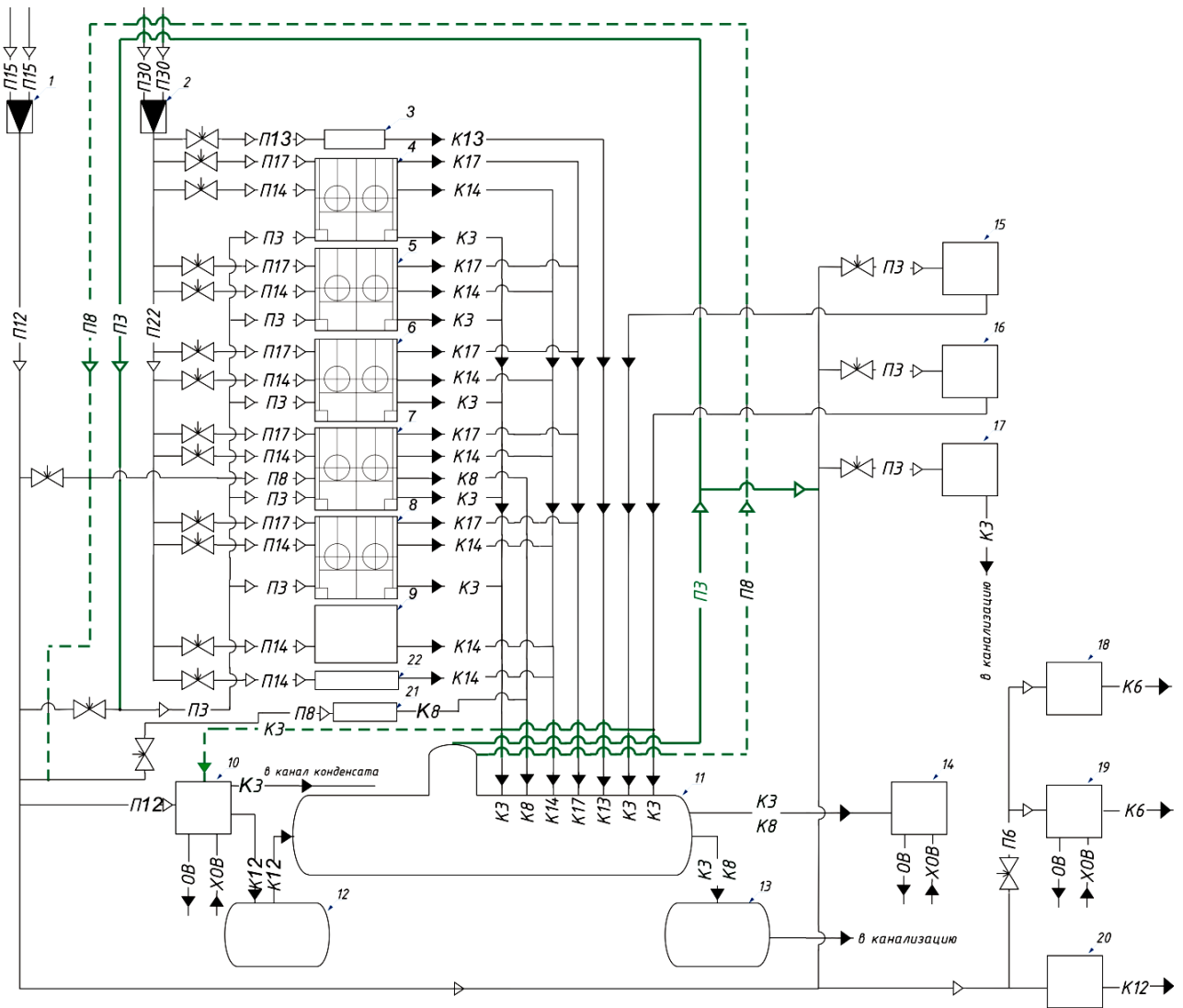


Рис. 5.1. Система рекуперации теплоты водяного конденсата с использованием расширителей при отводе потоков конденсата давлением 1,7, 1,4 и 0,8 МПа по единому трубопроводу (для производства легковых шин):

линии зеленого цвета – добавляемые линии системы рекуперации; зеленая сплошная линия – выработка пара 0,3 МПа (вариант 1); зеленая пунктирная линия – выработка пара 0,8 МПа (вариант 2); 1, 2 – РОУ; 3 – вулканизационные прессы; 4-9, 22 – форматоры-вулканизаторы; 10 – установка горячей воды; 11 – паросепаратор; 12 – бак чистого конденсата; 13 – бак грязного конденсата; 14 – установка подогрева теплофиката; 15 – теплообменники теплостанции; 16 – червячные машины; 17 – реакторы (червячные машины); 18 – реакторы (рубашки); 19 – лаборатория; 20 – пароспутники; 21 – реактор; П – пар; К – конденсат; ОВ – обратная вода; ХОВ – химочищенная вода

– в варианте 2 получен пар более высокого давления 0,8 МПа в меньшем количестве, но также полностью удовлетворяющем потребность на форматорах-вулканизаторах (получено – 6406,8 МДж/ч; требуется – 3122,1 МДж/ч), остальные 3284,7 МДж/ч предлагается направлять другим потребителям – на установку горячей воды (2972,5 МДж/ч) и на реактор (312,2 МДж/ч);

– в варианте 3 получен пар всех требуемых параметров на форматорах-вулканизаторах в 0,3, 0,8, 1,4 МПа. Однако суммарная выработка пара в 2251,43 МДж/ч тепловой энергии обеспечивает только часть потребности.

Рассмотрим наиболее предпочтительный вариант – вариант 2. Он позволяет обеспечить собственную потребность цеха в паре более высокого давления 0,8 МПа полностью. Излишки пара невелики по сравнению с вариантом 1.

Количество теплоты, которое может быть сэкономлено с паром вторичного вскипания давлением 0,8 МПа (таблица 5.1):

$$\Delta Q_{\text{ВВ}}^{\text{ЭК}} = \beta_{\text{ВВ}} \cdot G_{\text{К}} \cdot i''_2, \quad (5.1)$$

где $\beta_{\text{ВВ}}$ – доля пара вторичного вскипания, образующегося при снижении давления с p_1 до p_2 [16]:

$$\beta_{\text{ВВ}} = \frac{i_1 - i'_2}{r_2}, \quad (5.2)$$

где i_1 – энтальпия конденсата высокого давления, с которым поток поступает на установку (1,7 и 1,4 МПа), кДж/кг. Для потока 0,8 МПа $\beta_{\text{ВВ}}=0$;

i'_2 – энтальпия конденсата после паросепаратора при давлении 0,8 МПа, 719,1 кДж/кг;

i''_2 – энтальпия получаемого пара вторичного вскипания после паросепаратора при давлении 0,8 МПа, 2678 кДж/кг;

r_2 – удельная теплота парообразования при давлении 0,8 МПа, 2048,9 кДж/кг;

$G_{\text{К}}$ – расход конденсата, кг/с.

По количеству выработанного пара вторичного вскипания эффективность данного варианта ниже по сравнению с вариантом 1.

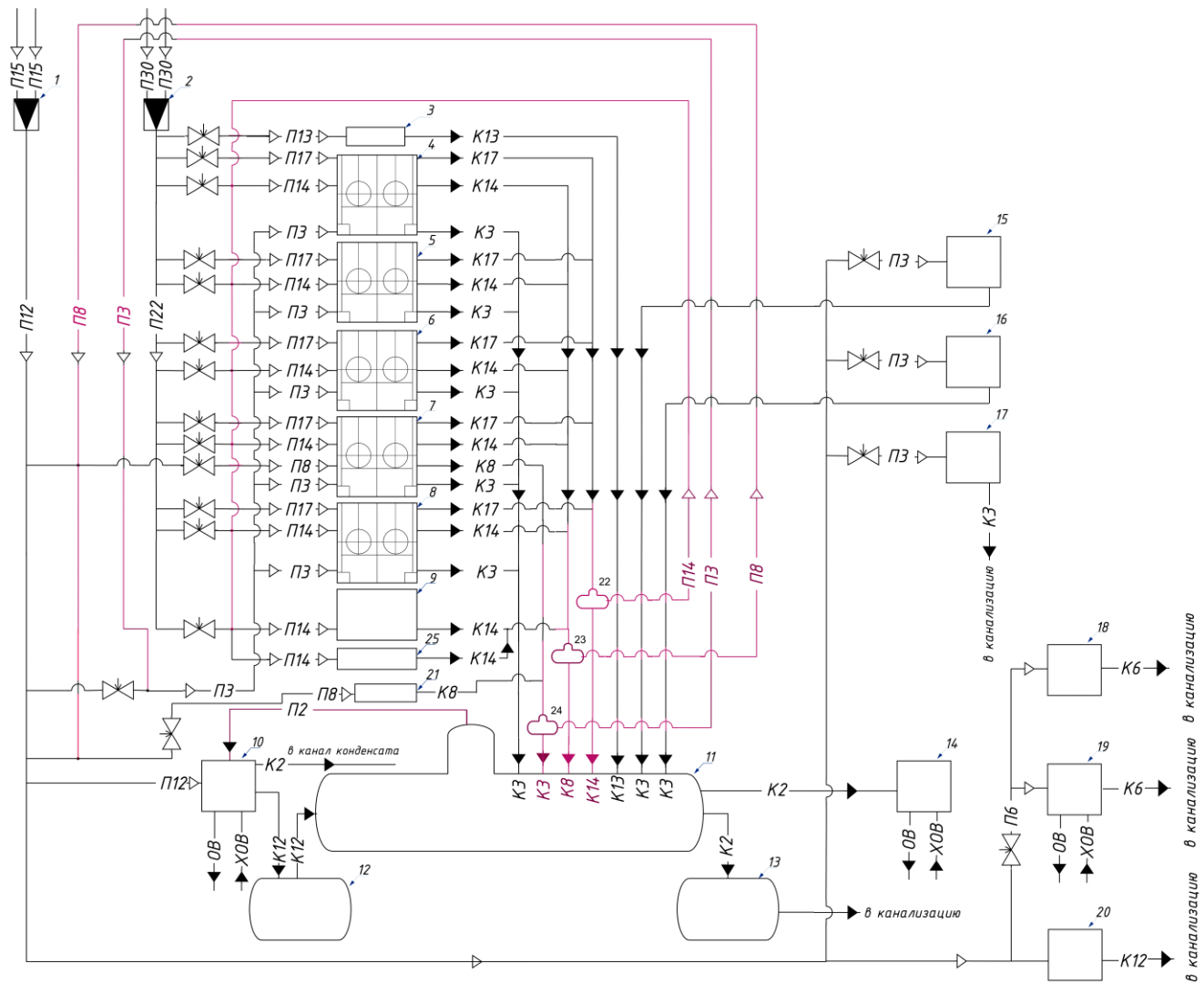


Рис. 5.2. Система рекуперации с использованием расширителей при отдельном отводе потоков конденсата давлением 1,7, 1,4 и 0,8 МПа (для производства легковых шин):
 22, 23, 24 – расширители добавляемой системы рекуперации

Таблица 5.1

Результаты расчета количества рекуперлируемой в паросепараторе тепловой мощности конденсата для процессов вулканизации, подготовки сырья и сборки продукции в производстве легковых шин

Поток-источник вторичной энергии	Поток-приемник вторичной энергии	Тепловая мощность конденсата давлением P_1 , МДж/ч	Доля пара вторичного вскипания в паросепараторе $\beta_{\text{вв}}$ (по формуле 5.2)	Тепловая мощность выработанного пара давлением $P_2=0,8\text{МПа}$ $\Delta Q_{\text{вв}}^{\text{ЭК}}$, МДж/ч (по формуле 5.1)	Количество сэкономленного пара 1,5МПа, кг/ч
К17 (поз. 4)	П8 (поз. 7)	1485,11	0,073	348,94	126,06
К14 (поз. 4)	П8 (поз. 21)	48,86	0,054	8,81	3,18
К17 (поз. 5)		1845,47	0,073	433,62	156,65
К14 (поз. 5)		127,86	0,054	23,06	8,33
К17 (поз. 6)		867,46	0,073	203,82	73,63
К14 (поз. 6)		80,50	0,054	14,51	5,24
К17 (поз. 7)		18966,04	0,073	4456,34	1609,95
К14 (поз. 7)		1129,43	0,054	203,71	73,59
К8 (поз. 7)		811,09	0	0	0
К17 (поз. 8)		2915,21	0,073	684,97	247,46
К14 (поз. 8)		95,91	0,054	17,29	6,24
К14 (поз. 9)		48,86	0,054	8,81	3,18
К8 (поз. 21)		81,11	0	0	0
К14 (поз. 22)		16,262	0,054	2,93	1,05
Суммарный поток		28519,21	-	6406,8	2314,6
% полезного использования теплоты конденсата					22,5

Но это обусловлено уменьшением объема вскипающей жидкости из-за более высокого давления в паросепараторе (в соответствии с формулой 5.2). К тому же конденсат 0,8 МПа в данной схеме не вскипает. Однако данный вариант позволяет получить пар более высокого давления и большего теплосодержания. И при этом остается потенциал с конденсатом 0,8 кгс/см². Конденсат 0,8 МПа с поз. 4–8, 15–16 обладает тепловой мощностью 9567,5 МДж/ч – он направляется на установку горячей воды. Также на подогрев теплофикаата остается поток неиспарившегося конденсата в паросепараторе со значительной тепловой мощностью 22321,44 МДж/ч.

Таким образом, в данной системе утилизации и выработки пара более высокого давления 8 кгс/см^2 суммарная экономия тепловой энергии превысила экономию теплоты варианта с выработкой пара 3 кгс/см^2 и составила $38295,7 \text{ МДж/ч}$ (80038 Гкал/год).

Таким образом, в данной системе утилизации с выработкой пара давлением $0,8 \text{ МПа}$ суммарная экономия превысила экономию от варианта с выработкой пара $0,3 \text{ МПа}$. Экономия составила $38295,7 \text{ МДж/ч}$ (80038 Гкал/год).

В случае потребности в паре более высокого давления недостаточно получать только пар вторичного вскипания. Следует далее повышать потенциал пара в трансформаторах тепловой энергии. Данный вопрос рассматривается в разделе 5.2.

5.2 Поднятие потенциала теплоты вторичного пара в пароструйных компрессорах

Пароструйный компрессор (ПСК) является трансформатором теплоты, позволяющим повысить давление отработанного (рабочего) пара до параметров, недостижимых ранее с использованием паросепаратора (рис. 5.3) [16, 21].

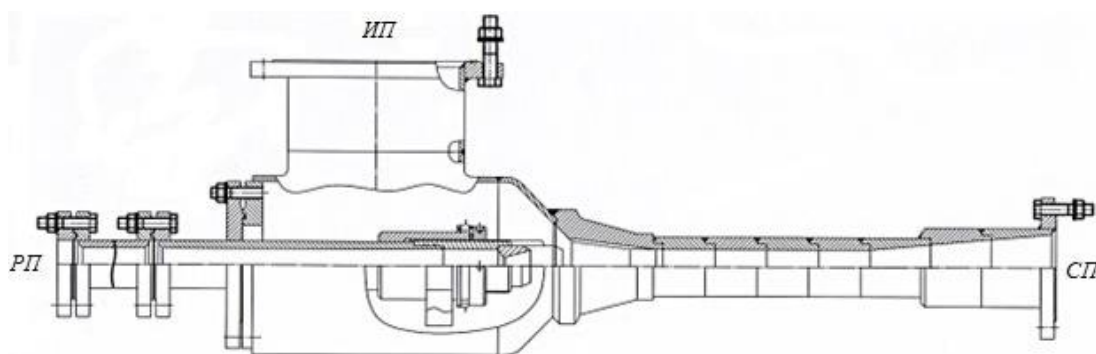


Рис. 5.3. Пароструйный компрессор:

РП – рабочий пар (пар низкого давления); ИП – инжектируемый пар (пар высокого давления); СП – целевой пар (пар среднего давления)

Давление рабочего пара поднимается до требуемого среднего давления целевого пара за счет инжекции пара высокого давления. Обычно степень повышения давления в таких аппаратах варьируется в пределах 1,2–2,8 [16].

Предлагается в качестве рабочего пара использовать пар вторичного вскипания (рис. 5.4). Данный вариант актуален для шинного производства, так как давление требуемого технологией пара значительно превышает давление вырабатываемого пара вторичного вскипания в собственных рекуперативных установках.

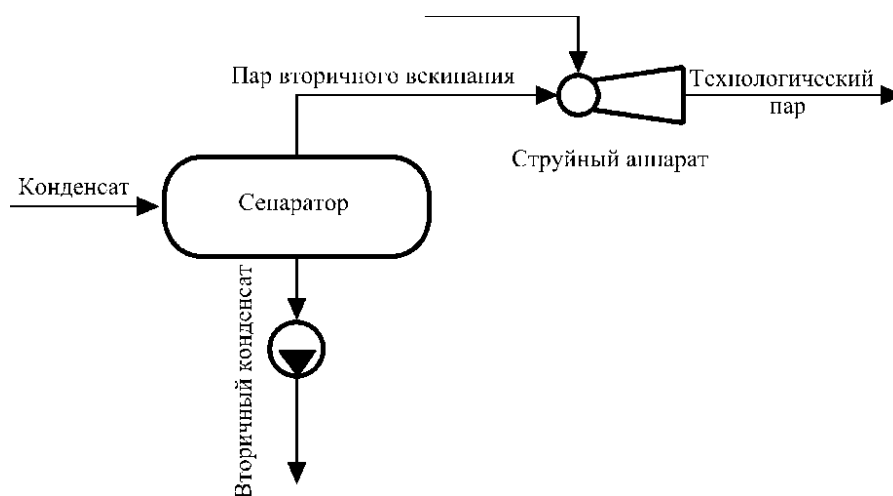


Рис. 5.4. Компрессионный трансформатор тепла открытого типа в системе рекуперации теплоты конденсата

Паровой конденсат сбрасывается в сепаратор, где кипит за счет расширения (рис. 5.4). Образующийся при кипении воды пар вторичного вскипания отсасывается из сепаратора пароструйным компрессором. В пароструйном компрессоре происходит процесс смешивания инжектируемого пара с рабочим, в результате чего из компрессора выходит целевой пар с требуемыми технологическими параметрами. Из сепаратора неиспарившаяся часть конденсата откачивается для вторичного использования. В данном случае установка «Сепаратор + пароструйный компрессор» представляет собой компрессионный термотрансформатор открытого типа, где происходит трансформация потенциала энергоносителя без использования промежуточного теплоносителя.

На промышленных предприятиях пароструйный компрессор рекомендуется использовать для поднятия потенциала не только отработанного пара, пара вторичного вскипания, но и пара, получаемого за счет использования других видов сбросной энергии [2].

Рассмотрим вариант использования пароструйного компрессора для усовершенствования рассмотренной в главе 5.1 системы утилизации конденсата на шинном производстве (рис. 5.5).

Добавляются в схему пароструйный компрессор и сепаратор-осушитель. На рис. 5.5 добавляемые элементы системы утилизации обозначены голубым цветом.

Предложены два варианта системы поднятия потенциала пара вторичного вскипания:

– вариант 1. Предлагается к установке пароструйный компрессор, производящий пар 0,8 МПа из пара вторичного вскипания 0,3 МПа. В паросепаратор, где поддерживается давление 0,3 МПа, поступают потоки конденсата 1,7, 1,4, 0,8 и 0,3 МПа. Пароструйный компрессор поднимает давление пара до 0,8 МПа. Пар 0,8 МПа направляется на форматоры-вулканизаторы. Данный вариант позволяет сэкономить пар 1,5 МПа от внешнего источника;

– вариант 2. Предлагается к установке пароструйный компрессор, производящий пар 1,4 МПа из пара вторичного вскипания 0,8 МПа. Данный вариант на рис. 4.4 показан пунктирной линией. В паросепаратор, где поддерживается давление 0,8 МПа, поступают потоки конденсата 1,7, 1,4 и 0,8 МПа. Конденсат 0,3 МПа отводится отдельно. Пароструйный компрессор поднимает давление пара до 1,4 МПа. Пар 1,4 МПа направляется на форматоры-вулканизаторы. Данный вариант позволяет сэкономить пар 3,0 МПа от внешнего источника.

При расчете варианта 1 использовались следующие исходные данные:

- расход пара вторичного вскипания, $G_{вв} = 4621,7$ кг/ч,
- температура пара вторичного вскипания, $t_{вв} = 133$ С,

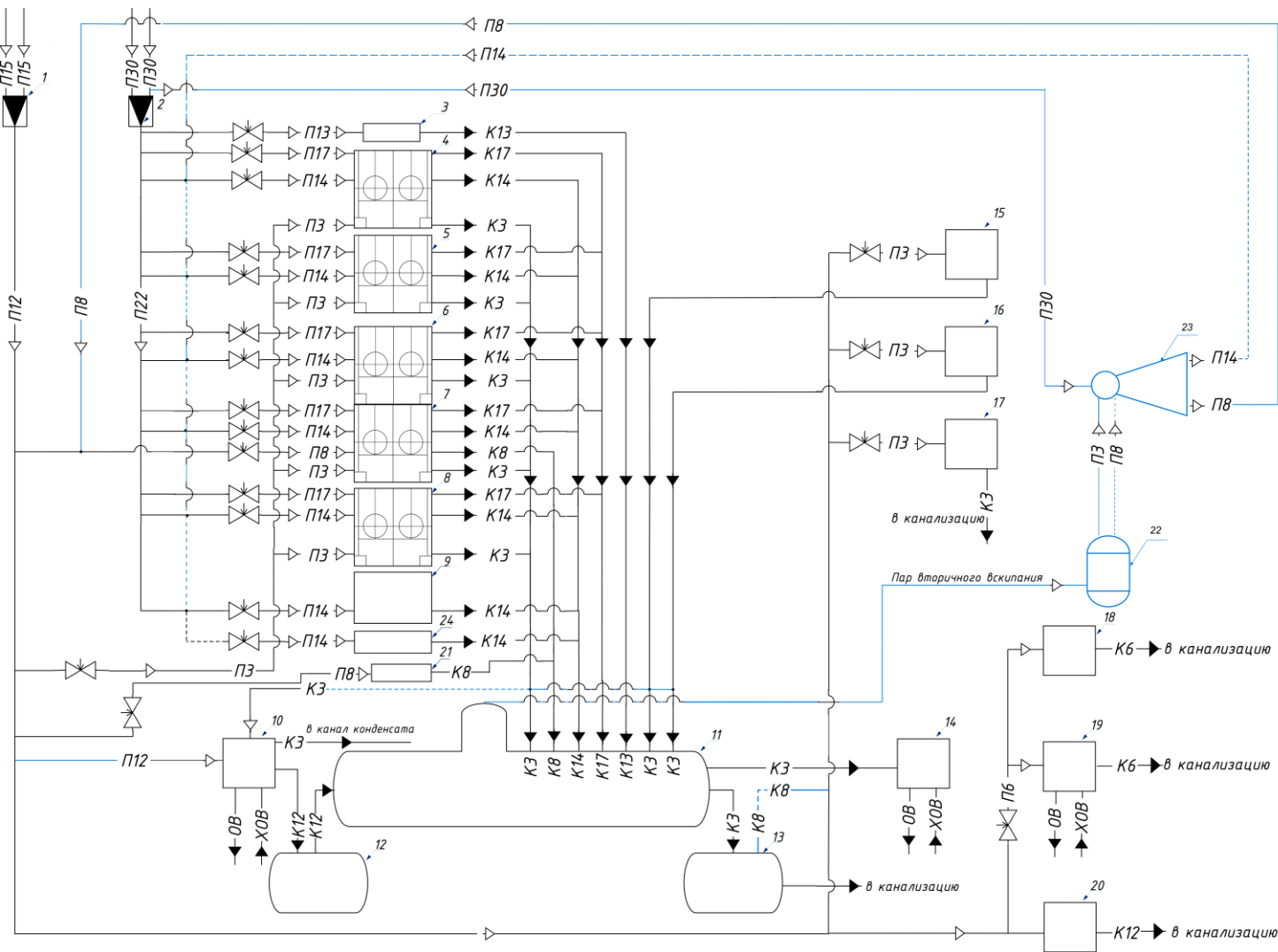


Рис. 5.5. Система рекуперации теплоты конденсата с использованием пароструйного компрессора для производства

ЛЕГКОВЫХ ШИН:

22 – сепаратор-осушитель; 23 – пароструйный компрессор

- давление пара вторичного вскипания, $t_{вв} = 0,3$ МПа;
- расход пара у потребителя, $G_{п}$ = определить;
- требуемое давление пара потребителю, $P_{п} = 0,8$ МПа;
- располагаемое давление пара от источника, $P_{и} = 3,0$ МПа.

Давление пара в конденсатосборнике составляет $P_{к} = 0,3$ МПа. Следовательно, ПСК должен сжимать пар с 0,3 до 0,8 МПа, то есть в 2,7 раз. Степень снижения рабочего давления в сопле ПСК равна $P_{и}/P_{вв} = 3,0/0,3 = 10$.

При таких соотношениях давлений массовый коэффициент инъекции ПК u составит 0,195:

$$u = G_{вв} / G_{и}, \quad (5.1)$$

где $G_{вв}$ – количество засасываемого пара, кг/ч,

$G_{и}$ – количество инжектируемого пара высокого давления от источника, кг/ч;

или

$$u = \sqrt{\eta_a \cdot H_p / H_c} - 1, \quad (5.2)$$

где η_a – внешний к.п.д. ПСК, 0,8;

H_p – адиабатический перепад при расширении рабочего (от источника) пара от высокого давления $P_{и}$ до низкого давления $P_{вв}$, $i_{и} - i_{вв} = 2801,9 - 2724,8 = 77,1$ кДж/кг;

H_c – адиабатический перепад при сжатии вторичного (от паросепаратора) пара от низкого давления $P_{вв}$ до требуемого среднего давления $P_{п}$, $i_{п} - i_{вв} = 2768 - 2724,8 = 43,2$ кДж/кг.

Коэффициент инъекции рассчитывается по формуле (4.2):

$$u = \sqrt{0,8 \cdot (2801,9 - 2724,8) / (2768 - 2724,8)} - 1 = 0,195.$$

Тогда количество рабочего пара высокого давления от источника (5.1), кг/ч:

$$G_{и} = 4632,6 / 0,195 = 23756.$$

Для заданных условий работы утилизационной установки расход инжектируемого пара из конденсатосборника будет равен $G_{вв} = 4,62$ т/ч, а расход рабочего пара на ПСК из источника – $G_{и} = 23,7$ т/ч.

Расход пара давлением 8 кгс/см² у потребителя, т/ч:

$$G_{\text{п}} = G_{\text{вв}} + G_{\text{и}} = 28,32.$$

Тепловая мощность пара давлением 8 кгс/см² у потребителя, МДж/ч:

$$Q_{\text{п}} = G_{\text{п}} \cdot i_{\text{п}} = 28,32 \cdot 2768 = 78389 \text{ МДж/ч},$$

при затратах с паром 30 кгс/см² $Q_{\text{и}} = G_{\text{и}} \cdot i_{\text{и}} = 23,7 \cdot 2801,9 = 66405 \text{ МДж/ч}$ тепловой энергии.

Экономия от вырабатываемого пара за вычетом затрат пара от источника составила 12593,4 МДж/ч.

Кроме того, тепловой эффект дополняют следующие потоки: конденсат 0,3 МПа с поз. 4–8, 15–16 с тепловой мощностью 9567,5 МДж/ч, поток неиспарившегося конденсата 0,3 МПа в паросепараторе тепловой мощностью на подогрев теплофикаата 16002,5 МДж/ч.

При расчете варианта 2 использовались следующие исходные данные:

- расход пара вторичного вскипания, $G_{\text{вв}} = 2314,6 \text{ кг/ч}$,
- температура пара вторичного вскипания, $t_{\text{вв}} = 170 \text{ С}$,
- давление пара вторичного вскипания, $t_{\text{вв}} = 0,8 \text{ МПа}$,
- расход пара у потребителя, $G_{\text{п}} = \text{определить}$;
- требуемое давление пара потребителю, $P_{\text{п}} = 1,4 \text{ МПа}$,
- располагаемое давление пара от источника, $P_{\text{и}} = 3,0 \text{ МПа}$.

Давление пара в конденсатосборнике составляет $P_{\text{к}} = 0,8 \text{ МПа}$. Следовательно, ПСК должен сжимать эжектируемый пар в 1,75 раз. Степень снижения рабочего давления в сопле ПСК $P_{\text{и}}/P_{\text{вв}} = 3,0/0,8 = 3,75$. При таких соотношениях давлений массовый коэффициент инжекции ПК и составит 0,156 (по формуле 5.2):

$$u = \sqrt{0,8 \cdot (2801,9 - 2768) / (2788,3 - 2768)} - 1 = 0,156,$$

где $\eta_{\text{а}}$ – внешний к.п.д. ПСК, 0,8;

$H_{\text{р}}$ – адиабатический перепад при расширении рабочего (от источника) пара от высокого давления $P_{\text{и}}$ до низкого давления $P_{\text{вв}}$, $i_{\text{и}} - i_{\text{вв}} = 2801,9 - 2768 = 33,9 \text{ кДж/кг}$;

H_c – адиабатический перепад при сжатии вторичного пара от низкого давления $P_{вв}$ до требуемого среднего давления P_p , $i_p - i_{вв} = 2788,3 - 2768 = 20,3$ кДж/кг.

Количество рабочего пара высокого давления от источника, кг/ч (по формуле 5.1):

$$G_{и} = 2314,6/0,156 = 14837.$$

Для заданных условий работы утилизационной установки расход эжектируемого пара из конденсатосборника будет равен $G_{вв} = 2,31$ т/ч, а расход рабочего пара на ПСК из источника – $G_{и} = 14,83$ т/ч. Расход пара давлением 14 кгс/см² у потребителя $G_p = G_{вв} + G_{и} = 17,14$ т/ч.

Тепловая мощность пара давлением 14 кгс/см² у потребителя, МДж/ч:

$$Q_p = G_p \cdot i_p = 17,14 \cdot 2788,3 = 47791$$

при затратах с паром 30 кгс/см²:

$$Q_{и} = G_{и} \cdot i_{и} = 14,83 \cdot 2801,9 = 41552 \text{ МДж/ч тепловой энергии.}$$

Экономия от вырабатываемого пара за вычетом затрат пара от источника составила $6403,9$ МДж/ч. Кроме того, тепловой эффект дополняют следующие потоки: конденсат 3 кгс/см² с поз. 4–8, 15–16 тепловой мощностью $9567,5$ МДж/ч; поток неиспарившегося конденсата в паросепараторе с тепловой мощностью $22226,1$ МДж/ч.

При сравнении вариантов 1 и 2 суммарная выработка вторичной тепловой энергии оказалась выше у варианта 1 и составила 103959 МДж/ч ($217274,3$ Гкал/год). Количество сэкономленного пара $1,5$ МПа за счет данной системы утилизации составило 28320 кг/ч, что соответствует сэкономленной тепловой мощности пара в 79026 МДж/ч ($165166,3$ Гкал/год).

На промышленных предприятиях пароструйный компрессор рекомендуется использовать для поднятия потенциала не только отработанного пара, пара вторичного вскипания, но и пара, получаемого за счет использования других видов сбросной энергии [2]. К данной экономии тепловой мощности пара может быть прибавлена эффективность дополнительной системы утилизации с включением аппарата мгновенного вскипания, теплового насоса и сепаратора-расширителя.

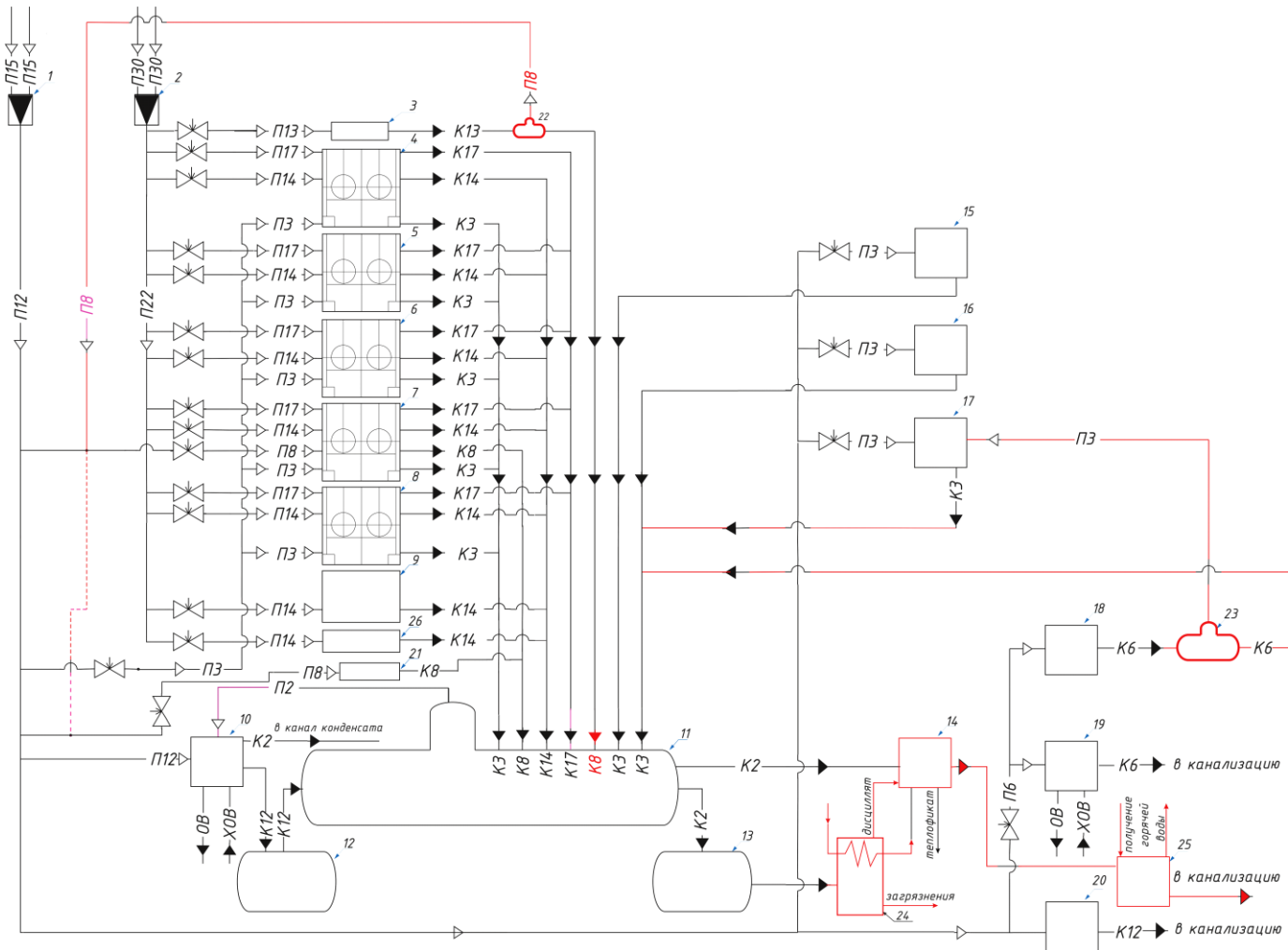


Рис. 5.6. Система рекуперации с использованием аппаратов мгновенного вскипания и тепловых насосов для доохлаждения конденсата:

22, 23 – расширители; 24 – аппарат мгновенного вскипания; 25 – тепловой насос; объекты красного цвета – добавляемые элементы для рекуперации

Она составила 9694,4 МДж/ч (20261,4 Гкал/год) (рис. 5.6).

Дополнительные рекуперационные установки дают следующий эффект:

- конденсат после аппарата № 13 направляется в аппарат мгновенного вскипания, где очищается и идет на нужды теплоснабжения (подогрев теплофикаата). Позволит снизить затраты теплоты на нужды теплоснабжения;

- конденсат после аппарата № 14 направляется в тепловой насос [43, 44], где охлаждается до температуры окружающей среды. Позволит снизить затраты теплоты на нужды горячего теплоснабжения;

- получение пара вторичного вскипания давлением 0,8 МПа из конденсата 1,3 МПа от вулканизационных прессов и направление на форматоры-вулканизаторы (альтернатива – на реактор поз. 21). Позволит сэкономить пар 1,5 МПа от внешнего источника;

- получение пара вторичного вскипания давлением 0,3 МПа из конденсата 0,6 МПа от корпуса ректоров подготовительного цеха и направление на рубашку реакторов подготовительного цеха. Позволит сэкономить пар 1,5 МПа от внешнего источника.

Данные рекуперационные установки относятся к низкотемпературным [45] и предназначены для глубокого использования остаточного потенциала неиспарившейся части конденсата.

Аппарат мгновенного вскипания

Аппарат мгновенного вскипания (АМВ) предназначен для отделения загрязнений от жидкости при одновременном испарении жидкости. Жидкость испаряется за счет снижения давления в аппарате. Испарившаяся жидкость в аппарате нагревает поток воды, циркулирующий в трубном пространстве при этом конденсируясь [41].

В АМВ поступает поток загрязненного конденсата с параметрами:

- температура 133 °С,
- давление 0,3 МПа,
- расход 45,2 т/ч,
- тепловая мощность 25662 МДж/ч.

В АМВ поддерживается атмосферное давление. Конденсат вскипает.

Количество теплоты, которое может быть сэкономлено с паром вторичного вскипания:

$$\Delta Q_{\text{ВВ}}^{\text{ЭК}} = \beta_{\text{ВВ}} \cdot G_{\text{к}} \cdot i''_2,$$

где $\beta_{\text{ВВ}}$ – доля пара вторичного вскипания, образующегося при снижении давления с p_1 до p_2 [16]:

$$\beta_{\text{ВВ}} = \frac{i_1 - i'_2}{r_2},$$

где i_1 – энтальпия конденсата высокого давления, 559,1 кДж/кг;

i'_2 – энтальпия конденсата после АМВ, 419,06 кДж/кг;

i''_2 – энтальпия пара вторичного вскипания после АМВ, 2676,3 кДж/кг;

r_2 – удельная теплота парообразования при давлении p_2 , 2257,2 кДж/кг;

$G_{\text{к}}$ – расход конденсата, кг/с.

$$\beta_{\text{ВВ}} = (559,1 - 419,06) / 2257,2 = 0,062.$$

$$\Delta Q_{\text{ВВ}}^{\text{ЭК}} = 0,062 \cdot 45,2 \cdot 2676,3 = 7500 \frac{\text{МДж}}{\text{ч}}.$$

Часть данной тепловой мощности будет полезно использована в подогревателе теплофикаата благодаря конденсации образовавшегося в АМВ пара:

$$\Delta Q_{\text{ВВ}}^{\text{ЭК}} = 0,062 \cdot 45,2 \cdot 2257,2 = 6326 \frac{\text{МДж}}{\text{ч}}.$$

Расширитель конденсата 1,3 МПа

В расширитель поступает поток конденсата с параметрами:

- температура 191 °С,
- давление 1,3 МПа,
- расход 0,69 т/ч,
- тепловая мощность 568,3 МДж/ч.

В расширителе поддерживается давление 0,8 МПа.

$$\Delta Q_{\text{ВВ}}^{\text{ЭК}} = \beta_{\text{ВВ}} \cdot G_{\text{к}} \cdot i''_2 = 0,034 \cdot 0,69 \cdot 2768 = 64,94 \frac{\text{МДж}}{\text{ч}},$$

где $\beta_{\text{ВВ}}$ – доля пара вторичного вскипания, образующегося при снижении давления с p_1 до p_2 :

$$\beta_{\text{ВВ}} = \frac{i_1 - i'_2}{r_2} = (812 - 719,1) / 2768 = 0,034,$$

где i_1 – энтальпия конденсата высокого давления, 812 кДж/кг;

i'_2 – энтальпия конденсата после АМВ, 719,1 кДж/кг;

i''_2 – энтальпия пара вторичного вскипания, 2768 кДж/кг;

r_2 – удельная теплота парообразования при давлении p_2 , 2048,9 кДж/кг;

$G_{\text{к}}$ – расход конденсата, кг/с.

Количество теплоты, которое может быть сэкономлено с неиспарившимся конденсатом:

$$\Delta Q_{\text{к}}^{\text{ЭК}} = (1 - 0,034) \cdot 0,69 \cdot 719,1 = 479,4 \frac{\text{МДж}}{\text{ч}}.$$

Расширитель конденсата 0,6 МПа

В расширитель поступает поток конденсата с параметрами:

– температура 159 °С,

– давление 0,6 МПа,

– расход 0,09 т/ч,

– тепловая мощность 60,67 МДж/ч.

В сепараторе поддерживается давление 3 кгс/см².

Также используются данные:

i_1 – энтальпия конденсата высокого давления, 671 кДж/кг;

i'_2 – энтальпия конденсата после АМВ, 559,1 кДж/кг;

i''_2 – энтальпия пара вторичного вскипания, 2721,1 кДж/кг;

r_2 – удельная теплота парообразования при давлении p_2 , 2162 кДж/кг;

$G_{\text{к}}$ – расход конденсата, кг/с.

Доля пара вторичного вскипания:

$$\beta_{\text{ВВ}} = (671 - 559,1) / 2162 = 0,052.$$

Количество теплоты, которое может быть сэкономлено с паром вторичного вскипания:

$$\Delta Q_{\text{ВВ}}^{\text{ЭК}} = 0,052 \cdot 0,09 \cdot 2721,1 = 12,7 \frac{\text{МДж}}{\text{ч}}.$$

Количество теплоты, которое может быть сэкономлено с неиспарившимся конденсатом:

$$\Delta Q_{\text{к}}^{\text{эк}} = (1 - 0,052) \cdot 0,09 \cdot 559,1 = 47,7 \frac{\text{МДж}}{\text{ч}}.$$

Тепловой насос

В тепловой насос (ТН) поступает поток конденсата с параметрами:

- температура 95 °С,
- давление 3 кгс/см²,
- расход 5,77 т/ч,
- тепловая мощность 1836,7 МДж/ч.

Вначале происходит охлаждение в теплообменнике до 40 °С, где экономия теплоты на нужды горячего водоснабжения следующая:

$$Q = G \cdot c_p \cdot (t_1 - t_2) = 5,77 \cdot 4,21 \cdot (95 - 40) = 1336 \text{ МДж/ч}.$$

Далее поток с температурой 40 °С направляется в тепловой насос.

Дополнительные данные для расчета ТН:

- температура конденсата, сливаемого в систему канализации после ТН $t_{\text{н2}} = 20 \text{ °С}$;
- температура высокопотенциального теплоносителя на входе в тепловой насос – холодная вода $t_{\text{в1}} = 15 \text{ °С}$;
- температура горячей воды после теплового насоса трубопровода системы горячего водоснабжения $t_{\text{в2}} = 60 \text{ °С}$;
- средняя температура окружающей среды в отопительный период $t_0 = 20 \text{ °С}$;
- перепады температуры на выходе из теплообменников: испарителя $\Delta t_{\text{исп}}$, конденсатора $\Delta t_{\text{к}}$, переохладителя $\Delta t_{\text{по}} = 5 \text{ °С}$.

Расчет термодинамического цикла парокompрессионной теплонасосной установки приведен в разделе 5.1. Тепловая нагрузка теплового насоса $q_{\text{тн}}$ равна тепловой нагрузке конденсатора теплового насоса и составила 247,44 кДж/кг.

Сэкономленная тепловая мощность:

$$Q_{\text{эж}} = 5,77 \cdot 247,44 = 1427,7 \text{ МДж/ч.}$$

Итоговая экономия теплоты за счет дополнительных мероприятий данной системы утилизации составила: 9694,4 МДж/ч (20261,4 Гкал/год).

Итого суммарная экономия составила 185427,7 Гкал/год. Затраты пара на производстве составляют 492673 Гкал/год. Следовательно, экономия тепловой энергии 37,6%.

Таким образом, рекомендуется дополнять системы производства вторичного пара пароструйным компрессором для повышения потенциала пара в соответствии с запросами потребителя и дополнительным оборудованием для глубокой утилизации остаточного конденсата. Исходя из этого вывода, разработаны системы рекуперации вторичной энергии конденсата для схем вулканизации, подготовки сырья и сборки продукции для производства грузовых шин (рис. 5.7) и для схемы вулканизации производства цельнометаллокордных шин (рис. 5.8).

Следует обратить внимание, что на рис. 5.8 присутствует сразу 3 собственные системы рекуперации теплоты конденсата помимо предлагаемой с пароструйным компрессором. Это установка утилизации тепла и приготовления воды на вентиляцию, установка утилизации тепла и приготовления воды на отопление и установка утилизации тепла и приготовления воды на бытовое горячее водоснабжение. Отработанный конденсат после этих установок направляется в бак конденсата и служит основой для производства вторичного пара давлением 0,8 МПа. Однако режим работы данных установок носит неравномерный характер. Следовательно, имеется неравномерное поступление конденсата в сборный бак, что сказывается на режиме подачи потребителю вторичного пара. Поэтому при разработке систем рекуперации вторичной энергии при таких нестабильных источниках следует включать в схему аккумуляторы энергии (см. главу 5.3).

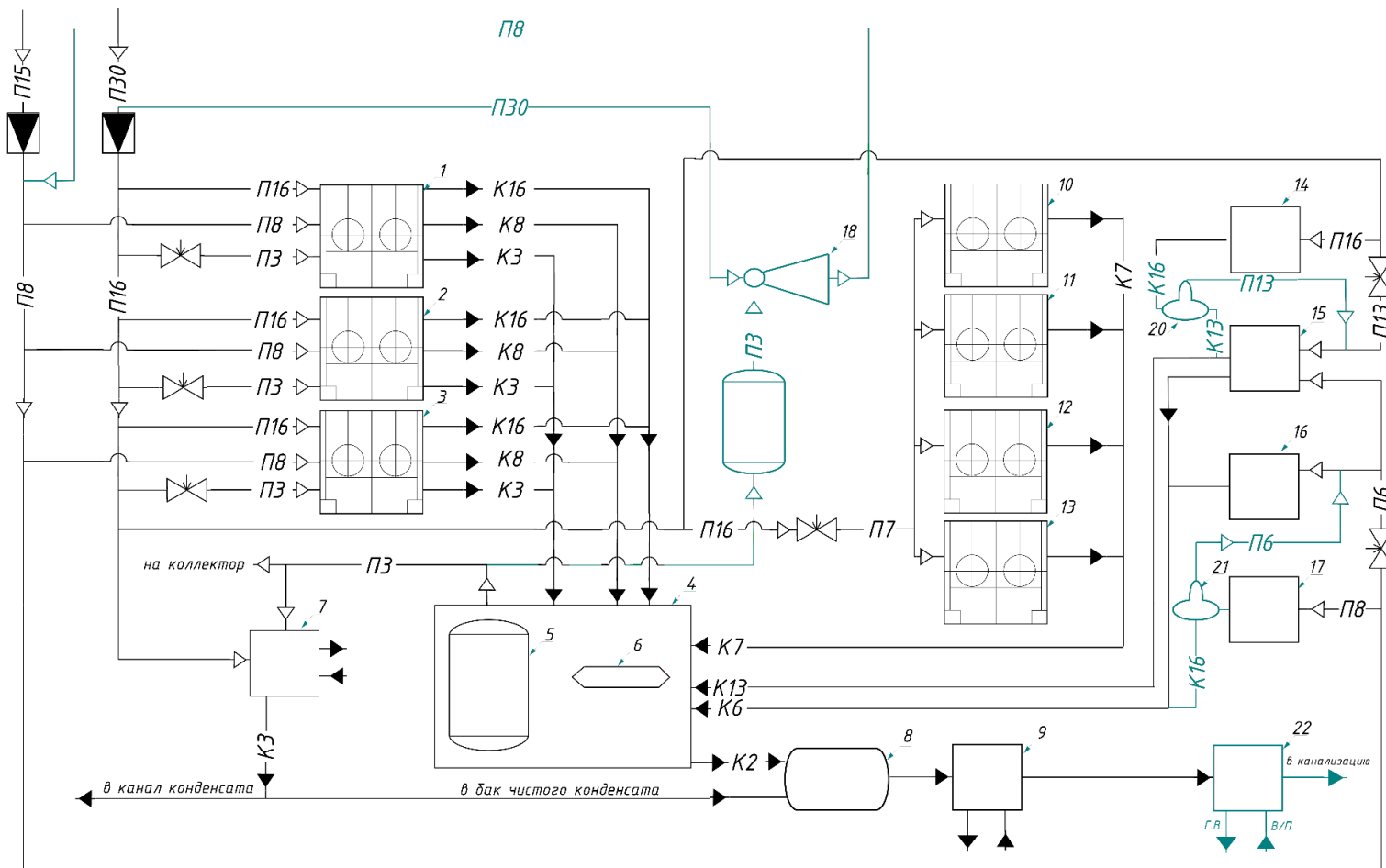


Рис. 5.7. Система рекуперации теплоты конденсата для производства грузовых шин с использованием расширителей, пароструйного компрессора и теплового насоса:

линии зеленого цвета – добавляемые линии системы утилизации; 1–3, 10–13 – форматоры-вулканизаторы; 4 – собственная система сбора и возврата конденсата; 5 – паросепаратор; 6 – коллектор чистого конденсата; 7 – установка горячей воды; 8 – бак чистого конденсата; 9 – установка подогрева теплофиката; 14, 15 – прессы вулканизационные; 16 – стыковочный пресс и сушильный барабан; 17 – экструдеры; 18 – ПСК; 20, 21 – расширители; 22 – тепловой насос; П – пар; К – конденсат

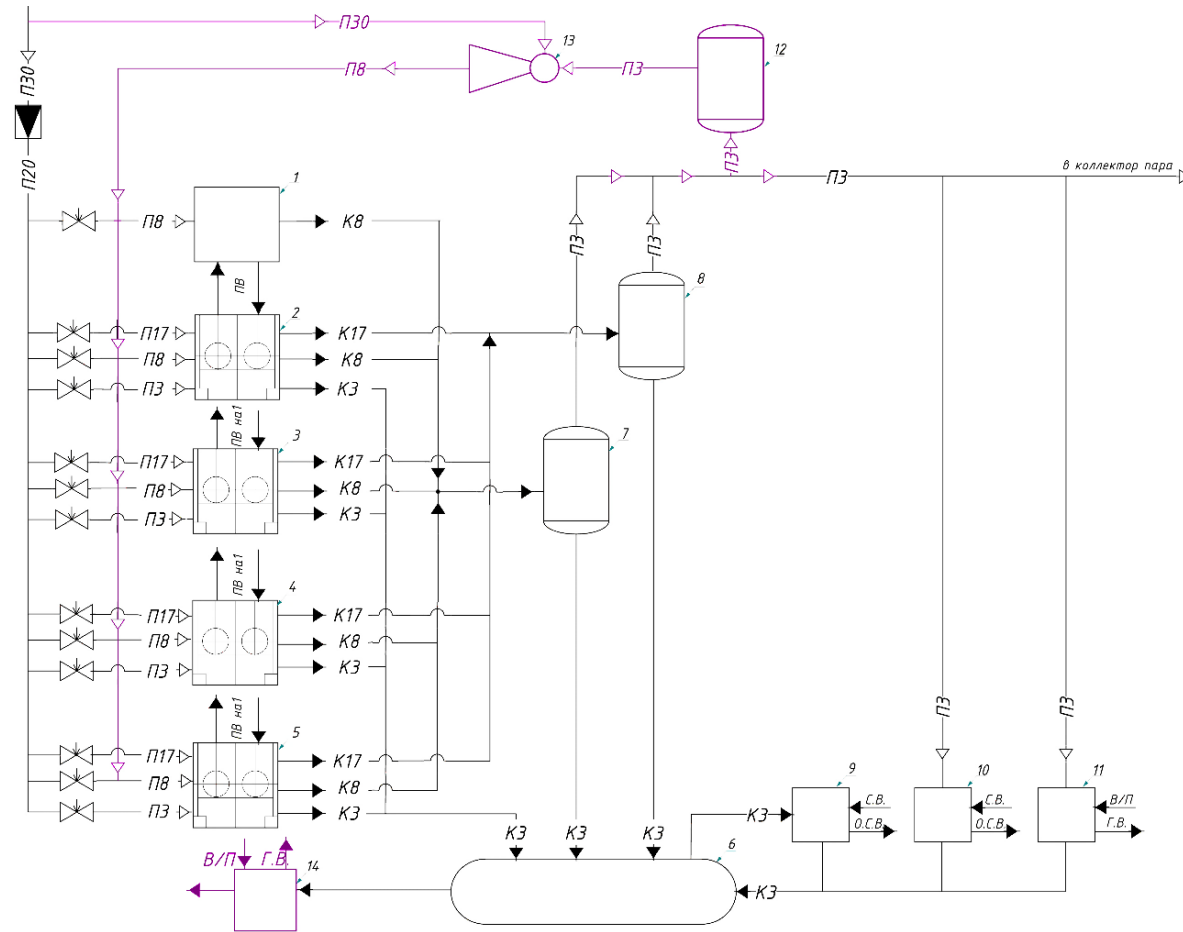


Рис. 5.8. Система рекуперации теплоты конденсата для схемы вулканизации производства цельнометаллокордных шин с использованием пароструйного компрессора и теплового насоса:

линии фиолетового цвета – добавляемые линии системы утилизации; 1 – теплообменник; 2–5 – вулканизационные прессы; 6 – бак конденсата; 7-8 – сепараторы; 9 – установка подогрева теплофиката (установка утилизации тепла и приготовления воды на вентиляцию); 10 – установка подогрева теплофиката (установка утилизации тепла и приготовления воды на отопление); 11 – установка горячей воды на хозяйственные нужды (установка утилизации тепла и приготовления воды на бытовое горячее водоснабжение); 12 – сепаратор-осушитель; 13 – ПСК; 14 – тепловой насос; П – пар; К – конденсат; ПВ – перегретая вода; с.в. – сетевая вода; о.с.в. – обратная сетевая вода; в/п – водопроводная хозяйственно-бытовая вода; Г.В. – горячая вода

5.3 Использование потенциала конденсата в паровых аккумуляторах

Рассмотрим усовершенствование системы рекуперации теплоты конденсата включением парового аккумулятора на примере схемы вулканизации производства цельнометаллокордных шин (рис. 5.8). Выбрана данная схема по причине того, что, во-первых, это полная схема для всего производства, а не для отдельного процесса и не требуется разбивать систему рекуперации и аккумулирования на части между процессами. Во-вторых, для данной схемы разработана полноценная система рекуперации не только с включением аппаратов по производству вторичного пара, но и с использованием остаточного потенциала ВЭР в тепловом насосе.

Обоснуем возможность использования конденсата в системе аккумулирования. Для начала рассмотрим уже предложенную к внедрению (рис. 5.8) систему «паросепаратор + пароструйный компрессор» – вычленим ее из общей схемы производства (рис. 5.9).

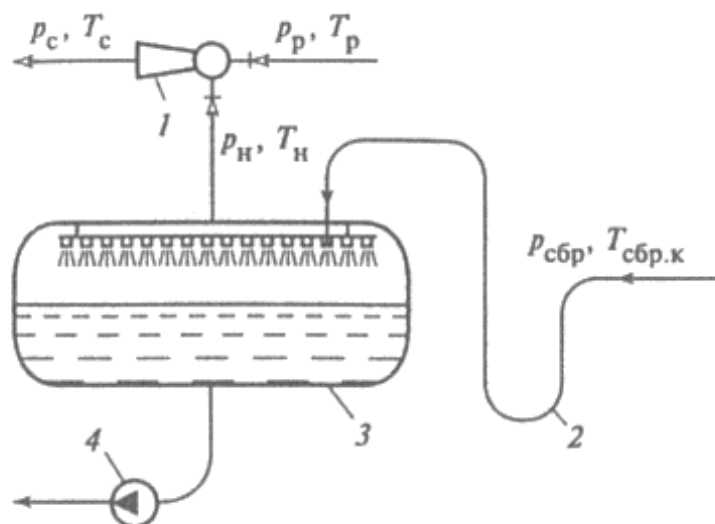


Рис. 5.9. Производство пара среднего давления с использованием пара вторичного вскипания и пароструйного компрессора:

- 1 – пароструйный компрессор; 2 – трубопровод конденсата; 3 – сепаратор;
- 4 – насос для отвода неиспарившейся части конденсата

И сравним данную схему со структурной схемой пароводяного аккумулятора скользящего давления [34] (рис. 5.10).

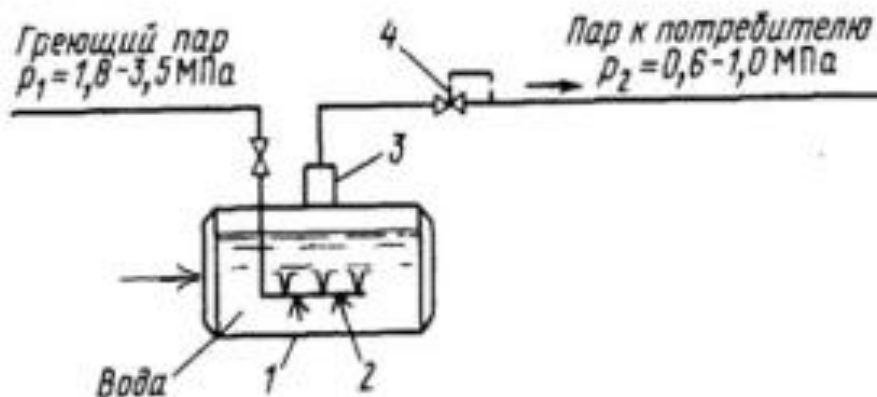


Рис. 5.10. Пароводяной аккумулятор скользящего давления:

- 1 – емкость пароаккумулятора; 2 – распределительная труба; 3 – мундштук;
4 – паропровод среднего давления

На рис. 5.9 в систему подается конденсат и пар высокого давления (из рис. 5.8 следует, что это водяной пар 3,0 МПа), а отводится пар среднего давления (водяной пар 0,8 МПа). На рис. 9 также подается вода, пар высокого давления (3,0 МПа лежит в пределах 1,8–3,5 МПа), а отводится также пар среднего давления (0,8 МПа лежит в пределах 1,8–3,5 МПа). Таким образом, схема с рис. 5.10 может полноценно заменить схему с рис. 5.9.

Рассмотрим эффект от такой замены. Стоимость оборудования приблизительно одинакова. В обоих случаях дополнительно покупается пар высокого давления со стороны.

Но включение пароводяного аккумулятора решает одну проблему, которую имеет система утилизации на рис. 5.8. На рис. 5.8 в бак конденсата 6 поступает отработанный конденсат сразу от трех установок – установки утилизации тепла и приготовления воды на вентиляцию, установки утилизации тепла и приготовления воды на отопление и установки утилизации тепла и приготовления воды на бытовое горячее водоснабжение.

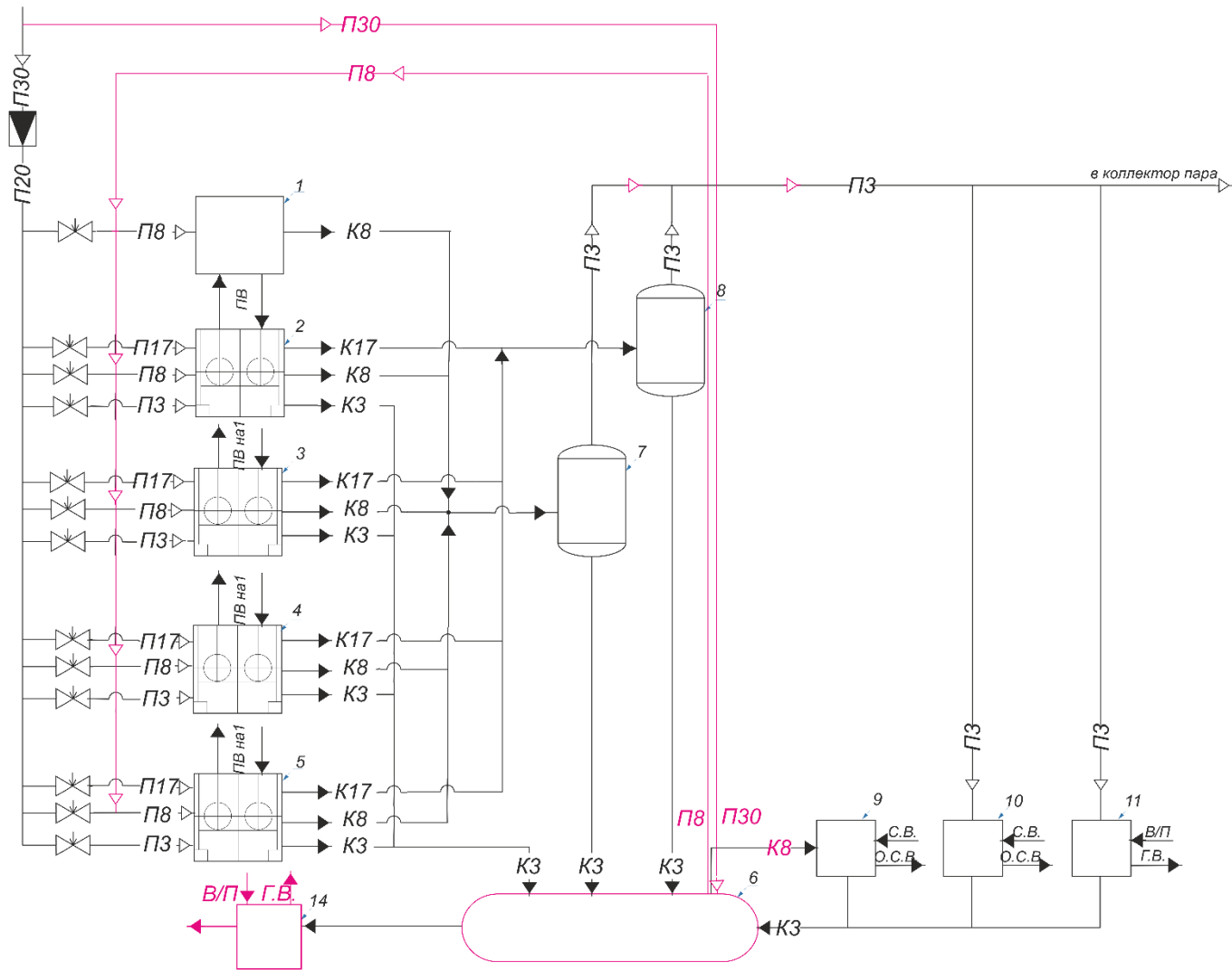


Рис. 5.11. Система рекуперации теплоты конденсата для схемы вулканизации производства цельнометаллокордных шин с использованием пароводяного аккумулятора и теплового насоса:

6 – пароводяной аккумулятор

Первые 2 из них имеют сезонный характер работы, третья – работает по суточному графику. Если конденсат не востребован, например, установкой приготовления воды на отопление (в летний период), то конденсат в бак приходит с гораздо меньшим расходом. В зимний же период возможен переизбыток производства вторичного пара и его стравливание в атмосферу. То есть производство пара среднего давления носит непостоянный характер. Данную проблему и решит пароаккумулятор сглаживанием расходов поступающего конденсата. Конденсат в пароаккумуляторе будет играть роль воды в емкости аппарата.

В рассматриваемой схеме вулканизации производства цельнометаллокордных шин при внедрении пароаккумулятора достигается значимый энергосберегающий эффект – это снижение потерь теплоты вторичного пара в зимний период с излишками производства либо снижение затрат покупного пара в летний период при недостаточном производстве пара вторичного вскипания. Максимальный эффект равен тепловой мощности конденсата на выходе из собственных утилизационных систем (поз. 9, 10, 11 на рис. 5.11) в 1,5 МВт, что повысит энергетическую эффективность схемы на 13%.

ГЛАВА 6 РЕКУПЕРАЦИЯ ТЕПЛОТЫ ОХЛАЖДЕНИЯ ПОЛУПРОДУКТОВ

6.1 Рекуперация теплоты охлаждения верхнего продукта колонн в теплонасосных установках

На установках первичной переработки нефти значительное количество теплоты охлаждения верхних продуктов колонн отводится в окружающую среду с оборотной водой холодильников. Данная теплота низкопотенциальная – температура оборотной воды варьируется в пределах 19–23 °С. Поэтому единственным способом ее рекуперации и последующего полезного использования является применение теплонасосных установок.

Схема рекуперации теплоты оборотной воды холодильников в ТНУ представлена на рис. 6.1. Черным цветом обозначены холодильники – источники ВЭР, красным цветом – дополняемая система рекуперации, представляющая собой два теплообменника, компрессор, дроссель и систему трубопроводов.

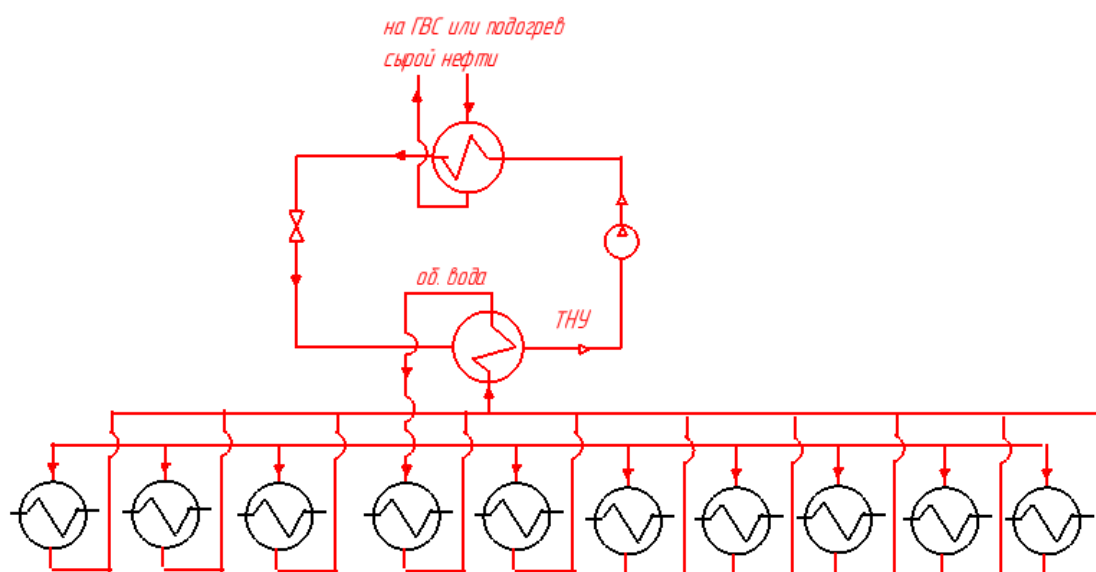


Рис. 6.1. Схема рекуперации теплоты оборотной воды в ТНУ для подогрева нефти или нужд ГВС

Возможные варианты использования выработанного в тепловом насосе вторичного потока с повышенным потенциалом – подогрев сырья в технологической линии или обеспечение нужд горячего водоснабжения. Данные варианты обусловлены величиной максимально возможной температуры нагреваемого потока в 60 °С.

При расчете теплового насоса используются следующие данные:

- температура оборотной воды на выходе из холодильников и на входе в теплонасосную установку – 23 °С;
- температура оборотной воды на входе в холодильники и на выходе из теплонасосной установки – 19,2 °С.

Потери с оборотной водой – 10,8 МВт (см. раздел 2). Из них экономится такое же количество теплоты – 10,8 МВт или 91021 Гкал/год (полное использование энергии обусловлено поднятием потенциала потока в ТНУ). Расчет производится по представленной ниже методике.

В ТНУ поступает поток оборотной воды от 10-ти типов холодильников со значительным расходом с параметрами:

- температура 23 °С,
- давление 3 кгс/см²,
- расход 2016 т/ч,
- тепловая мощность 38880 МДж/ч.

Дополнительные данные для расчета ТНУ:

- температура воды после ТН $t_{н2} = 19,2^\circ\text{C}$;
- температура высокопотенциального теплоносителя на входе в тепловой насос – холодная вода $t_{в1} = 15^\circ\text{C}$;
- температура горячей воды после теплового насоса трубопровода системы горячего водоснабжения $t_{в2} = 60^\circ\text{C}$;
- средняя температура окружающей среды в отопительный период $t_0 = 20^\circ\text{C}$;
- перепады температуры на выходе из теплообменников: испарителя $\Delta t_{исп}$, конденсатора $\Delta t_{к}$, переохладителя $\Delta t_{по} = 5^\circ\text{C}$.

Расчет теплонасосной установки ведется в следующей последовательности.

1. Температура испарения фреона $t_{и}$, °С:

$$t_{и} = t_{н2} - \Delta t_{и}, \quad (6.1)$$

$$t_{и} = 19,2 - 5 = 14,2.$$

2. По температуре испарения $t_{и} = 15$ °С для хладагента R в состоянии насыщения по p , h -диаграмме или по таблицам термодинамических свойств веществ определены параметры в точке 1 – энтальпия на правой пограничной кривой h'' и давление p : $h_1 = 513$ кДж/кг; $p_{и} = 0,44$ МПа, точка 1 отмечается на p , h -диаграмме.

3. Температура конденсации фреона $t_{к}$, °С:

$$t_{к} = t_{в2} + \Delta t_{к}; \quad (6.2)$$

$$t_{к} = 60 + 5 = 65.$$

4. При температуре конденсации $t_{к}$ определяются параметры в точке 3 – энтальпия на левой пограничной кривой h' и давление p : $h_3 = 315$ кДж/кг; $p_{к} = 1,8$ МПа.

5. На p , h -диаграмме на пересечении линии постоянной энтропии S_1 , проходящей через точку 1, и линии изобары $p_{к}$, проходящей через точку 3, определяются точка 2а, затем по диаграмме определяется энтальпия в этой точке: $h_{2а} = 555$ кДж/кг.

6. Адиабатный КПД компрессора η_a :

$$\eta_a = 0,98 \frac{273 + t_0}{273 + t_{к}}; \quad (6.3)$$

$$\eta_a = 0,98 \frac{273 + 20}{273 + 65} = 0,849.$$

Энтальпия фреона после сжатия с учетом потерь h_2 , кДж/кг:

$$h_2 = h_1 + \frac{h_{2а} - h_1}{\eta_a}; \quad (6.4)$$

$$h_2 = 513 + \frac{555 + 513}{0,849} = 562,44.$$

По значению энтальпии $h_2 = 562,44$ кДж/кг и давлению $p_k = 1,8$ МПа определяется точка 2. Температура в этой точке: $t_2 = 52$ °С.

7. По значению энтальпии $h_3 = h_4 = 315$ кДж/кг и давлению $p_{и} = 0,44$ МПа находится точка 4.

8. Удельные тепловые нагрузки в узлах теплового насоса $q_{и}, q_{к}, l_{сж}$ кДж/кг:

$$q_{и} = h_1 - h_4; \quad (6.5)$$

$$q_{и} = 513 - 315 = 198;$$

$$q_{к} = h_2 - h_3; \quad (6.6)$$

$$q_{к} = 562,44 - 315 = 247,44;$$

$$l_{сж} = h_2 - h_1; \quad (6.7)$$

$$l_{сж} = 562,4 - 513 = 49,44.$$

Правильность расчета определяется проверкой теплового баланса $q_{к}$, кДж/кг:

$$q_{к} = q_{и} + l_{сж} \quad (6.8)$$

$$q_{к} = 198 + 49,44 = 247,44;$$

Тепловая нагрузка теплового насоса $q_{тн}$, кДж/кг, соответствует тепловой нагрузке конденсатора (6.8):

$$q_{тн} = q_{к} = 247,44 \text{ кДж/кг.}$$

Ожидаемая экономия составляет 7335,96 ту.т. /год.

Аналогичная система рекуперации может быть предложена для **процессов газофракционирования при переработке углеводородного газа**. Имеются потери теплоты в холодильниках Х-1, Х-2, Х-3, Х-4, Х-5 (см. главу 3.3). Это могут быть или потери в окружающую среду через градирни, или затраты антифриза на производство холодной технологической воды. Рекуперировать данные потери возможно также только с использованием

низкопотенциальных технологий, что обусловлено низкими температурами теряемого потока воды. В данном производстве это 24,7 °С–31,5 °С.

Предлагается мероприятие, аналогичное предложению на установке первичной переработки нефти – теплонасосная установка, работающая на энергии оборотной воды, в данном случае только для обеспечения нужд отопления или горячего водоснабжения зданий (рис. 6.2). На технологические нужды рекуперированный поток нельзя использовать ввиду отсутствия низкотемпературных процессов подогрева без организованной ранее рекуперации на данном участке.

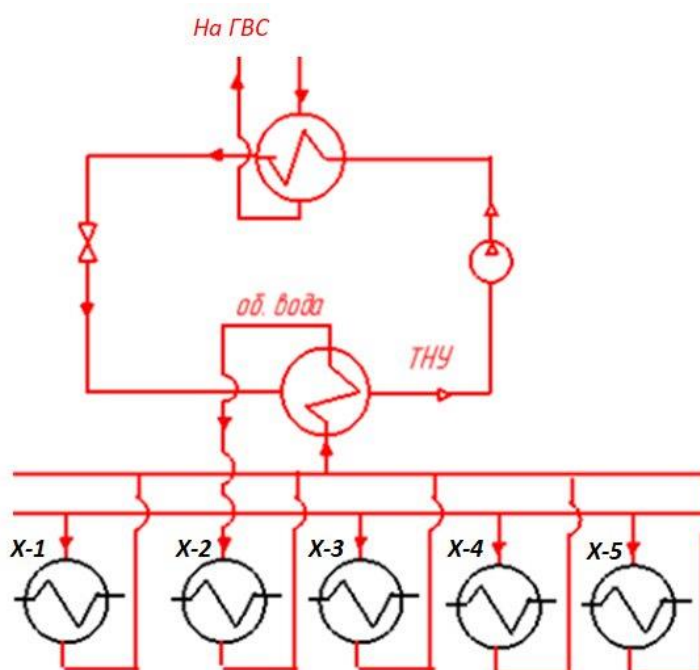


Рис. 6.2. Схема рекуперации в ТНУ теплоты оборотной воды холодильников для нужд теплоснабжения

Окупаемость данного мероприятия можно считать объективной только в случае, если нужды отопления и горячего водоснабжения на данный момент не удовлетворяются другим утилизационным мероприятием. В противном случае возможность рассмотрения данного предложения появляется только при износе текущего оборудования.

Суммарное количество отводимой тепловой мощности от холодильников газофракционирующей установки составляет 10,98 МВт, что соизмеримо с тепловой мощностью аналогичного оборудования в процессах первичной переработки нефти.

Методика расчета ТНУ аналогична представленному расчету по установке первичной переработки нефти.

Ожидаемая экономия 11848 т у.т. /год.

ТНУ данной мощности приобретаются у производителя только под заказ.

При значительном экономическом эффекте срок окупаемости ТНУ остается высоким. Это обусловлено тем, что помимо капитальных затрат имеются эксплуатационные затраты на электроэнергию, которые высоки при низкой температуре источника работы ТНУ. Поэтому следует рассматривать применение ТНУ на более высокотемпературных потоках в пределах допустимых значений [28].

6.2 Возврат теплоты охлаждения верхнего продукта колонн в процесс разделения с применением трансформаторов теплоты

Для установок разделения газов возможно применение трансформаторов теплоты, использующих принцип теплового насоса. В качестве промежуточного теплоносителя может выступать верхний продукт колонн, далее сжимаемый в компрессоре теплового насоса (см. рис. 1.13 в главе 1.1).

Рассмотрим такую схему включения теплового насоса в ректификационную установку для газофракционирующей установки.

На рис. 6.3 представлена схема рекуперации энергии верхнего продукта (фракции изобутана) ректификационной колонны. Схема позволяет снизить сбросы теплоты с технологической водой и отказаться от использования греющего керосина.

В состав оборудования теплового насоса закрытого типа входит следующее оборудование:

- испаритель промежуточного теплоносителя; его роль может выполнять холодильник ректификационной установки 2;
- конденсатор промежуточного теплоносителя; его роль может выполнять испаритель ректификационной установки 5;
- дроссельный клапан 3;
- компрессор 4.

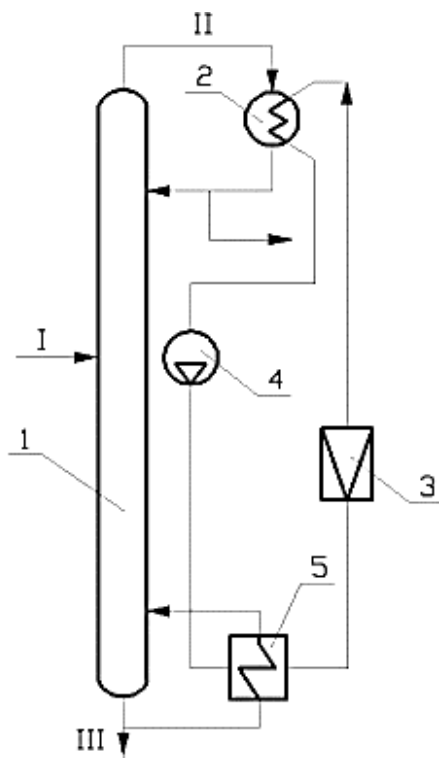


Рис.6.3. Ректификационная изобутановая колонна с тепловым насосом с применением промежуточного теплоносителя:

I – сырьё; II – верхний продукт; III – нижний продукт

Работает установка следующим образом [46]: часть энергии верхнего продукта ректификационной колонны в 2 передается промежуточному теплоносителю теплового насоса. Промежуточный теплоноситель испаряется, теперь в виде пара он может быть сжат в компрессоре 4 с целью повышения его температурного уровня. Далее уже высокотемпературный промежуточный теплоноситель нагревает нижний продукт колонны в 5, конденсируясь.

Отработанный поток возвращается по контуру в 2, но для возвращения к исходным параметрам он дросселируется в 3.

На рис. 6.4 представлена модель данной установки в Aspen HYSYS для ректификационной установки с изобутановой колонной K-3 [47]. Выбрана для модернизации среди трех вариантов колонн газофракционирующих установок именно данная ректификационная установка с колонной K-3, так как известно, что наибольшая эффективность применения тепловых насосов в процессах разделения наблюдается при минимальной разности температур между верхом и низом колонны. Ректификационная установка с изобутановой колонной K-3 удовлетворяет данному условию, разность температур составила 18 °С.

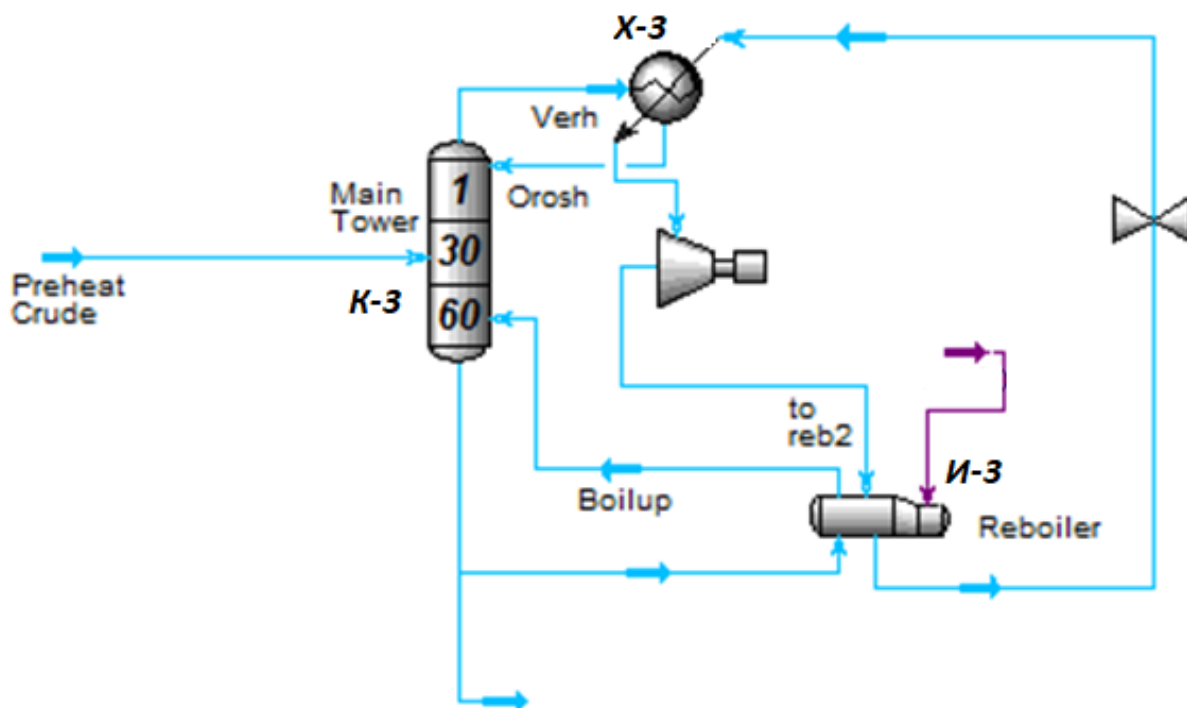


Рис. 6.4. Ректификационная изобутановая колонна с включением теплового насоса закрытого типа

При расчете подбирается вариант, когда вся нагрузка испарителя будет полностью обеспечена тепловым насосом, это нужно для полного отказа от внешней горячей утилиты – в данном случае керосина. Но при этом для достижения данной цели нужно использовать только часть энергии верхнего

продукта. Поэтому должна быть предусмотрена установка дополнительного холодильника для отвода энергии непосредственно на ТН и далее на испаритель И-3.

В предлагаемой схеме испаритель И-3 осуществляет подогрев и испарение нижнего продукта колонн за счет работы теплового насоса (используется энергия верхнего продукта колонн и затрачивается электроэнергия в компрессоре) без потребления горячей внешней утилиты – керосина. Следовательно, имеется снижение теплотребления установки на величину тепловой нагрузки испарителя И-3 – 2,96 МВт, что приводит к снижению нагрузки на печь, которая в свою очередь подогревает керосин.

Для изобутановой колонны расчет термодинамического цикла теплового насоса проводится по методике, представленной в главе 6.1 (только для случая теплового насоса закрытого типа). Используются исходные данные [47, 48]:

– температура низкопотенциального теплоносителя (верхнего продукта) на входе в тепловой насос $t_{н1}=53^{\circ}\text{C}$;

– температура низкопотенциального теплоносителя (верхнего продукта) послетеплового насоса $t_{н2}=40^{\circ}\text{C}$;

– температура высокопотенциального теплоносителя (нижнего продукта) на входе в тепловой насос $t_{в1}=69^{\circ}\text{C}$;

– температура нижнего продукта после теплового насоса $t_{в2}=71^{\circ}\text{C}$;

– перепады температуры на выходе из теплообменников: испарителя $\Delta t_{исп}$, конденсатора $\Delta t_{к}=5^{\circ}\text{C}$.

Результаты расчета – это тепловые нагрузки испарителя, конденсатора и работа сжатия компрессора соответственно, кДж/кг:

$$q_{и} = h_1 - h_4 = 620 - 320 = 300 \quad (6.9)$$

$$q_{к} = h_2 - h_3 = 746,6 - 320 = 426,6 \quad (6.10)$$

$$l_{сж} = h_2 - h_1 = 746,6 - 620 = 126,6 \quad (6.11)$$

Правильность расчета определяется проверкой теплового баланса

$$300 + 126,6 = 426,6$$

Тепловая нагрузка теплового насоса $q_{\text{ТН}}$, кДж/кг:

$$q_{\text{ТН}} = q_{\text{к}} = 426,6 \quad (6.12)$$

Энергия, потребляемая электродвигателем W , кДж/кг:

$$W = \frac{l_{\text{сж}}}{\eta_{\text{э.м.}} \cdot \eta_{\text{э}}} = \frac{126,6}{0,98 \cdot 0,8} = 166,6 \quad (6.13)$$

Показатели эффективности работы установки:

– коэффициент преобразования теплоты:

$$\mu = \frac{q_{\text{к}}}{l_{\text{сж}}} = \frac{426,6}{126,6} = 3,36 \quad (6.14)$$

– коэффициент преобразования электроэнергии:

$$\mu_{\text{э}} = \eta_{\text{э.м.}} \cdot \eta_{\text{э}} \cdot \mu = 0,98 \cdot 0,8 \cdot 3,36 = 2,64 \quad (6.14)$$

– удельный расход первичной энергии:

$$\text{ПЭ} = \frac{1}{\eta_{\text{э.м.}} \cdot \eta_{\text{э}} \cdot \eta_{\text{э.с.}} \cdot \eta_{\text{пер}}} \cdot \frac{1}{\mu} = \frac{1}{0,98 \cdot 0,8 \cdot 0,4 \cdot 0,95} \cdot \frac{1}{3,36} = 1,02 \quad (6.15)$$

Степень повышения давления в компрессоре:

$$\varepsilon = \frac{p_{\text{к}}}{p_{\text{и}}} = \frac{4}{0,7} = 5,71 \quad (6.16)$$

Коэффициент трансформации составил $q_{\text{к}}/q_{\text{и}}=426,4/300=1,422$.

Следовательно, экономия тепловой энергии, ранее сбрасываемой с технологической водой (холодной внешней утилитой) в К-3, составит $2,96/1,422=2,08$ МВт.

Итак, экономия тепловой нагрузки испарителя И-3 – 2,96 МВт. Снижение производительности печи произошло на 26,6%.

Если рассмотреть подключение теплового насоса ко всем трем ректификационным установкам, то возможен полный отказ от печи для подогрева керосина (как греющего теплоносителя) и экономия 11,12 МВт тепловой мощности. Помимо капитальных затрат понадобятся эксплуатационные затраты на электроэнергию, для ректификационной установки с изобутановой колонной они будут наименьшими по сравнению с другими колоннами.

6.3 Использование теплоты полупродуктов для подогрева теплофикационной воды

На предприятиях первичной переработки нефти значительными потерями являются потери с теплотой охлаждения полупродуктов – верхних продуктов колонн (см. главу 2.2). Данная энергия сбрасывается через воздушные холодильники в окружающую среду [35]. Данную энергию использовать в тепловых насосах для возврата в нижнюю часть колонн не предоставляется возможным в связи с большой разностью температур между верхом и низом колонн. Поэтому предлагается использовать данный поток для подогрева других потоков схемы, в данном случае потока промтеплофикационной воды.

Суть мероприятия: энергия потоков перед рассматриваемыми АВО частично или полностью (в зависимости от нагрузки потребителя) передается потоку промтеплофикационной воды (ПТВ) на соответствующем участке подготовки ПТВ. Схема поступления потоков в подогреватели E1402A/B и E1401A/B представлена на рис. 6.5.

Эффект: для подготовки ПТВ требовался пар среднего давления (СД) 0,95 МПа. При реализации мероприятия пар СД как греющий теплоноситель использоваться не будет.

Подогреватели ПТВ имеют неравномерный график потребления теплоты, разность температур ПТВ на входе и выходе из группы подогревателей теплофикационной воды имеет максимальное значение в январе и составляет 29 °С (76 °С и 105 °С соответственно в обратной и подающей линиях) (таблица 6.1). Нагрузка на подогреватели ПТВ присутствует с сентября по май и отсутствует летом (июнь, июль, август). Расход теплофиката ориентировочно составляет 40 кг/с (140000 кг/ч).

На рис. 6.6 и 6.7 показаны точки отбора потоков перед АВО А0401 и АВО 0403. Отдав часть своей энергии, верхние продукты колонн полностью покрывают потребность теплообменников E1402A/B и E1401A/B

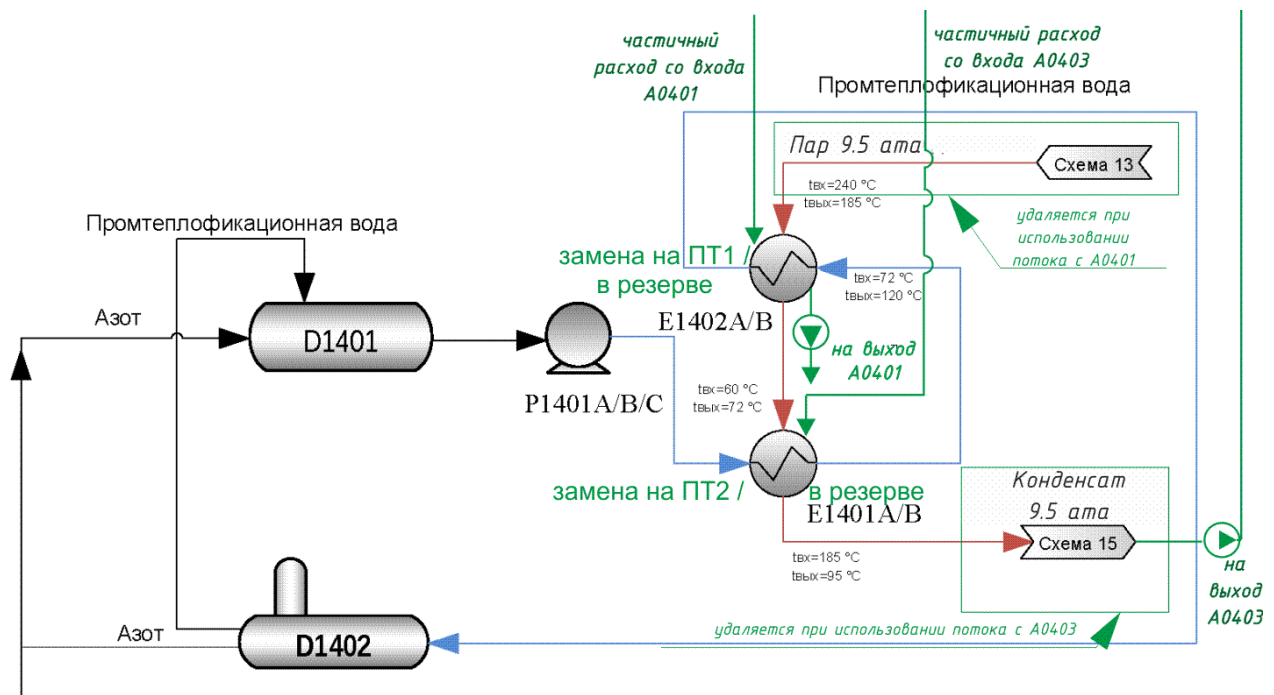


Рис. 6.5. Схема рекуперации теплоты потоков от АВО А0401 и АВО 0403 для нагрева промтеплофикационной воды:

зеленые линии – система рекуперации; красные линии – замещаемый пар

Таблица 6.1

Температура промтеплофикационной воды в подающей и обратной линиях (по месяцам)

	Обратная линия промтеплофикационной воды	Подающая линия промтеплофикационной воды
январь	76°C	105°C
февраль	77°C	91°C
март	80°C	98°C
апрель	60°C	70°C
май	55°C	62°C
июнь	Подогрев промтеплоф. контура не производится	Подогрев промтеплоф. контура не производится
июль	Подогрев промтеплоф. контура не производится	Подогрев промтеплоф. контура не производится
август	Подогрев промтеплоф. контура не производится	Подогрев промтеплоф. контура не производится
сентябрь	58°C	67°C
октябрь	69°C	77°C
ноябрь	80°C	93°C
декабрь	Нет данных	Нет данных

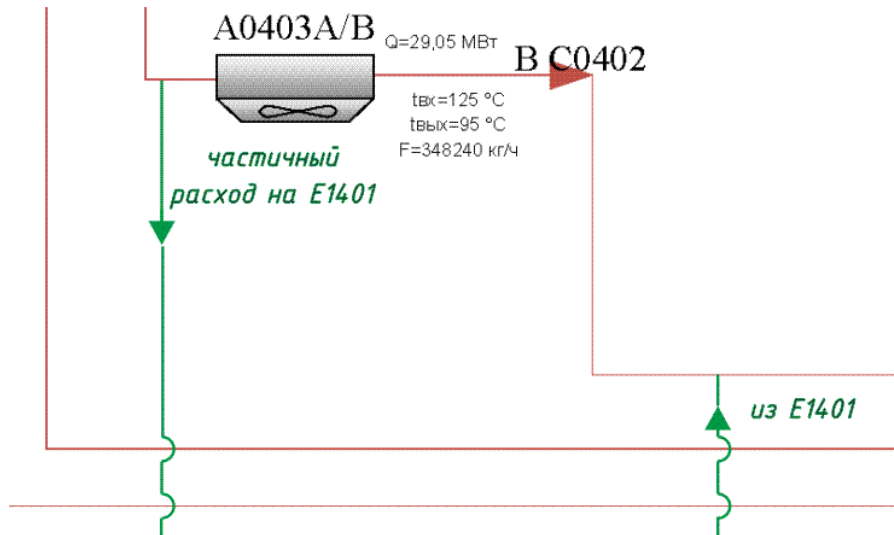


Рис. 6.6. Точка отбора потока перед АВО 0403

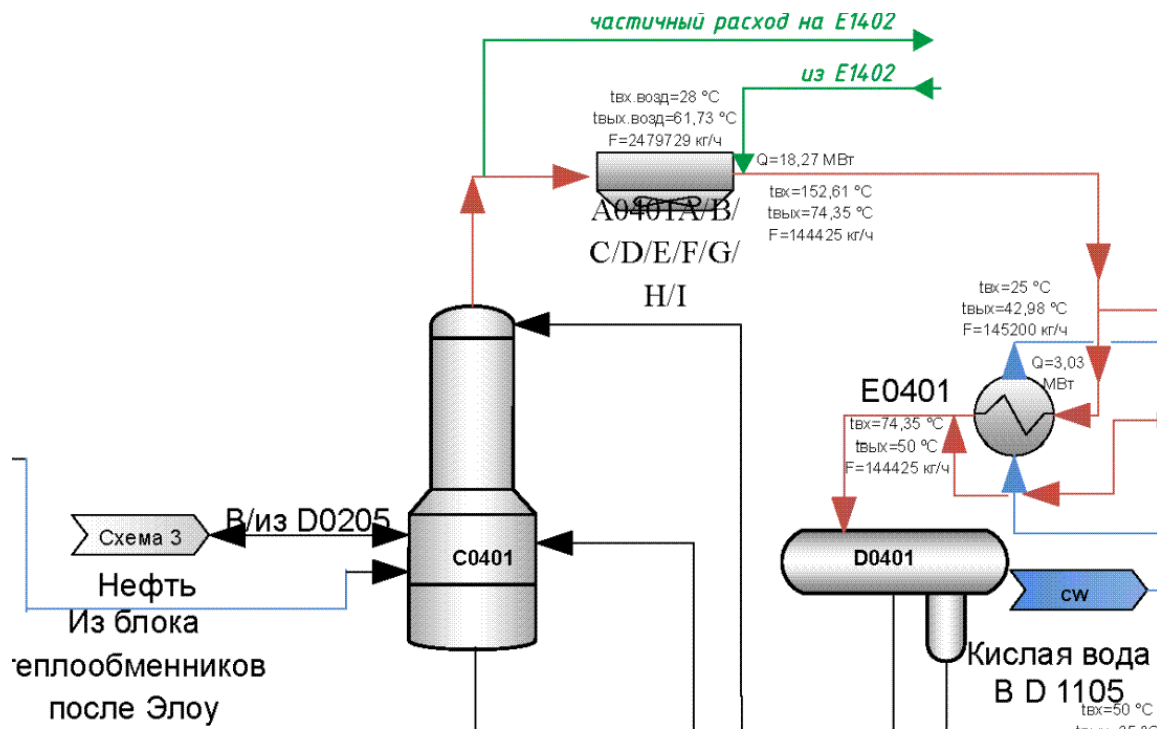


Рис. 6.7. Точка отбора потока перед АВО А0401

Жидкий сконденсировавшийся поток после подогрева теплофиката будет отводиться на вход холодильников, стоящих после АВО. Регулирование требуемого количества теплоты для подогрева теплофиката осуществляется расходом потока, температуры потоков на выходе из предлагаемых подогревателей теплофиката (ПТ1 и ПТ2) будут соответствовать температурам

на выходе из АВО А0401 и АВО 0403. Для отвода потоков потребуется дополнительная установка насосов, что указано на рис. 6.5. Теплообменники Е1401 и 1402 выводятся в резерв и могут быть включены в работу в момент чистки теплообменников ПТ1 и ПТ2 (подогрев теплофикаата осуществлять временно паром).

Теплотехнологическая схема будет работать при следующих параметрах процессов теплообменной сети (таблица 6.2).

По результатам расчета с учетом данных максимально возможная нагрузка (в январе) по двум теплообменникам 4,7 МВт, а годовое потребление с учетом неравномерности температурных графиков 14,04 тыс. Гкал/год. Количество сбрасываемой энергии после вычитания эффекта (переданной части энергии теплообменникам подогрева промтеплофикационной воды) в А0401 остается в количестве 13,1 МВт, в А0403 – 11,7 МВт.

При этом по результатам энергоаудита получены годовые данные по количеству тепловой энергии, требуемой для нагрева ПТВ участка первичной переработки нефти – 19,5 тыс. Гкал/год.

Совместный нагрев промтеплофикационной воды и подготовка деминерализованной воды в рекуперационной установке

Для более полного использования теплоты АВО рекомендуется включение утилизационного контура в схему приготовления теплофикационной воды всего комплекса. Также альтернативным мероприятием для использования теплоты АВО является подготовка деминерализованной воды (ДВ). Основные результаты работы таких схем представлены в таблице 6.2. В таблице 6.3 указаны температуры потоков на входе и выходе из теплорекуператоров с учетом соблюдения требования минимально необходимого напора.

Определен максимальный расход промтеплофикационной воды, который может быть нагрет за счет теплоты АВО, он составил 134,13 кг/с. Этот расход соответствует полному использованию нагрузки А0403 в 11,24 МВт (в наиболее холодном месяце) и части нагрузки АВО А0401 в 5,8 МВт.

Таблица 6.2

Расчет тепловой мощности теплоутилизатора (по месяцам)

Месяц	Схемы с подогревом ПТВ								Схема с подогревом ДВ				
	Сек.1100				Весь завод				Весь завод				
	Температура обратной линии, °С	Температура подающей линии, °С	Суммарный расход теплофика, кг/с	Тепловая мощность, кВт	Тепловая мощность, Гкал/мес.	Суммарный расход теплофика, кг/с	Тепловая мощность, кВт	Тепловая мощность, Гкал/мес.	Температура ДВ до подогрева	Температура ДВ после подогрева	Суммарный расход теплофика, кг/с	Тепловая мощность, кВт	Тепловая мощность, Гкал/год
Янв.	76°С	105°С	38,90	4726,74	3024,36	134,13	16298,14	10428,2	60	100	174,4	29229,44	205120,5
Февр.	77°С	91°С	38,90	2281,87	1318,74	134,13	7868,066	5034,303	60	100			
Март	80°С	98°С	38,90	2933,84	1877,19	134,13	10116,08	6472,676	60	100			
Апр.	60°С	70°С	38,90	1629,91	1009,24	134,13	5620,047	3595,931	60	100			
Май	55°С	62°С	38,90	1140,94	730,02	134,13	3934,033	2517,152	60	100			
Июнь	-	-							60	100			
Июль	-	-							60	100			
Авг.	-	-							60	100			
Сен.	58°С	67°С	38,90	1466,92	908,32	134,13	5058,042	3236,338	60	100			
Окт.	69°С	77°С	38,90	1303,93	834,31	134,13	4496,038	2876,745	60	100			
Нояб.	80°С	93°С	38,90	2118,88	1312,01	134,13	7306,061	4674,71	60	100			
Дек.	76°С	105°С	38,90	4726,74	3024,36	134,13	16298,14	10428,2	60	100			
Итого, Гкал/год				14038,53			49264,25			205120,5			

Таблица 6.3

Параметры работы схем рекуперации теплоты АВО

	Температура потока	Подогрев ПТВ – весь завод	Подогрев ДВ – весь завод
1	Температура ПТВ / ДВ на входе в ПТ1	76 (январь)	60
2	Температура ПТВ / ДВ на выходе в ПТ1 и на входе в ПТ2	85 (январь)	85
3	Температура ПТВ / ДВ на выходе из ПТ2	105 (январь)	100

По результатам расчета системы подогрева промтеплофикационной воды с учетом данных максимально возможная нагрузка (в январе) по двум теплообменникам составила 16,3 МВт, а годовое потребление с учетом неравномерности температурных графиков 49,3 тыс. Гкал/год. Количество сбрасываемой энергии после вычитания эффекта (переданной части энергии теплообменникам подогрева промтеплофикационной воды) в А0401 остается в количестве 12,47 МВт, в А0403 – не остается, используется полностью.

Определен максимальный расход деминерализованной воды, который может быть нагрет за счет теплоты АВО, он составил 174,4 кг/с. Этот расход соответствует полному использованию нагрузки А0401 в 18,27 МВт и части нагрузки АВО А0401 в 10,96 МВт.

По результатам расчета системы подогрева деминерализованной воды с учетом данных максимально возможная нагрузка по двум теплообменникам 14,31 МВт, а годовое потребление – 98,13 тыс. Гкал/год. Количество сбрасываемой энергии после вычитания эффекта (переданной части энергии теплообменникам подогрева промтеплофикационной воды) в А0401 используется полностью, а в А0403 – остается в количестве 5,71 МВт.

Ориентировочный срок окупаемости рекуперационного оборудования для нагрева ПТВ составляет 3,5 года, а для нагрева ПТВ и ДВ одновременно – 2 года. Следовательно, при организации систем рекуперации ВЭР не стоит останавливаться только на применении выработанной вторичной энергии непосредственно в цехе – источнике ВЭР, а направлять излишки ВЭР на смежные установки.

6.4 Производство пара в парогенераторах и поднятие его потенциала в пароструйных компрессорах

На промышленных предприятиях пароструйный компрессор рекомендуется использовать для поднятия потенциала не только пара вторичного вскипания, но и пара, получаемого за счет использования других видов сбросной энергии [16].

Так, на установках первичной переработки нефти и разделения нефтепродуктов требуется значительное количество водяного пара на подогрев сырья и полупродуктов [35]. Также имеется существенное количество выбрасываемой в окружающую среду тепловой энергии верхних продуктов колонн. Энергия отводится через аппараты воздушного охлаждения. Имеются решения по утилизации теплоты верхнего продукта колонн для производства пара низкого давления 0,7 МПа с температурой 180 °С (рис. 6.8). Парогенератор охлаждает верхний продукт колонн с 235 °С до 174 °С вместо аппарата воздушного охлаждения.

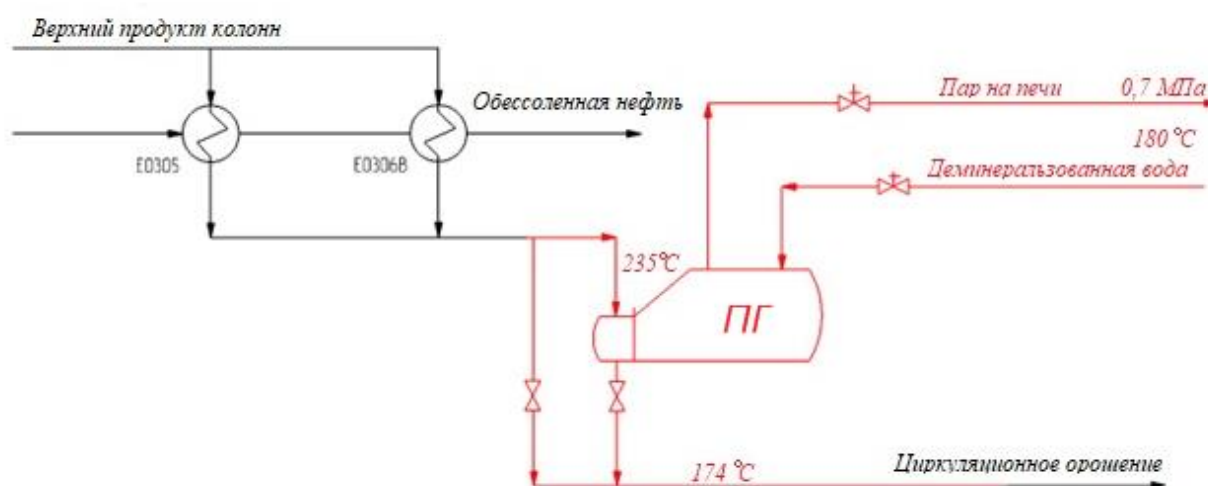


Рис. 6.8. Схема использования сбросной теплоты верхнего продукта колонны (выделена красным цветом): E0305, E0306B – теплообменники для подогрева обессоленной нефти; ПГ – парогенератор

Однако пар низкого давления на рассматриваемой технологии требуется только для подогрева и пропарки оборудования. Следовательно, потребность в нем у производства незначительна. Поэтому данная схема дополняется пароструйным компрессором (рис. 6.9). Выработанный в парогенераторе насыщенный пар низкого давления направляется в пароструйный компрессор одновременно с паром высокого давления 3 МПа с ТЭЦ. В результате в пароструйном компрессоре вырабатывается перегретый пар среднего давления 13,7 МПа с температурой 240 °С. Такой поток находит применение в схеме – направляется на печи колонн согласно технологии. Данная схема (рис. 6.9) имеет более стабильный режим потребления выработанного пара по сравнению с паром низкого давления (рис. 6.8). Это объясняется нестабильным потреблением пара для обогрева оборудования, что рассматривается в главе 6.5.

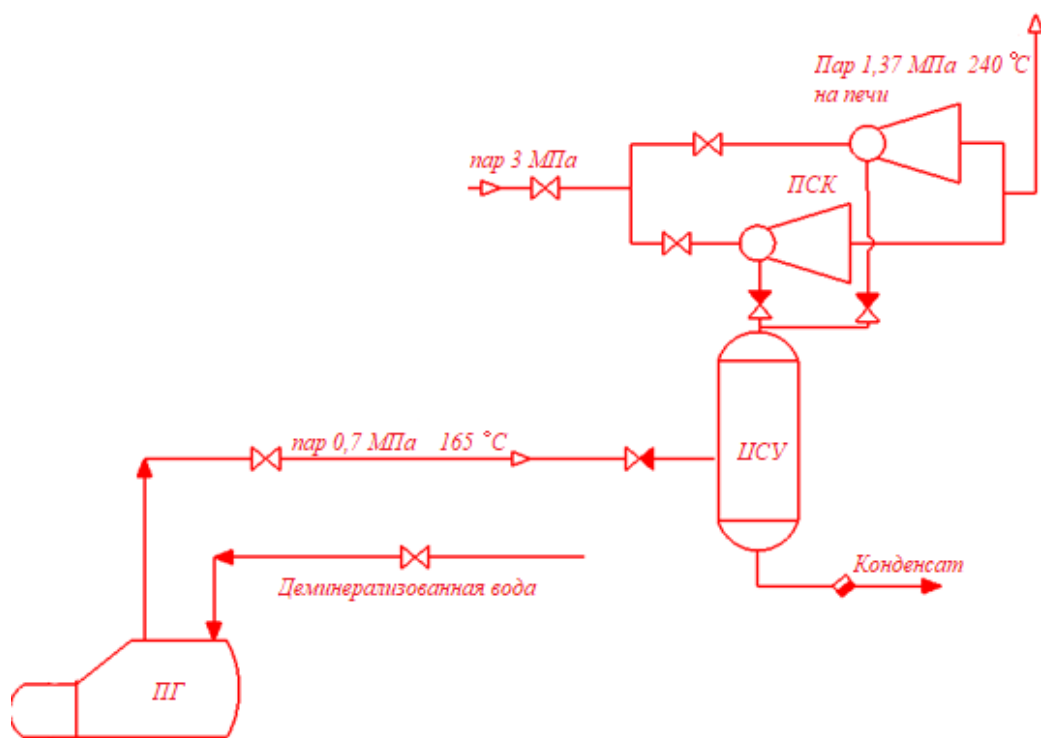


Рис. 6.9. Схема использования сбросной теплоты верхнего продукта колонны с включением пароструйного компрессора:

ПГ – парогенератор; ПСК – пароструйный компрессор; ЦСУ – циклонный сепаратор-осушитель

Для определения эффекта от внедрения пароструйного компрессора, работающего на вторичном паре низкого давления, были использованы следующие данные:

- расход пара низкого давления, $G_{нд} = 15600$ кг/ч,
- температура пара низкого давления, $t_{нд} = 165^{\circ}\text{C}$,
- давление пара низкого давления, $p_{нд} = 0,7$ МПа = 7 кгс/см²,
- расход пара у потребителя, $G_{п}$ = определить;
- требуемое давление пара потребителю, $P_{п} = 1,37$ МПа = $13,7$ кгс/см²,
- располагаемое давление пара от источника, $P_{и} = 3,0$ МПа = 30 кгс/см²,
- температура пара от источника, $t_{и} = 330^{\circ}\text{C}$.

Следовательно, пароструйный компрессор должен сжимать эжектируемый пар с $0,7$ до $1,37$ МПа, то есть в $1,8$ раз. Степень снижения рабочего давления в сопле пароструйного компрессора равна $P_{и}/P_{нд} = 3,0/0,7 = 4,29$. При таких соотношениях давлений массовый коэффициент инжекции пароструйного компрессора u составит $0,195$ [21]:

$$u = G_{нд} / G_{и}, \quad (6.17)$$

где $G_{нд}$ – количество засасываемого пара, кг/ч,

$G_{и}$ – количество рабочего пара высокого давления от источника, кг/ч:

или

$$u = \sqrt{\eta_a \cdot H_p / H_c} - 1, \quad (6.18)$$

где η_a – внешний к.п.д. ПСК, $0,8$;

H_p – адиабатический перепад при расширении рабочего (от источника)

пара от высокого давления $P_{и}$ до низкого давления $P_{нд}$, $i_{и} - i_{нд} = 3053,1 - 2762,9 = 290,2$ кДж/кг;

H_c – адиабатический перепад при сжатии вторичного (от парогенератора)

пара от низкого давления $P_{нд}$ до требуемого среднего давления $P_{п}$, $i_{п} - i_{нд} = 2905,6 - 2762,9 = 142,7$ кДж/кг.

$$u = \sqrt{0,8 \cdot 290,2 / 142,7} - 1 = 0,277.$$

Тепловая мощность, отдаваемая пару (устраняемые тепловые потери) составляет [21]:

$$\begin{aligned} Q &= Gc\Delta t = 310\,000 \cdot 0,53 \cdot (235 - 174) = \\ &= 10\,022\,300 \frac{\text{ккал}}{\text{ч}} = 11,66 \text{ МВт}. \end{aligned} \quad (6.19)$$

Количество пара, вырабатываемое парогенератором, составляет:

$$D = \frac{Q}{\Delta i} = \frac{10\,022\,300}{668-20} = 15466 \frac{\text{кг}}{\text{ч}} = 15,6 \text{ т/ч}, \quad (6.20)$$

где 20 ккал/кг·°С – энтальпия воды при температуре 20 °С.

Количество рабочего пара высокого давления от источника, кг/ч:

$$G_{\text{и}} = 15600/0,277 = 53318.$$

Для заданных условий работы утилизационной установки расход эжектируемого пара $G_{\text{нд}} = 15,6$ т/ч, а расход рабочего пара на пароструйный компрессор из источника $G_{\text{и}} = 53,3$ т/ч. Расход пара давлением 1,37 МПа у потребителя $G_{\text{п}} = G_{\text{нд}} + G_{\text{и}} = 68,9$ т/ч.

Расход выработанного в пароструйном компрессоре пара среднего давления 68,9 т/ч полностью обеспечивает потребность в нем производства. Снижение сбросов тепловой энергии в окружающую среду составило 11,66 МВт.

6.5 Использование вторичного пара в пароаккумуляторах для обеспечения процесса обогрева оборудования

В предыдущем разделе 6.4 изначально рассматривался вариант производства пара низкого давления, так как за счет теплоты охлаждения верхнего продукта колонн можно получить большую тепловую мощность пара низкого давления, чем пара среднего давления. Однако из-за того, что пар низкого давления на рассматриваемой технологии требуется только для подогрева и пропарки оборудования, потребность в нем незначительная и непостоянная. Поэтому было решено потенциал пара низкого давления довести

до потенциала пара среднего давления, потребность в котором на производстве гораздо выше.

Если же рассматривать как потребителя ВЭР процесс обогрева и пропарки оборудования, то в таком случае нет потребности в производстве среднего давления. Однако если остановиться на варианте с низким давлением, то вновь возникает проблема: пар низкого давления производится с неизменным расходом, а потребляется с непостоянным расходом. Поэтому напрашивается подключить пароводяной аккумулятор. Но для аккумулялирования и выдачи потребителю пара низкого давления необходимо в аккумулятор направлять пар несколько большего давления. Поэтому наиболее целесообразным будет следующий двухэтапный вариант производства пара:

1. выработка в парогенераторе пара среднего давления на энергии верхнего продукта колонн (рис. 6.10);

2. использование в роли рабочего агента в пароаккумуляторе [34] выработанного пара среднего давления и последующий отпуск потребителям пара низкого давления (рис. 6.11).

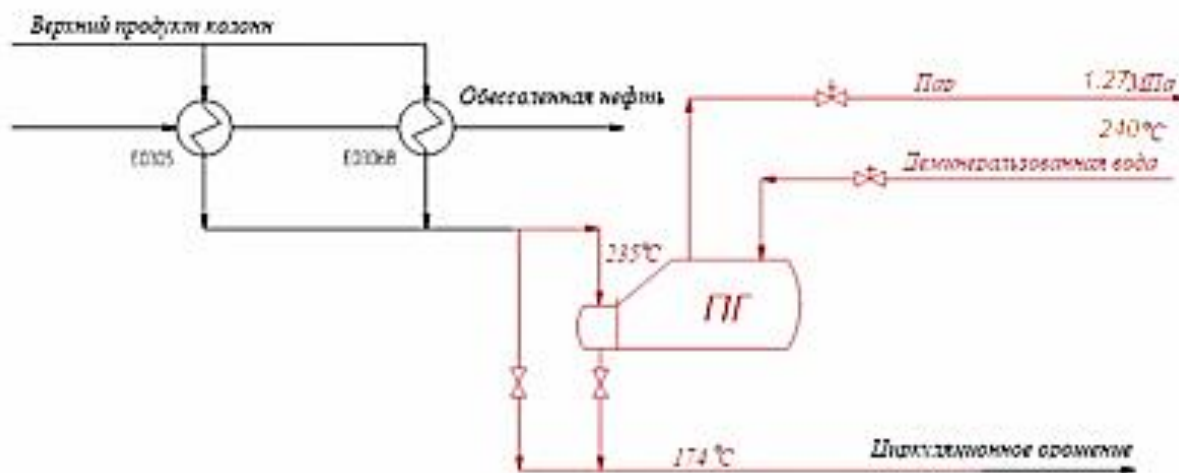


Рис. 6.10. Схема производства пара среднего давления за счет использования сбросной теплоты верхнего продукта колонны

Итак, рассмотрен альтернативный вариант выработки насыщенного пара среднего давления. Ожидаемый расход выработанного пара среднего давления

предполагается 14,1 т/ч (максимальный), что ниже потребления пара среднего давления секции 1100 (норма летом 29 т/ч, зимой 36,6 т/ч).

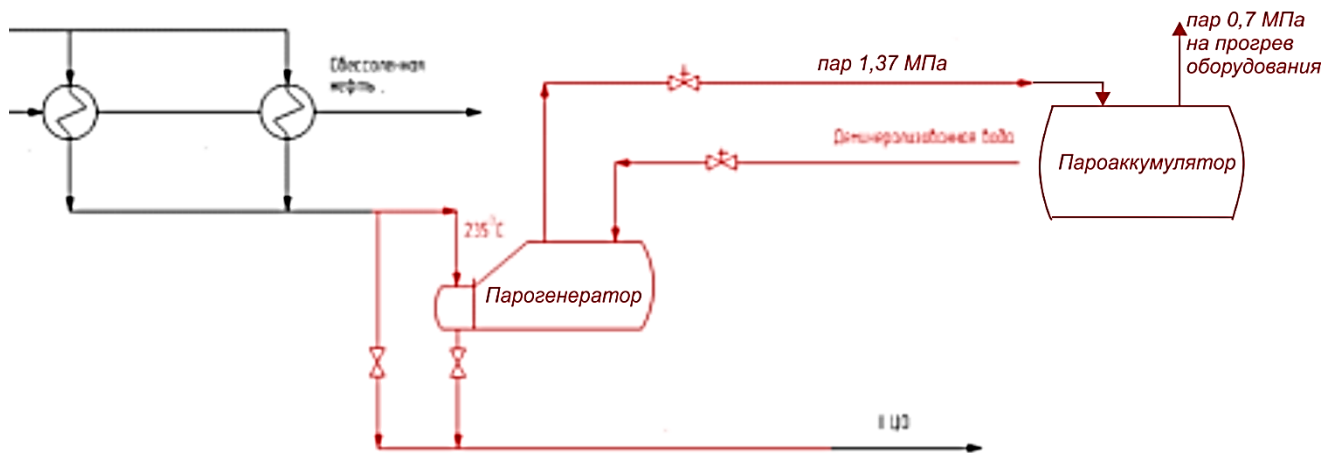


Рис. 6.10. Схема производства пара низкого давления в пароаккумуляторе за счет использования сбросной теплоты верхнего продукта колонны

В случае выработки в парогенераторе пара среднего давления количество сэкономленной тепловой мощности составляет:

$$\begin{aligned}
 Q &= Gc\Delta t = 310\,000 \cdot 0,53 \cdot (235 - 196) = \\
 &= 6\,407\,700 \frac{\text{ккал}}{\text{ч}} = 7,45 \text{ МВт.}
 \end{aligned}
 \tag{6.21}$$

Данного количества тепловой мощности хватит на нужды пропарки и нагрева, так как максимальное ее потребление для данной цели – 5 МВт (на примере установки первичной переработки нефти).

Количество насыщенного пара низкого давления, вырабатываемое парогенератором, составит:

$$D = \frac{Q}{\Delta i} = \frac{6\,407\,700}{666-20} = 9919 \frac{\text{кг}}{\text{ч}} = 9,9 \frac{\text{т}}{\text{ч}}.
 \tag{6.22}$$

где 20 ккал/кг·°С – энтальпия воды при температуре 20 °С (при учете вхождения в состав парогенератора экономайзера).

ГЛАВА 7 РЕКУПЕРАЦИЯ ВТОРИЧНОЙ ТЕПЛОТЫ ВЫСОКОТЕМПЕРАТУРНЫХ ТЕПЛОТЕХНОЛОГИЧЕСКИХ УСТАНОВОК И ПОВЫШЕНИЕ ИХ ЭНЕРГОЭФФЕКТИВНОСТИ

7.1 Мероприятия по повышению КПД промышленных печей

Использование воздухоподогревателей для утилизации тепла дымовых газов промышленных печей для процессов переработки углеводородных газов

Главными причинами низкого КПД промышленных печей являются [49]:

- завышенный коэффициент избытка воздуха;
- высокая температура дымовых газов.

На данный момент при переработке углеводородных газов рекуперация теплоты дымовых газов достаточно эффективно осуществляется лишь в печах на газофракционирующих установках (таблица 7.1). В них установлены экономайзеры для подогрева горячей воды. Однако экономайзеры работают не в круглогодичном режиме и используются в основном на покрытие отопительной нагрузки.

Таблица 7.1

Характеристики печей, полученные по данным режимных карт

№ п.п.	Наименование	Место установки	Теплопроизводительность, Гкал/ч	КПД, %	Кэф. избытка воздуха	Температура уходящих газов, град. С
1.	ПБ-22	Газофракционирующая установка	14,55	68	1,82	356
2.	ПБ-0,74	Установка очистки и осушки газа	0,528	64	2,14	365

Для более полного использования потенциала теплоты уходящих дымовых газов предлагается установка воздухоподогревателей за промышленными печами для подогрева воздуха, поступающего на горелки.

Современные воздухоподогреватели позволяют снизить температуру уходящих газов до 120–180 °С. В таблице 7.2 показан пример результатов расчета потенциала тепловой энергии при снижении температуры дымовых газов до 200 °С и 160 °С.

Расчет потенциала тепловой энергии при снижении температуры дымовых газов можно выполнить по следующей формуле, кДж/ч:

$$Q_{\text{пот}} = G_{\text{дг}} \cdot (i_{\text{дгвых}} - i_{\text{дги}}), \quad (7.1)$$

где $G_{\text{дг}}$ – расход уходящих дымовых газов, кг/ч;

$i_{\text{дгвых}}$ – энтальпия уходящих дымовых газов при отсутствии воздухоподогревателя, кДж/кг;

$i_{\text{дги}}$ – энтальпия уходящих дымовых газов при снижении их температуры, кДж/кг.

Таблица 7.2

Результаты расчета потенциала тепловой энергии при снижении температуры дымовых газов до 200 °С и 160 °С

№ п.п.	Наименование печи	Теплопроизводительность, Гкал/ч	к.п.д., %	$Q_{\text{пот}}$ при снижении температуры дымовых газов до 160°С, Гкал/ч	$Q_{\text{пот}}$ при снижении температуры дымовых газов до 160°С,%	$Q_{\text{пот}}$ при снижении температуры дымовых газов до 200°С, Гкал/ч	$Q_{\text{пот}}$ при снижении температуры дымовых газов до 200°С,%
1	ПБ-22	14,55	68	1,82	12,5	1,46	10,0
2	ПБ-0,74	0,528	64	0,12	22,3	0,10	18,1

Таким образом, при снижении температуры уходящих дымовых газов до 160 °С при условии круглогодичной работы можно получить дополнительное количество тепловой энергии в количестве:

$$Q_{\text{пот}} = 11,03 \text{ Гкал/ч} \cdot 8760 \text{ ч} = 96628,8 \text{ Гкал.}$$

С учетом того, что в печах газофракционирующих установок уже стоят экономайзеры и производится частичная утилизация теплоты дымовых газов (за год ориентировочно в количестве 14 тыс. Гкал), итоговый потенциал составит:

$$Q_{\text{пот}} = 96628,8 - 14280 = 82348,8 \text{ Гкал.}$$

При предложении установки воздухоподогревателей необходимо учесть выработку тепловой энергии в имеющихся рекуператорах-экономайзерах. Предлагается одну печь из всех оставить без изменений и включать ее только в отопительный сезон, т. к. срок окупаемости установки воздухоподогревателя составляет 13 лет. На оставшиеся печи рекомендуется установить воздухоподогреватели.

В таблице 7.3 представлен расчет экономического эффекта на внедрение воздухоподогревателей.

Таблица 7.3

Расчет экономического эффекта при внедрении воздухоподогревателей на печи ПБ-22

Цех	Наименование печи	$Q_{\text{пот}}$, Гкал	ΔS , тыс. руб./год	Необходимые инвестиции, тыс. руб.	Срок окупаемости, лет
ГФУ	ПБ-22	22103,38	17067	45000	2,64
		15952,84	12318	45000	3,65
		16195,16	12505	45000	3,60
		16715,44	12907	75000	5,81
		4876,357	3765	75000	19,92
Итого		70967	54797	210000	3,8

Учитывая сроки окупаемости, рассматриваемые мероприятия рекомендуются к внедрению.

Поддержание обмуровки печей в надлежащем состоянии

Имеются завышенные коэффициент избытка воздуха и потери тепла в окружающую среду через ограждающие поверхности печей (таблица 7.4). В процессе эксплуатации печей в обмуровке возникают неплотности за счет трещин, разрывов обшивки, сжатия эластичных набивок в уплотнительных и расширительных швах, узлах прохода труб через обмуровку в нижней части топки, потолочном перекрытии, конвективной шахте. Кроме того, неплотности в обмуровке ведут к увеличению присосов воздуха в газоходы котла и снижению экономичности его работы. Потери тепла в трубчатых печах составляют 3–5%. Нижний предел соответствует печам большой тепловой мощности, верхний печам малой мощности [50].

Таблица 7.4

Характеристики печей, полученные по данным режимных карт

№ п.п.	Наименование	Место установки	Теплопроизводительность, Гкал/ч	КПД, %	Коэф. избытка воздуха	Потери тепла в окружающую среду, %
1.	ПБ-22	ГФУ-2	14,55	68	1,82	8,1
2.	ПБ-0,74	УООГ	0,528	64	2,14	6,2

Рассчитаем экономию мероприятия при сокращении потерь тепла в окружающую среду до 5% (таблица 7.5).

Таблица 7.5

Результаты расчета экономии мероприятия

№ п.п.	Наименование	Q, Гкал/ч	Время работы печи, час	α , %	Q _{выр} , Гкал	Q _α , Гкал	Q _{5%} , Гкал	Э, Гкал
3	ПБ-22 №105	14,55	4104	8,1	59713,2	4836,8	2985,7	1851,1
5	ПБ-0,74 (П-1/1) №107	0,528	8760	6,2	4625,28	286,8	231,3	55,5

Количество выработанной теплоты при круглогодичной работе печи, Гкал:

$$Q_{\text{выр}} = Q \cdot n, \quad (7.2)$$

где n – время работы печи в году, ч.

Количество теплоты, теряемой в окружающую среду при работе печи по фактическим долям потерь α , Гкал:

$$Q_{\alpha} = Q_{\text{выр}} \cdot \alpha / 100. \quad (7.3)$$

Количество теплоты, теряемой в окружающую среду при работе печи долей потерь α , равной 5%, Гкал:

$$Q_{5\%} = Q_{\text{выр}} \cdot 0,05. \quad (7.4)$$

Экономия тепловой энергии при внедрении мероприятия, Гкал:

$$\Delta = Q_{\alpha} - Q_{5\%} \quad (7.5)$$

Экономия в денежном выражении ΔS , тыс. руб. рассчитывалась исходя из теплотворной способности топливного газа $Q_H = 7900$ ккал/м³ и его стоимости, равной 6,1 руб/м³.

7.2 Глубокая рекуперация теплоты дымовых газов промышленных печей

Остаточная утилизация теплоты дымовых газов в утилизаторах для подогрева теплофикационной воды

Промышленные печи процессов первичной переработки нефти и разделения углеводородных газов являются источником отходящих дымовых газов. Рассмотрим варианты рекуперации, в том числе глубокой утилизации теплоты дымовых газов [51] на примере печей для подогрева нефти и производства водяного пара (для установки первичной переработки нефти).

Теплоту дымовых газов, образующихся в печах Н0801А/В и Н0802 секции 1100, после утилизации в воздухоподогревателях Е0801А/В и Е0802, предлагается утилизировать в теплообменниках-утилизаторах (рис. 7.1). Выбор аппаратов для утилизации производится по параметрам утилизируемого и нагреваемого потоков и по расходу дымовых газов.

Принцип действия теплоутилизатора основан на использовании тепла дымовых газов для подогрева обратной промтеплофикационной воды.

Температуры промтеплофикационной воды по месяцам представлены в таблице 6.2 (см. раздел 6). Наибольшая разность температур наблюдается в январе и составляет 29 °С (76 °С и 105 °С соответственно).

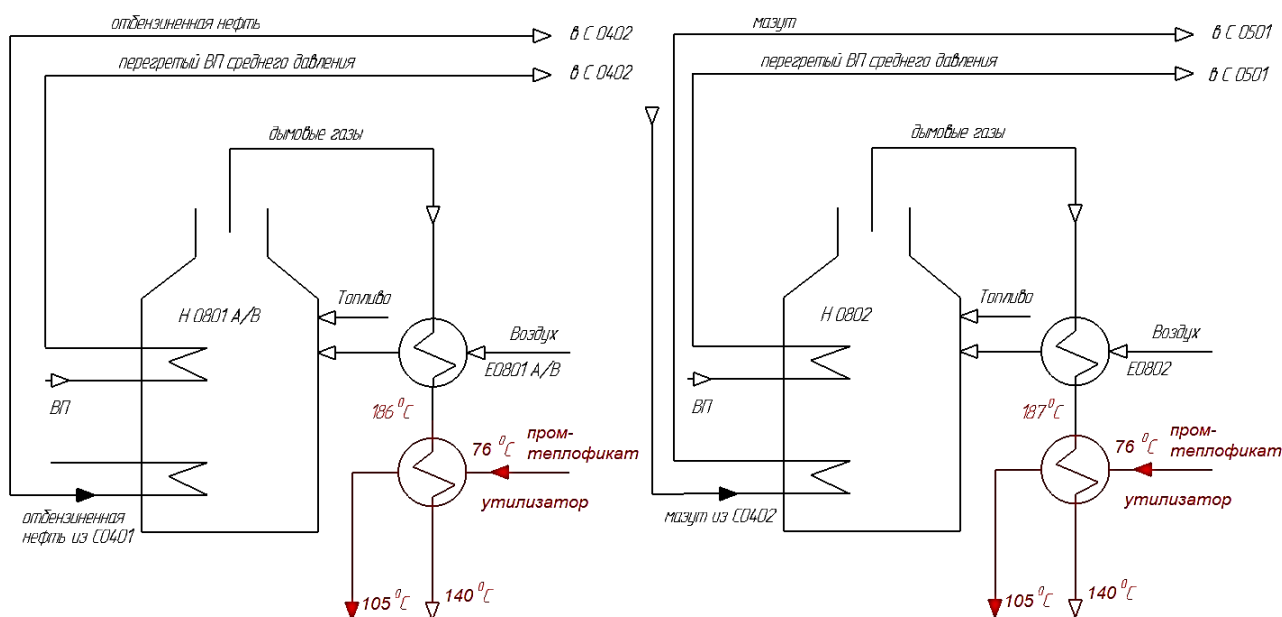


Рис. 7.1. Предлагаемая схема утилизации дымовых газов (красным цветом выделено предлагаемое дополнение. Указаны параметры самого холодного месяца)

Температура, до которой можно охлаждать дымовые газы при отсутствии конденсации водяных паров, выбрана равной 140 °С. Данное значение обусловлено позициями, изложенными в методических указаниях по предупреждению низкотемпературной коррозии поверхностей нагрева и газоходов котлов (МУ 34-70-118-84). Во-первых, температурой «сернистой» точки росы; во-вторых, минимально-допустимой разностью температур между точкой росы и температурой дымовых газов на выходе.

При сжигании газообразных сернистых топлив точка росы дымовых газов может быть определена по рис. 1 (из [МУ 34-70-118-84]) по содержанию серы при условии, что содержание серы в газе рассчитывается как приведенное, то

есть в процентах по массе на 4186,8 кДж/кг (1000 ккал/кг) теплоты сгорания газа. Для газового топлива приведенное содержание серы может быть определено по формуле:

$$S^P = 1,43 \cdot m \cdot q \cdot 10^3 \cdot c / Q_H, \quad (7.6)$$

где m – число атомов серы в молекуле серосодержащего компонента;

$m = 1$ (по данным аналитического контроля топливного газа за сентябрь месяц 2022 года серосодержащие компоненты: H_2S , CH_3SH , CH_3CH_2SH);

q – объёмный процент серы (серосодержащего компонента), складываются значения всех серосодержащих компонентов согласно данным аналитического контроля топливного газа за сентябрь месяц 2022 года (взяты максимальные значения с целью определения наиболее высокого значения температуры точки росы):

$$\begin{aligned} q &= \% H_2S + \% CH_3SH + \% CH_3CH_2SH = \\ &= 280 + 202,2 + 77,4 = 559,6 \text{ ppm} = 0,0559\%, \end{aligned} \quad (7.7)$$

где Q_H – теплота сгорания газа в кДж/м³, $38,338 \cdot 10^3$ кДж/м³ (взяты минимальные значения с целью определения наиболее высокого значения температуры точки росы);

c – коэффициент 4,187.

$$S^P = 1,43 \cdot 1 \cdot 0,0559 \cdot 10^3 \cdot 4,187 / 38,338 \cdot 10^3 = 0,0087 = 0,87\%.$$

По графику (в [МУ 34-70-118-84]) данному значению соответствует точка росы в 125 °С.

Согласно рекомендациям (в [МУ 34-70-118-84]) температура газов на выходе из последней поверхности нагрева должна быть на 10-15 градусов выше температуры точки росы. При этом также рекомендуется при содержании серы менее 1% поддерживать температуру газов на выходе не ниже 140 °С, при содержании 1,1–2% – не ниже 150 °С, при содержании 2,1–3% – не ниже 160 °С, выше 3% – не ниже 165 °С. Исходя из данных условий температура дымовых газов на выходе из утилизатора принимается в 140 °С.

Результаты расчета эффекта от утилизации приведены в табл. 7.6.

Тепловая мощность (устраняемые тепловые потери) определялась, исходя из расхода, температур и теплоемкости дымовых газов. Максимально возможный нагреваемой расход теплофикационной воды – определен исходя из рассчитанной тепловой мощности и температур теплофикационной воды в январе. Данные по месяцам представлены в таблице 7.7.

Таблица 7.6

Расчет эффекта от остаточной утилизации дымовых газов

Параметр	Печь H0801A	Печь H0801B	Печь H0802	Сумма
Расход дымовых газов, кг/с	6,94	6,94	9,17	23,06
Теплоемкость, кДж/(кг·°С)	1,27	1,27	1,27	-
Энтальпия, кДж/кг	357,00	357,00	357,00	-
Температура на входе, С	186,00	186,00	187,00	-
Температура на выходе (январь), °С	140,00	140,00	140,00	-
Тепловая мощность (устраняемые тепловые потери) максимальная (январь), кВт	405,99	405,99	547,61	1359,58
Расход нагреваемого теплофиката, кг/с	670,76	670,76	897,15	2062,16
Тепловая мощность (с учетом неравномерности температурного графика теплофиката), Гкал/год	3,34	3,34	4,51	11,19
Экономия, т.у.т. /год	1205,89	1205,89	1626,55	4038,33

Таблица 7.7

Расчет тепловой мощности теплоутилизатора (по месяцам)

	Температура обратной линии, °С	Температура подающей линии, °С	Суммарный расход теплофиката, кг/с	Тепловая мощность, кВт	Тепловая мощность, Гкал/мес.
Январь	76°С	105°С	11,19	1359,70	869,99
Февраль	77°С	91°С	11,19	656,41	379,35
Март	80°С	98°С	11,19	843,95	539,99

	Температура обратной линии, °С	Температура подающей линии, °С	Суммарный расход теплофикаата, кг/с	Тепловая мощность, кВт	Тепловая мощность, Гкал/мес.
Апрель	60°С	70°С	11,19	468,86	290,32
Май	55°С	62°С	11,19	328,20	210,00
Сентябрь	58°С	67°С	11,19	421,97	261,29
Октябрь	69°С	77°С	11,19	375,09	240,00
Ноябрь	80°С	93°С	11,19	609,52	377,41
Декабрь	76°С	105°С	11,19	1359,70	869,99
Итого Гкал/год					4038,33

Потери с дымовыми газами составили 6,8 МВт. Из них в данном предложении экономится теплота за счет глубокой утилизации – 1,36 МВт (устраняемые тепловые потери в самый холодный месяц) или 4038 Гкал/год (3091,64 тыс. руб/год).

Глубокая утилизация теплоты дымовых газов в воздухоподогревателях со стеклянными трубами

Рассматривается возможность использования стеклянных теплообменников. Используются трубки из боросиликатного стекла, расположенные в металлических трубных решетках с защитной футеровкой. Эти трубки обладают устойчивостью к кислотам [51]. Кроме того, они обладают высокой теплоемкостью и высокой устойчивостью к тепловому удару.

Схема предложения представлена на рис. 7.2. Расчеты – в таблице 7.8.

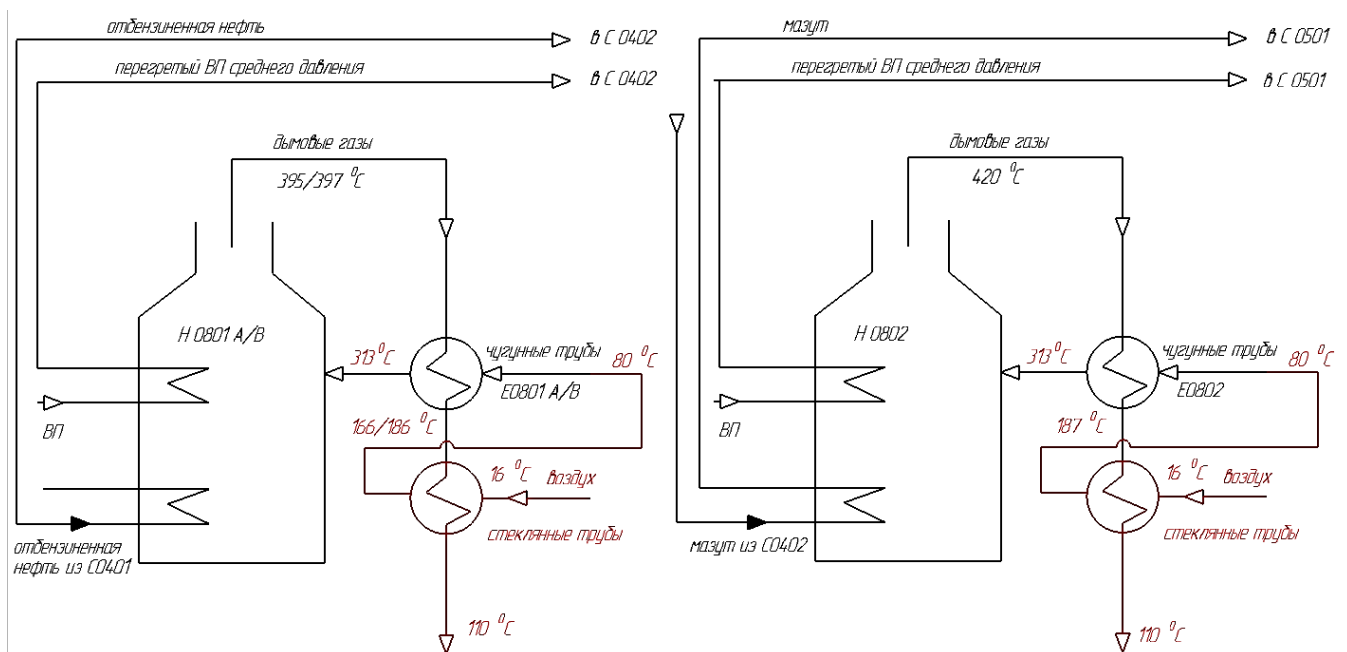


Рис. 7.2. Схема подключения стеклянных теплообменников (красным цветом выделено предлагаемое дополнение по глубокой утилизации дымовых газов в воздухоподогревателях со стеклянными трубами)

Таблица 7.8

Расчет эффекта от глубокой утилизации дымовых газов в воздухоподогревателях со стеклянными трубами

Параметр	Печь Н0801А	Печь Н0801В	Печь Н0802	Сумма
Расход, кг/с	6,944	6,944	9,167	-
Теплоемкость	1,271	1,271	1,271	-
Энтальпия, кДж/кг	230	357	357	-
Температура на входе, С	166	186	187	-
Температура на выходе, С	110	110	110	-
Тепловая мощность(устраняемые тепловые потери), кВт	494,2461	670,7626	897,1468	2062,156
Тепловая мощность, Гкал/год	3468,422	4707,144	6295,817	14471,38
Экономия, т.у.т. /год	495,9843	673,1216	900,3019	2069,408
Экономия, тысруб/год	3529,674	4790,272	6407,001	14726,95

Был рассчитан ориентировочный срок окупаемости с учетом проектных и строительно-монтажных работ для рассматриваемого нагревателя воздуха со стеклянными трубками, он составил около 5 лет.

Такой срок окупаемости обусловлен тем, что возможна частичная реконструкция имеющихся ранее воздухоподогревателей – это гибридная комплектация нагревателя воздуха, включающего стеклянные и чугунные трубы. Вначале дымовые газы охлаждаются в чугунных трубах с 400 °С до 141 °С, затем в стеклянных трубках со 141 °С до 104 °С.

7.3 Использование теплоты дымовых газов в абсорбционных холодильных машинах

В главе 3.3 приведен анализ ВЭР процессов переработки углеводородного газа. На участке осушки и очистки газа было выявлено наличие значительных потерь с высокотемпературными газами при одновременно высокой потребности технологической установки в холоде.

На рис. 7.3 представлена схема бромисто-литиевого трансформатора теплоты (абсорбционной бромисто-литиевой холодильной машины – АБХМ) [52].

Схема включает:

– генератор Г, куда подводится теплота греющего источника (наиболее популярные источники энергии для АБХМ: горячая вода, конденсат, пар, выхлопные или дымовые газы), за счет чего которого происходит выпаривание воды из раствора;

– конденсатор К, где конденсируется хладагент при контакте с охлаждающей (оборотной водой);

– испаритель И, где происходит выработка искомого холода за счет испарения хладагента при снижении давления;

– абсорбер А, где происходит конденсация хладагента при контакте с охлаждающей средой, поглощение его концентрированным раствором LiBr;

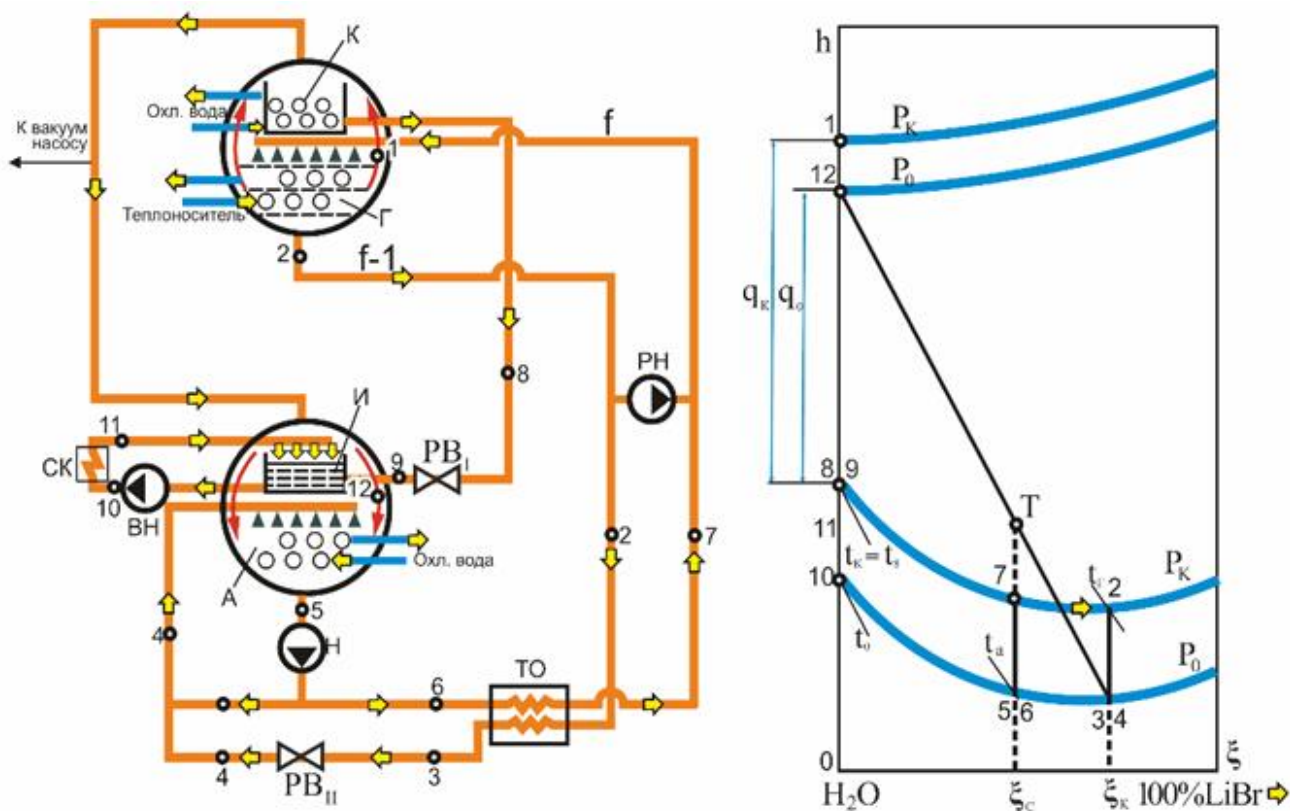


Рис.7.3 Схема АБХМ и процессы в h - ξ диаграмме:

К – конденсатор; Г – генератор; И – испаритель; РН, ВН, Н – насосы рециркулируемой воды, смешанного и слабого растворов соответственно;

А – абсорбер; ТО – теплообменник растворов

– теплообменник растворов ТО, где происходит промежуточный подогрев раствора LiBr.

Работает установка следующим образом: подводимая к генератору Г теплота греющего источника (это может быть горячая вода, пар, выхлопные/дымовые газы или топливо) разогревает раствор LiBr. Так как температура кипения бромистого лития выше точки кипения воды, хладагент испаряется из раствора, превращаясь в пар. Теплота, подведенная с греющим источником – Q_1 .

В испарителе И производится подвод потока, который следует охладить (вырабатываемый в АБХМ холод). Его температура относительно давления вне АБХМ обладает незначительным потенциалом. Внутри испарителя хладагент, разбрызгиваемый на теплообменные трубки, в которых циркулирует

охлаждаемая среда, вскипает (используется принцип вскипания жидкости за счет снижения давления), забирая часть тепловой энергии охлаждаемой среды (Q_2) и превращается в водяной пар, при этом охлаждаясь. Количество теплоты, отведённой от охлаждаемой среды – это холодопроизводительность АБХМ.

Для отвода излишков тепловой энергии (Q_3) используется контур охлаждающей воды (оборотная вода от градирни) позволяет решать эту задачу, сбрасывая отработанную низкопотенциальную теплоту в конденсаторе К и абсорбере А.

На рис. 7.4 представлена схема теплового баланса АБХМ. Уравнение теплового баланса [53]: $Q_3 = Q_1 + Q_2$.

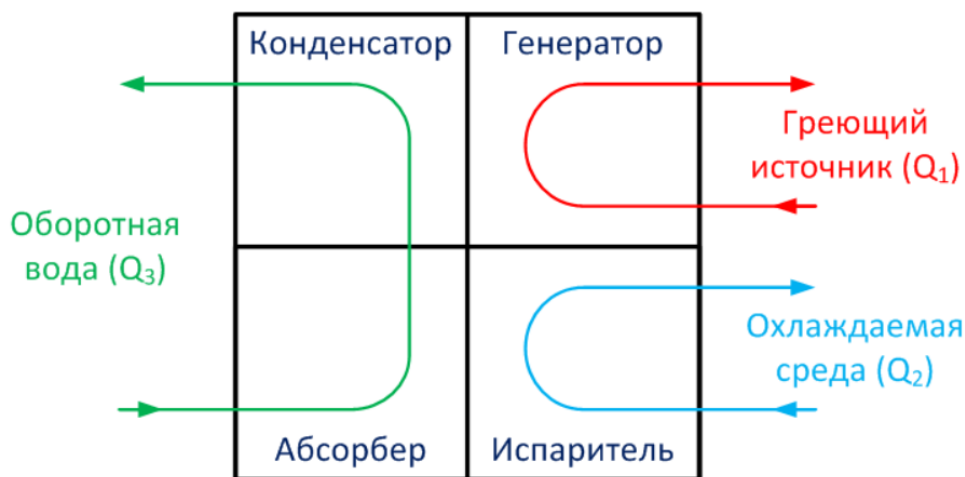


Рис. 7.4. Тепловой баланс АБХМ

Существующие виды АБХМ в зависимости от греющего теплоносителя:

- АБХМ на горячей воде (конденсате) с температурой 90-120 °С;
- АБХМ паровые (одноступенчатые на греющем паре низкого давления 0,2-0,7 ати, двухступенчатые на греющем паре среднего давления 4-7 ати);
- АБХМ прямого сжигания топлива;
- АБХМ на выхлопных/дымовых газах (одноступенчатые на газах с температурой от 250 до 350 °С и двухступенчатые с температурой от 400 до 600 °С).

Доступные на сегодняшний день производители АБХМ:

- Shuangliang Eco-Energy, Lessar, BlueBox (Китай),
- LG Air Conditioning, Hyundai (Корея),
- ООО Завод «Современные тепловые машины – Оскол» (ООО «СТМ-Оскол»), – ООО «ОКБ ТЕПЛОСИБМАШ» (Россия).

В технологической линии установки осушки и очистки газов среди сбросных потоков энергии отсутствуют потоки горячей воды или конденсата с температурой 90-120 °С, отработанные потоки пара, поэтому предлагается установить АБХМ на дымовых газах печей П-1 (П-1/1 и П-1/2).

Так как максимальная температура дымовых газов после П-1/1 составляет 420 °С, то в данном случае подходят для установки двухступенчатые АБХМ, предназначенные для работы на выхлопных/дымовых газах.

В случае более низких температур дымовых газов возможна установка одноступенчатых АБХМ.

Назначение предлагаемых к установке АБХМ – производство холода (охлаждающего потока) в 7 °С (данная температура диктуется типоразмерами существующих АБХМ) для охлаждения верхних продуктов колонн, раствора ДМ, газа регенерации (на настоящий момент охлаждение происходит в холодильниках).

Расчет АБХМ сводится к определению термодинамических параметров рабочей смеси в узловых точках и к определению тепловой мощности потоков, циркулирующих в АБХМ [53].

Мощность выбираемых АБХМ определяется потребностью в холоде технологической линии. После определения требуемой холодопроизводительности схемы – рассчитывается количество холодной воды (7 – 12 °С), циркулирующей между холодильниками и АБХМ, на основе чего определяется требуемое количество теплоты дымовых газов. Далее сводится баланс согласно рис. 3.5, определяется количество оборотной воды.

Так как в холодильниках изначально в качестве холода используется обратная (техническая) вода, то возможно увеличение количества оборотной

воды в схеме с вводом АБХМ. Однако при использовании АБХМ возрастает температурный напор в холодильниках в связи с применением более низкотемпературного хладагента ($7 - 12 \text{ }^\circ\text{C}$ вместо $18 - 23 \text{ }^\circ\text{C}$), что обеспечивает снижение площади поверхности теплообмена холодильников и позволяет снизить капитальные затраты при замене оборудования. Такой вариант будет эффективен в случае реконструкции либо износа оборудования.

Следует отметить, что целесообразнее применять АБХМ в схемах, где требуется холод с температурой $+7 \text{ }^\circ\text{C}$, которую может обеспечить и АБХМ. Например, потоком холода от АБХМ заменять антифризы на основе этиленгликоля или пропиленгликоля. В таком случае, во-первых, будут отсутствовать затраты на покупку/производство антифриза; во-вторых, не потребуется замена теплообменного оборудования в связи с поддержанием того же температурного уровня потока холода, что повысит окупаемость проекта.

Еще одним фактором, который может повысить окупаемость внедрения АБХМ, является использование более низкотемпературных потоков – источников сбросной энергии. Так, например, при работе АБХМ на конденсате с температурой $95-105 \text{ }^\circ\text{C}$ дополнительным эффектом будет являться наличие отработанного потока конденсата после АБХМ с температурой $70-85 \text{ }^\circ\text{C}$, который можно использовать для покрытия отопительных нагрузок и нагрузок на горячее водоснабжение.

В расчете АБХМ используются следующие исходные данные:

- температура греющего потока дымовых газов $T_h = 638 \text{ K} = 365 \text{ }^\circ\text{C}$;
- температура охлаждающей оборотной воды $T_w = 291 \text{ K} = 18 \text{ }^\circ\text{C}$;
- температура охлажденной воды (вырабатываемого холода) $T_3 = 280 \text{ K} = 7 \text{ }^\circ\text{C}$.

Принятые значения температур и давлений следующие. Высшая температура в конце процесса кипения раствора в генераторе $T_4 = 365 \text{ K}$. Температуры конденсации водяного пара T_k , раствора в конце процесса абсорбции T_2 , кипения воды в испарителе T_0 приняты равными $T_k = 307$

K , $T_2 = 307 \text{ K}$, $T_0 = 277 \text{ K}$. Давления конденсации p_k и кипения p_0 рабочего тела соответственно будут $p_k = 5,45 \text{ кПа}$, $p_0 = 0,83 \text{ кПа}$.

Так как давление конденсации пара рабочего тела значительно выше давления его кипения, удельный объем пара в конденсаторе при данных условиях почти в шесть раз ниже удельного объема пара в испарителе. В связи с этим в блоке генератор – конденсатор скорость движения пара из генератора в конденсатор будет низкой и гидравлическими сопротивлениями прохождению пара между указанными аппаратами можно пренебречь и принять давление кипения раствора p_h равным давлению конденсации пара p_k , т. е. $p_h = p_k = 5,45 \text{ кПа}$. В блоке абсорбер – испаритель из-за высокого значения удельного объема пара скорость его движения из испарителя в абсорбер будет значительной (40 – 50 м/с), вследствие чего необходимо учесть суммарные гидравлические сопротивления $SD p$ на всех участках движения пара из испарителя в абсорбер.

После АБХМ температура дымовых газов снизится на $28 \text{ }^\circ\text{C}$, тогда температура дымовых газов на выходе из АБХМ составит $t'' = 365 - 28 = 337 \text{ }^\circ\text{C}$., вносимая потоком горячей воды при этом составит

Холодопроизводительность АБХМ рассчитывается по формуле:

$Q_0 = z \cdot Q_2 = 0,699 \cdot Q_2$ – отсюда количество утилизируемой теплоты дымовых газов $= 2,76/0,699 = 3,95 \text{ МВт}$.

Эффект использования АБХМ следующий: производство $2,76 \text{ МВт}$ холода при одновременном снижении тепловых выбросов с дымовыми газами на $3,95 \text{ МВт}$, снижение углеродного следа. Рекомендуется к использованию в данной схеме только при реконструкции (в связи с необходимостью заменять теплообменное холодильное оборудование на аналогичное меньшей площади). Рекомендуется применять АБХМ в схемах, где изначально используется холод с температурой $+7 \text{ }^\circ\text{C}$. Не рекомендуется заменять произведенным хладоносителем обратную воду.

7.4 Мероприятия по снижению потребности в тепловой нагрузке промышленных печей с включением паровых аккумуляторов

Рассмотрим снижение затрат тепловой энергии с греющим теплоносителем в испарителях ректификационных установок за счет снижения температуры греющего теплоносителя на примере газофракционирующей установки (см. главу 3.1). Такая же ситуация может иметь место на установках первичной переработки нефти.

В качестве греющего теплоносителя может выступать водяной пар или другой поток, нагреваемый в печах (поток керосина). Для возможности подключения пароводяного аккумулятора напрямую в качестве теплоносителя следует рассматривать пар.

В газофракционирующих установках керосин (горячая внешняя утилита) испаряет и нагревает нижний продукт колонн К-1, К-2 и К-3 в испарителях И-1, И-2 и И-3 до температур в 110, 103 и 71 °С соответственно. Температура керосина как греющего теплоносителя велика и составляет 260 °С. Возвращается в печь поток керосина для его подогрева также с высокой температурой 180 °С.

Предлагается рассмотреть вариант снижения температурного напора в данных аппаратах И-1, И-2 и И-3, что приведет к увеличению площади теплообмена (к замене испарителей), но при этом к снижению потребности в горячем керосине. Следовательно, к снижению затрат топлива в печах, нагревающих поток керосина.

Рассмотрим снижение температурного напора по керосину на 10 °С (таблица 7.9).

Расчеты показали, что снижение температур керосина до и после испарителей И-1, И-2 и И-3 даже только на 10 °С позволяет снизить суммарную потребность в горячей внешней утилите – керосине на 3,11 МВт, что соответствует 3,5% от тепловой мощности керосина. При этом балансы

испарителей И-1, И-2 и И-3 выдерживаются, теплоты керосина продолжает хватать на процесс испарения нижних продуктов колонн.

Таблица 7.9

Динамика потребности в тепловом потенциале керосина в зависимости от температуры при снижении температуры керосина на 10 °С

№ аппарата	Температура нагреваемого нижнего продукта колонн, °С	Температура керосина (вход/выход), °С		Тепловая мощность потока керосина, кВт		Экономия,	
		До модернизации	После модернизации	До модернизации	После модернизации	кВт	%
И-1	110	260/230	250/220	43300	41806	1494	3,5
И-2	103	260/230	250/220	36083	34838	1245	3,5
И-3	71	248/164	238/154	10376	10004	372	3,6
Итого:				89759	86648	3111	3,5

Далее можно сделать несколько выводов:

1. в случае износа печного оборудования можно произвести замену данных высокотемпературных трубчатых печей на более низкотемпературные. Это позволит снизить количество сжигаемого топлива и при этом обеспечить требуемой тепловой мощностью испарители И-1, И-2 и И-3. Кроме того, это приведет к снижению температуры дымовых газов;

2. если замена, как и снижение производительности печи, невозможны, то вариантом является: направить излишки керосина на производство и дальнейшее аккумулирование пара. Данный пар может быть использован для прогрева оборудования (аналогично главе 6.5);

3. если теплоносителем, нагреваемым/производимым в печи и охлаждаемым/конденсируемым в испарителях колонн является водяной пар, то данный поток пара напрямую отправляется в пароводяной аккумулятор, где будет впоследствии использоваться для сглаживания дебалансов при излишках или нехватке пара у технологических потребителей.

БИБЛИОГРАФИЧЕСКИЙ СПИСОК

1. Закиров Д.Г., Рюмкин А.А., Мухамедшин М.А. Проблемы энергоэффективности на крупных энергоёмких предприятиях и пути их решения // Энергосбережение и водоподготовка. № 5 (127). 2020. С. 19-25.
2. Бинатов Ю.Г., Пельменёва А.А., Ушвицкий Л.И. Экономика нефтяного комплекса: ретроспективы, современность, прогнозы: Монография. – Ставрополь: СевКавГТУ, 2005. – 193 с.
3. Долотовский И.В., Ларин Е.А. Методология синтеза ресурсоэффективного энергетического комплекса нефтегазовых предприятий // Труды Академэнерго. 2017. № 4. С. 126–139.
4. Анисимова В.Ю., Тюкавкин Н.М. Энергосбережение и энергоэффективность в промышленности региона: монография. – Самара: Самарама, 2022. – 123 с.
5. Султангузин И.А. Экологическая безопасность и энергетическая эффективность промышленных теплоэнергетических систем: учебное пособие. – М.: Изд-во МЭИ, 2013. – 287 с.
6. Данилов О.Л., Мунц В.А. Использование вторичных энергоресурсов. – Екатеринбург: УГТУ-УПИ, 2008. – 154с.
7. Курбатов Ю.Л., Бирюков А.Б, Гнитиев П.А: Вторичные энергоресурсы и энергосберегающие технологии в промышленности. – Вологда: Инфра-Инженерия, 2022. – 196 с.
8. Ильина Т.Н., Бельмаз Д.Н. Анализ и способы утилизации вторичных энергоресурсов нефтеперерабатывающего предприятия // Вестник БГТУ им. Шухова. 2014. №3. С. 189-193.
9. Назмеев Ю.Г., Конахина И.А. Организация энерготехнологических комплексов в нефтехимической промышленности: научное издание. – М.: МЭИ, 2001. – 364 с.

10. Шелгинский Е.А., Яворовский Ю.В., Шелгинский А.Я. Утилизация вторичных энергоресурсов в агрегате азотной кислоты с повышением производительности // Промышленная энергетика. 2022. № 7. С. 10–17.

11. Plotnikova L.V., Giniyatov R.R., Sitnikov S.Y., Fedorov M.A., Zaripova R.S. Perfection of the methodology for developing industrial secondary energy generation systems // IOP Conference Series: Earth and Environmental Science. Volume 288 (1). 2019. P. 012069.

12. Шелгинский А.Я., Звончевский А.Г. Энергосбережение в производстве аммофоса на основе эффективного использования тепловых ВЭР-технологий // Вестник Ивановского государственного энергетического университета. 2022. № 4. С. 24–34.

13. Гетман В.В. Применение теплонасосных установок для утилизации теплоты вторичных энергетических ресурсов // Вестник КГЭУ. 2014. № 9. С. 233–236.

14. Ларкин Д.К. Тепломассообменное оборудование предприятий: учебное пособие. – М.: Издательство Юрайт, 2023. – 246 с.

15. Бу Д.Б., Султангузин И.А., Яворовский Ю.В. Комбинированная энергетическая установка с рекуперацией отходящего тепла Патент на изобретение RU 2799694 С1, 10.07.2023. Заявка № 2023106629 от 21.03.2023.

16. Назмеев Ю.Г., Конахина И.А. Теплоэнергетические системы и энергобалансы промышленных предприятий: учебное пособие. – М.: МЭИ, 2002. – 407 с.

17. Шелгинский А.Я. Тепловые трубы в системах теплоснабжения и утилизации ВЭР: Учебное пособие / Под. ред. Л.Н. Говорухина. – М.: Издательство МЭИ, 2005. – 2 с.

18. Шельгин Б.Л. Котлы-утилизаторы парогазовых установок электростанций. – Иваново: ИГЭУ. 2015.- 283 с.

19. Прищепова С.А., Султангузин И.А., Алимгазин А.Ш., Евсеенко И.В., Федюхин А.В., Бартнев А.И., Яворовский Ю.В. Использование низкотемпературных ВЭР с применением трансформаторов теплоты в цветной

металлургии // Надежность и безопасность энергетики. 2020. № 13(2). С. 97–104. doi.org/10.24223/1999-5555-2020-13-2-97-104.

20. Кропис Ю.Н., Муравейников С.С., Никитин А.А., Рябова Т.В., Сулин А.Б. Тепловые насосы. – СПб: Университет ИТМО, 2022. –76 с.

21. Цегельский В.Г. Струйные аппараты. – М.: Изд-во МГТУ им. Н.Э. Баумана, 2017. – 573 с.

22. Plotnikova L.V., Faizullin A.A., Gavrilov A.S., Nacibalayev N.M. Demonstration and laboratory complex for the production of heat energy using sources of unconventional and waste energy // E3S Web of Conferences. 2019. Vol. 124. P. 05036.

23. Chung T.D., Hong W.T., Chyou Y.P., Yu D.D., Lin K.F., Lee C.H. Efficiency analyses of solid oxide fuel cell power plant systems Applied // Thermal Engineering. 2008. Vol. 28(8-9). pp. 933-941.

24. Привалов И.В. Абсорбционные трансформаторы теплоты. – Нижний Новгород, 2004. 142 с.

25. Шомов П.А., Бартенев А.И., Султангузин И.А., Корягин А.Н., Кулагин С.М., Бу Д.Б. Оценка энергетической эффективности применения абсорбционных трансформаторов теплоты на газоперекачивающих агрегатах // Вестник Московского энергетического института. 2023. № 2. С. 118-124.

26. Валиев Р.Н., Зиганшин Ш.Г., Ваньков Ю.В., Гарипов Р.Р. Повышение эффективности парогазовой установки с котлом-утилизатором за счет включения в схему абсорбционного преобразователя теплоты // Известия высших учебных заведений. Проблемы энергетики. 2017. Т. 19. № 11-12. С. 101-111.

27. Plotnikova, L.V., Chilikova I.I., Sitnikov, S.Y., Efremov, G.I. Systematic approach to the assessment of energy complex efficiency for thermal energy production with heat power saving transformer turning on // International Journal of Pharmacy and Technology. 2016. 8 (4). pp. 26727-26737.

28. Plotnikova L.V., Efremov G.I., Sitnikov S.Y., Chilikova I.I. Energy-resource-saving system «distillation unit – heat pump» for industrial separation of

substances / 2018 International Multi-Conference on Industrial Engineering and Modern Technologies (FarEastCon). 2019. DOI: 10.1109/FarEastCon.2018.8602494.

29. Янговский Е.И., Левин Л.А. Промышленные тепловые насосы. – М.: Энергоатомиздат, 1989. – 128 с.

30. Шурайц А.Л., Коробченко Д.А., Усачев А.П., Рулев А.В. Разработка и расчет энергетической эффективности тепловых насосов, работающих на зеотропных углеводородных смесях и предназначенных для сушки различных материалов // Международный технико-экономический журнал. 2022. № 3. С. 62-72.

31. Kazakov V.G., Gromova E.N. Closed cycle of air-steam mixture the drying section of paper machine // Power engineering: research, equipment, technology. 2019. №3. pp. 24-31.

32. Шелгинский А.Я. Анализ эффективности использования теплонасосных установок открытого типа с электроприводом в производстве экстракционной фосфорной кислоты // Электрооборудование: эксплуатация и ремонт. 2012. № 6, С. 13 – 17.

33. Бежан А.В., Ваньков Ю.В., Абдуллин Т.Р., Измайлова Е.В. Программа для расчета зависимости параметров теплового аккумулятора по времени Свидетельство о регистрации программы для ЭВМ RU 2023664293, 03.07.2023. Заявка № 2023662820 от 21.06.2023.

34. Бекман Г., Гилли П. Тепловое аккумулирование энергии. – М.: Мир, 1987. – 272 с.

35. Капустин В.М. Технология переработки нефти. В 4-х частях. Часть первая. Первичная переработка нефти. – М.: КолосС, РГУ нефти и газа им. И.М. Губкина, 2012. – 459 с.

36. Поконова Ю.В., Страхов В.И. Новый справочник химика и технолога. Сырье и продукты промышленности органических и неорганических веществ. Ч.1. СПб.: АНО НПО «Мир и Семья», АНО НПО «Профессионал», 2002. – 988 с.

37. Ахметов С.А., Баязитов М.И., Кузеев И.Р., Сериков Т.П. Технология и оборудование процессов переработки нефти и газа. – СПб.: Недра, 2006. – 868 с.
38. Кисленко Н.Н., Мурин В.И., Сурков Ю.В. Технология переработки природного газа и конденсата. Часть 1. – М.: ООО «Недра-Бизнесцентр», 2002. – 517 с.
39. Ильясов Р.С., Вольфсон С.И. Основы проектирования и оборудование предприятий по переработке полимеров. Часть 2. Производство шин. – Казань: ООО «Издательско-полиграфический центр «Экспресс-плюс», 2007. – 236 с.
40. Печенегов Ю.Я. Энергосбережение при использовании водяного пара в качестве греющего теплоносителя // Промышленная энергетика. 2018. № 5. С. 24–27.
41. Таубман Е.И., Пастушенко Б.Л. Процессы и установки мгновенного вскипания. – М.: Энергоатомиздат, 1990. – 183 с.
42. Kulakov E.N., Gaev V.D., Kazarov GI, Sukhorukov Yu.G., Popov A.V. Increasing the efficiency of use of condensate heat of steam superheaters of turbo units of new and operating NPPs // Thermal Engineering. 2023. Vol. 1. 30-39.
43. Таймаров М.А., Ильин В.К., Осипов А.Л., Долгова А.Н., Ахмеров А.В. Теплонасосный комплекс для утилизации вторичных энергоресурсов нефтехимических заводов // Известия высших учебных заведений. Проблемы энергетики. 2019. №3-4(21). С. 8-16.
44. Альмохаммед О.А.М., Тимербаев Н.Ф., Мазаров И.Ю. Применение теплового насоса для дистилляции воды // Вестник Казанского государственного энергетического университета. 2019. Т.11. № 3 (43). С. 57-66.
45. Федюхин А.В., Звончевский А.Г. Перспективные направления использования теплоты низкопотенциальных источников химических производств // Известия высших учебных заведений. Проблемы энергетики. Том 24. №3. 2022. С. 15-27.
46. Плотникова Л.В., Чиликова И.И., Валиев Р.Н., Ухлин В.Е., Кантюков Р.Р., Лебедев Р.В., Шенкаренко С.В. Организация системы

преобразования вторичной тепловой энергии с использованием теплонасосного оборудования для нефтеперерабатывающего предприятия Восточной нефтяной компании // Территория «Нефтегаз». 2018. № 11. С. 20–24.

47. L.V. Plotnikova, I.I. Chilikova, S.Y. Sitnikov, V.E. Ukhlin, G.I. Efremov A.P. Kislov. Computer model of the power system with inclusion of a heat pump in the process of separation // E3S Web of Conferences 2.019. Vol. 124. P. 01032.

48. Красавина Е.О., Плотникова Л.В. Энергосберегающий тепловой насос в системах промышленного разделения веществ // Вестник Казанского государственного энергетического университета. 2016. № 4. – С. 95-105.

49. Валиев Р.Н., Зиганшин Ш.Г., Костылева Е.Е., Загретдинов А.Р., Плотникова Л.В., Маряшев А.В. Повышение теплоэнергетической эффективности тепловой схемы паровой котельной // Вестник Казанского государственного энергетического университета. 2018. № 1. С. 45-54.

50. Долотовский И.В. Энергоэффективная горелка для огнетехнического оборудования нефтегазовых предприятий // Химическое и нефтегазовое машиностроение. 2018. № 1. С. 39–40.

51. Горфин О.С., Зюзин Б.Ф., Михайлов А.В. Устройство для глубокой утилизации тепла дымовых газов поверхностного типа // Труды Инсторфа. 2015 № 11(64). С. 44–48.

52. Дзино А.А., Малинина О.С. Абсорбционные холодильные машины: – СПб.: Университет ИТМО, 2015. – 68 с.

53. Путилин С.С. Использование математических моделей и методов системного анализа для оптимизации управления работой аммиачной холодильной установки // Прикаспийский журнал: управление и высокие технологии. 2013. № 3 (23). С. 033–042.