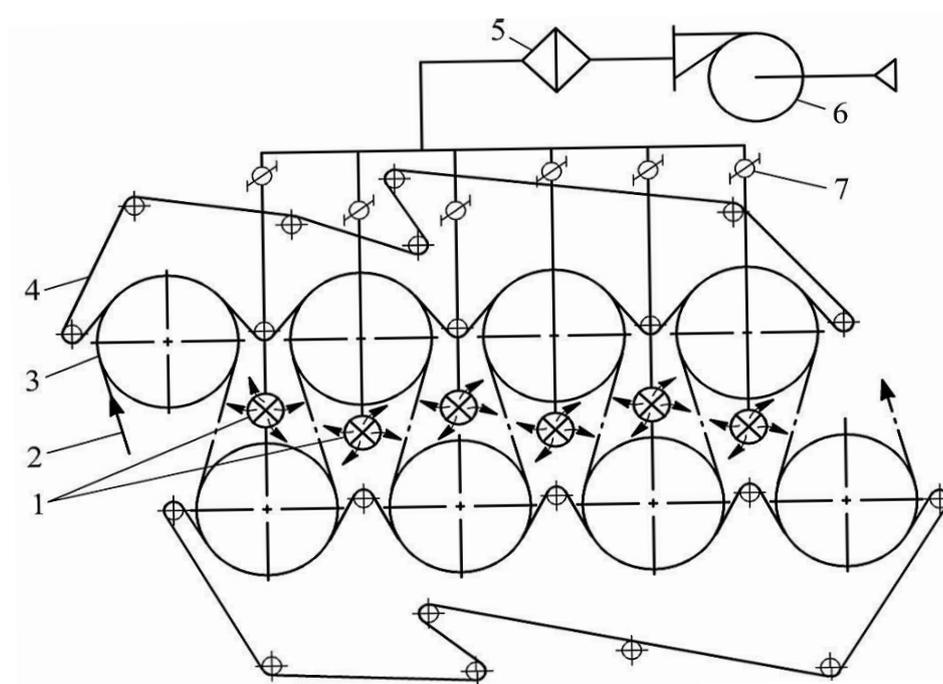


Л. М. Бойков

Вентиляция

бумаго- и картоноделательных

машин



Санкт-Петербург
2018



Бойков Лев Михайлович

Доктор технических наук, профессор
кафедры промышленной
теплоэнергетики
института энергетики и автоматизации
Высшей школы технологии и
энергетики СПбГУПТД.

Бойков Л. М. известен как один из ведущих специалистов по сушке целлюлозы, бумаги и картона.

Имеет 50-летний стаж научно педагогической деятельности, около 150 печатных работ и 6 монографий.

Награжден знаком «Житель блокадного Ленинграда» и 9-ю правительственными медалями.

Л. М. Бойков выполнил большой объем научно-практической работы по успешному внедрению и использованию своих научных разработок и их результатов при модернизации пароконденсатных систем сушильных установок на 21 бумагоделательных и картоноделательных машинах с большим экономическим эффектом, малым сроком коммерческой окупаемости (3–8 месяцев) и небольшим объемом финансовых затрат.

На всех машинах повышена производительность установок и сокращен расход теплоты на сушку бумаги и картона. Положительный эффект достигнут на основе теоретических и экспериментальных исследований автора.

В настоящее время под его руководством весьма успешно занимаются научно-исследовательской работой два магистра института энергетики и автоматизации ВШТЭ, о чем свидетельствуют их регулярное участие и победы на региональных российских и международных специализированных конкурсах. Они являются обладателями двух грантов.

МИНИСТЕРСТВО ОБРАЗОВАНИЯ И НАУКИ РОССИЙСКОЙ ФЕДЕРАЦИИ
ФЕДЕРАЛЬНОЕ ГОСУДАРСТВЕННОЕ БЮДЖЕТНОЕ
ОБРАЗОВАТЕЛЬНОЕ УЧРЕЖДЕНИЕ ВЫСШЕГО ОБРАЗОВАНИЯ
«САНКТ-ПЕТЕРБУРГСКИЙ ГОСУДАРСТВЕННЫЙ УНИВЕРСИТЕТ
ПРОМЫШЛЕННЫХ ТЕХНОЛОГИЙ И ДИЗАЙНА»

ВЫСШАЯ ШКОЛА ТЕХНОЛОГИИ И ЭНЕРГЕТИКИ

Л. М. Бойков

Вентиляция
бумаго- и картоноделательных
машин

Санкт-Петербург

2018

УДК676:628

ББК 33.72

Б-772

Бойков, Л. М.

Вентиляция бумаго- и картоноделательных машин/ Л. М. Бойков. – СПб.: ВШТЭ СПбГУПТД, 2018. – 258 с. ISBN 978-5-91646-144-2

Приведены схемы технологической вентиляции машин и по рациональному использованию низкопотенциальной теплоты отработавшей паровоздушной смеси в теплорекуперационных агрегатах. Предложены мероприятия по совершенствованию системы вентиляции бумаго- и картоноделательных машин.

Издание предназначено для инженерно-технических работников предприятий и проектных организаций целлюлозно-бумажной промышленности, а также будет полезно научным работникам, аспирантам и студентам высших учебных заведений.

Табл. 31. Ил. 78. Библиогр.: 45 назв.

Рецензент – д-р техн. наук, профессор института энергетики и автоматизации ВШТЭ СПбГУПТД В. Г. Казаков.

Печатается в авторской редакции.

ISBN 978-5-91646-144-2

© Бойков Л. М., 2018

© Высшая школа технологии
и энергетики СПбГУПТД,
2018

Введение

В настоящее время значительный прирост экономики в нашей стране во всех областях промышленного производства возможен за счет модернизации работающего оборудования и внедрения новых инновационных технологий.

Целлюлозно-бумажная промышленность (ЦБП) является быстро развивающейся, наукоемкой отраслью народного хозяйства, базирующейся в основном на импортном оборудовании. В целях освоения новейшего бумагоделательного оборудования проводится реконструкция сушильных и вентиляционных установок машин.

Совершенствование данной отрасли связано с интенсификацией производства, внедрением агрегатов повышенной единичной мощности, увеличением коэффициента использования вторичных ресурсов топлива и теплоты.

В целлюлозно-бумажной промышленности увеличение производительности бумагоделательных и картоноделательных машин (БДМ) и (КДМ), существенное сокращение удельных затрат теплоты и повышение качества выпускаемой продукции достигается, в первую очередь, за счет модернизации тепловых схем и конструкций сушильных и вентиляционных установок. В основу реконструкции существующих тепловых схем должно быть положено внедрение современных и научно обоснованных технических разработок. Поэтому внедрение научных достижений и широкое использование накопленного практического опыта при модернизации сушильных и вентиляционных установок является актуальной задачей при производстве целлюлозы, бумаги и картона.

В сушильных установках бумагоделательных и картоноделательных машин экономия энергии достигается за счет внедрения энергосберегающей технологии, интенсификации процессов сушки, использования низкопотенциальной теплоты отработавшей паровоздушной смеси, снижения присосов холодного воздуха в вентиляционную камеру сушильной части машин, использования теплоты конденсата сушильных цилиндров, снижения массы 1 м^2

продукции, применения синтетических сушильных сеток и других мероприятий. Схемы и режимы работы вентиляционных систем непосредственным образом отражаются на качественных показателях готовой продукции.

В схемах вентиляции бумагоделательных и картоноделательных машин перемещаются и подвергаются термовлажностной обработке сотни тысяч кубических метров воздуха в час. Поэтому изменения схем и режимов работы в проектируемых системах должны быть всесторонне обоснованы. Другая не менее важная задача — это повышение эффективности действующих сушильных и вентиляционных установок.

Современные БДМ и КДМ оборудуются весьма сложными высокопроизводительными вентиляционными системами и установками, обеспечивающими технологический процесс производства бумаги и картона. Рациональное распределение потоков воздуха, оптимальный выбор параметров и кратности воздухообмена в сушильной части способствуют повышению производительности и стабилизации работы машин, выравниванию профиля влажности полотна бумаги или картона.

Вентиляционные установки потребляют большое количество электроэнергии на привод вентиляторов и тепловой энергии для нагрева свежего и сушильного воздуха. Выбор температурного режима и расходов различных потоков воздуха существенным образом влияет на экономичность работы БДМ и КДМ. Особенно велики затраты энергии на испарение влаги из полотна бумаги или картона в сушильной части машин и на нагрев сушильного воздуха, а также воздуха общеобменной вентиляции.

Глава 1. ТЕХНОЛОГИЧЕСКАЯ СХЕМА ПРОИЗВОДСТВА БУМАГИ И КАРТОНА

1.1. Основы технологии получения целлюлозы

Основным компонентом в производстве различных видов бумаги и бумажных изделий является *целлюлоза*, получаемая расщеплением древесины. В состав основных компонентов древесных волокон входят целлюлоза, гемицеллюлоза, лигнин и экстрактивные вещества. Примерное содержание компонентов древесины (числитель – хвойной, знаменатель – лиственной), %

целлюлоза.....42/45; лигнин.....10/27;
гемицеллюлоза....32/24; экстрактивные вещества.....6/4.

Целлюлоза является основным компонентом растительного волокна и содержится главным образом в центральном слое растительных волокон. Гемицеллюлоза представляет собой вещество первичной стенки и промежуточного слоя, а также третичной стенки. Лигнин является связующим межволоконного вещества в древесном комплексе и содержится только в срединной пластинке и частично в третичной стенке. Наилучшие бумагообразующие свойства имеет масса, состоящая в основном из целлюлозы с добавкой в некотором оптимальном соотношении гемицеллюлозы и небольшого количества лигнина. Первичной обработкой древесной массы является ее разделение на составляющие. Этот процесс осуществляется термической обработкой в варочных котлах с применением соответствующих химикатов, растворяющих большую часть лигнина и экстрактивных веществ, а также часть гемицеллюлоз.

Существуют два принципиально различных способа варки целлюлозы: *сульфитный и сульфатный*.

В настоящее время в промышленности применяются в основном сульфатный (90 %) и сульфитный (10 %) способы варки.

При сульфитном (СФИ) способе производства целлюлозы применяют химикаты, получаемые на основе сернистой кислоты. При этом в качестве основания используют оксиды натрия Na_2O ,

кальция CaO и магния MgO . Ряд технологических затруднений, возникающих в процессе сульфитной варки, ограничивает ее применение. Из перечисленных химических реагентов преимущественно пользуются натриевые и магниевые основания.

Сульфатный (СФА) способ варки основан на применении в качестве активных химических реагентов гидроксида натрия NaOH и сульфида натрия Na_2S . Примерный состав варочного щелока, г/л: NaOH – 90; Na_2S – 35; Na_2CO_3 – 12; Na_2SO_4 – 4.

Сульфатный способ производства целлюлозы имеет следующие преимущества:

- возможность использования древесины всех сортов;
- повышенная прочность целлюлозы;
- возможность регенерации отработанных щелоков;
- пониженные требования к качеству окорки древесины;
- пониженное коррозионное воздействие на применяемую аппаратуру;

- меньшая продолжительность варки по сравнению с сульфитной (СФИ) варкой, что повышает производительность варочного аппарата;

- использование, как правило, непрерывных процессов, что позволяет применять автоматизированные системы управления технологическим процессом.

Вследствие указанных преимуществ сульфатный способ выработки целлюлозы получил наиболее широкое применение в целлюлозно-бумажном производстве.

Условия сульфатной варки характеризуются высокой щелочностью варочных растворов, высокой температурой (порядка 150–185 °С) и повышенным давлением (0,7–1,3 МПа).

Принципиальная технологическая схема производства сульфатной целлюлозы представлена на рис. 1.1.

На рис. 1.2 представлена аппаратно-технологическая схема производства сульфатной целлюлозы

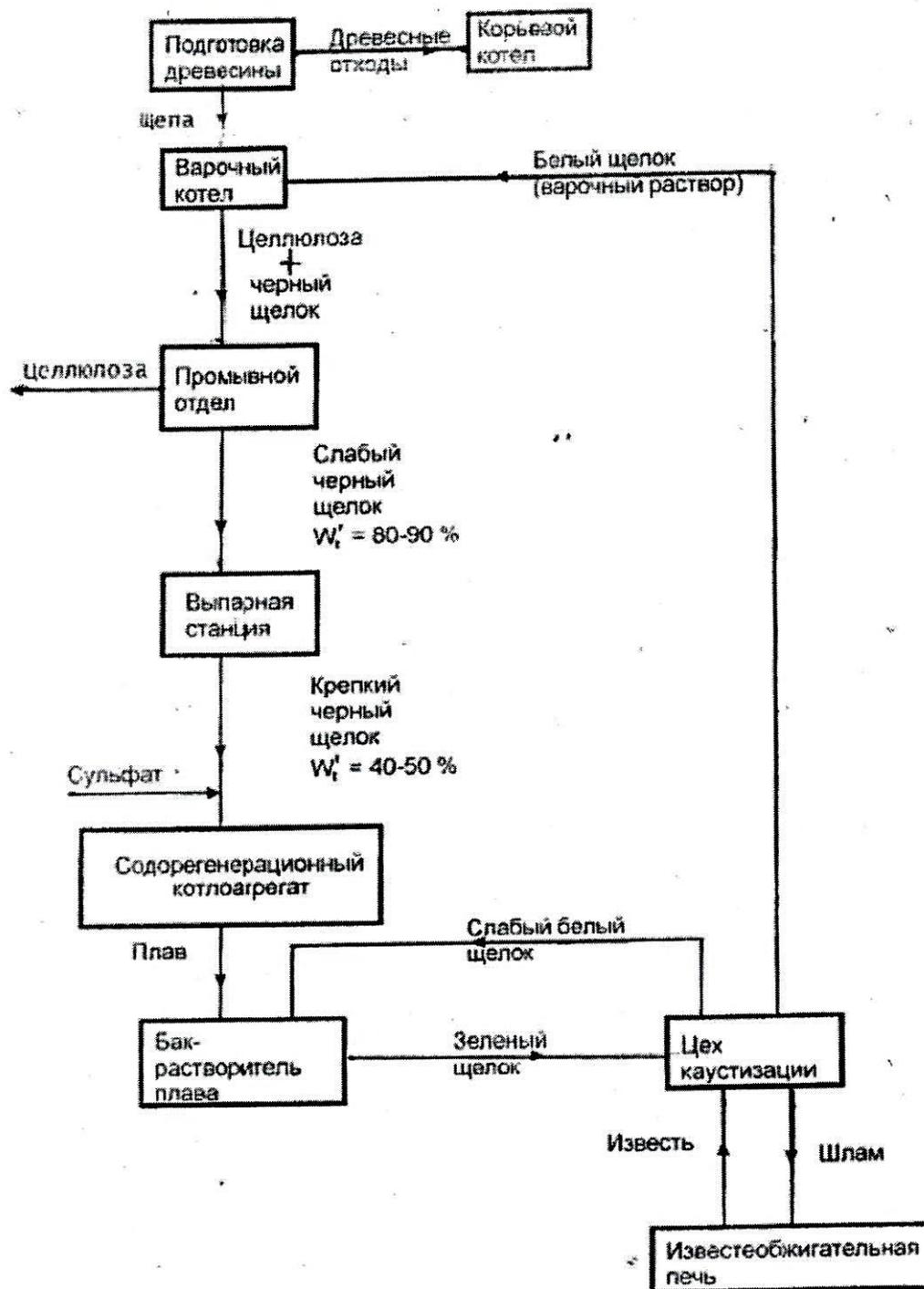


Рис. 1.1. Принципиальная технологическая схема производства сульфатной целлюлозы

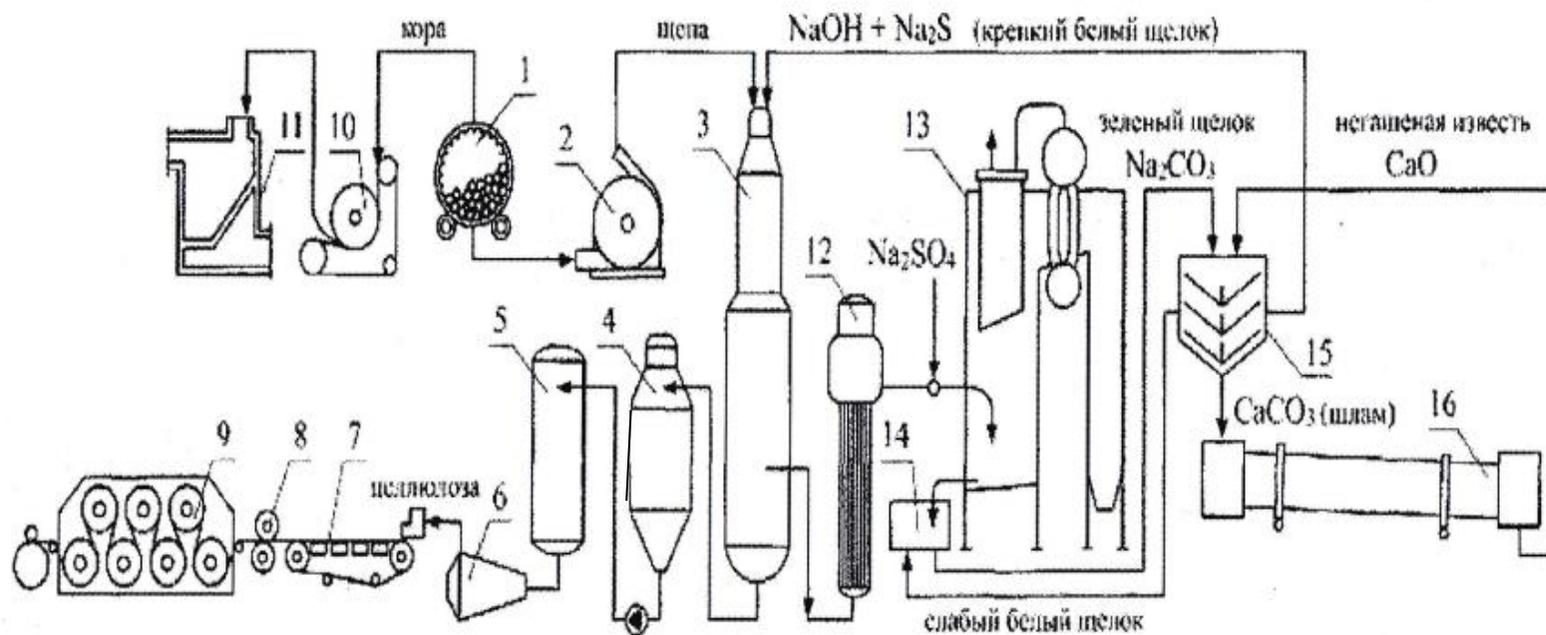


Рис. 1.2. Аппаратно-технологическая схема производства сульфатной целлюлозы:

1 – корообдирочный барабан; 2 – рубительная машина; 3 – варочный котел; 4 – выдувной резервуар; 5 – отбелка целлюлозы; 6 – сортировка; 7 – сеточная часть бумагоделательной машины; 8 – прессовая часть машины; 9 – сушильная часть машины; 10 – цепной короотжимной пресс; 11 – топочная камера парового котла для сжигания коры; 12 – выпарная установка; 13 – содорегенерационный котельный агрегат; 14 – бак-растворитель плава; 15 – цех каустизации; 16 – печь для обжига извести

Щепа из древесно-подготовительного цеха поступает в варочный цех, где происходит варка в котлах периодического или непрерывного действия. Затем следует промывка массы, сортирование и очистка.

В дальнейшем масса поступает либо по технологии на сушку, либо в отбельный цех и затем на сушку, либо без сушки до отбелики или после нее на бумажно-картонную фабрику, если все производство в пределах одного предприятия. В отделе сортирования и промывки от массы отделяется черный щелок, который направляется в цех регенерации для восполнения потерь щелочи и получения варочного раствора. Щепу варят с *белым щелоком*, содержащим в качестве активного реагента смесь едкого натра и сульфида натрия $\text{NaOH} + \text{Na}_2\text{S}$, обычно в соотношении 70 и 30 %.

1.2. Технологическая схема бумагоделательной машины

Способ производства бумаги основан на подготовке исходной бумажной массы, формировании бумажного листа на сеточной части машины, обезвоживании в прессовой части и сушке в многоцилиндровой контактно-конвективной установке.

Современные бумагоделательные машины являются высокопроизводительными, широкоформатными установками, в которых скорость движения полотна бумаги превышает 1000 м/мин, длительность пребывания полотна в машине составляет 15–20 с, а ширина полотна достигает 10 м. Изготовление бумаги на бумагоделательной машине происходит следующим образом.

Специально подготовленная бумажная масса концентрацией 0,1–1,3 % и при температуре 15–40 °С подается сначала в напорный ящик, откуда струями вытекает на бесконечно движущуюся сетку. По ходу движения из слоя волокнистой суспензии постепенно удаляется влага и происходит формирование бумажного полотна. В целях ускорения обезвоживания бумажной массы в сеточной части машины применяются регистровые валы, гидропланки, отсасывающие ящики и гауч-пресс.

Процесс формирования бумажного полотна является определяющим в получении однородной структуры бумаги, массой 1 м^2 , равномерного профиля влажности и других показателей.

В сеточной части машины при формировании полотна бумаги влага удаляется главным образом в жидкой фазе под действием силы гравитации и вакуума, создаваемого в отсасывающих элементах сеточной части. Одновременно с этим с открытой влажной поверхности происходит интенсивное испарение и влага в паровой фазе в большом количестве поступает в машинный зал, если сеточная часть не укрыта специальным колпаком. В результате испарения мелко диспергированных капель воды, происходит интенсивное образование пара в сеточной и подсеточной частях машины.

Сформированное на сетке полотно бумаги с сухостью 15–20 % поступает в прессовую часть, где оно подвергается дополнительному обезвоживанию под действием сжатия между валами с применением специальных сукон. В зависимости от скорости и свойств вырабатываемой продукции могут применяться несколько прессовых установок.

При эксплуатации и наладке бумагоделательной машины необходимо учитывать, что эффективность работы прессовой части машины определяет количество испаряющейся влаги, расходы теплоты и подаваемого воздуха в сушильную часть. Так, при снижении влажности бумаги в прессовой части на 1 % уменьшаются количество испаряющейся влаги, расход пара на сушку и расход сушильного воздуха на 4–5 %. С помощью прессовой части осуществляется эффективное регулирование профиля влажности по ширине полотна. Выделение влаги в окружающую среду в прессовых установках происходит от влажных сукон, а также от разбрызгиваемых капель в сукномоечных устройствах.

Дальнейшее снижение влажности предварительно обезвоженной бумаги происходит в сушильной части, представляющей собой многоцилиндровую контактно-конвективную установку, в которой влага испаряется в результате нагрева бумажного полотна. Полотно бумаги периодически соприкасается

с нагретой поверхностью сушильных цилиндров, к наружной поверхности которых бумага прижимается сушильными сукнами или синтетическими сетками.

В сушильной части по сравнению с другими узлами машины выделяется наибольшее количество водяных паров.

Основная задача технологической вентиляции заключается в удалении за пределы вентиляционного колпака образовавшихся водяных паров. В сушильной части завершается процесс формирования физико-механических показателей, происходит также проклейка бумаги в результате гидрофобизации клеевых частиц. После сушильной части бумажное полотно проходит холодильный цилиндр, где снижается его температура, а затем поступает в машинный каландр.

На машинном каландре производят отделку бумаги для придания ей гладкости и лоска путем пропускания между валами, расположенными друг над другом. Для двусторонней отделки бумаги в каландре поочередно устанавливают чугунные и бумажные валы. Металлические валы изготавливают из твердого закаленного чугуна, а бумажные – из полшерстяной бумаги, асбеста или хлопка. В процессе работы каландровые валы нагреваются неравномерно, в результате чего ухудшаются свойства бумаги, поэтому валы охлаждают путем их обдува струями воздуха.

На рис. 1.3 приведены принципиальная схема бумагоделательной машины и графики изменения влажности бумажного полотна в отдельных частях. На графике также показаны затраты энергии на удаление влаги в разных частях машины: сеточной, прессовой и сушильной. Если сравнивать работу отдельных узлов машины по величине снижения влаги в бумажном полотне, то наиболее эффективной является сеточная часть, в которой удаляется до 97,6 % всей влаги, содержащейся в исходной массе; в прессовой части – 1,56 % и в сушильной части – 0,84 % от всей влаги, содержащейся в полотне.

Что касается расхода энергии на удаление влаги в отдельных частях машины, то сушильная часть является самой энергоемкой.

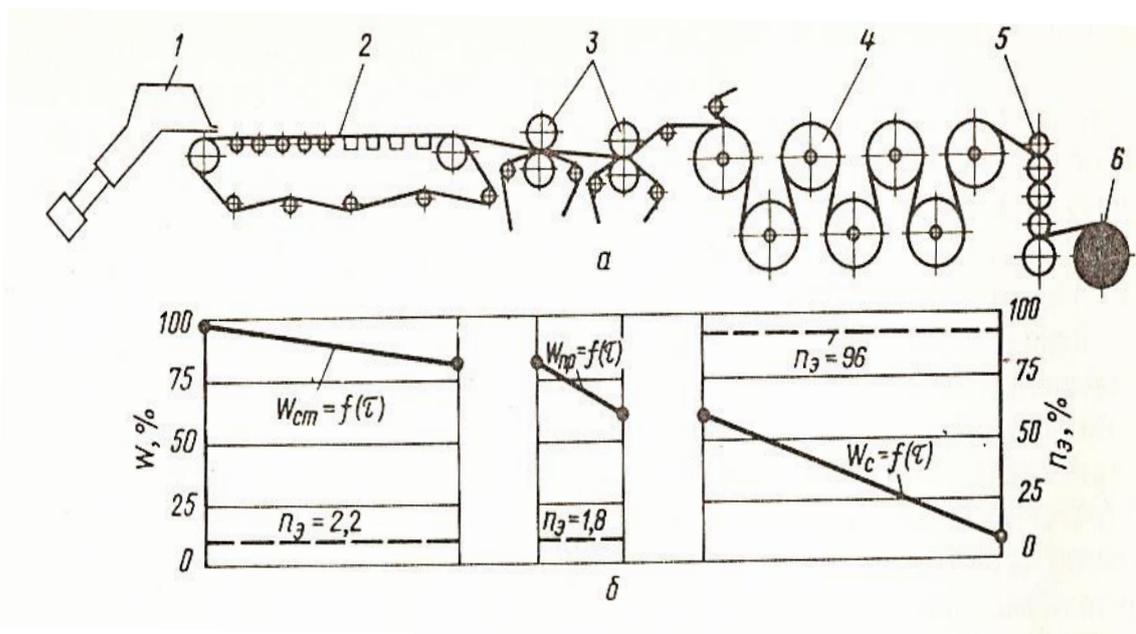


Рис. 1.3. Схема бумагоделательной машины (а),
 графики изменения влажности бумаги W
 и расходы энергии $\Pi_э$ в отдельных частях машины (б):
 1 – напорный ящик; 2 – сеточная часть; 3 – прессовая часть;
 4 – сушильная часть; 5 – каландр; 6 – накат

В сушильной части машины затрачивается до 95–96 % всей энергии, поступающей на бумагоделательную машину.

Основная доля затрат энергии в сушильной части приходится на тепловую энергию, поступающую на сушку бумажного полотна (около 95 % без учета тепловой и электрической энергии на вентиляцию). Остальная энергия затрачивается на привод узлов машины: в мокрой части машины – 1,8 % и в прессовой – 2 %; на привод сушильных цилиндров расходуется 1,2 % от всей потребляемой машиной энергии. Таким образом, суммарный расход энергии в сушильной части превышает расход энергии в прессовой части в 50 раз и в мокрой части – в 53 раза.

Известно [1–4], что при изготовлении бумаги и картона на разных стадиях обезвоживания полотна удаляется различное количество воды: в сеточной части машины удаляется 77–97,2 %, в прессовой части – 17–18 %, и в сушильной части – только 0,7–5 % всей воды

из исходной бумажной массы. При этом расходы энергии на обезвоживание полотна в частях машины составляют соответственно: в сеточной части – 11–13 %; прессовой – 17–18 % и в сушильной части – 72–77 % всей расходуемой на машине энергии.

Следовательно, на процесс сушки полотна затрачивается наибольшее количество энергии (рис. 1.4). Однако при этом из материала удаляется незначительное количество влаги. Поэтому для того чтобы снизить затраты теплоты необходимо интенсифицировать процесс сушки при минимальных затратах энергии.

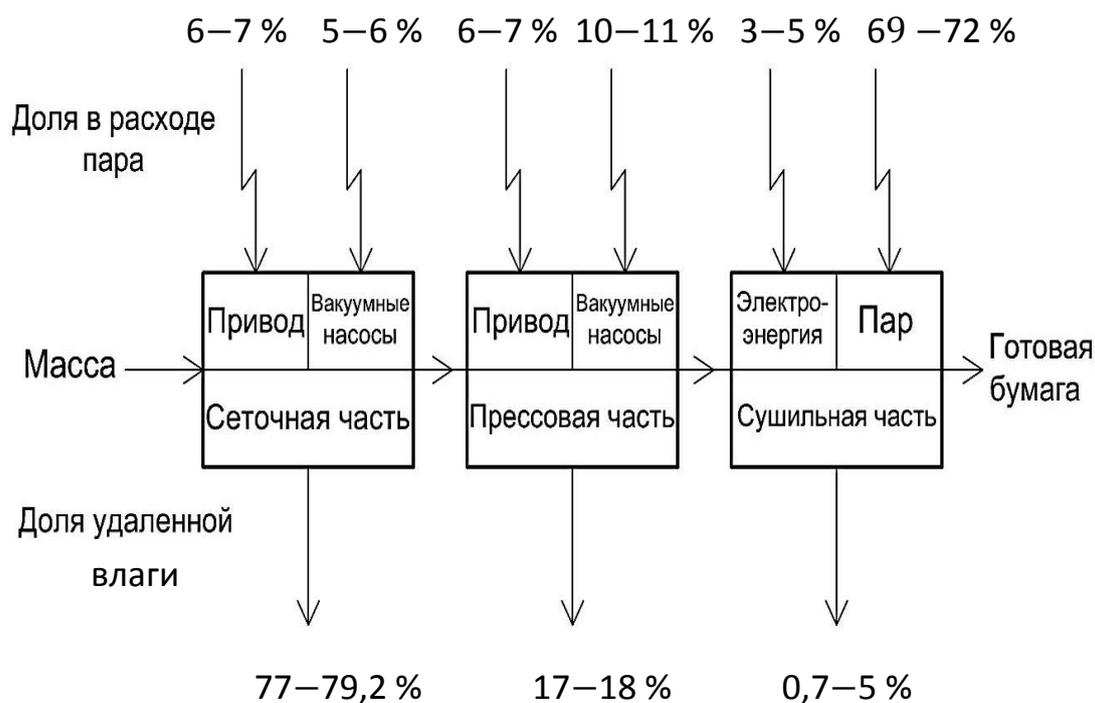


Рис. 1.4. Распределение расхода энергии на современной бумагоделательной машине

В сушильной части машины затраты на удаление влаги из волокнистого материала сопряжены с большими расходами энергии. Поэтому в сеточной и прессовой части машины необходимо удалять максимальное количество влаги. Системы вентиляции машин должны способствовать снижению затрат энергии, повышению производительности машин и получению качественной продукции.

Наибольший эффект повышения производительности и снижения затрат теплоты на сушку бумаги и картона достигается путем модернизации пароконденсатных систем БДМ и КДМ с малым сроком коммерческой окупаемости [1–4].

С целью снижения расхода теплоты и повышения производительности машин необходимо соблюдать следующие рекомендации: изучить закономерности процессов кипения и испарения влаги в бумаге и картоне; изучить формы связи влаги с материалом; совершенствовать механизм переноса теплоты и влаги на каждой стадии сушильного процесса; соблюдать кинетику сушки волокнистого материала.

Характеристики пористой структуры бумаги и картона, а также закономерности испарения и кипения жидкости в пористых телах наиболее полно представлены в работах [1–4, 5, 22].

Весьма перспективным направлением интенсификации сушки и снижения затрат энергии является усовершенствование вентиляционных систем машин.

1.3. Многоцилиндровые сушильные установки

Описание сушильной установки

После прессовой части бумажное или картонное полотно поступает в многоцилиндровую контактно-конвективную сушильную установку, основное назначение которой заключается в испарении влаги из материала до конечной относительной влажности 5–8 %. Контактный способ подвода теплоты к влажному полотну имеет существенное преимущество перед другими методами сушки.

Многоцилиндровые контактно-конвективные сушильные установки состоят из следующих элементов: двух рядов вращающихся сушильных, сукносушильных и холодильных цилиндров; сушильной одежды (хлопчатобумажные или шерстяные сукна, или синтетические сетки); сукноведущих, сукнонаправляющих и разгонных валиков. Сушильные установки включают также: системы подвода пара

к цилиндрам и отвода конденсата; шаберы для очистки поверхности цилиндров; вентиляционный колпак; несколько установок для регенерации теплоты отработавшей паровоздушной смеси; системы приточной и общеобменной вентиляции (рис. 1.5). Станина сушильной части служит опорой для подшипников сушильных и холодильных цилиндров, сукноведущих и других валиков. Форма и профиль станины, расположение бумагосушильных цилиндров и другого оборудования должны обеспечивать удобное обслуживание сушильной части, способствовать хорошей вентиляции межцилиндровых пространств, обеспечивать удобное проведение ревизии и ремонта узлов.

В зависимости от вида и требований к качеству продукции в схему сушильной части могут входить: конвективный шкаф; клеильный пресс для пропитки бумаги и картона крахмалом; полусырой каландр; кондиционер; увлажнители; устройства для микрокрепирования бумаги; меловальная установка.

В целях интенсификации испарения влаги и корректировки профиля влажности по ширине полотна сушильная часть может иметь также дополнительные источники энергии: колпаки скоростной сушки, коррекционные колпаки, инфракрасные излучатели, различные устройства для активизации воздухообмена в межцилиндровых пространствах, генераторы токов высокой и сверхвысокой частоты.

В подавляющем большинстве схем бумагоделательных машин сушильные цилиндры расположены в два ряда в шахматном порядке. Поэтому бумажное полотно попеременно соприкасается сначала одной стороной с цилиндрами верхнего ряда, а затем противоположной стороной – с цилиндрами нижнего ряда.

В промежутках между цилиндрами (на участках свободного хода) бумажное полотно соприкасается с окружающим воздухом, в результате чего его температура понижается.

Такой осциллирующий режим нагревания полотна бумаги на цилиндрах и охлаждения на участках свободного хода обеспечивает высокую интенсивность испарения влаги.

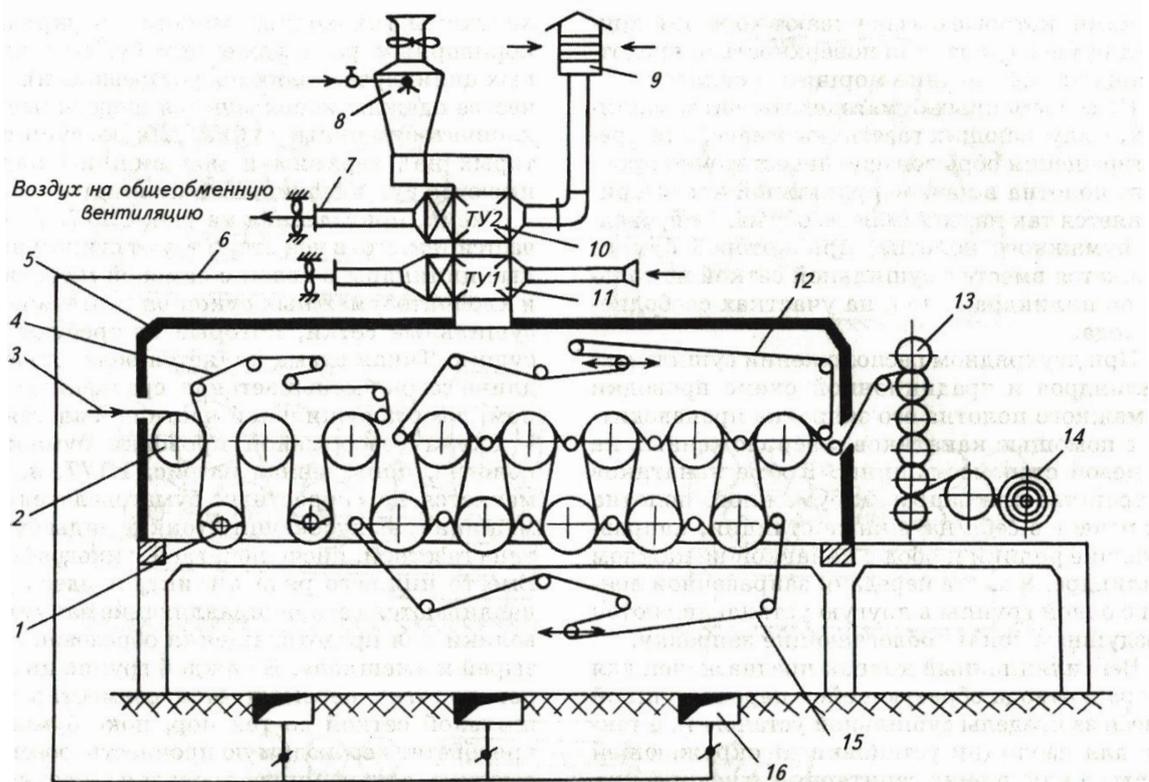


Рис. 1.5. Принципиальная схема сушильной установки
бумагоделательной машины:

- 1 – вакуумный вал; 2 – бумагосушильный цилиндр; 3 – бумажное полотно; 4 – сушильная сетка; 5 – вентиляционный колпак; 6 – сушильный воздух; 7 – подача воздуха на общеобменную вентиляцию; 8 – скруббер; 9 – воздухозаборная шахта; 10 – теплоуловитель 2-й степени; 11 – теплоуловитель 1-й степени; 12 – верхняя сушильная сетка при традиционной проводке бумажного полотна; 13 – каландр; 14 – накат; 15 – нижняя сушильная сетка; 16 – воздухораспределительные каналы

Бумажное полотно прижимается к поверхности цилиндров сушильными сукнами или сетками, которые обеспечивают хороший контакт бумаги с нагретой поверхностью, и предотвращают образование морщин и складок.

На современных бумагоделательных машинах, выпускающих газетную бумагу, для предотвращения обрывов еще недостаточно

прочного полотна в начале сушильной части применяется так называемая «безобрывная» проводка бумажного полотна. При этом бумага движется вместе с сушильной сеткой не только по цилиндрам, но и на участках свободного хода.

При двухрядном расположении сушильных цилиндров и традиционной схеме проводки бумажного полотна его заправка производится с помощью канатиков, расположенных на лицевой стороне машины. Кроме канатиков устройство для заправки бумажного полотна включает в себя натяжные станции, направляющие ролики и обод с канавкой на каждом цилиндре. В месте передачи заправочной ленты с одной группы на другую устанавливаются воздушные сопла, облегчающие заправку.

Вентиляционный колпак предназначен для сбора и отвода образующейся паровоздушной смеси за пределы сушильной установки, а также для изоляции установки от окружающей среды и улучшения санитарно-гигиенических условий в зале бумагоделательных машин. Применение вентиляционных колпаков закрытого типа способствует экономии тепловой энергии и увеличению производительности машины.

В целях экономии теплоты сушильная установка оборудуется теплообменниками, скрубберами, приточно-вытяжными системами и другими теплоулавливающими устройствами.

При наличии клеильного пресса сушильная установка делится на основную и досушивающую группы с самостоятельными приводными секциями, вентиляционными колпаками и системами пароснабжения и отвода конденсата.

1.4. Компоновка сушильной части машины

Схема сушильной части зависит от вида вырабатываемой бумаги или картона, а также от скорости бумагоделательной машины. Схема, приведенная на рис. 1.6, а, является традиционной и универсальной для выработки различных видов бумаги и картона [27]. В схеме применяются сушильные цилиндры диаметром 1500 и 1810 мм,

которые располагаются двумя горизонтальными рядами в шахматном порядке (схемы тихоходных машин с двухрядным расположением цилиндров являются устаревшими). В качестве одежды используются шерстяные или хлопчатобумажные сукна, для подсушки которых над верхними и под нижними рядами расположены сукносушильные цилиндры.

Схема на рис 1,б, б, отличается тем, что в ней отсутствуют сукносушильные цилиндры в связи с заменой шерстяных и хлопчатобумажных сукон на синтетические сетки, которые не требуют подсушки. Такая схема является более простой, длина сеток уменьшается по сравнению с сукном, высота сушильной части снижается.

Схема «безобрывной» проводки полотна, приведенная на рис. 1.б, в, применяется на скоростных бумагоделательных машинах, выпускающих тонкие виды бумаги типа газетной, писчепечатной и типографской. Вместо нижнего ряда цилиндров здесь установлены сетконаправляющие вакуумные валы для предотвращения образования пузырей. В каждой группе цилиндров полотно перемещается совместно с сушильной сеткой до тех пор, пока бумага не приобретет необходимую прочность, обеспечивающую дальнейшую проводку полотна без обрывов. «Безобрывная» проводка применяется с одной или двумя приводными группами.

Схема с двумя сушильными группами (основной и досушивающей), приведенная на рис. 1.б, г, применяется на бумагоделательных машинах, в которых имеется клеильный пресс.

В основной группе влажность бумаги доводится до 4–5 %, в клеильном прессе бумажное полотно увлажняется до 25–30 %, в досушивающей группе испаряется влага, внесенная в клеильном прессе.

Схема, приведенная на рис. 1.б, д, включает три узла сушки: предварительная (цилиндровая); конвективный сушильный шкаф и досушивающая (цилиндровая). Такие схемы сушильной части применяются в тех случаях, когда бумажному или картонному полотну необходимо придать повышенную усадку, в результате чего

высушиваемый материал приобретает высокие показатели растяжимости и излома.

В последние годы в схемах скоростных бумагоделательных машин, скорость которых более 1600 м/мин, вырабатывающих тонкие виды бумаги (типа газетной), нашло применение однорядное расположение всех сушильных цилиндров диаметром 2200 мм (рис. 1.7). Над цилиндрами располагаются сетконатяжные и сетконаправляющие валики, а под ними – вакуумные перфорированные валы. Сушильная сетка огибает верхнюю часть сушильных цилиндров, что способствует беспрепятственной уборке брака. Основная задача такой компоновки заключается в «безобрывной» проводке бумаги по сушильной части и бесканатиковой его заправке. В одной приводной группе в начале и в конце сушки находится по три цилиндра, а в остальных группах – по четыре.

В этой схеме бумажное полотно соприкасается со всеми цилиндрами одной стороной листа, что вызывает неравномерное испарение влаги и распределение температуры и влажности по толщине. Сторона листа, соприкасающаяся с цилиндрами, высыхает быстрее и скручивается в сторону меньшей влажности. По этой причине в конце сушильной части предусматриваются два машинных двухвальных каландра.

Перед первым каландром более сухая сторона бумаги увлажняется паром, а во втором каландре полотно подсушивается стальным обогреваемым валом. Таким образом, решается проблема устранения скручиваемости бумажного листа при его односторонней сушке.

Наибольший эффект повышения производительности и снижения затрат теплоты и воздуха на сушку бумаги и картона достигается путем модернизации пароконденсатных систем БДМ и КДМ с малым сроком коммерческой окупаемости [1–21].

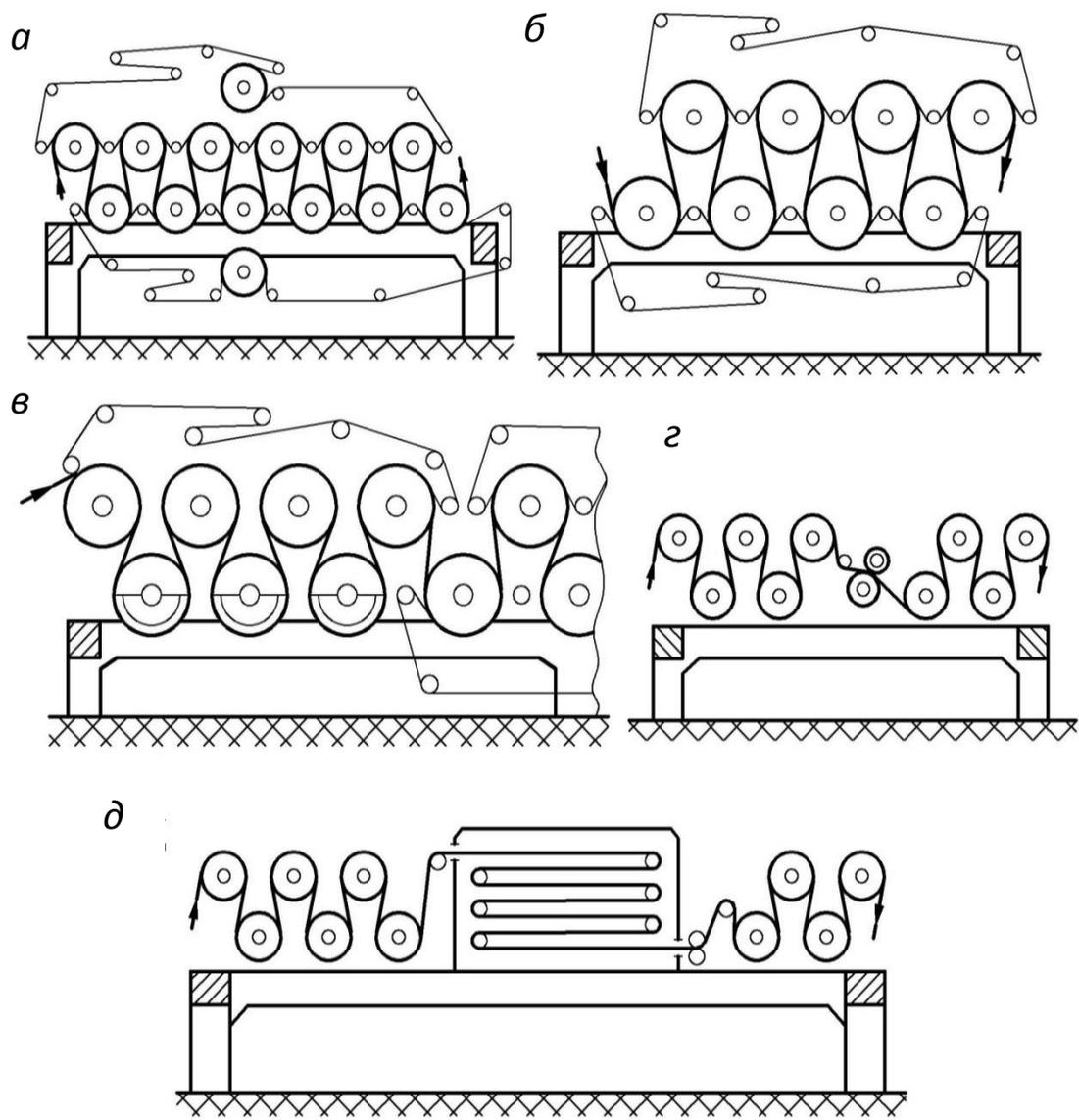


Рис.1.6. Схемы компоновок сушильной части бумагоделательных и картоноделательных машин:

- а* – традиционная двухрядная компоновка цилиндров с их шахматным расположением;
- б* – двухрядная компоновка цилиндров без сукносушителей и с синтетическими сушильными сетками;
- в* – однорядная компоновка цилиндров с «безобрывной» проводкой полотна и вакуумными отсасывающими валами;
- г* – компоновка сушильной части с клеильным прессом;
- д* – компоновка цилиндров с сушильным конвективным шкафом

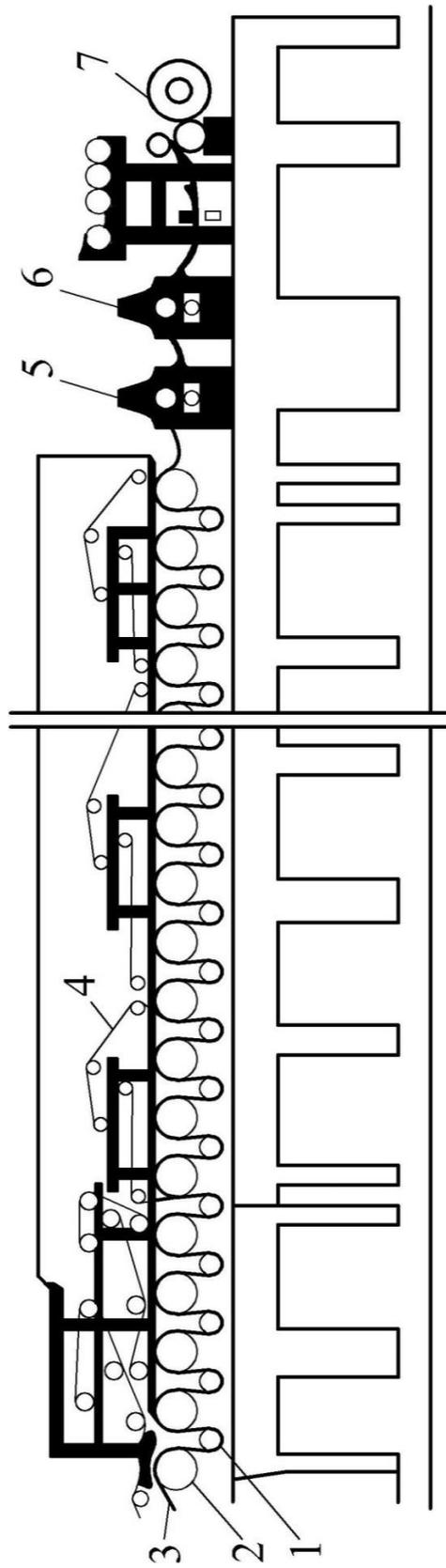


Рис. 1.7. Схема сушильной части высокоскоростной бумагоделательной машины с «безобрывной» проводкой бумажного полотна:

1 – вакуумные валы; 2 – сушильные цилиндры; 3 – бумажное полотно; 4 – сушильная сетка; 5 – увлажняющий каландр; 6 – подсушивающий каландр; 7 – накат

1.5. Пароконденсатная система бумагоделательных и картоноделательных машин

В настоящее время наибольшее распространение получила *групповая схема теплоснабжения сушильных цилиндров* с каскадным распределением давления и последовательным перепуском пара по паровым группам сушильных цилиндров (рис. 1.8).

Групповая схема с последовательным перепуском пара из одной паровой группы в другую широко применяется в современных пароконденсатных системах (ПКС) сушильных установок бумагоделательных и картоноделательных машин [34–37]. При эксплуатации сушильных установок такие схемы обеспечивают экономию теплоты и ускоряют сушку бумаги и картона.

Описание пароконденсатной системы сушильных установок БДМ и КДМ с двумя последовательно соединенными паровыми группами сушильных цилиндров

Схема теплоснабжения (см. рис. 1.8) наиболее часто применяется для скоростных и тихоходных, широкоформатных и узкоформатных бумагоделательных, картоноделательных машин и пресспатов. Схема включает в себя: общие и индивидуальные паропроводы и конденсатопроводы; два сепаратора; два водо-водяных теплообменных аппарата; пароводяной теплообменник; пароструйный эжектор; дроссельные подпорные шайбы; конденсатный бак; конденсатные насосы; регулирующую и запорную арматуру; контрольно-измерительные приборы.

Весь пар, поступающий из котельной на сушку полотна бумаги или картона, подается с высокими параметрами в первую паровую группу сушильных цилиндров.

В первую паровую группу, как правило, входят цилиндры, работающие во втором периоде сушки, в котором из полотна удаляется часть макрокапиллярной влаги, вся микрокапиллярная и адсорбционная влага.

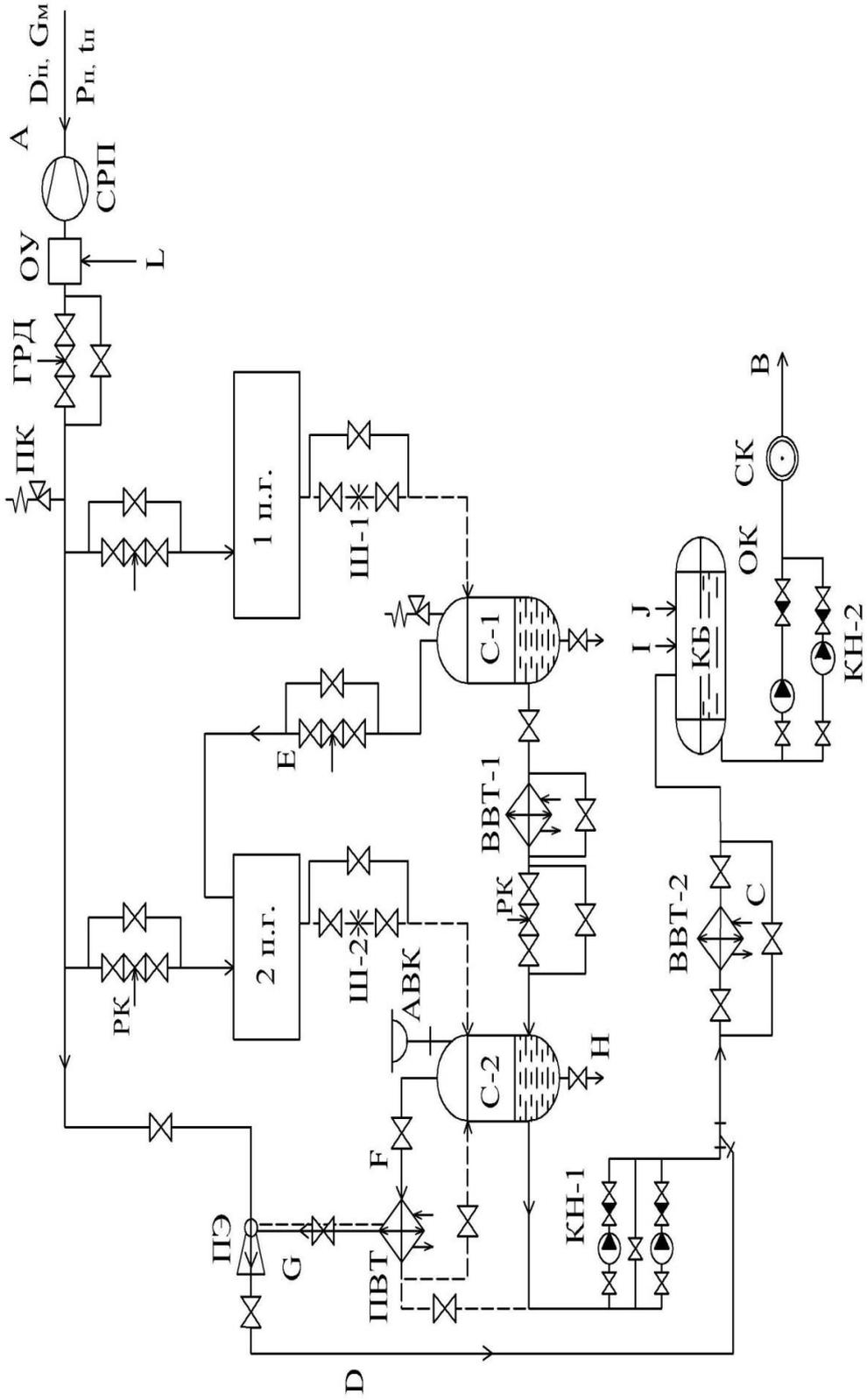


Рис. 1.8. Принципиальная схема ПКС сушильных установок БДМ и КДМ с двумя последовательно соединенными паровыми группами сушильных цилиндров

Обозначения к схеме ПКС БДМ и КДМ с двумя последовательно соединенными паровыми группами сушильных цилиндров:

А – подвод пара от котельной к сушильной установке; В – отвод конденсата от машины в котельную; С – подвод воды к теплообменникам; D – отвод воздуха из пароконденсатной системы; Е – подача вторичного пара на вторую паровую группу; F – подвод пара на пароводяной теплообменник; G – отвод воздуха на пароструйный эжектор; H – слив конденсата; I, J – конденсат от калориферов системы вентиляции и с производства; 1 п. г., 2 п. г. – паровые группы № 1 и 2; С-1, С-2 – сепараторы № 1 и 2; ВВТ-1, ВВТ-2 – водо-водяные теплообменники № 1 и 2; ПВТ – пароводяной теплообменник; Ш-1, Ш-2 – дроссельные шайбы; ПЭ – пароструйный эжектор; КБ – конденсатный бак; ГРД – главный регулятор давления; РК, ОК – регулирующий и обратный клапаны; КН-1, КН-2 – конденсатные насосы; СРП, СК – счетчики расхода пара и конденсата; ОУ – охладительное устройство; АВК – автоматический воздушный клапан; ПК – предохранительный клапан.

Пар конденсируется в цилиндрах, передавая теплоту парообразования через стенку цилиндров к влажному полотну, что способствует повышению эффективности испарения влаги из материала. Затем образовавшийся конденсат вместе с пролетным паром поступает в сепаратор С-1, предварительно пройдя дроссельную подпорную шайбу Ш-1.

В сепараторе С-1 происходит разделение пароконденсатной смеси на пар и конденсат. Кроме того, в сепараторе С-1 за счет снижения давления пара и значительного увеличения его удельного объема происходит вскипание конденсата и образование паров вторичного вскипания. Из сепаратора С-1 конденсат под действием разности давлений перепускается в сепаратор С-2, а пролетный пар и пары вторичного вскипания поступают на питание второй паровой группы сушильных цилиндров. Вторая паровая группа, как правило, объединяет 3–8 цилиндров, работающих в периоде прогрева полотна и в первом

периоде сушки. При этом с поверхности полотна испаряется макрокапиллярная влага с максимальной интенсивностью.

Смесь пролетного пара и образовавшегося конденсата из второй паровой группы сушильных цилиндров направляется на шайбу Ш-2 и далее поступает в сепаратор С-2. Конденсат откачивается из сепаратора С-2 с помощью конденсатных насосов КН-1.

Вторая паровая группа предназначена в основном для прогрева полотна от начальной температуры до 90–100 °С и частично для испарения влаги из полотна. Образовавшийся конденсат и незначительное количество пролетного пара (3–5 % от общего расхода пара на вторую паровую группу) из цилиндров поступают в сепаратор С-2, в котором смесь разделяется на пар и конденсат. Таким образом, из сепаратора С-2, работающего при давлении около 0,1 МПа, удаляется минимальное количество пара (от 50 до 300 кг/ч). В основном это пары вторичного вскипания, которые утилизируются либо в пароводяном теплообменнике, либо в калориферах системы вентиляции (на схеме не показаны).

Пары вторичного вскипания можно также направить в паровой ящик, который следует установить над сеточным столом, для предварительного нагрева полотна до 50–60 °С.

При конденсации водяного пара в сушильных цилиндрах его удельный объем уменьшается в 1600 раз, в результате чего давление пара в сепараторе С-2 снижается до атмосферного давления и ниже. При таком низком давлении температура отводимого конденсата из сепаратора С-2 находится в диапазоне 95–100 °С, что создает благоприятные условия для нормальной работы конденсатных насосов.

Для снижения температуры конденсата со 130 до 80 °С на трубопроводе перепуска конденсата между сепараторами С-1 и С-2 установлен водо-водяной теплообменный аппарат ВВТ-1, который служит для утилизации теплоты конденсата. Дальнейшее снижение температуры конденсата со 110 до 70 °С и утилизация его теплоты производятся в водо-водяном теплообменном аппарате ВВТ-2.

С целью повышения эффективности работы сушильной установки из ее пароконденсатной системы необходимо удалять скапливающийся воздух, наличие которого в ПКС резко снижает коэффициент

теплоотдачи от пара к внутренней стенке цилиндров. Обычно это достигается с помощью вакуумных насосов, которые работают непрерывно и требуют постоянного обслуживания. Однако в схеме предложен более простой, дешевый и надежный способ, а именно, рекомендуется использовать для этой цели пароструйный эжектор, который работает периодически. При повышении давления в сепараторе С-2 выше 0,12 МПа пароструйный эжектор включается в работу на 10–15 минут, затем при удалении воздуха из системы и снижении давления в сепараторе меньше 0,07 МПа пароструйный эжектор автоматически выключается. На крышке сепаратора С-2 установлен автоматический воздушный клапан АВК, который служит также для удаления воздуха и срабатывает при давлении выше 0,13 МПа.

Для контроля и регулирования процесса сушки рекомендуется установить минимальное количество контрольно-измерительных приборов: счетчики расхода пара, конденсата, воды; термометры и манометры на сепараторах, трубопроводах острого и сухого насыщенного пара, конденсата и воды; предохранительные клапаны на общем паропроводе и на сепараторах С-1, С-2; регулирующие клапаны.

Для контроля температуры на поверхности сушильных цилиндров рекомендуется применить медь-константановые термопары, горячие спаи которых закрепляют постоянно на поверхности конденсатопроводов каждого цилиндра. Все показания термопар через соответствующие приборы выводятся на щит управления в виде столбиков окрашенной жидкости. Простота и наглядность такого способа контроля позволяет наиболее оперативно реагировать на изменение процессов конденсации водяного пара в сушильных цилиндрах и контролировать процесс сушки полотна.

Установка подпорных дроссельных шайб фиксированного проходного сечения позволяет ступенчато приблизить график расхода пара на каждый цилиндр к теоретическому графику, а следовательно, снизить удельные затраты теплоты на сушку и повысить производительность машин. Эта же цель может быть достигнута за счет установки регулирующих клапанов на паропроводах к каждому

цилиндру. Однако этот способ более дорогой, менее надежен и требует постоянного контроля и обслуживания, а его эффективность незначительно превосходит эффективность установки шайб. Проходное сечение шайб определяется по тепловому расчету сушильной установки, а затем шайбы комплектуются по ассортименту продукции.

В схеме используются и другие недорогие, но эффективные мероприятия, позволяющие стабилизировать тепловой и гидравлический режимы сушки: разделение конденсатопроводов по уровню расположения цилиндров; установка регулирующих клапанов на трубопроводе перепуска конденсата между сепараторами для исключения подпора по давлению при работе сушильных цилиндров. Кроме того, необходимо исключить из схемы конденсатоотводчики, которые создают повышенное гидравлическое сопротивление; произвести (при необходимости) подпитку острым паром на вторую паровую группу сушильных цилиндров.

Предлагаемая принципиальная схема ПКС рассчитана на максимальную для заданных условий производительность машин и минимальный удельный расход теплоты при производстве бумаги и картона.

В общем случае температурный график имеет вид некоторой кривой, обеспечивающей необходимое в соответствии с регламентом качество продукции. При помощи главной паровой задвижки эта кривая может быть перемещена относительно оси температур вверх или вниз при выработке на машинах различного ассортимента продукции.

Размещение водо-водяного теплообменного аппарата ВВТ-1 в схеме ПКС позволяет выполнить сразу *несколько функций*, повышающих эффективность сушки:

- за счет более низкой температуры конденсата (меньше 95 °С), поступающего в сепаратор С-2, существенно увеличивается перепад давления во второй паровой группе;
- с увеличением перепада давления улучшается отвод конденсата из цилиндров второй паровой группы, вследствие чего повышается производительность машины;

- путем изменения расхода охлаждающей воды через теплообменник улучшается регулирование перепада давления во второй паровой группе цилиндров, тем самым можно регулировать производительность сушильной установки в зависимости от выпуска на машине различного ассортимента бумаги или картона;
- поверхность теплообменника не ограничена объемом сепаратора С-2 и может быть любой в зависимости от производительности машины и расхода пара на машину, т. е. теплообменник ВВТ-1 можно использовать и для тихоходных и для быстроходных машин;
- в водо-водяных теплообменниках ВВТ-1 и ВВТ-2 утилизируется теплота конденсата в результате чего экономится теплота и пар на сушку, а также снижаются удельные затраты теплоты на выпуск единицы продукции. Теплая вода из теплообменников используется на технологические нужды;
- на цилиндрах обеих паровых групп более полно используются теплота на сушку полотна (теплота парообразования острого пара, теплота пролетного пара и паров вторичного вскипания). Цилиндры потребляют пара ровно столько, сколько требуется для прогрева полотна и испарения влаги в соответствии с кинетикой сушки;
- за счет увеличения перепадов давления между паровыми группами удаляется избыток конденсата из цилиндров, и стабилизируются тепловой и гидравлический режимы работы сушильной установки;
- конденсат удаляется из сепаратора С-2 с температурой 70–95 °С. При этом конденсатные насосы после сепаратора С-2 работают в нормальных условиях и при низкой температуре меньше 100 °С;
- из схемы пароконденсатной системы после сепаратора С-1 исключается конденсатный насос (если он имеется), который работал бы при высоких температурах конденсата 110–130 °С;
- при недостатке расхода пара на вторую паровую группу подпитка для этой группы осуществляется в минимальном количестве от паропровода острого пара через регулирующий клапан;
- улучшаются условия удаления воздуха из пароконденсатной системы сушильной установки.

Если давление пара в сепараторе С-2 превысит атмосферное, то это свидетельствует о том, что пароконденсатная система сушильной установки заполнена воздухом. Скопившийся воздух следует удалить путем кратковременного периодического открытия автоматического воздушного вентиля (например, фирмы «Спиракс-Сарко Инжиниринг»), установленного на линии сброса паровоздушной смеси из сепаратора С-2. Удаление воздуха из пароконденсатной системы улучшает условия конденсации водяного пара на внутренней поверхности сушильных цилиндров (увеличивается коэффициент теплоотдачи при конденсации пара). Поскольку конденсатный насос от сепаратора С-1 не устанавливается, то улучшаются условия отвода воздуха из всей пароконденсатной системы сушильной установки. Воздух отводится из системы периодически в течение 10–15 мин. Все это приводит к существенному повышению производительности сушильной установки и сокращению затрат электроэнергии.

Для дальнейшей утилизации теплоты конденсата устанавливается второй водо-водяной теплообменник ВВТ-2, который предназначен для дополнительной экономии теплоты и снижения температуры конденсата с 95 до 70 °С.

Апробация предложенной пароконденсатной системы произведена на ряде бумагоделательных и картоноделательных машин:

- пресспате типа ОМ-8 ОАО «Марийский ЦБК», г. Йошкар-Ола;
- КДМ ОАО «Кузбасский скарабей», г. Кемерово;
- пресспате ОАО «Целлюлозный завод Питкяранта», г. Питкяранта.

Поверхность теплообменника ВВТ-1 для машин малой и средней производительности (2–12 т/ч) по расчетам составила $F = 2–12 \text{ м}^2$, средняя удельная сэкономленная теплота – 0,07–0,19 ГДж/т продукции.

В монографиях [1– 5] приведена предлагаемая для модернизации принципиальная тепловая схема пароконденсатной системы с тремя паровыми группами сушильных цилиндров. Такая универсальная схема ПКС, реализована на КДМ Кемеровского предприятия ООО «Кузбасский скарабей». Схема предназначена для выпуска на машине различного ассортимента продукции.

В основе снижения расхода теплоты и повышения производительности машин лежат: изучение закономерностей и особенностей сушки пористых волокнистых материалов; процессы кипения и испарения влаги в коллоидных капиллярно-пористых волокнистых материалах; изучение форм связи влаги с материалом; механизм переноса теплоты и влаги на каждой стадии сушильного процесса; кинетика сушки пористого волокнистого материала.

Модернизация пароконденсатных и вентиляционных систем сушильных установок бумагоделательных и картоноделательных машин проводится с целью сокращения затрат теплоты на сушку и повышения производительности машин. С увеличением производительности сушильных установок соответственно повышается количество испаряемой влаги из материала. Для ее удаления требуется усовершенствование системы вентиляции машин, которая сводится к замене теплорекуперационных аппаратов, калориферов и вентиляторов. При этом меняются параметры влажного воздуха и процессы изменения состояния влажного воздуха в сушильной установке.

1.6. Параметры влажного воздуха

Смесь сухого воздуха и водяного пара называется *влажным воздухом*. Влажный воздух, содержащий максимальное количество водяного пара при данной температуре, называется *насыщенным*. Воздух, в котором не содержится максимально возможное при данной температуре количество водяного пара, называется *ненасыщенным*.

Состояние влажного воздуха характеризуется следующими параметрами: барометрическим давлением P_B ; относительной влажностью φ ; температурой воздуха по сухому термометру t_C и смоченному термометру t_{CM} ; температурой точки росы $t_{Т.Р.}$; влагосодержанием d и энтальпией I .

Давление влажного воздуха P_B , согласно закону Дальтона, равно сумме парциальных давлений сухого воздуха P_B и водяных паров $P_{П.}$

$$P_{\text{б}} = P_{\text{в}} + P_{\text{п}}, \text{ Па.}$$

Относительной влажностью влажного воздуха φ называется отношение действительной плотности водяного пара $\rho_{\text{п}}$ в ненасыщенном воздухе к максимально возможной плотности $\rho_{\text{н.п}}$ в условиях полного насыщения воздуха водяными парами при данной температуре, %,

$$\varphi = \frac{\rho_{\text{п}}}{\rho_{\text{н.п}}} 100 = \frac{P_{\text{п}}}{P_{\text{н.п}}} \cdot 100.$$

Влагосодержанием воздуха d называется масса водяных паров, содержащихся в 1 кг абсолютно сухого воздуха, кг влаги/кг сухого воздуха,

$$d = \frac{\rho_{\text{п}}}{\rho_{\text{в}}} 10^3 = 0,622 \frac{P_{\text{п}}}{P_{\text{б}} - P_{\text{п}}}.$$

Температура точки росы $t_{\text{т.р}}$ – температура, до которой нужно охладить ненасыщенный воздух при постоянном влагосодержании, чтобы он стал насыщенным.

Энтальпия влажного воздуха представляет собой количество теплоты, содержащейся в 1 кг влажного воздуха. Она представляет сумму энтальпий сухой части воздуха и водяных паров, кДж/кг влажного воздуха,

$$I_{\text{в.в}} = I_{\text{с.в}} + i_{\text{п}} \cdot d \cdot 10^{-3} = C_{\text{с.в}} \cdot t_{\text{в.в}} + (2500 + C_{\text{п}} \cdot t_{\text{в.в}}) d \cdot 10^{-3},$$

где 2500 – энтальпия пара при нормальных условиях, кДж/кг; $C_{\text{с.в}}$ – теплоемкость сухого воздуха, $C_{\text{с.в}} = 1,0$ кДж/(кг · °С); $C_{\text{п}}$ – теплоемкость водяного пара, $C_{\text{п}} = 1,97$ кДж/(кг · °С).

1.7. $I-d$ -диаграмма влажного воздуха и процессы изменения его состояния

Для определения параметров влажного воздуха, выполнения тепловых расчетов и выбора оптимальных режимов работы систем вентиляции и кондиционирования воздуха применяется $I-d$ -диаграмма влажного воздуха (рис. 1.9), предложенная Л. К. Рамзиным [1,2].

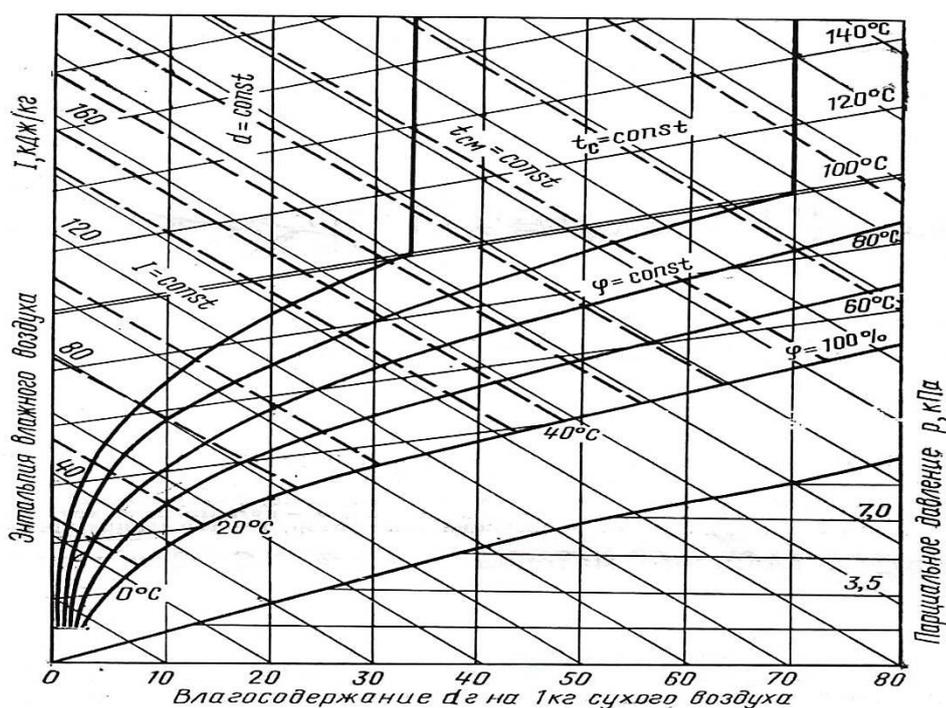


Рис. 1.9. $I-d$ -диаграмма влажного воздуха

На оси абсцисс диаграммы в определенном масштабе отложены значения влагосодержаний воздуха и проведены линии постоянного влагосодержания ($d = \text{const}$). На оси ординат в масштабе вдвое большем, чем для влагосодержания, отложены значения энтальпий, а вспомогательные линии $I = \text{const}$ проведены под углом 45° .

Линии постоянных температур по сухому термометру ($t_c = \text{const}$) нанесены под некоторым углом к горизонту. Линии относительной влажности воздуха ($\varphi = \text{const}$) на диаграмме представляют кривые, расходящиеся от начала координат.

Область диаграммы, расположенная выше кривой $\varphi = 100 \%$, относится к состоянию ненасыщенного воздуха водяными парами и является рабочей частью диаграммы. Область, расположенная ниже линии $\varphi = 100 \%$, соответствует механической смеси насыщенного воздуха и капель влаги и является нерабочей частью диаграммы. Линия парциального давления водяного пара находится в нижней части диаграммы и проведена под определенным углом к оси абсцисс. Значения давлений, Па, отложены по правой оси ординат.

На $l-d$ -диаграмме можно построить различные сложные термодинамические процессы сушки. Однако в основе сложных вариантов лежат несколько основных элементарных процессов, отличающихся друг от друга способом подвода тепла в сушильной камере и степенью регенерации тепла отработанного сушильного агента.

Рассмотрим характерные случаи изменения состояния воздуха и изображение их на $l-d$ -диаграмме (рис. 1.10).

1. Процесс нагревания воздуха (линия $0-1$) происходит при постоянном влагосодержании $d_0 = d_1 = \text{const}$. Как правило, процесс нагрева воздуха производится в рекуперативных теплообменных аппаратах и калориферах.

2. Процесс охлаждения воздуха происходит также при постоянном влагосодержании $d_0 = d_2 = \text{const}$ и изображается на $l-d$ -диаграмме линией $0-2$. Если охлаждать влажный воздух, то при достижении относительной влажности $\varphi = 100 \%$, воздух приобретает насыщенное состояние.

Температура, соответствующая состоянию насыщения, называется *температурой точки росы*. При дальнейшем охлаждении воздуха происходит конденсация водяных паров с уменьшением влагосодержания.

3. Адиабатическое охлаждение и увлажнение воздуха протекает по линии $0-3$. Адиабатическое испарение влаги происходит при постоянном теплосодержании воздуха ($l_0 = l_3 = \text{const}$) с увеличением влагосодержания d и уменьшением температуры. С уменьшением температуры сухого воздуха увеличивается теплосодержание пара.

Такие процессы протекают в оросительных камерах кондиционеров в зимний период года и в сушильных установках без подвода теплоты.

4. Одновременное нагревание и увлажнение воздуха, сопровождающееся поглощением теплоты и влаги, изображается линией $0-4$.

Такие процессы протекают в многоцилиндровых сушильных установках.

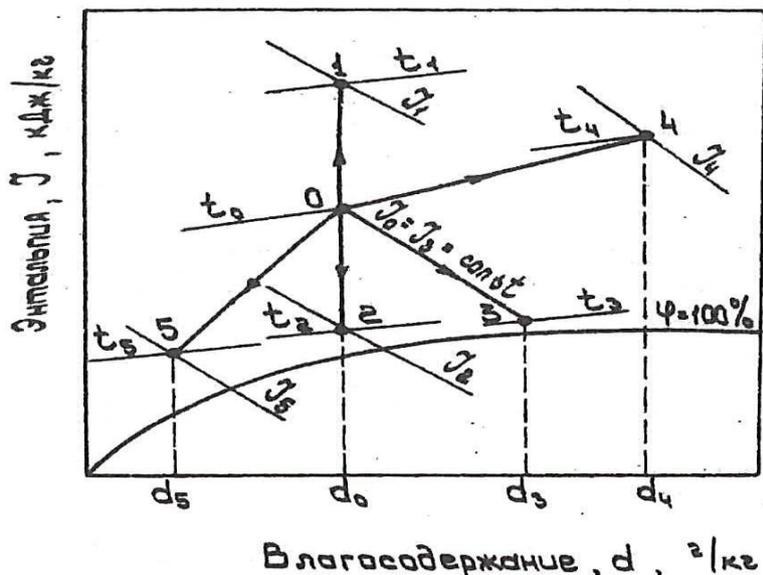


Рис. 1.10. Процессы изменения состояния влажного воздуха:

- $0-1$ – нагревание воздуха; $0-2$ – охлаждение воздуха;
- $0-3$ – адиабатическое охлаждение и увлажнение воздуха;
- $0-4$ – одновременное нагревание и увлажнение воздуха;
- $0-5$ – одновременное охлаждение и осушение воздуха

5. Одновременное охлаждение и осушение воздуха (процесс $0-5$) характеризуется уменьшением теплосодержания и влагосодержания ($l_5 < l_0$, $d_5 < d_0$). Такие процессы могут происходить в рекуперативных теплообменных аппаратах при одновременном охлаждении воздуха и конденсации водяных паров, а также в оросительных камерах кондиционеров в теплый период года.

6. Смешение разных расходов воздуха с различными параметрами на $l-d$ -диаграмме изображается прямой AC (рис. 1.11). На рисунке показан процесс смешения свежего (точка A) и отработавшего (точка C) воздуха и параметры смеси (точка m).

Кратность смешения представляет собой отношение массовых расходов отработавшего L_C и свежего L_A воздуха:

$$K = \frac{L_C}{L_A}.$$

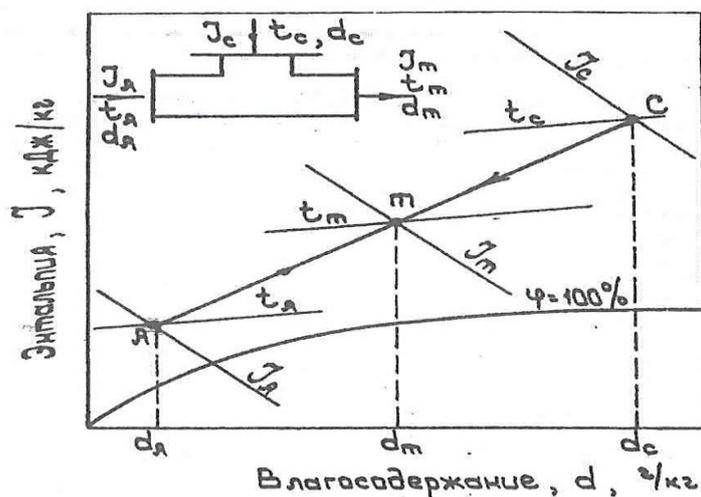


Рис. 1.11. Процесс смешения потоков воздуха с параметрами А и С

При известных параметрах смешиваемых расходов *кратность рециркуляции* определяется по формуле

$$K = \frac{d_m - d_A}{d_C - d_m} = \frac{I_m - I_A}{I_C - I_m} = \frac{A m}{m C}.$$

С помощью коэффициента смешения K можно рассчитать параметры смеси:

влажностное содержание, г влаги/кг воздуха,

$$d_m = \frac{d_A + K \cdot d_C}{K + 1};$$

температуру, °С,

$$t_m = \frac{t_A + K \cdot t_C}{K + 1};$$

энтальпию, кДж/кг воздуха,

$$I_m = \frac{I_A + K \cdot I_C}{K + 1}.$$

1.8. Тепловой баланс сушильной установки

Целлюлозно-бумажная промышленность (ЦБП) является весьма энергоемкой отраслью народного хозяйства. В настоящее время большую актуальность приобретает решение следующих задач: повышение эффективности использования топливно-энергетических ресурсов; их рациональное и экономное расходование; уменьшение непроизводительных потерь теплоты [1–10, 17, 22–24, 27, 38]. Все это требует разработки мероприятий по повышению эффективности их использования с учетом последних достижений научно-технического прогресса.

Эффективность работы теплотехнологического оборудования ЦБП определяется следующими показателями: удельными расходами теплоты; энергетическим и эксергетическим коэффициентами полезного действия; интенсивностью процессов, а также качеством и себестоимостью вырабатываемой продукции.

Рациональное использование энергии оказывает влияние не только на экономическую, но и на экологическую деятельность предприятия. Поэтому удельные расходы теплоты могут служить интегральной оценкой совершенства тепловых схем и конструкций теплотехнологического оборудования любого предприятия отрасли. В этой связи особую актуальность приобретает разработка теоретически обоснованных норм расходования тепловой энергии на сушку бумаги и картона.

При эксплуатации бумагоделательных и картоноделательных машин важнейшими задачами являются снижение удельных расходов теплоты на сушку, повышение производительности и оптимизация работы сушильных установок. Теоретические удельные расходы теплоты могут быть определены путем комплексного исследования процесса сушки, составления и анализа теплового баланса сушильных установок и вентиляционных систем машин.

1.8.1. Тепловой баланс сушильной установки бумагоделательной машины

Тепловой баланс сушильной части бумагоделательной машины (БДМ) может быть составлен двумя методами: по внешним (выходным) параметрам материала и сушильного агента, а также по условиям тепломассообмена высушиваемого полотна на поверхности греющих цилиндров и участках межцилиндровых пробегов полотна.

Применительно к испытанию промышленных сушильных установок более рациональный вариант, когда тепловой баланс составляется по внешним параметрам:

$$\begin{aligned} q_c &= q_{\text{исп}} + q_v + q_{\text{н.м}} + q_{\text{огр}} + q_l = \\ &= (i_{\text{н.п}} - c_w \cdot t_{\text{м0}}) + \frac{1000}{d_2 - d_0} c_v (t_{\text{в2}} - t_{\text{в0}}) + \\ &+ \frac{1}{U_0 - U_2} (c_{\text{с.м}} + c_w \cdot U_2) (t_{\text{м2}} - t_{\text{м0}}) + \\ &+ \frac{k_{\text{огр}} H_{\text{огр}}}{M} + \frac{\alpha_l H_{\text{отк}}}{M} (\bar{t}_v - t_{\text{окр}}), \end{aligned}$$

где q_c , $q_{\text{исп}}$ – удельные затраты теплоты на сушку и испарение влаги; q_v , $q_{\text{н.м}}$ – удельные затраты теплоты на нагрев сушильного воздуха и материала; $q_{\text{огр}}$, q_l – потери теплоты в окружающую среду от ограждений конвекцией и излучением; $i_{\text{н.п}}$ – энтальпия насыщенного пара, образующегося из влаги полотна; $c_{\text{с.м}}$, c_w , c_v – теплоемкость сухого материала, влаги и сухого воздуха; $t_{\text{м0}}$, $t_{\text{м2}}$ – температура сухой массы материала на входе и выходе из сушильной установки; U_0 , U_2 – начальное и конечное влагосодержание полотна; $t_{\text{в0}}$, $t_{\text{в2}}$ – температура воздуха на входе и выходе из сушильной установки; d_0 , d_2 – влагосодержание воздуха на входе и выходе из установки; $H_{\text{огр}}$, $H_{\text{отк}}$ – площадь поверхности внешних ограждений и открытой излучающей поверхности сушильной камеры; $k_{\text{огр}}$ – коэф-

коэффициент теплопередачи через ограждения; $\bar{t}_в, t_{окр}$ — средние значения температуры воздуха в установке и окружающей среды; M — количество испаренной влаги; $\alpha_{л}$ — коэффициент лучеиспускания ограждений.

На основании проведенных балансовых испытаний сушильной части выполнен расчет теплового баланса бумагоделательной машины.

Исходные данные для расчета следующие:

производительность машины — $G_M = 13\,200$ кг/ч;

ширина полотна (обрезная) — $b_{п}^0 = 6,3$ м;

ширина полотна (необрезная) — $b_{п}^H = 6,5$ м;

масса газетной бумаги — $P_{с.п} = 50$ г/м²;

давление и температура пара в первой группе цилиндров:

$P_0 = 0,2$ МПа; $t_{н.п}^{P_0} = 119,62$ °С;

температура перегретого пара из котельной — $t_{п.п} = 140$ °С;

количество цилиндров — $n_{ц} = 50$;

сухость полотна:

- до сушильной установки — $T_0 = 38,5$ %;

- после сушильной установки — $T_2 = 93,0$ %;

давление пара в последней паровой группе цилиндров —

$P_K = 0,075$ МПа;

мощность двигателей для привода цилиндров — $N_{дв} = 500$ кВт.

Производительность машины при необрезной ширине полотна

$$G_M^H = G_M \frac{b_{п}^H}{b_{п}^0} = 13\,200 \frac{6500}{6300} = 13\,600 \text{ кг/ч.}$$

Расчетная производительность машины по абсолютно сухой бумаге

$$G_M^{a.c} = G_M^H \frac{T_2}{100} = 13\,600 \frac{93}{100} = 12\,648 \text{ кг/ч.}$$

Температура бумаги на выходе из сушильной части машины

$$t_6'' = t_{н.п}^{P_0} - 15 = 119,62 - 15 = 104,62 \text{ °С.}$$

Расход теплоты на прогрев бумажного полотна, кДж/ч,

$$Q_{пр}^6 = G_M^{a.c} c_6 (t_6'' - t_6') = 12\,648 \cdot 1,42 (104,62 - 30) = 1\,344\,529,$$

где $c_{\delta} = 1,42$ кДж/(кг · °С) – теплоемкость бумаги; $t'_{\delta} = 30$ °С – температура бумаги на входе в сушильную установку.

Влагосодержание бумаги, кг влаги/кг сухой бумаги:

- до сушильной установки

$$U_0 = \frac{100 - T_0}{T_0} = \frac{100 - 38,5}{38,5} = 1,6;$$

- после сушильной установки

$$U_2 = \frac{100 - T_2}{T_2} = \frac{100 - 93,0}{93,0} = 0,075.$$

Теоретический расход теплоты на нагревание влаги, содержащейся в полотне бумаги, кДж/ч,

$$\begin{aligned} Q_{\text{пр}}^{\text{вл}} &= G_{\text{м}}^{\text{a.c}} (U_0 - U_2) c_{\text{вл}} (t''_{\delta} - t'_{\delta}) = \\ &= 12\,648 (1,6 - 0,075) 4,19 (104,62 - 30) = 6\,030\,604, \end{aligned}$$

где $c_{\text{вл}} = 4,19$ кДж/(кг · °С) – теплоемкость влаги.

Расход теплоты на испарение влаги из полотна, кДж/ч,

$$\begin{aligned} Q_{\text{исп}} &= G_{\text{м}}^{\text{a.c}} (U_0 - U_2) r \cdot m_r = \\ &= 12\,648 (1,6 - 0,075) 2262,6 \cdot 1,1 = 48\,005\,630, \end{aligned}$$

где $r = 2262,6$ кДж/кг – теплота парообразования при атмосферном давлении; $m_r = 1,1$ – коэффициент, учитывающий увеличение удельного расхода теплоты на испарение влаги во втором периоде сушки.

Суммарный расход теплоты на сушку бумаги, кДж/ч,

$$\begin{aligned} Q_{\text{с}} &= \frac{Q_{\text{пр}}^{\text{б}} + Q_{\text{пр}}^{\text{вл}} + Q_{\text{исп}}}{\eta_{\text{с}}} = \\ &= \frac{1\,344\,529 + 6\,030\,604 + 48\,005\,630}{0,9} = 61\,534\,180, \end{aligned}$$

где $\eta_{\text{с}} = 0,9$ – коэффициент сохранения теплоты.

Теплота, поступающая в сушильную часть с влажной бумагой, кДж/ч,

$$Q'_6 = G_M^{a.c} \left[\frac{T_0}{100} c_6 t'_6 + \left(1 - \frac{T_0}{100} \right) c_{вл} t'_6 \right] =$$

$$= 12\,648 \left[\frac{38,5}{100} \cdot 1,42 \cdot 30 + \left(1 - \frac{38,5}{100} \right) 4,19 \cdot 30 \right] = 1\,185\,870.$$

Теплота, выделяющаяся в результате трения подшипников цилиндров, кДж/ч,

$$Q_{дв} = 3603 N_{дв} \cdot \eta_{дв} \cdot \eta_{ред} \cdot \eta_{ог} =$$

$$= 3\,603 \cdot 500 \cdot 0,9 \cdot 0,98 \cdot 0,6 = 953\,460,$$

где $\eta_{дв} = 0,9$; $\eta_{ред} = 0,98$; $\eta_{ог} = 0,6$ – КПД использования энергии соответственно двигателей, редуктора и ограждений.

Потеря теплоты с бумагой, выходящей из сушильной установки, кДж/ч,

$$Q''_6 = G_M^{a.c} \left[\frac{T_2}{100} c_6 t''_6 + \left(1 - \frac{T_2}{100} \right) c_{вл} t''_6 \right] =$$

$$= 12\,648 \left[\frac{93}{100} \cdot 1,42 \cdot 104,62 + \left(1 - \frac{93}{100} \right) 4,19 \cdot 104,62 \right] = 2\,141\,006.$$

Потеря теплоты от ограждений сушильной установки в окружающую среду, кДж/ч,

$$Q_{окр} = [33,52 + 0,167 (t_{огр} - t_{окр}) - 25,2\sqrt{w_B}] (t_{огр} - t_{окр}) F =$$

$$= [33,52 + 0,167 (50 - 25) - 25,2\sqrt{0,8}] (50 - 25) 1\,730 = 656\,007.$$

Теплота, поступающая в сушильную часть с воздухом, подсасываемым из помещения первого этажа, кДж/ч, (по результатам обследования сушильной установки)

$$Q_{прис} = L_{прис} I_{прис} = 66\,400 \cdot 56,1 = 3\,728\,094.$$

Количество испаряемой влаги из полотна бумаги, кг/ч,

$$M = G_M^{a.c} (U_0 - U_2) = 12\,648 (1,60 - 0,075) = 19\,288,2.$$

Расход воздуха на сушку, кг/ч,

$$L_c = \frac{G_M^{a.c} (U_0 - U_2)}{d_5 - d_2} = \frac{M}{d_5 - d_2} = \frac{19\,288,2}{0,090238 - 0,0201} = 275\,000,$$

где $d_2 = 0,0201$ и $d_5 = 0,090238$ кг влаги/кг воздуха – влагосодержание воздуха на входе и выходе из сушильной установки (по результатам испытаний системы вентиляции).

Теплота, поступающая с сушильным воздухом под машину, кДж/ч, (по результатам испытаний системы вентиляции машины)

$$Q_{c.в} = L_c \cdot I_4 = 275\,000 \cdot 95,684 = 26\,313\,100.$$

Потеря теплоты с воздухом выбивания, кДж/ч, (по результатам испытаний)

$$Q_{выб} = L_{выб} \cdot I_5 = 24\,555,3 \cdot 296,65 = 7\,284\,336.$$

Расход паровоздушной смеси, кг/ч,

$$L_{пвс} = L_c + M = 275\,000 + 19\,288,2 = 294\,288,2.$$

Теплота, удаляемая из сушильной части с паровоздушной смесью, часть которой утилизируется в теплорекуперационных агрегатах первой и второй ступеней, кДж/ч,

$$Q_{пвс} = L_{пвс} \cdot I_5 = 294\,288,2 \cdot 296,65 = 87\,299\,454.$$

Расход пара на сушку газетной бумаги, кг/ч,

$$D_c = \frac{Q_c}{i_{п.п}^{P_0} - i_{кнд}^{P_3}} = \frac{61\,534\,180}{2750 - 378} = 25\,941,9,$$

где $i_{п.п}^{P_0} = 2750$ кДж/кг – энтальпия перегретого пара при давлении $P_0 = 0,2$ МПа и температуре $t_{п.п} = 140$ °С; $i_{кнд}^{P_3} = 378$ кДж/кг – энтальпия насыщенного пара при давлении в последнем сепараторе $P_3 = 0,075$ МПа.

Удельный расход теплоты на сушку 1 кг бумаги, кДж/кг бумаги,

$$q_б = \frac{Q_c}{G_M} = \frac{61\,534\,180}{13\,200} = 4\,661,6.$$

Удельный расход пара на сушку 1 кг бумаги, кг пара/кг бумаги,

$$d_{\text{б}} = \frac{D_{\text{с}}}{G_{\text{м}}} = \frac{25\,941,9}{13\,200} = 1,965.$$

Удельный расход пара на 1 кг испаренной влаги, кг пара/кг влаги,

$$d_{\text{вл}} = \frac{D_{\text{с}}}{M} = \frac{25\,941,9}{19\,288,2} = 1,345.$$

Интенсивность сушки бумаги, кг влаги/(м² · ч),

$$m = \frac{M}{n_{\text{ц}} h_{\text{а.ц}}} = \frac{19\,288,2}{50 \cdot 18,69} = 20,64,$$

где $h_{\text{а.ц}}$ — активная поверхность одного цилиндра, м²,

$$h_{\text{а.ц}} = \pi D_{\text{ц}} b_{\text{п}}^0 \varphi_{\text{ц}} = 3,14 \cdot 1,5 \cdot 6,3 \cdot 0,63 = 18,69.$$

Удельный расход воздуха:

на испарение 1 кг влаги, кг воздуха/кг влаги,

$$\ell_{\text{уд}} = \frac{L_{\text{с}}}{M} = \frac{275\,000}{19\,288,2} = 14,26;$$

на сушку 1 кг бумаги, кг воздуха/кг бумаги,

$$\ell_{\text{б}} = \frac{L_{\text{с}}}{G_{\text{м}}} = \frac{275\,000}{13\,200} = 20,83.$$

Результаты расчета теплового баланса сушильной установки бумагоделательной машины сведены в табл. 1.

Из теплового баланса сушильной части БДМ следует:

- основное количество теплоты на сушку бумаги (65,6 %) поступает со свежим паром;
- с сушильным воздухом поступает теплота в количестве 28,1 %;
- остальное количество теплоты вносится:
 - с влажной бумагой — 1,26 %;
 - с подсасываемым воздухом из помещения первого этажа — 4,0 %;
 - в результате превращения механической энергии электродвигателей в тепловую энергию — 1,0 %.

Таблица 1

Тепловой баланс сушильной части бумагоделательной машины

№ п/п	Источник теплоты	Величина теплоты	
		МДж/ч	%
Приход теплоты			
1	Теплота с паром на сушку бумаги Q_c	61 534,0	65,6
2	Теплота от привода двигателей $Q_{дв}$	953,5	1,0
3	Теплота, поступающая с влажной бумагой $Q'_б$	1 186,0	1,3
4	Теплота, внесенная с сушильным воздухом $Q_{с.в}$	26 313,1	28,1
5	Теплота, внесенная с подсасываемым воздухом $Q_{прис}$	3 728,1	4,0
Всего		93 714,7	100,0
Отвод теплоты			
6	Теплота, уносимая из сушильной части БДМ с паровоздушной смесью $Q_{пвс}$	87 299,5	89,6
7	Теплота с воздухом выбивания $Q_{выб}$	7 284,3	7,5
Итого: Тепловосприятие в сушильную часть БДМ (суммарное)		94 583,8	97,1
8	Потеря теплоты: в окружающую среду $Q_{окр}$	656,0	0,7
	с влажной бумагой $Q''_б$	2 141,0	2,2
Всего		97 380,8	100,0

Теплота из сушильной части БДМ удаляется главным образом с паровоздушной смесью в количестве 89,6 %.

В теплорекуперационных агрегатах (ТРА) эта теплота частично используется для предварительного нагрева сушильного воздуха, а также воздуха вентиляции цеха и на нагрев воды в скрубберах.

В уравнении теплового баланса к потерям теплоты относятся также теплота с нагретой бумагой (2,2 %), теплота с воздухом выбивания (7,5 %) и потеря теплоты от вентиляционного колпака в цех (0,7 %), т. е.

$$\Sigma q_{\text{пот}} = 2,2 + 7,5 + 0,7 = 10,4 \text{ \%}.$$

КПД сушильной установки определим по формуле

$$\eta_{\text{с.у}} = 100 - \Sigma q_{\text{пот}} = 100 - 10,4 = 89,6 \text{ \%}.$$

Теплота, удаляемая из сушильной установки,

$$Q_{\text{ПВС}} = Q_5 = L_{\text{ПВС}} \cdot I_5 = 87\,299\,454 \text{ кДж/ч} = 24\,249,85 \text{ кВт}.$$

Количество теплоты, передаваемой в теплоуловителях первой и второй ступеней (по результатам расчета системы вентиляции) в шести теплорекуперационных агрегатах, составило:

$$Q_{\text{ТУ-1}}^6 = Q_{\text{ТУ-1}} \cdot n = 127 \cdot 6 = 762 \text{ кВт};$$

$$Q_{\text{ТУ-2}}^6 = (Q_{\text{ТУ-2}}^{\text{с}} + Q_{\text{ТУ-2}}^{\text{н}}) n = (117,46 + 283,54) \cdot 6 = 2\,406 \text{ кВт},$$

где $Q_{\text{ТУ-2}}^{\text{с}} = 117,46 \text{ кВт}$ и $Q_{\text{ТУ-2}}^{\text{н}} = 283,54 \text{ кВт}$ – количество теплоты, передаваемой в теплоуловителях второй ступени в сухой и насыщенной зонах тепло- и массообмена (по результатам расчета).

Степень утилизации теплоты составит:

- в теплоуловителях первой ступени (ТУ–1)

$$\sigma_{\text{ТУ-1}} = \frac{Q_{\text{ТУ-1}}}{Q_5} \cdot 100 = \frac{762}{24\,249,85} \cdot 100 = 3,14 \text{ \%};$$

- в теплоуловителях второй ступени (ТУ–2)

$$\sigma_{\text{ТУ-2}} = \frac{Q_{\text{ТУ-2}}}{Q_5} \cdot 100 = \frac{2\,406}{24\,249,85} \cdot 100 = 9,92 \text{ \%}.$$

Скрубберы не работают, так как трубы для отвода теплой воды забиваются волокном (нужна очистка воды от волокна).

Таким образом, суммарная степень утилизации теплоты в сушильной части БДМ составит:

$$\sigma_{\Sigma} = \sigma_{\text{ТУ}-1} + \sigma_{\text{ТУ}-2} = 3,14 + 9,92 = 13,06 \%$$

В северных районах страны в зимний период, когда температура наружного воздуха отрицательная (например, -20°C), влага, содержащаяся в паровоздушной смеси ТУ–2 и проходящая внутри алюминиевых труб диаметром 40 мм, замерзает и превращается в лед. В результате теплоуловители второй ступени выключаются из нормальной работы.

Таким образом, зимой степень утилизации теплоты снижается до 3,14 %, так как работают только теплоуловители первой ступени (ТУ–1). Следовательно, система утилизации теплоты работает неэффективно и нуждается в совершенствовании. Наиболее приемлемым вариантом является применение промежуточного теплоносителя [1–5]. Кроме того, для интенсификации сушки бумаги необходимо подавать воздух под машину неравномерно в соответствии с кинетикой сушки и перепадом влагосодержания материала по зонам сушки.

Из теплового баланса сушильной установки БДМ следует, что потери теплоты можно разделить на возвратные и невозвратные.

К *возвратным* потерям относятся:

- теплота, которую можно использовать для сокращения расхода свежего пара путем применения разработанных мероприятий [1–5];
- потеря теплоты в атмосферу с удаляемой паровоздушной смесью, которую необходимо сокращать;
- использование теплоты отводимого конденсата для нагрева воздуха в калориферах;
- теплота нагреваемой массы перед сушильной установкой.

К *невозвратной* потере относится теплота, передаваемая укрытием сушильной части в зал БДМ. Эту потерю теплоты можно сократить за счет применения материалов с низким коэффициентом теплопроводности и уменьшения габаритов сушильной установки.

В условиях эксплуатации БДМ фактический удельный расход теплоты на сушку превышает теоретический расход на 10–30 %.

Основная причина такого расхождения объясняется наличием в отводимом конденсате от машин большого количества пролетного пара, а также нарушением теплового и гидравлического режимов работы сушильных установок, что приводит к перерасходу теплоты на сушку бумаги и снижению производительности установок.

Приведенный анализ теплового баланса позволяет наметить мероприятия по снижению удельных расходов теплоты в процессе сушки и повышению производительности БДМ [1–5].

Энтропийно-эксергетический метод оценки эффективности работы сушильной установки учитывает не только количество, но и качество использованной энергии (температуру и давление теплоносителя). Выполненные численные расчеты [1, 2] показали, что затраты эксергии на испарение влаги составили 27 %, потери эксергии на необратимость процесса – 61 %, в окружающую среду теряется 5 %, с выходящим полотном – 2 %, с воздухом – 3 %, потери эксергии на преодоление гидравлического сопротивления составили 2 %.

Определенный интерес представляет также тепловой баланс сушильной установки картоноделательной машины.

1.8.2 Тепловой баланс сушильной установки картоноделательной машины

В целлюлозно-бумажной промышленности при сушке рулонных волокнистых материалов широкое распространение получили контактно-конвективные сушильные установки, которые являются не только высокопроизводительными, но и весьма энергоемкими агрегатами. Важные задачи сушки – снижение удельных расходов пара на испарение влаги и повышение экономичности установок путем более полного использования поступающей теплоты со свежим паром и теплоты с удаляемой отработанной паровоздушной смеси.

В контактно-конвективных сушильных установках полезно использованной считают теплоту, затраченную на нагревание и

испарение влаги, содержащейся в материале, а также на увеличение температуры сухой бумаги. Действительный расход теплоты превышает теоретический на величину потерь в окружающую среду и с воздухом, выбрасываемым в атмосферу.

С целью определения теплоты, поступающей в сушильную установку, были проведены балансовые испытания картоноделательной машины Сыктывкарского лесопромышленного комплекса в переходный период года зима—лето.

Во время испытаний на машине вырабатывалась бумага для упаковки и расфасовки пищевых продуктов на автоматах массой 250 г/м^2 при скорости движения полотна $140\text{--}160 \text{ м/мин}$. Картоноделательная машина (КДМ) оборудована сушильной частью, состоящей из 87 сушильных цилиндров. Вся сушильная часть закрыта теплоизолированным вентиляционным колпаком. Основное количество теплоты поступает в сушильную часть с греющим паром, который с давлением $P_0 = 0,6 \text{ МПа}$ и температурой $160 \text{ }^\circ\text{C}$ через регулирующие клапаны подается в цилиндры для нагрева полотна и калориферы для подогрева воздуха. Конденсат из сборного бака возвращается на тепловую электростанцию (рис. 1.12).

Вентиляционная система КДМ состоит из пяти параллельно включенных приточно-вытяжных установок с теплорекуперационными агрегатами (ТРА).

Воздух, предназначенный для сушки картона, отбирается из верхней зоны зала с температурой $33\text{--}37 \text{ }^\circ\text{C}$, нагревается сначала в теплоуловителях первой ступени до $40\text{--}50 \text{ }^\circ\text{C}$, а затем в паровых калориферах, после чего подается на сушку.

Для предотвращения выбивания паровоздушной смеси под колпаком машины поддерживается небольшое разрежение, поэтому через неплотности из зала подсасывается часть воздуха.

Сушильная часть оборудована системой для продувки нагретым воздухом застойных зон в межцилиндровых пространствах.

Для снижения энтальпии отработанной паровоздушной смеси в схему вентиляции включены теплоуловители и скрубберы.

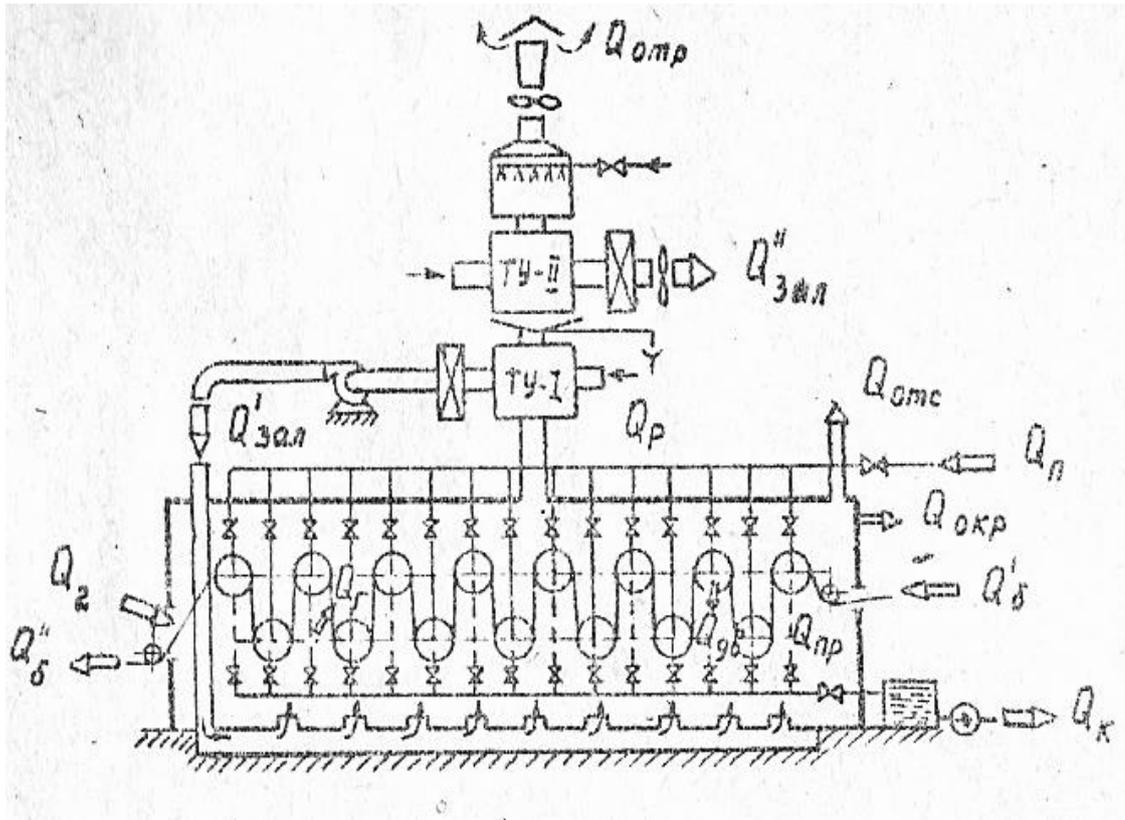


Рис. 1.12. Схема тепловых потоков картоноделательной машины

Часть теплоты отработанной паровоздушной смеси регенерируется в теплоуловителях первой ступени (ТУ-I), в которых подогревается сушильный воздух, поступающий под цилиндры. Наружный воздух в камере смешения разбавляется воздухом, поступающим из зала. Смесь воздуха проходит теплоуловители второй ступени (ТУ-II), паровые калориферы, в которых она нагревается до температуры 35–49 °С, и направляется в чердачное пространство и в подвальное помещение.

Во время испытаний машины скрубберные установки были отключены.

На основании данных по измерению параметров воздуха во время испытаний построены термодинамические процессы изменения состояния воздуха на $l-d$ - диаграмме (рис. 1.13).

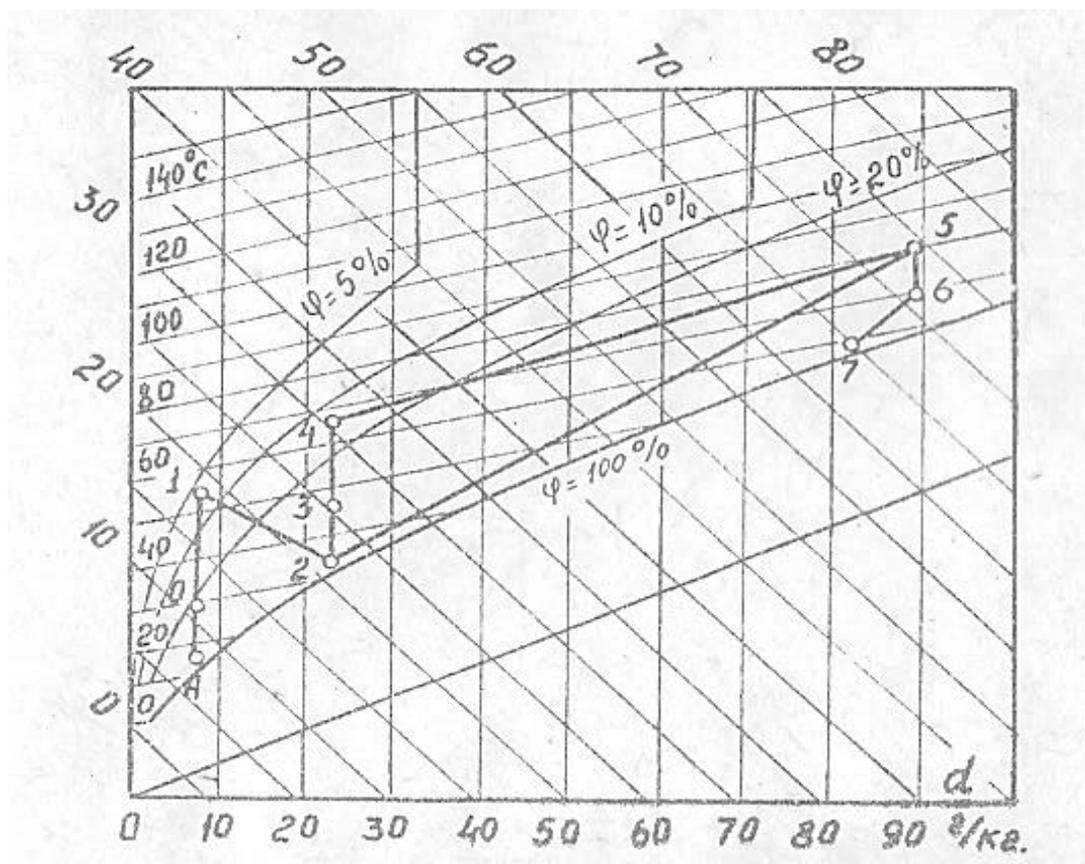


Рис. 1.13. Термодинамический процесс изменения состояния воздуха в системе вентиляции картоноделательной машины в $I-d$ – диаграмме

Составной частью теплового баланса машины являются также потеря теплоты в окружающую среду и затраты на нагревание высушенной бумаги. В табл. 2 приведены данные балансовых испытаний картоноделательной машины.

Как следует из табл. 2, основное количество теплоты на сушку бумаги поступает со свежим паром (72,06 %). Остальная теплота вносится в машину с воздухом из зала (~ 23 %).

Часть этой теплоты (18,83 %) подается сначала в теплоуловители первой ступени, а затем под колпак. Теплота в количестве 4,27 % подсасывается через неплотности вентиляционного колпака.

Подсасываемый воздух в количестве 68 800 кг/ч и при температуре 37 °С практически не участвует в процессе сушки бумаги, снижая при этом теплообменный потенциал отработанного воздуха.

Таблица 2

Тепловой баланс картоноделательной машины

Наименование статьи прихода и расхода теплоты	Расчетные формулы	Результаты расчета	
		$\frac{\Gamma_{\text{Дж/ч}}}{\Gamma_{\text{кал/ч}}}$	%
1	2	3	4
1. Теплота с паром	$Q_{\text{п}} = D_{\text{п}} (i_{\text{п.п}} - i_{\text{к}})$	$\frac{107,745}{25,715}$	72,06
2. Теплота, поступающая с влажной бумагой	$= \left[\frac{S_6}{100} c_6 t'_6 + \left(1 - \frac{S_6}{100} \right) t'_{\text{вл}} \right] G_6$	$\frac{2,597}{0,620}$	1,74
3. Теплота воздуха, подсасываемого под колпак из зала	$Q_2 = L_2 [0,24 t_2 + (597,4 + 0,43 t_2) d_2 \cdot 10^{-3}]$	$\frac{6,398}{1,527}$	4,27
4. Теплота, поступающая на сушку с воздухом из зала	$Q'_{\text{зал}} = L \cdot I_2$	$\frac{28,157}{6,720}$	18,83
Теплота, вносимая воздухом из системы Гривина	$Q_{\text{Г}} = L_{\text{Г}} [0,24 t_2 + (597,4 + 0,43 t_{\text{Г}}) d_2 \cdot 10^{-3}]$	$\frac{0,74}{0,168}$	0,47
6. Теплота, выделанная в подшипниках цилиндров	$Q_{\text{дв}} = 860 N_{\text{дв}} \cdot \eta_{\text{дв}}$	$\frac{1,081}{0,258}$	0,72
7. Теплота рециркуляции в ТУ-1	$Q_{\text{р}} = L (I_3 - I_2)$	$\frac{2,849}{0,680}$	1,90
8. Суммарная теплота	$\Sigma Q_{\text{подв}} = Q_{\text{п}} + Q'_6 + Q_2 + Q'_{\text{зал}} + Q_{\text{Г}} + Q_{\text{дв}} + Q_{\text{р}}$	$\frac{149,533}{35,688}$	100,0
9. Потери теплоты в окружающую среду	$Q_{\text{окр}} = H \cdot k \cdot \Delta t$	$\frac{1,131}{0,270}$	0,76

Окончание табл. 2

1	2	3	4
10. Теплота с воздухом, выбрасываемым в атмосферу, в том числе: а) с сухим воздухом б) с водяным паром	$Q_{отр} = L_{отр} \cdot I_7$ $Q'_{отр} = L \cdot c \cdot t_7$ $Q''_{отр} = M (597,4 + 0,43 \cdot t_7)$	$\frac{97,208}{23,200}$ $\frac{18,750}{4,475}$ $\frac{78,458}{18,725}$	65,01
11. Теплота, уносимая из сушильной части сухим полотном	$Q''_6 = \left[\frac{S_6}{100} c_6 t'_6 \left(1 - \frac{S_6}{100} \right) t''_{вл} \right] G_6$	$\frac{2,162}{0,516}$	1,44
12. Теплота, переданная отработанным воздухом свежему воздуху в ТУ—2	$Q''_{зал} = L_{отр} (I_6 - I_7)$	$\frac{8,799}{2,100}$	5,88
13. Теплота, переданная в ТУ—1	$Q = L_{отр} (I_5 - I_6)$	$\frac{2,925}{0,698}$	1,96
14. Теплота конденсата	$Q_k = D_k i_k$	$\frac{17,833}{4,256}$	11,93
15. Теплота пролетного пара	$Q_{пр} = D_{пр} (i_{н.п} - i_k)$	$\frac{10,064}{2,402}$	6,78
16. Выброс теплоты с отработанным воздухом из досушивающей группы	$Q_{отс} = L_{отс} c t_{отс}$	$\frac{5,631}{1,344}$	3,76
17. Суммарное количество отведенной теплоты	$\Sigma Q_{отв} = Q_{отр} + Q''_6 + Q_{окр} + Q''_{зал} + Q + Q_k + Q_{пр} + Q_{отс}$	$\frac{145,753}{34,786}$	97,47
18. Неучтенные потери	—	$\frac{3,799}{0,902}$	2,53
Итого	—	$\frac{149,533}{35,688}$	100,0

Обозначения, принятые в табл. 2:

D_{Π} – расход пара на машину; $i_{\Pi,\Pi}$ – энтальпия перегретого пара; $i_{\text{к}}$ – энтальпия конденсата; $S_{\text{б}}$ – сухость бумаги; c – теплоемкость бумаги; $t'_{\text{б}}, t''_{\text{б}}$ – температура бумаги до и после сушки; $t'_{\text{в}}, t''_{\text{в}}$ – температура влаги, содержащейся в бумаге, до и после сушки; $G_{\text{б}}$ – производительность машины; L_2 – расход подсасываемого воздуха из зала; t_2, d_2 – температура и влагосодержание воздуха в зале; L – расход воздуха, поступающего под машину; I_2 – энтальпия воздуха в зале; $L_{\text{Г}}$ – расход воздуха, подаваемого в систему Гривина; $t_{\text{Г}}, d_{\text{Г}}$ – температура и влагосодержание воздуха, подаваемого в сушильную часть из системы Гривина; $N_{\text{дв}}$ – мощность двигателей для привода сушильной установки; $\eta_{\text{дв}}$ – КПД двигателей; I_3 – энтальпия воздуха после ТУ–1; $L_{\text{отр}}$ – расход отработанного воздуха; M – расход влаги, содержащейся в отработанном воздухе; $H_{\text{к}}$ – поверхность вентиляционного колпака; k – коэффициент теплопередачи; Δt – температурный напор; I_5, I_6, I_7 – энтальпия паровоздушной смеси под колпаком после сушки полотна, после ТУ–1 и ТУ–2; $D_{\text{к}}$ – расход конденсата; $D_{\text{пр}}$ – расход пролетного пара; $L_{\text{отс}}, t_{\text{отс}}$ – расход и температура отсасываемого воздуха из досушивающей группы.

Основными потерями теплоты в картоноделательной машине являются потери с выбрасываемым влажным воздухом (65,01 %) и пролетным паром (6,78 %). Теплота конденсата в количестве 17,833 ГДж/ч возвращается на тепловую электростанцию и используется для получения пара.

В схеме вентиляции машины предусмотрено удаление части отработанного воздуха из досушивающей группы без регенерации теплоты в теплообменных аппаратах. Потери теплоты при этом составляют 3,76 % от общего расхода.

Воздухообмен сушильной части машины непосредственным образом связан со схемой общеобменной вентиляции зала.

Нагретый воздух из зала поступает на сушку, а теплота отработанной паровоздушной смеси нагревает воздух общеобменной вентиляции. Кроме того, в зал поступает теплота от вентиляционного колпака и с высушенной бумагой. Поэтому при составлении теплового баланса машины условно принято, что теплота, поступающая в зал, является потерей.

На рис. 1.14 приведена диаграмма поступления и отвода теплоты в сушильной части картоноделательной машины.

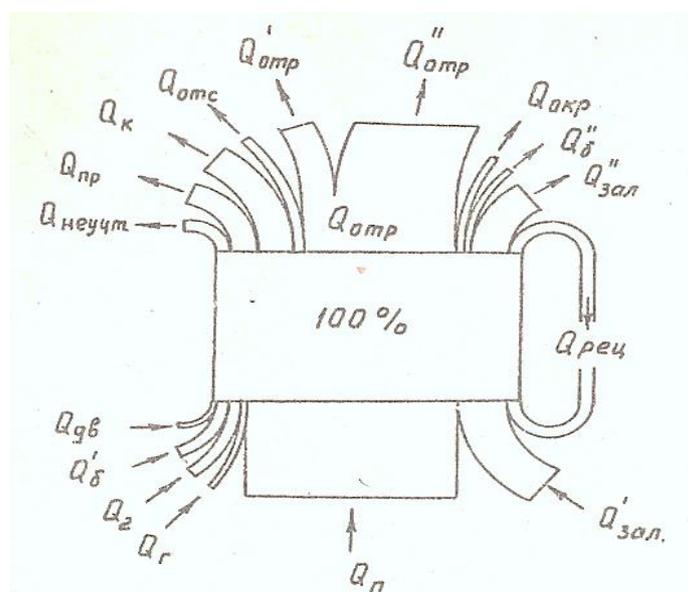


Рис. 1.14. Диаграмма теплового баланса картоноделательной машины

Показателями, определяющими тепловой режим работы машины, являются удельные расходы пара и теплоты на 1 кг сухой бумаги или удельный расход пара на 1 кг испаренной влаги (табл. 3).

Действительный расход теплоты и пара на сушку бумаги превышает теоретический в 1,23–1,42 раза в связи с тем, что на машине имеют место значительные тепловые потери с пролетным паром и конденсатом. Основным направлением сокращения расхода пара на сушку является уменьшение количества пролетного пара и снижение энтальпии отработанного воздуха.

Степень регенерации, представляющая отношение количества теплоты, переданной в теплоуловителях, к расходу теплоты

Удельные расходы пара и теплоты картоноделательной машины

Наименование величины	Расчетная формула	Расчетное значение	Действительное значение
1. Удельный расход пара на сушку бумаги, т пара/т бумаги	$d_{\Pi} = \frac{D_{\Pi}}{G_{\text{б}}}$	2,44	3,16
2. Удельный расход теплоты на сушку бумаги, $\frac{\frac{\text{ГДж}}{\text{т бумаги}}}{\frac{\text{Гкал}}{\text{т бумаги}}}$	$q_{\text{б}} = \frac{Q_{\text{с}}}{G_{\text{б}}}$	$\frac{5,36}{1,28}$	$\frac{7,58}{1,81}$
3. Удельный расход пара на испарение влаги, т пара/т влаги	$d_{\text{вл}} = \frac{D_{\Pi}}{M}$	1,56	1,95

паровоздушной смеси, для исследуемого теплового режима картоноделательной машины составила 10 %. Расчеты показывают, что при нормальной работе скрубберной установки регенерация теплоты отработанного воздуха может быть повышена до 22 %.

Полезно использованной следует считать теплоту, затраченную на нагревание и испарение влаги, содержащейся в материале, а также на повышение температуры сухого материала

$$q_{\text{пол}} = q_{\text{исп}} + q_{\text{н.м}} = (i_{\text{н.п}} - c_w \cdot t_{\text{мо}}) + \\ + \frac{1}{U_0 - U_2} (c_{\text{с.м}} - c_w \cdot U_2) (t_{\text{м2}} - t_{\text{мо}}).$$

Удельный расход греющего пара определяется по уравнению

$$d_c = \frac{q_c}{i_{\text{п}} - i_{\text{кнд}}},$$

где q_c – теплота, затраченная на сушку бумаги; $i_{\text{п}}$, $i_{\text{кнд}}$ – энтальпия греющего пара и удаляемого конденсата.

Коэффициент эффективности сушильной установки находится из выражения

$$\varphi = \frac{q_{\text{пол}}}{q_c}.$$

Коэффициент полезного действия сушильной установки определяется по формуле

$$\eta_c^{\text{T}} = \varphi \eta_t,$$

где $\eta_t = \frac{i_{\text{п}} - i_{\text{кнд}}}{i_{\text{п}}}$ – термический КПД использования теплоты греющего пара в сушильной установке.

Анализ приведенных выше уравнений показал, что удельный расход теплоты на сушку бумаги зависит от многих факторов: начального влагосодержания полотна; расхода воздуха для удаления влаги и его параметров; степени регенерации теплоты отработанного воздуха; потерь теплоты в окружающую среду; энтальпии удаляемого конденсата. Численные расчеты показали, что удельный расход греющего пара в современных сушильных установках БДМ и КДМ составляет $d_{\text{вл}} = 1,5\text{--}1,8$ кг пара/кг влаги.

При сравнении фактических и расчетных удельных расходов теплоты и пара можно определить непроизводительные расходы теплоты и наметить мероприятия по их снижению. Такая методика использована автором при проведении исследований по составлению тепловых балансов промышленных сушильных установок.

Удельный расход воздуха на сушку влажного полотна, как правило, составляет 16–22 кг на 1 кг испаряемой влаги, а соответствующий удельный расход теплоты на его нагрев – 700–800 кДж/кг влаги.

В условиях эксплуатации БДМ и КДМ фактический удельный расход теплоты на сушку превышает теоретический расход на 10–40 %.

Основная причина такого расхождения объясняется наличием в отводимом конденсате большого количества пролетного пара, а также нарушением теплового и гидравлического режимов работы сушильных установок, что приводит к перерасходу теплоты на сушку бумаги и картона и снижению производительности установок.

Приведенный анализ теплового баланса позволяет наметить следующие основные направления по снижению удельных расходов теплоты в процессе сушки бумаги и картона: целесообразно нагревать массу волокнистого материала в сеточной или прессовой части машины до 45–60 °С [1, 2]; на трубопроводах отвода конденсата от машин установить рекуперативные теплообменные аппараты или калориферы. Кроме того, рекомендуется усовершенствовать сепарационные устройства и устройства для удаления конденсата из цилиндров в соответствии с предложенными решениями [1, 2].

Эффективность сушки бумаги и картона значительной степени определяются кинетикой сушки влажного волокнистого материала.

1.9. Кинетика и механизм сушки бумаги и картона

В процессе сушки осуществляется не только окончательное обезвоживание полотна путем испарения из него влаги, но и протекают другие процессы, предопределяющие качество готовой продукции, которое во многом зависит от механизма и режима сушки. По мере удаления воды из влажного полотна происходит дальнейшее сближение волокон за счет сил поверхностного натяжения полотна с образованием межволоконных водородных связей, от количества которых зависит плотность и прочность картона и бумаги.

Влага, содержащаяся в полотне, поступившем из прессовой части машины в сушильную часть, подразделяется на свободную и связанную. Свободная влага находится между волокнами, а также внутри их капилляров. Связанная влага удерживается в волокне за счет адсорбции

молекул воды с образованием водородной связи с гидроксильными группами, находящимися на поверхности волокна, а также внутри его, но доступными для проникновения туда воды. Адсорбированная влага удерживается довольно прочно и для ее испарения требуется температура выше 150 °С. Количество связанной влаги в волокне зависит от его природы и степени помола. При сушке картона и бумаги свободная влага удаляется сравнительно легко, а связанная влага значительно труднее, особенно трудно удаляется влага из первого мономолекулярного адсорбированного слоя, количество которой может составлять в материале до 6 % от массы сухого волокна.

Процесс сушки можно разделить на следующие стадии: подогрев влажного полотна, первый период сушки с постоянной скоростью испарения влаги и второй период сушки с убывающей скоростью.

На рис. 1.15 приведена *кинетика сушки*, которая характеризуется кривыми изменения влажности полотна и его температуры по периодам сушки. На участке *AB* происходит прогрев полотна. Частично образующийся пар в этот период проникает вглубь влажного материала и там, конденсируясь, отдает теплоту парообразования, способствуя тем самым более интенсивному его прогреву. Этот период длится не долго, не более 10 % от времени общего процесса сушки. При этом температура полотна повышается от начальной до температуры мокрого термометра t_M , а испарение влаги из полотна происходит незначительно.

Первый период сушки начинается тогда, когда на поверхности материала образовавшийся из влаги пар удаляется из крупных макрокапилляров. Этот период характеризуется удалением свободной влаги из полотна, он протекает с максимальной постоянной скоростью испарения со всей его поверхности при практически постоянной его температуре, равной температуре испарения при t_M , но не более 100 °С, независимо от температуры поверхности сушильных цилиндров.

Продолжительность первого периода сушки длится 50–60 % от общей продолжительности сушки. После достижения первой критической точки *C*, разделяющей периоды постоянной и убывающей скорости сушки и отвечающей сухости полотна 55–60 %, скорость сушки

непрерывно уменьшается, а температура материала начинает повышаться. Это происходит потому, что связанная влага более прочно, чем свободная, удерживается на волокне и интенсивность ее перехода из внутренних слоев к поверхности замедляется.

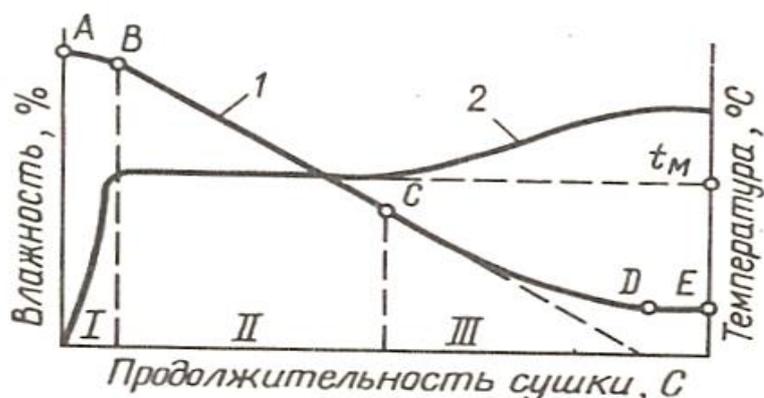


Рис. 1.15. Кинетика сушки бумаги и картона:

1 – влажность полотна; 2 – температура полотна; I – период прогрева; II – сушка с постоянной скоростью; III – сушка с убывающей скоростью

Скорость процесса сушки в этот период определяется не скоростью испарения воды с поверхности, а скоростью ее диффузии из толщи полотна к его поверхности, которая уменьшается по мере увеличения его сухости. Она в большей степени зависит от следующих факторов: толщины полотна; его пористости и композиции; степени помола волокна; наличия наполнителей; проклеивающих веществ и других факторов. По мере протекания второго периода процесса сушки ее скорость снижается до нуля и влажность картона или бумаги приближается ко второй критической точке, отвечающей гигроскопической влажности (равновесной) при данных условиях сушки (6–7 %), а ее температура – к температуре поверхности сушильных цилиндров. Поэтому пересушка полотна на конечной стадии сушки может привести к температурной деструкции волокна.

Интенсивность контактно-конвективной сушки бумаги и картона определяется внешними и внутренними условиями процессов, в зависимости от которых в материале протекают следующие механизмы тепломассопереноса: диффузионный, фильтрационный

и фильтрационно-диффузионный [1–5, 33]. На каждой стадии сушки действует свой специфический механизм переноса теплоты и массы, который описывается соответствующими дифференциальными уравнениями.

В периоде прогрева материала перенос теплоты и влаги протекает по диффузионному механизму ТМП. При этом под действием градиентов температуры ∇t и влагосодержания ∇U происходит существенное перераспределение влаги по толщине материала и частичное удаление осмотической влаги.

В периоде прогрева материала при диффузионном механизме уравнения переноса теплоты и влаги имеют вид

$$\frac{\partial t}{\partial \tau} = \alpha \frac{\partial^2 t}{\partial x^2} + \frac{\varepsilon r}{(1-\Pi) C_0} \cdot \frac{\partial U}{\partial \tau}; \quad (1)$$

$$\frac{\partial U}{\partial \tau} = \alpha_m \frac{\partial^2 U}{\partial x^2} + \alpha_m \delta_t \frac{\partial^2 t}{\partial x^2}, \quad (2)$$

где x , t , U – текущие значения толщины, температуры и влагосодержания полотна; τ – время процесса сушки; α , α_m – коэффициенты температуропроводности и влагопроводности; δ_t – термоградиентный коэффициент; r – теплота парообразования; ε – коэффициент фазового превращения; Π – пористость абсолютно сухого материала; C_0 – теплоемкость сухого материала.

Автором получены аналитические решения этих уравнений для контактного и конвективного участков цилиндрической сушки картона и бумаги [1–5, 33]. Кривые распределения t и U имеют вид смещенной параболы.

Первый период сушки протекает с постоянной скоростью испарения влаги с поверхности материала. Волокнистая структура материала у греющей поверхности полностью насыщена жидкостью. Среднее влагосодержание снижается от начального U_0 до первого критического значения $U_{к1}$. При этом удаляется макрокапиллярная канатная влага, которой в материале содержится до 62 %. В первом

периоде сушки существуют две зоны парообразования, одна из которых находится у открытой поверхности материала, а другая – у греющей поверхности. На этой стадии сушки выявляется важная особенность процесса – дифференциация потоков пара и жидкости. Перенос пара внутри материала осуществляется по *фильтрационному механизму* под действием градиента общего давления ∇P с последовательно чередующимися циклами «кипение – конденсация».

В первом периоде сушки тепломассоперенос в полотно осуществляется в основном по *фильтрационному механизму*, для которого дифференциальные уравнения имеют вид

$$\frac{\partial t}{\partial \tau} = \frac{\alpha_p}{1-\Pi} \cdot \frac{\partial^2 P_{п.п}}{\partial x^2} + \frac{\varepsilon r}{(1-\Pi) C_0} \cdot \frac{\partial U}{\partial \tau}$$

$$\frac{\partial U}{\partial \tau} = \frac{K_p}{\rho_0} \cdot \frac{\partial^2 P_{п.п}}{\partial x^2} = \text{const},$$

где α_p , K_p – коэффициенты конвективной диффузии и молярного переноса пара в макрокапиллярах; ρ_0 , Π – плотность и пористость абсолютно сухого материала.

Аналитическое решение данных уравнений представлено в работах автора [1, 2, 4, 33].

Второй период сушки – период с убывающей скоростью. Он делится не на два интервала (как было раньше), а на три интервала в зависимости от форм связи влаги с материалом. Во II периоде сушки контактная поверхность материала частично насыщена жидкостью.

В первом интервале второго периода сушки удаляется макрокапиллярная стыковая влага, которая содержится в материале в количестве до 13,5 %, а влагосодержание снижается от первого критического $U_{к1}$ до второго критического влагосодержания $U_{к2}$.

В первом интервале второго периода сушки также существуют две зоны парообразования, из которых одна (со стороны контактной поверхности) является перемещающейся. Характерной особенностью этой стадии сушки является то, что *кипение переносится в объем макропор*, расположенных в глубине материала.

При интенсивном объемном пузырьковом пульсационном кипении жидкости внутри макропор материала возникает градиент релаксируемого избыточного давления, который приводит к переносу двухфазной среды и выбросу паракапильной смеси с открытой поверхности материала. При этом значительно увеличиваются поверхность и коэффициент теплообмена. Основное термическое сопротивление при этом определяется гидродинамикой истечения пара из макропор. Помимо фильтрационного механизма, который происходит под действием градиента давления ∇P , пар перемещается также по диффузионному механизму путем диффузии пара, связанной с перемешиванием и циркуляцией его внутри пор.

В первом интервале второго периода сушки действует фильтрационно-диффузионный механизм теплопереноса, для которого дифференциальные уравнения переноса теплоты и массы влаги в материале имеют вид

$$\frac{\partial t}{\partial \tau} = \frac{\alpha_p}{1-\Pi} \cdot \frac{\partial^2 P_{п.п}}{\partial x^2} + \frac{\varepsilon \cdot r}{(1-\Pi) C_0} \cdot \frac{\partial U}{\partial \tau} +$$

$$+ \frac{\alpha_v (t_{п.п} - t)}{(1-\Pi) C_0 \cdot \rho_0} - \frac{\varepsilon' \lambda'}{(1-\Pi) C_0} \cdot \frac{\partial U}{\partial \tau};$$

$$\frac{\partial U}{\partial \tau} = a_m \frac{\partial^2 U}{\partial x^2} + a_m \delta_t \frac{\partial^2 t}{\partial x^2} + \frac{K_p}{\rho_0} \cdot \frac{\partial^2 P_{п.п}}{\partial x^2},$$

где α_v – коэффициент объемного теплообмена пара внутри пор; r – теплота парообразования; $\varepsilon, \varepsilon'$ – коэффициенты фазового превращения при парообразовании и конденсации; λ' – теплота конденсации; C_0 – теплоемкость сухого материала.

Второй интервал второго периода сушки связан с удалением из материала микрокапиллярной влаги в виде пара под действием градиента температуры ∇t за счет термодиффузии. При этом происходит снижение влагосодержания от второго критического $U_{к2}$ до

третьего критического влагосодержания $U_{к3}$.

Контактный «сухой» слой материала и его термическое сопротивление значительно увеличиваются, а удельный тепловой поток резко снижается. Парогазовая смесь перемещается в микрокапиллярах под действием теплового движения молекул, т. е. под действием градиента $\nabla(P/\sqrt{t})$ происходит *кнудсеновское* или *эффузионное движение пара по микрокапиллярам*. На этой стадии сушки критерий фазового превращения ε увеличивается. Зная ε и среднюю интенсивность испарения, легко рассчитать внутреннюю и внешнюю интенсивность парообразования.

Таким образом, во втором интервале II периода сушки перенос теплоты и влаги происходит по диффузионному механизму главным образом в виде пара, образующегося в центральных слоях и во влажной области материала. Микрокапиллярная влага малоподвижна. Лимитирующим фактором интенсивности сушки здесь выступает *внутренняя диффузия пара*, которая управляет процессом сушки. Сопротивление внутренней диффузии меньше сопротивления удаления пара с открытой поверхности материала. Так как температура полотна выше 100°C , то во втором интервале второго периода сушки отсутствуют зона конденсации и переходная зона, а есть только зона кипения внутри микрокапилляров.

Во втором интервале второго периода сушки перенос влаги происходит по диффузионному механизму в виде пара, образующегося во влажной области внутри материала. Дифференциальные уравнения ТМП на этой стадии сушки имеют вид:

$$\frac{\partial t}{\partial \tau} = a \frac{\partial^2 t}{\partial x^2} + \frac{\varepsilon r}{(1 - \Pi) C_0} \cdot \frac{\partial U}{\partial \tau};$$
$$\frac{\partial U}{\partial \tau} = a_m \cdot \delta_t \frac{\partial^2 t}{\partial x^2}.$$

В третьем интервале второго периода сушки удаляется адсорбционная связанная влага (поликапиллярная и полимолекулярная) в виде пара по диффузионному механизму под действием градиента температуры. Влагосодержание полотна

снижается от третьего критического $U_{кз}$ до равновесного влагосодержания U_p . При неравномерном распределении температуры по толщине материала будет существовать перепад общего давления ∇P . Лимитирующим фактором интенсивности сушки является *внутренняя диффузия*. На этой стадии сушки сопротивление внутренней диффузии больше сопротивления при удалении пара с открытой поверхности. При этом нет зоны конденсации и переходной зоны.

На заключительной стадии сушки дифференциальные уравнения тепломассопереноса имеют вид

$$\frac{\partial t}{\partial \tau} = a \frac{\partial^2 t}{\partial x^2};$$

$$\frac{\partial U}{\partial \tau} = a_m \cdot \delta_t \frac{\partial^2 t}{\partial x^2}.$$

Таким образом, установлено, что на каждой стадии сушки действует свой *специфический механизм тепломассопереноса*.

Для периода прогрева и третьего интервала второго периода сушки распределение температуры внутри материала описывается уравнением нестационарной теплопроводности Фурье. Решение дифференциального уравнения Фурье с начальными и граничными условиями для случая равномерного распределения температуры в начальный момент времени приведено в работах [1, 2, 4].

Окончательные формулы для приближенного расчета температуры и влагосодержания полотна в периоде его прогрева [1] можно записать в виде:

$$t = 12,15 e^{K_0 \cdot \tau} (0,235 e^{2,2 \cdot x} + e^{-2,2 \cdot x});$$

$$U = e^{K_0 \tau} [1,38 \cos(n x) + 0,4194 \sin(n x)].$$

Здесь коэффициенты соответственно равны: $K_0 = -0,00889$; $n = 0,8939$.

Результаты численного расчета по этим формулам удовлетворительно совпадают с результатами экспериментов.

Глава 2. ВЕНТИЛЯЦИОННЫЕ СИСТЕМЫ МАШИН

Совершенствование пароконденсатных и вентиляционных систем сушильных установок бумагоделательных и картоноделательных машин проводится с целью повышения производительности установок, сокращения затрат теплоты на сушку и улучшения качества готовой продукции. Увеличение производительности установок обусловлено интенсификацией сушильного процесса, что приводит к возрастанию выпуска продукции. С увеличением производительности сушильных установок соответственно повышается количество испаряемой влаги из материала. Для ее удаления требуется совершенствование системы вентиляции машин, которая сводится к замене теплорекуперационных аппаратов, калориферов и вентиляторов.

2.1. Классификация систем технологической вентиляции

Вентиляционные системы бумагоделательных и картоноделательных машин весьма разнообразны по конструктивному исполнению, режимам работы и назначению. Они служат для подачи свежего и удаления отработавшего воздуха, охлаждения и нагрева отдельных элементов машины, интенсификации испарения влаги, придания необходимых физико-механических показателей готовой продукции.

Вентиляционные системы бумагоделательных и картоноделательных машин можно классифицировать по следующим признакам.

Одним из основных признаков является *принадлежность вентиляционной системы к одному из узлов машины*. По этому признаку вентиляционные установки разделяют на системы вентиляции мокрой и сушильной частей, а также каландрового узла.

По *назначению* вентиляционные системы служат для удаления образовавшихся водяных паров, интенсификации испарения влаги и корректировки профиля влажности по ширине полотна. Некоторые схемы вентиляционных установок объединяют в себе отдельные

функции, тогда они носят название комбинированных, например, вентиляционные системы для интенсификации испарения влаги и коррекции профиля влажности бумаги или картона (конвективные сушители, сеткопродувные камеры).

Технологические *вентиляционные системы* непосредственным образом *связаны с типом укрытий сушильной части машин*, которые разделяются на открытую, полузакрытую и закрытую сушильные части [27, 28] (рис. 2.1). Открытая сушильная часть не имеет вентиляционного колпака, а тепло- и влаговыделения от машин поступают в зал и удаляются общеобменной вентиляцией. Полузакрытая сушильная часть машины может иметь колпак, укрывающий только верхнюю часть машины, или колпак, закрывающий верхнюю и приводную части машины.

Вентиляционные системы разделяются на приточные и вытяжные, образующие *приточно-вытяжные системы*.

По распределению воздуха *вентиляционные установки могут быть* с расположением устройств для распределения воздуха в нижней части машины (нижняя раздача через насадки и каналы) и в межцилиндровых пространствах (через сеткопродувные камеры и перфорированные трубы). Могут применяться также комбинированные системы, когда часть воздуха направляется в межцилиндровые пространства, а остальной поток воздуха поступает в нижнюю часть машины (рис. 2.2).

Вентиляционные *системы подразделяются также по числу параллельно работающих установок*: двух-, трех-, четырех- и пятипоточные приточно-вытяжные системы, включающие в себя подачу свежего и удаление отработавшего воздуха, а также системы нагрева воздуха (рис. 2.3).

По температуре подаваемого воздуха *вентиляционные системы* бывают *низкотемпературные* (до 50 °С), *среднетемпературные* (от 50 до 100 °С) и *высокотемпературные* (более 100 °С).

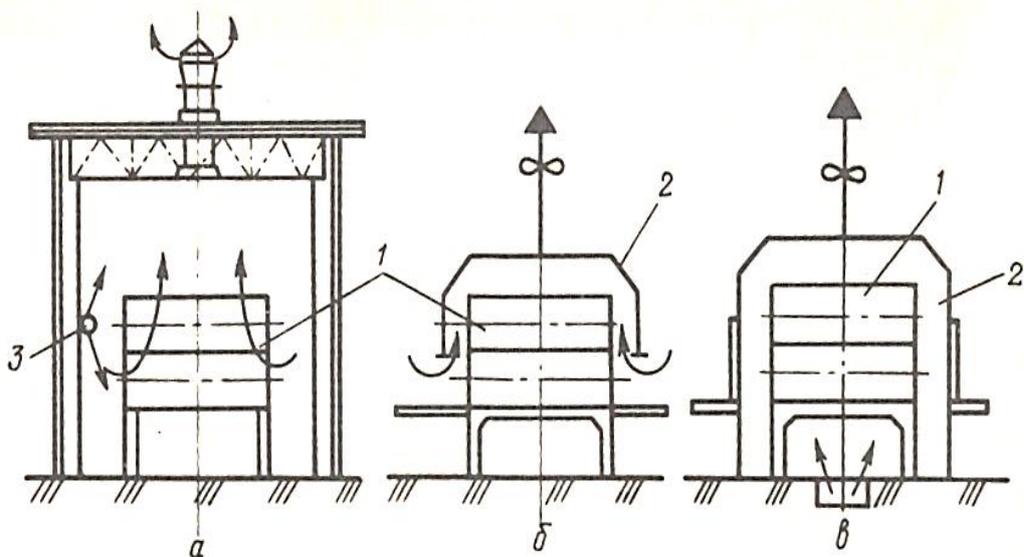


Рис. 2.1. Типы сушильных частей машины:
a – открытая; *б* – полужакрытая; *в* – закрытая:
 1 – сушильная часть машины; 2 – укрытие сушильной части;
 3 – подача сушильного воздуха

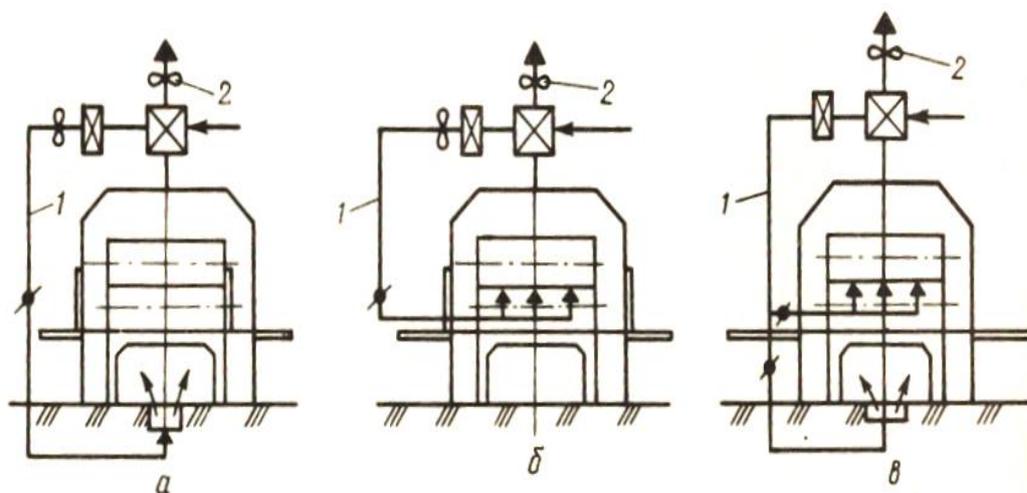


Рис. 2.2. Схемы распределения воздуха в сушильной части машины:
a – с нижней раздачей; *б* – с раздачей в межцилиндровые пространства; *в* – с комбинированной раздачей:
 1 – подача сушильного воздуха; 2 – отвод паровоздушной смеси

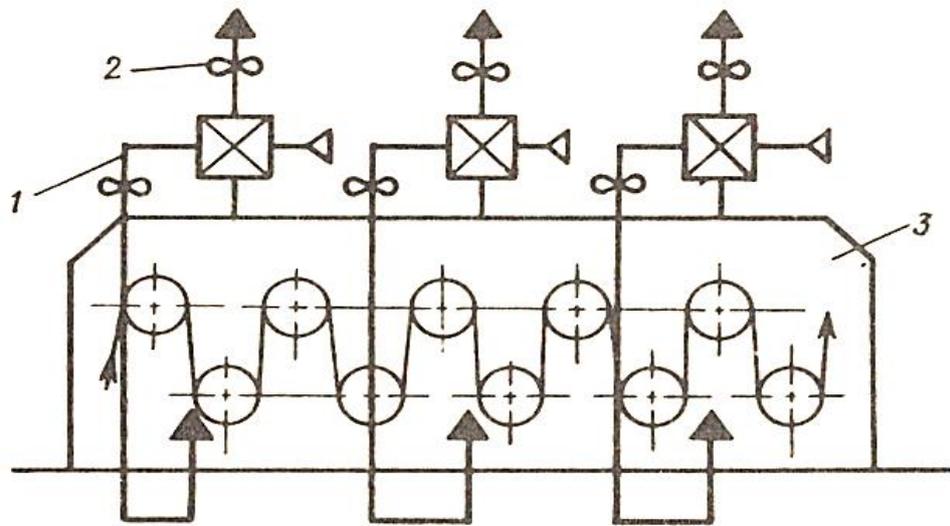


Рис. 2.3. Многопоточная система вентиляции:
 1 – сушильный воздух; 2 – отработавшая паровоздушная смесь; 3 – сушильная часть машины

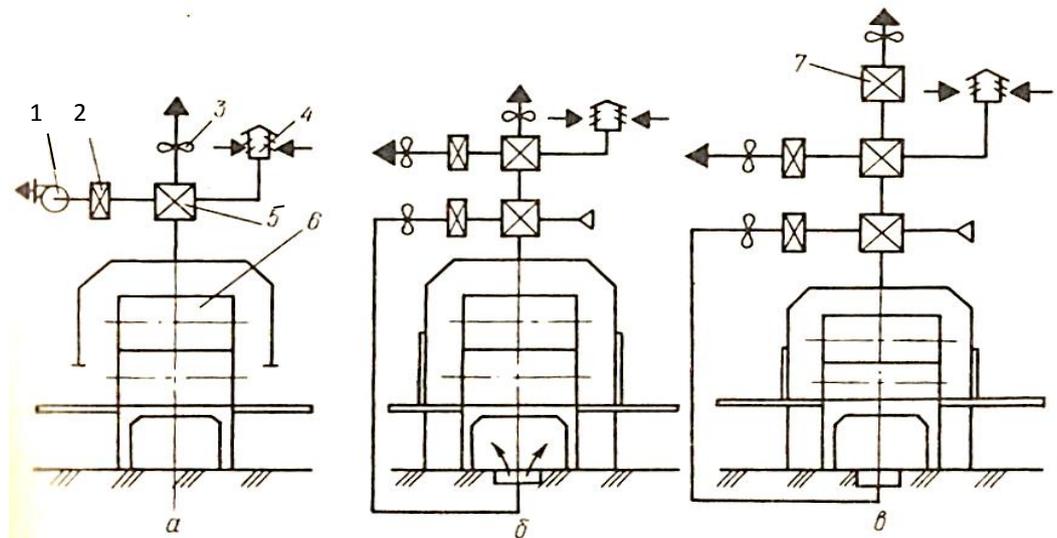


Рис. 2.4. Схемы рекуперации теплоты отработавшей паровоздушной смеси:
 а – одноступенчатая; б – двухступенчатая; в – трехступенчатая:
 1 – воздух общеобменной вентиляции; 2 – калорифер; 3 – осевой вентилятор для удаления паровоздушной смеси; 4 – забор воздуха; 5 – теплоуловитель; 6 – сушильная часть машины; 7 – скруббер

По расходу воздуха *вентиляционные системы* бывают: *низкой производительности* (до 75 000 кг/ч), *средней производительности* (от 75 000 до 150 000 кг/ч) и *высокой производительности* (более 150 000 кг/ч).

По типу установленного теплорекуперационного оборудования *вентиляционные системы* делятся на *вентиляционно-рекуперационные агрегаты* (одноступенчатые ВРА) и *тепло-рекуперационные агрегаты многоступенчатые* (ТРА).

По числу ступеней в системах рекуперации теплоты различают: *одноступенчатые, двухступенчатые и трехступенчатые* (рис. 2.4).

По типу применяемых теплообменных аппаратов *вентиляционные системы* бывают: *рекуперативные (трубчатые, пластинчатые из гладких и профильных листов), регенеративные, контактные и с промежуточным теплоносителем.*

По расположению теплообменных аппаратов в схеме рекуперации различают: *вертикальные, горизонтальные и комбинированные.*

2.2. Схемы систем вентиляции БДМ и КДМ

При эксплуатации бумагоделательных и картоноделательных машин в помещении цеха выделяется большое количество теплоты и влаги. Удаление тепло- и влаговывделений осуществляется *вентиляционной системой*. Различают *технологическую и общеобменную вентиляцию.*

Общеобменная вентиляция предназначена для создания необходимых санитарно-гигиенических условий в зале бумагоделательной машины, а также служит для подогрева подшивного потолка и кровли, для предотвращения образования капли.

Технологическая и общеобменная системы вентиляции непосредственным образом связаны между собой. Сначала воздух общеобменной вентиляции нагревается теплотой отработавшей паровоздушной смеси, а затем после нагревания и увлажнения в зале

забирается технологической вентиляцией и подается в сушильную часть машины.

Технологическая вентиляция сушильных установок БДМ и КДМ предназначена для следующих целей:

- ассимиляции водяных паров нагретым воздухом и удаления влажного воздуха от поверхности влажного полотна;
- интенсификации процесса сушки на участках межцилиндрового пробега полотна путем продувки застойных зон («карманов») горячим воздухом;
- снижения расхода теплоты на сушку;
- вентиляции зон для придания необходимых физико-механических показателей готовой продукции;
- улучшения качественных показателей картона или бумаги за счет выравнивания профиля влажности по ширине полотна;
- улучшения санитарно-гигиенических условий для персонала при обслуживании сушильных и вентиляционных установок.

Для решения этих задач на производстве служит *приточно-вытяжная вентиляция* технологического оборудования и цеха. Расход воздуха на вентиляцию зависит от производительности машин, системы вентиляции и параметров удаляемой паровоздушной смеси.

В настоящее время применяются *три системы вентиляции* бумагоделательных и картоноделательных машин: *закрытая, полузакрытая и открытая*. Все они тесно связаны с общей приточно-вытяжной вентиляцией цеха.

Закрытая система вентиляции (рис. 2.5) применяется на современных скоростных широкоформатных высокопроизводительных машинах. При этой системе сушильная часть машины полностью закрыта вентиляционным колпаком, как в машинном зале, так и на первом этаже в зоне обслуживания. В этом случае паровоздушная смесь, удаляемая из сушильной части машины, а также подаваемый туда горячий воздух, не распространяются по всему залу. В результате этого снижаются потери теплоты на 15–20 % и создаются благоприятные условия труда для обслуживающего персонала.

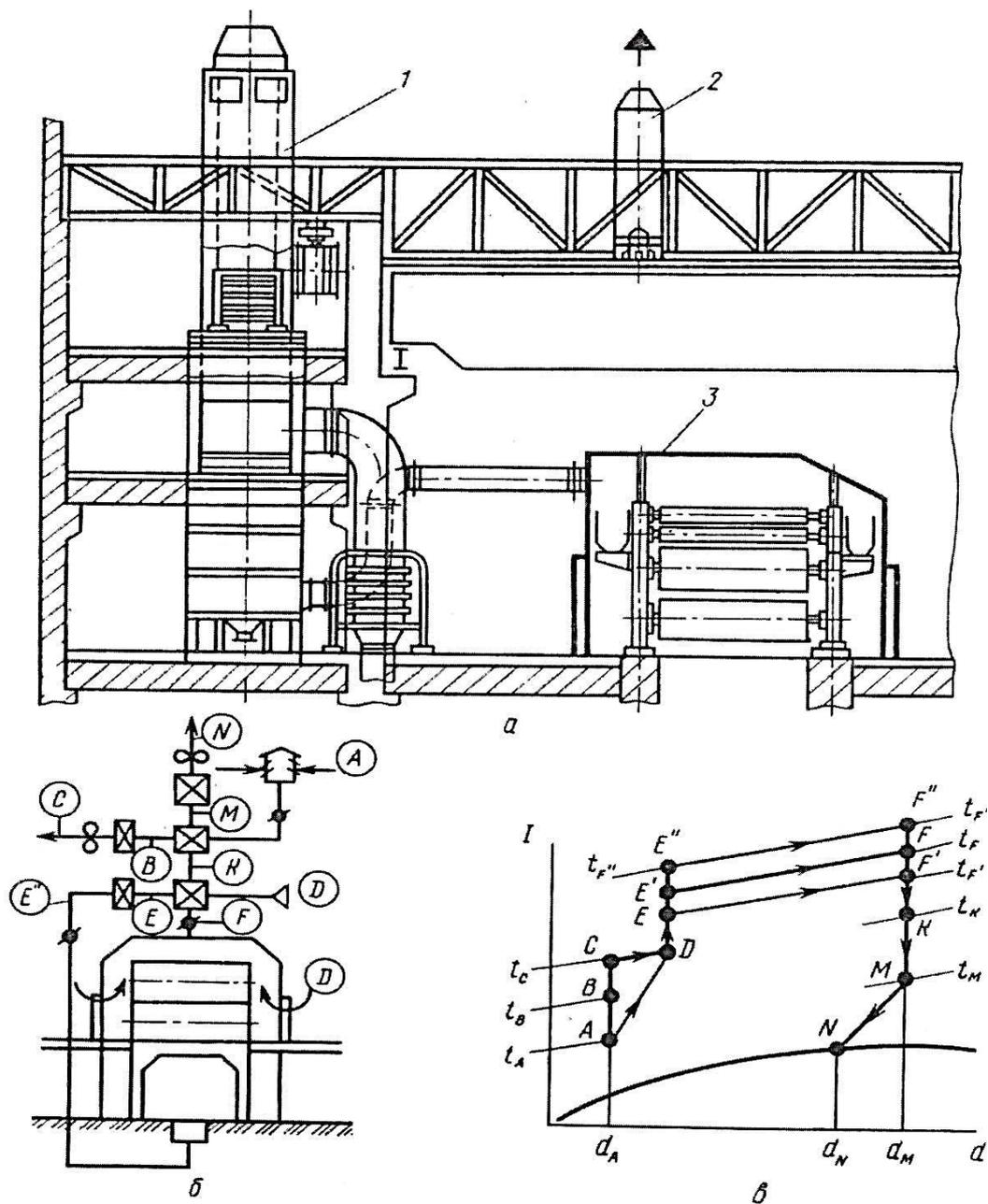


Рис. 2.5. Сушильная часть бумагоделательной машины с укрытием закрытого типа (а), схема вентиляции сушильной части (б) и процесс изменения состояния воздуха на $I-d$ -диаграмме (в):

- 1 – трехступенчатый теплорекуперационный агрегат;
- 2 – дополнительная вытяжная установка; 3 – укрытие закрытого типа;
- t, d – температура и влагосодержание воздуха

Для исключения возможности поступления в зал паровоздушной смеси от сушильной части машины необходимо подавать под колпак горячий воздух в количестве 75–95 % от объема влажной паровоздушной смеси, удаляемой из-под колпака. Применение закрытой системы вентиляции позволяет увеличить температуру сушильного воздуха до 80–110 °С, что способствует повышению производительности машин на 15–20 % и в 1,5–2 раза сокращает расход воздуха на вентиляцию.

В этом случае повышается температура удаляемой паровоздушной смеси до 90–115 °С, а влагосодержание ее составляет 0,08–0,13 кг влаги/кг воздуха. Вследствие высокого теплосодержания паровоздушной смеси при закрытой системе вентиляции устанавливают теплорекуперационные агрегаты (ТРА) с двумя или тремя ступенями утилизации теплоты в зависимости от параметров, расходов паровоздушной смеси и потребностей предприятия в тепловой воде.

Полузакрытая система вентиляции (рис. 2.6) применяется для машин средней производительности и состоит из открытого вентиляционного колпака, закрывающего только верхнюю часть сушильной установки, подвижных щитов, закрывающих проемы с приводной стороны, приточной и вытяжной систем общеобменной вентиляции. Приточная система включает в себя приточную шахту, калориферы и вентиляционную сеть. Вытяжная система состоит из вентилятора и теплоуловителя. Воздух, необходимый для вентиляции сушильной части, под действием разрежения забирается из зала, проходит поперек сушильной установки, где ассимилирует образовавшиеся водяные пары, и с помощью вытяжной системы через теплоуловитель выбрасывается в атмосферу.

Рекуперация теплоты отработавшей паровоздушной смеси производится только в одной ступени теплоуловителя. Системы, состоящие из теплоуловителя, вытяжного и нагнетающего вентиляторов, калориферов называются *вентиляционно-рекуперативными агрегатами* (ВРА). Они устанавливаются в системах вентиляции машин средней и малой производительности.

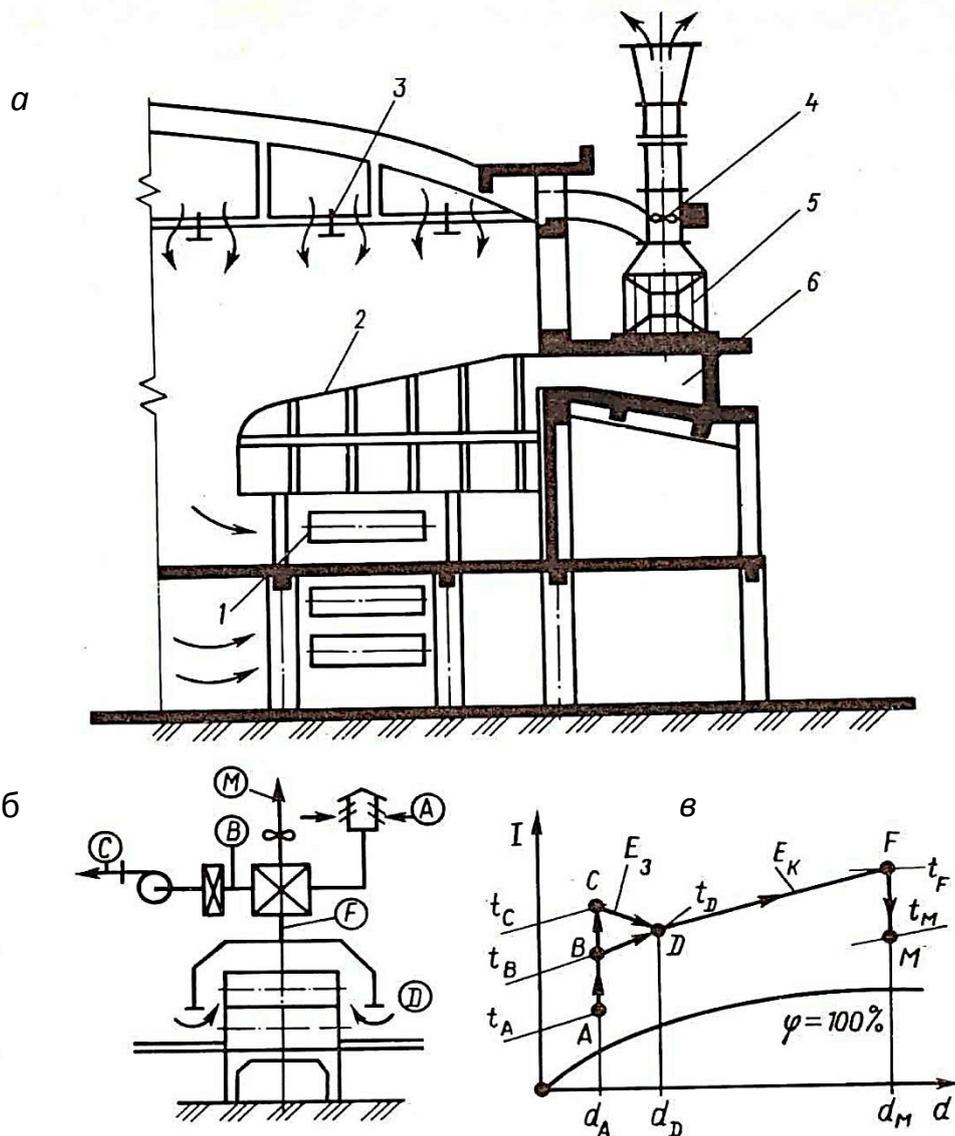


Рис. 2.6. Полузакрытая сушильная часть бумагоделательной машины (а); схема вентиляции (б) и процессы изменения состояния воздуха на $I-d$ -диаграмме (в): 1 – сушильная часть машины; 2 – укрытие сушильной установки; 3 – подача воздуха в машинный зал; 4 – осевой вентилятор; 5 – теплоуловитель; 6 – сборный короб; $CD, E_K F$ – лучи термовлажностного изменения состояния воздуха соответственно в зале и сушильной части; t, d – температура и влагосодержание воздуха в соответствующих точках

Системы вентиляции открытого типа (рис. 2.7) применяются на старых малопроизводительных машинах.

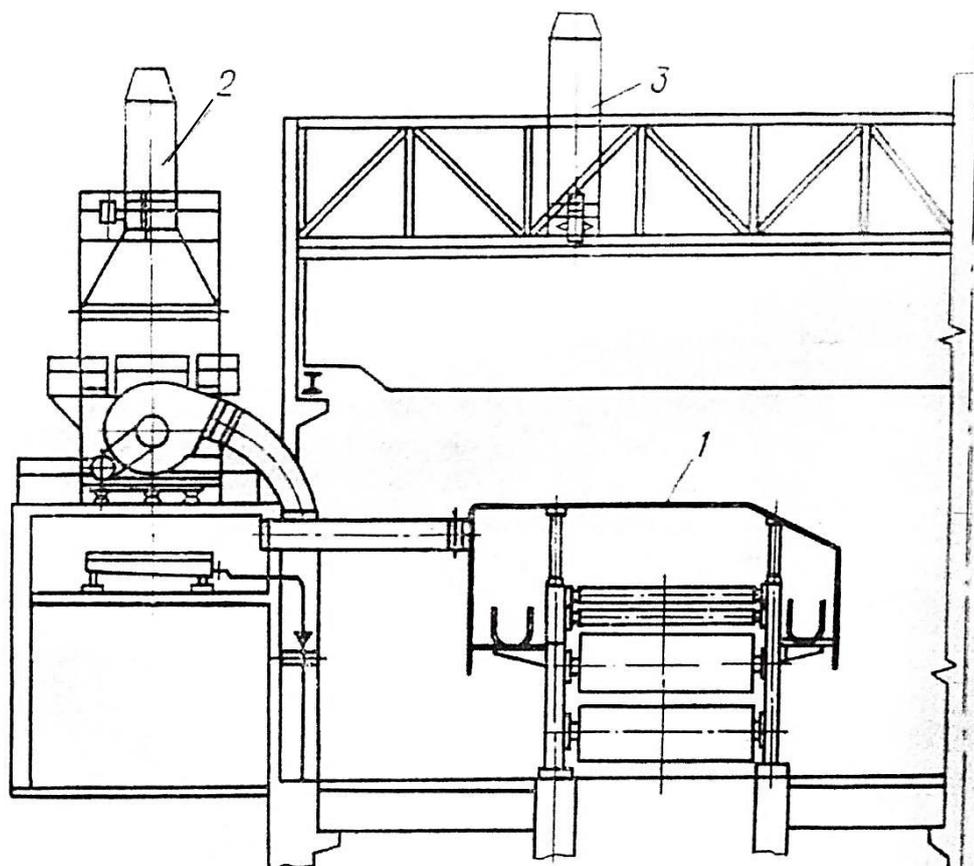


Рис. 2.7. Система вентиляции открытого типа:
1 – укрытие открытого типа; 2 – теплорекуперационный агрегат типа ВРА; 3 – вытяжная установка

В этом случае сушильная часть машины имеет колпак открытого типа, который установлен над сушильными цилиндрами верхней группы и находится на высоте 2,0–2,2 м над уровнем пола. Подогретый до температуры 25–40 °С воздух подается в первый этаж машины, а паровоздушная смесь с температурой порядка 45–55 °С (при температуре точки росы 30–38 °С) отводится из-под колпака вентиляционно-рекуперационными агрегатами (ВРА). В них за счет отводимого тепла с паровоздушной смесью осуществляется подогрев воздуха, подаваемого на вентиляцию цеха, или получение теплой воды для технологических нужд.

На рис. 2.8 приведена приточно-вытяжная система вентиляции скоростной широкоформатной бумагоделательной машины.

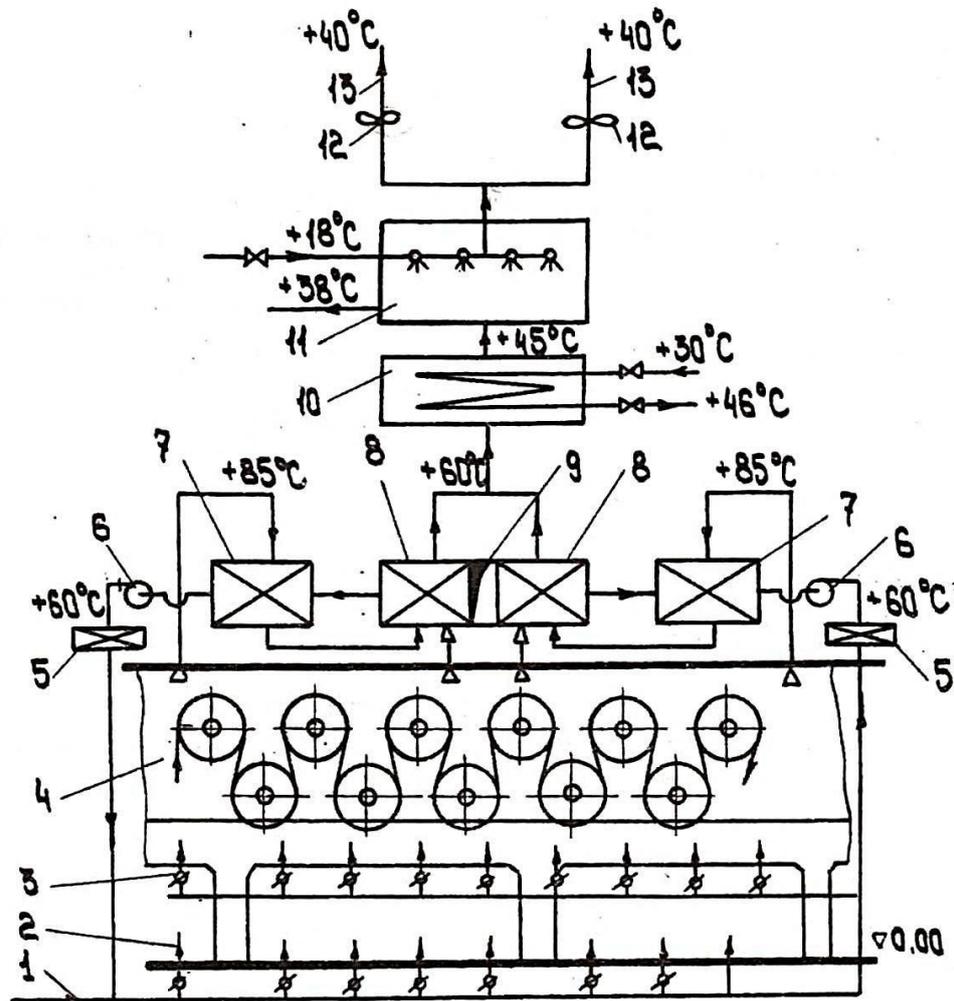


Рис. 2.8. Схема вентиляции современной сушильной части бумагоделательной машины:

- 1 – воздух от турбокомпрессора; 2 – нижняя раздача воздуха;
- 3 – подача воздуха в воздухораспределительные камеры;
- 4 – сушильная часть машины; 5 – калориферы для нагревания сушильного воздуха; 6 – центробежные вентиляторы для подачи сушильного воздуха; 7 – первый корпус теплоуловителя 1-й ступени; 8 – второй корпус теплоуловителя 1-й ступени; 9 – забор сушильного воздуха из зала; 10 – теплоуловитель 2-й ступени;
- 11 – скруббер; 12 – осевые вентиляторы; 13 – выброс отработавшей паровоздушной смеси

Независимо от системы вентиляции сушильной части в межцилиндровых участках могут создаваться паровые «карманы» и зоны застоя влажного воздуха, которые тормозят испарение влаги из высушиваемого полотна на участках свободного хода.

Для устранения указанного явления практикуется подача теплого воздуха из специальных воздухопроводов вдоль сушильных цилиндров верхнего ряда. Однако такие воздухопроводы громоздки и нередко являются причиной брака вследствие сдувания из шаберов пыли и попадания ее на полотно. Более эффективным средством устранения указанного недостатка является применение сукнопродувных валиков с перфорацией или специальных камер.

Система вентиляции состоит из вентиляционного колпака, вытяжной и приточной систем, а также воздухораспределительных устройств. Вытяжная система состоит из нескольких отсасывающих воздухопроводов, осевых вентиляторов, с помощью которых паровоздушная смесь удаляется в атмосферу. В тракты вытяжной вентиляции включены также теплоуловители 1-й и 2-й ступеней и скруббер. Приточная система включает в себя центробежные вентиляторы, калориферы, систему воздухопроводов, по которым нагретый воздух из зала подается в сушильную часть. От режима работы воздухораспределительных устройств зависят расходы приточного и удаляемого воздуха, профиль влажности по ширине полотна и влагосодержание воздуха.

2.3. Обследование работы системы вентиляции

Для выполнения тепловых расчетов сушильных и вентиляционных установок и выбора оптимальных режимов работы системы вентиляции проведено обследование работы вентиляционной установки высокоскоростной широкоформатной бумагоделательной машины № 8 (австрийской фирмы «Фойт») ОАО «Кондопога». На рис. 2.9 приведена схема технологической вентиляции быстроходной бумагоделательной машины по выпуску газетной бумаги.

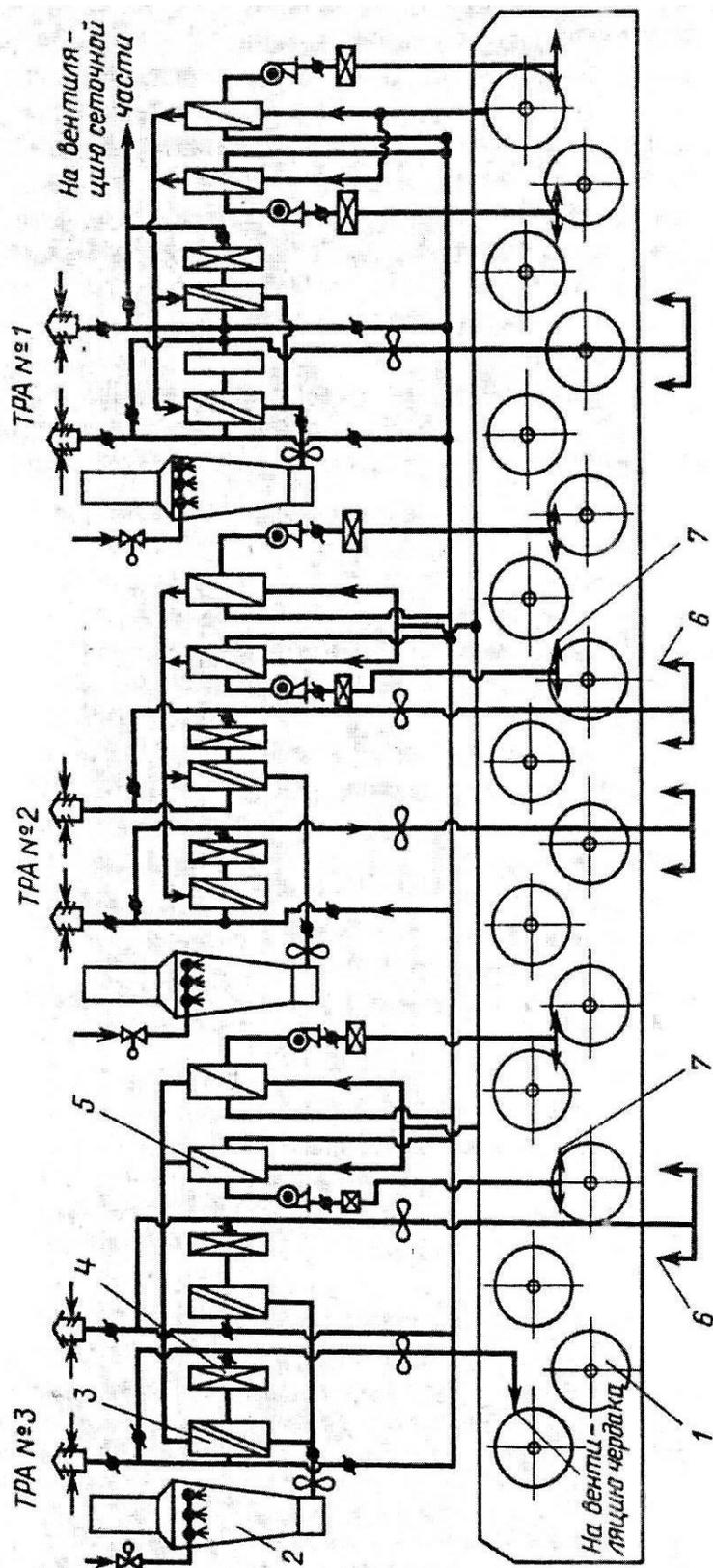


Рис. 2.9. Схема технологической вентиляции современной бумагоделательной машины:
 1— бумагоделательная машина; 2 — скрубберы; 3 — теплоуловители второй ступени;
 4 — calorиферы; 5 — теплоуловители первой ступени; 6 — воздух на общеобменную вентиляцию;
 7 — сушильный воздух, подаваемый в воздухораспределительные камеры

Закрытая вентиляционная камера укрывает сушильную часть машины, состоящую из 51 сушильных цилиндров диаметром 1,8 м. При скорости привода 970 м/мин производительность машины составила 22 т газетной бумаги в час. При этом масса полотна была 45 г/м², а ширина полотна – 8,4 м.

Паровоздушная смесь в количестве 400 000 м³/ч при температуре 105 °С направляется тремя потоками в три параллельно включенных теплорекуперационных агрегата, в которых смесь последовательно проходит первую и вторую ступени теплоуловителей, а затем подается в скрубберы. В схеме вентиляции машины сушильный воздух в количестве 313 300 м³/ч с температурой 100 °С направляется в сеткопродувные камеры, расположенные около сушильных сеток, из которых струями с высокой скоростью вытекает нагретый воздух.

Из теплорекуперационного агрегата № 1 (ТРА-1) сушильный воздух направляется в воздухораспределительные камеры на вентиляцию сеточной части машины. После теплоуловителей второй ступени (ТРА-2) предусмотрены линии: подачи воздуха в чердачное помещение (в подшивной потолок), в зону обслуживания и на общеобменную вентиляцию цеха.

В схеме вентиляции сушильной части машины выполнена горизонтальная компоновка теплорекуперационных, калориферных установок и скрубберов (рис. 2.10). Достоинством такой схемы движения паровоздушной смеси является очистка от волокна поверхностей теплоуловителей первой и второй ступеней (ТУ-1 и ТУ-2) и скрубберов.

Однако при этом увеличивается аэродинамическое сопротивление тракта. В верхней части ТУ-1 и ТУ-2 имеются обмывочные устройства, которые включаются при останове машины. Загрязненная вода через спускные трубы сливается в дренаж. Данная горизонтальная компоновка агрегатов имеет преимущества перед вертикальной, так как скруббер располагается автономно, и вода орошения не попадает в теплоуловители первой и второй ступеней.

При эксплуатации системы вентиляции отмечены следующие недостатки в работе системы вентиляции:

- забиваются (волокном) фильтры, через которые воздух из зала поступает в теплоуловители первой ступени;
- вследствие наличия на трубах (снаружи и внутри) волокнистых отложений снижена тепловая эффективность работы ТУ-1 и ТУ-2;
- отсутствует система регенерации теплоты отработавшей паровоздушной смеси;
- прижим влажного полотна к верхним цилиндрам осуществляется синтетической сеткой по системе «слалом».

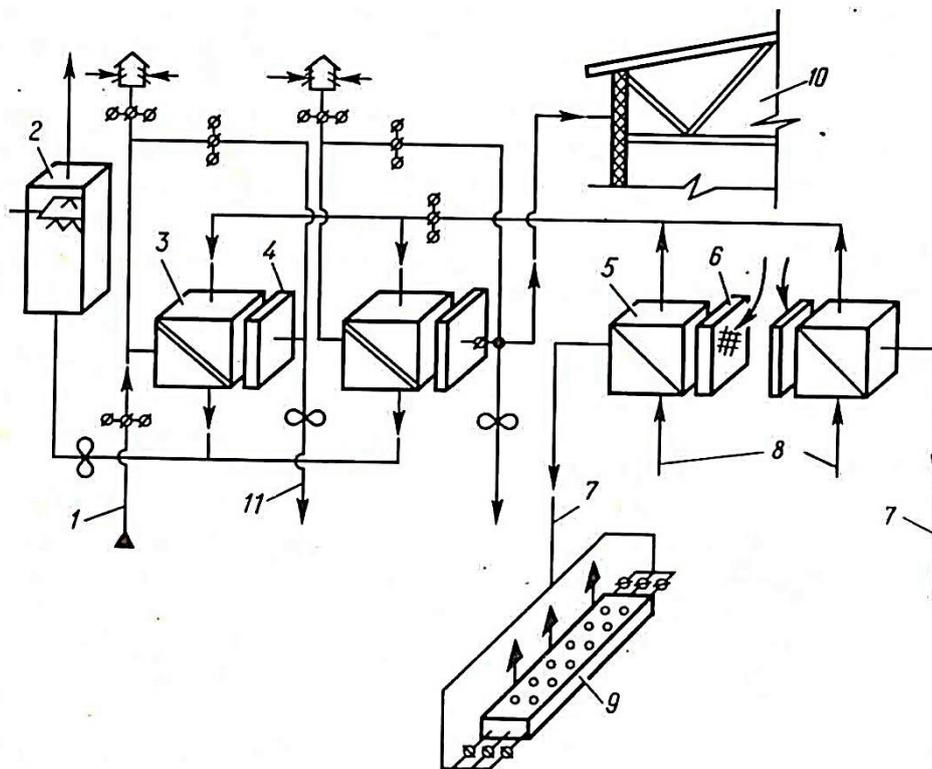


Рис. 2.10. Схема теплорекуперационного агрегата вентиляционной системы высокоскоростной бумагоделательной машины:

- 1 – линия рециркуляции воздуха; 2 – скруббер; 3 – теплоуловители второй ступени; 4 – калориферы; 5 – теплоуловители первой ступени; 6 – фильтры для очистки сушильного воздуха; 7 – сушильный воздух; 8 – отработавшая паровоздушная смесь; 9 – сеткопродувная камера; 10 – чердачное помещение (подшивной потолок); 11 – воздух общеобменной вентиляции

Результаты обследования системы вентиляции машины приведены на $I-d$ -диаграмме (рис. 2.11).

В зимний период года наружный воздух подогревается сначала в теплоуловителе второй ступени (процесс $A-0$), а затем в калориферах (процесс $0-1$). Подогретый до $40\text{ }^{\circ}\text{C}$ воздух распределяется так: одна часть воздуха направляется в подшивной потолок цеха, другая часть – в зону обслуживания и третья часть – в подвальное помещение. В теплый период года наружный воздух проходит теплоуловитель второй ступени и смешивается с воздухом машинного зала. Сушильный воздух забирается из зала и подогревается сначала в теплоуловителе первой ступени (линия $2-3$), а затем в калорифере (линия $3-4$) и подается под машину (под цилиндры) и в межцилиндровое пространство. Далее происходит увлажнение воздуха и дополнительное нагревание (линия $4-5$), а при больших присосах холодного воздуха – снижение температуры.

Влажный воздух, отсасываемый из сушильной камеры, проходит теплообменники первой и второй ступеней утилизации теплоты, а затем удаляется осевым вентилятором в атмосферу. После поверхностных теплообменников влажный воздух проходит скруббер, в котором он отдает часть тепла нагреваемой воде.

В теплообменнике первой ступени перекрестным потоком проходит технологический, а в теплообменнике второй ступени – вентиляционный воздух.

В целях расширения регулировочных возможностей в системе общеобменной вентиляции установлен паровой калорифер, а также обводной канал, позволяющий подавать воздух в зал помимо теплообменника. Подача свежего воздуха осуществляется центробежным вентилятором. Технологический сушильный воздух забирается из цеха другими центробежными вентиляторами и нагнетается через теплообменник и калорифер в сушильную камеру.

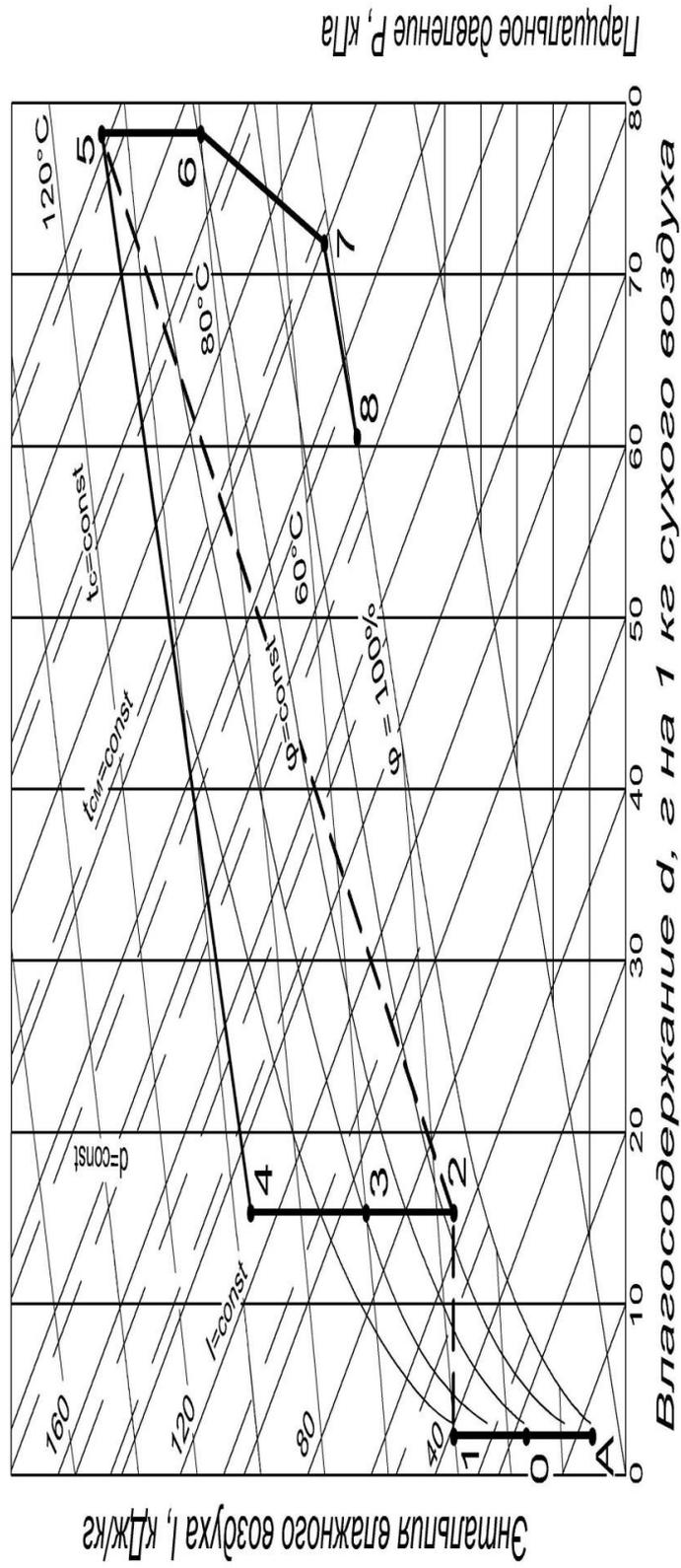


Рис. 2.11. Изменение состояния влажного воздуха в вентиляционной системе

высокоскоростной широкоформатной бумагоделательной машины:

Процессы: А-0 – нагрев вентиляционного воздуха в теплоуловителе № 2; 0-1 – нагрев вентиляционного воздуха в калорифере; 1-2 – нагрев и увлажнение воздуха в зале бумагоделательных машин; 2-3 – нагрев сушильного воздуха в теплоуловителе № 1; 3-4 – нагрев сушильного воздуха в калорифере; 4-5 – нагрев и увлажнение сушильного воздуха в сушильной установке; 5-6 – охлаждение паровоздушной смеси в теплоуловителе № 1; 6-7 – охлаждение паровоздушной смеси в теплоуловителе № 2; 7-8 – охлаждение паровоздушной смеси и конденсация водяных паров в скруббере

В сушильных установках теплота, затраченная на испарение влаги из полотна, в основной части передается удаляемому воздуху (около 95 %), температура которого 75–105 °С при влагосодержании 70–100 г влаги/кг абсолютно сухого воздуха.

При параметрах влажного воздуха, полученных при испытании системы вентиляции, степень регенерации теплоты в трех ступенях утилизации составила 21 %, из которых на первую ступень (в ТУ-1) приходится 5 %, вторую (в ТУ-2) – 5 %, третью (в скруббере) – 11 %.

В период эксплуатации машины сетка загрязняется волокнами и влагой, вследствие этого снижается воздухопроницаемость сетки.

В результате этого ухудшаются:

- воздухообмен в межцилиндровых пространствах;
- снижается интенсивность испарения влаги из полотна;
- падает производительность сушильной установки;
- ухудшается профиль влажности по ширине полотна из-за отсутствия специальных устройств для вентиляции («карманов») в межцилиндровых пространствах;
- не обеспечивается неравномерный подвод сушильного воздуха под машину в соответствии с кинетикой сушки.

Как показали результаты обследования и тепловые расчеты сушильных частей бумагоделательных машин, сушильные установки могут работать с большей производительностью. При этом увеличивается количество влаги, удаляемой из полотна. Однако система вентиляции ограничивает увеличение скорости и производительности машин. Поэтому требуется усовершенствование систем технологической вентиляции машины.

На машинах средней и малой производительности проведено обследование вентиляции с полузакрытой и открытой системой (БДМ, ПО «Брянская бумажная фабрика»; пресспат типа ОМ-8, ОАО «Марийский ЦБК»; БДМ-4, ФГУП «Гознак»; БДМ, ОАО «Полотняно-Заводская бумажная фабрика»).

На основании обследования системы вентиляции этих машин установлено, что они работают неэффективно, так как фактическая

степень утилизации теплоты отработавшей паровоздушной смеси составляет 3–4 %. Такая низкая утилизация теплоты обусловлена рядом причин:

1. Применяется лишь одна ступень теплоуловителя, а не две.

2. Трубная система поверхностей теплообмена теплоуловителей изнутри покрыта волокнистыми отложениями, что снижает коэффициент теплопередачи и тепловую эффективность теплоуловителя.

3. Зимой теплоуловители работают в условиях прохождения через них воздуха с отрицательной температурой. При такой низкой температуре водяные пары в паровоздушной смеси, движущейся внутри трубок, конденсируются, и конденсат превращается в лед. Нарушается тепловой режим работы теплоуловителей.

4. Отсутствует система очистки воздуха (от волокон) перед поступлением его на теплоуловители и калориферы.

5. Прижим влажного полотна к верхним цилиндрам осуществляется синтетической сеткой или сукном. В период эксплуатации машины сетка загрязняется волокном и влагой, вследствие этого снижается ее воздухопроницаемость. Отсутствуют сеткоподдувные камеры. В результате ухудшается воздухообмен в межцилиндровых пространствах, снижается интенсивность испарения влаги из полотна и падает производительность сушильной установки.

6. При прижатии полотна бумаги или картона сукном в межцилиндровых пространствах образуются неветилируемые застойные зоны («карманы»), что ухудшает отвод водяных паров от полотна и снижается производительность машины.

7. Не обеспечивается неравномерный подвод сушильного воздуха под машину в соответствии с кинетикой сушки.

8. Отсутствует более полная система регенерации теплоты отработавшей паровоздушной смеси.

9. Нет вентиляции застойных зон («карманов»), в результате чего ухудшается профиль влажности полотна и снижается скорость сушки.

Системы вентиляции сушильных частей машин не рассчитаны на работу в этих условиях. Поэтому часто требуется усовершенствование систем вентиляции машин.

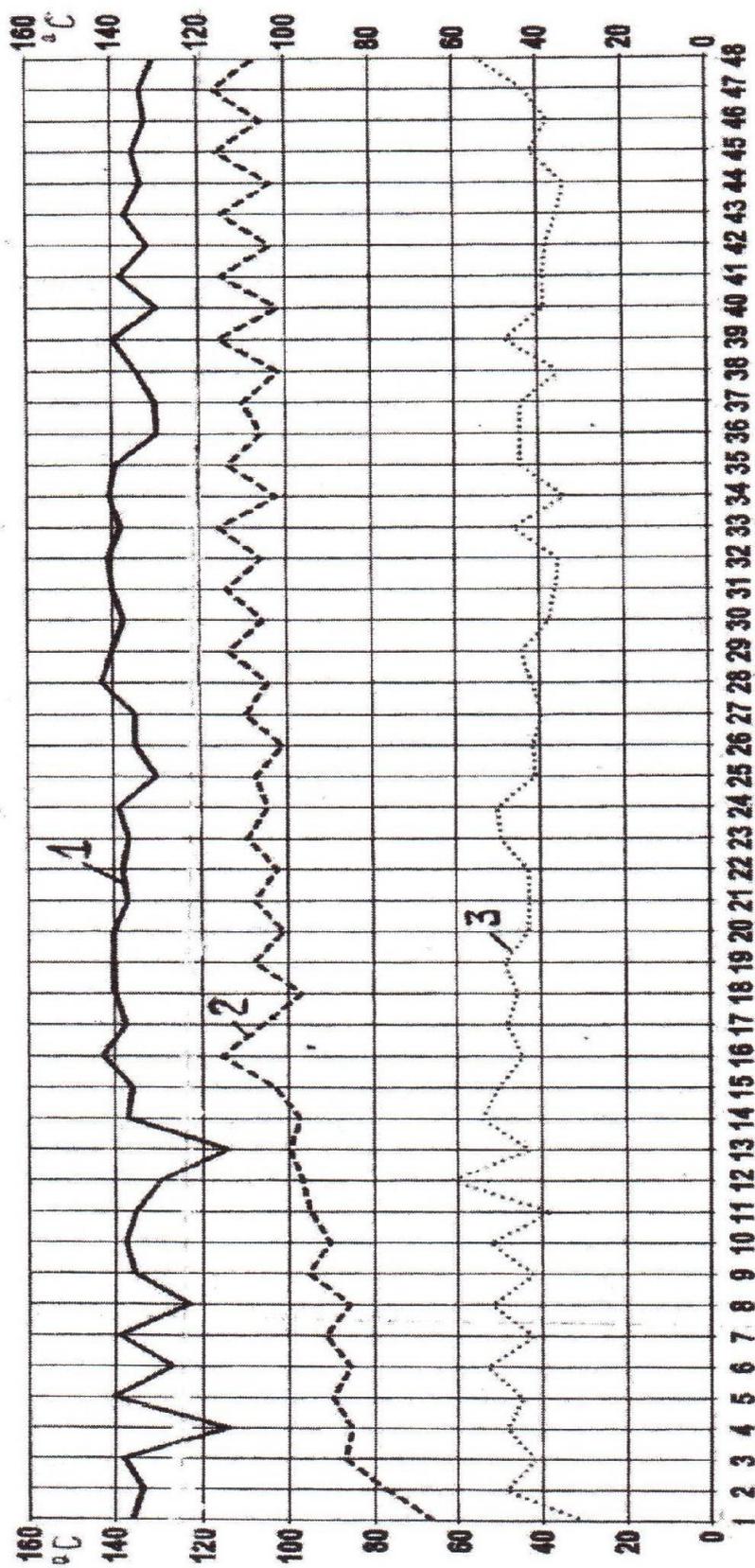
Усовершенствованные схемы вентиляции ряда машин разработаны и переданы на предприятия для их реализации (БДМ, ООО «Брянская бумажная фабрика»; БДМ-4, ФГУП «Гознак»; БДМ, ОАО «Полотняно-Заводская бумажная фабрика»).

Изучен также психрометрический режим изменения состояния воздуха в межцилиндровых пространствах сушильных установок. Психрометрический режим воздуха в межцилиндровых пространствах влияет на интенсивность и равномерность испарения влаги с поверхности полотна.

Температурный режим вентиляционной системы и сушильной части машины влияет на производительность сушильных установок, расход воздуха и затраты теплоты на сушку материала, а также на качественные показатели выпускаемой продукции. Температурный режим системы вентиляции и сушильной части машины складывается из температурного графика сушильных цилиндров и температурного графика сушильного воздуха, подаваемого под машину.

На рис. 2.12, 2.13 представлены температурные графики сушки целлюлозы и сушильного воздуха в системе вентиляции, полученные на пресспате ОАО целлюлозного завода «Питкяранта». Из графиков следует, что температурные режимы приближаются к рекомендуемым значениям по технологическому регламенту.

Пароконденсатная система и схема вентиляции машины в процессе их модернизации должны быть выполнены таким образом, чтобы обеспечить необходимый по регламенту температурный график сушки полотна. В начале процесса прогрева полотна (на первых двух-трех цилиндрах) поддерживается постепенный подъем температуры полотна от 10–20 до 70–90 °С. В первом периоде сушки температура полотна остается постоянной (на уровне 70–100 °С). При этом влага испаряется из макрокапилляров, которые расположены у открытой поверхности полотна.



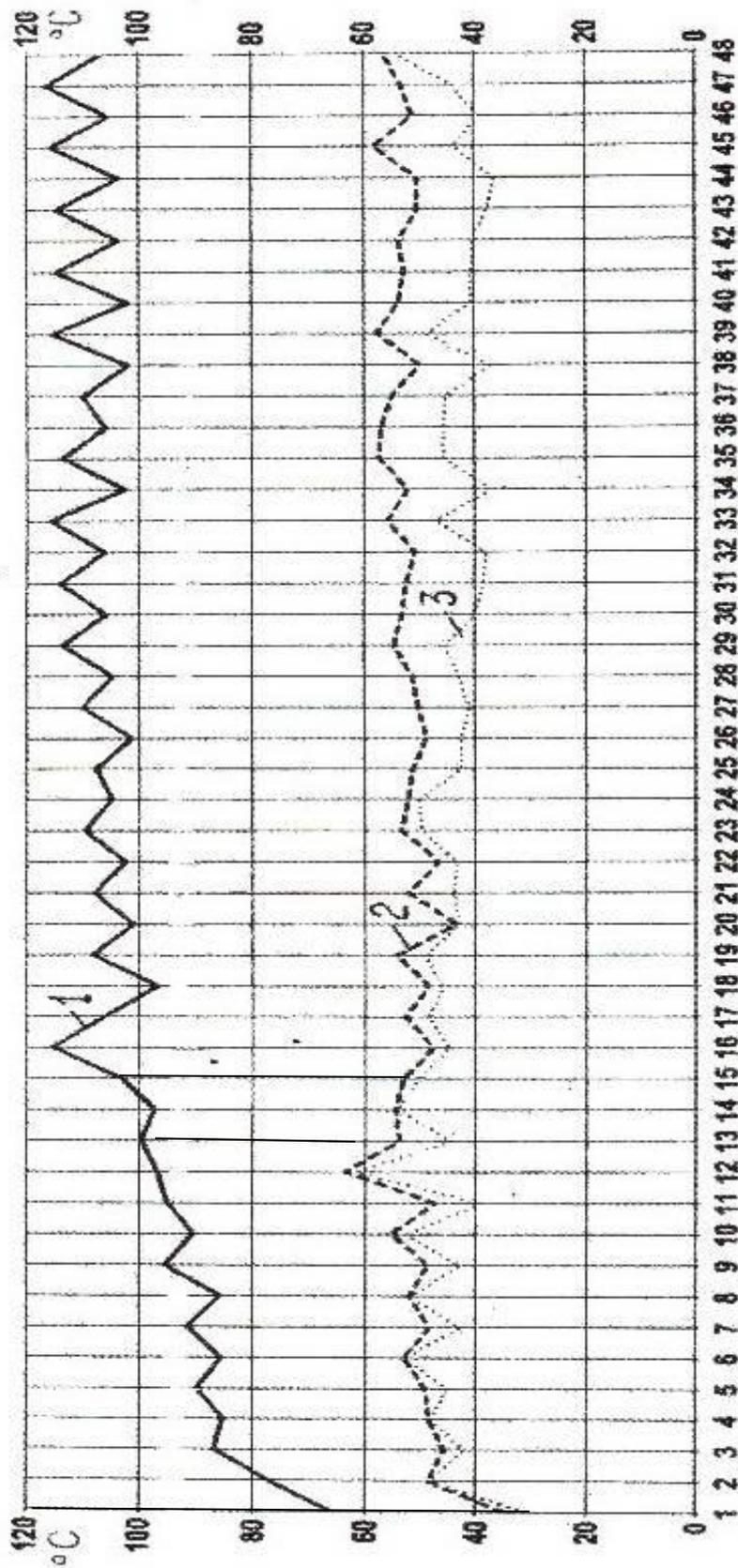
Номер цилиндра

Рис. 2.12. Температурный режим работы сушильной установки при сушке целлюлозы на пресспате

ОАО целлюлозного завода «Питкяранта»:

1 – температура на поверхности сушильных цилиндров; 2 – температура полотна целлюлозы;

3 – температура точки росы



Номер цилиндра

Рис. 2.13. Температурный режим работы системы вентиляции при сушке целлюлозы на пресспате

ОАО целлюлозного завода «Питкяранта»:

1 – температура полотна целлюлозы; 2 – температура воздуха по сухому термометру;

3 – температура воздуха по мокрому термометру

Во втором периоде сушки, когда кипение и испарение влаги происходит из средних слоев полотна, температура полотна заметно повышается и приближается к температуре несколько ниже температуры насыщенного пара при давлении в основной группе сушильных цилиндров.

При удалении из полотна микрокапиллярной и адсорбционной связанной влаги температура материала достигает максимума. В конце сушки материала (на последних 4–6 цилиндрах) температуру необходимо регулировать с помощью паровых вентилей на входе в цилиндры, чтобы обеспечить требуемое качество вырабатываемой продукции. Однако, с точки зрения теплотехники, необходимо отметить, что на последних цилиндрах, где удаляется адсорбционная связанная влага, следует поддерживать высокую температуру нагрева сушильных цилиндров и полотна. Это связано с тем, что на этой стадии сушки необходимо обеспечить высокие температурные потенциалы, чтобы удалить молекулярную влагу с поверхности волокон.

Температура полотна зависит от температуры сушильных цилиндров, массы 1 м^2 бумаги или картона, периода сушки, технологических свойств высушиваемого материала и температуры сушильного воздуха.

Назначение сушильного воздуха заключается в ассимиляции водяных паров, образовавшихся в результате испарения влаги из полотна в процессе его сушки, и удалении воздуха за пределы вентиляционного колпака.

В последние годы с помощью сушильного воздуха интенсифицируют процесс испарения влаги с поверхности полотна на участках его свободного хода. В настоящее время это направление остается одним из главных способов повышения производительности сушильных установок и выравнивания профиля влажности по ширине полотна. На основании полученного опыта эксплуатации при обследовании многих машин рекомендуется по длине сушильной установки поддерживать температуру сушильного воздуха в пределах $80\text{--}110 \text{ }^\circ\text{C}$, что позволит интенсифицировать сушку, сократить потери теплоты от цилиндров и полотна в цех и улучшить качество продукции.

Глава 3. СОВЕРШЕНСТВОВАНИЕ ВЕНТИЛЯЦИОННОЙ СИСТЕМЫ СУШИЛЬНЫХ УСТАНОВОК БДМ И КДМ

3.1. Обеспечение неравномерной подачи воздуха на сушку

Результаты обследования вентиляционных систем БДМ и КДМ малой и средней производительности свидетельствуют, что существующие системы технологической вентиляции, как правило, работают с малой эффективностью, так как фактическая степень утилизации теплоты составляет около 4 %. Поэтому все обследованные системы вентиляции машин нуждаются в совершенствовании.

С целью интенсификации сушки и сокращения расхода теплоты в системе вентиляции БДМ и КДМ рекомендуется проведение следующих мероприятий:

- обеспечить неравномерную подачу нагретого воздуха по длине сушильной части машины (по зонам) в соответствии с кинетикой сушки полотна и тепловым расчетом сушильной установки (рис. 3.1);
- выполнить позонный расчет расхода воздуха на каждой стадии процесса сушки; произвести дифференцированную подачу воздуха в «карманы» между цилиндрами, где скапливается застойный влажный воздух с высокой концентрацией водяных паров. Бóльший расход воздуха в «карманы» следует подать на первые 10–15 цилиндров, меньший – в конце сушки;
- утилизировать теплоту в теплоуловителях первой и второй ступеней (ТУ-1 и ТУ-2);
- очистить от волокнистых отложений поверхности нагрева теплоуловителей первой и второй ступеней;
- более полно использовать теплоту удаляемой паровоздушной смеси в теплорекуперационных аппаратах за счет применения пластинчатых теплообменников;
- выполнить регенерацию теплоты отработавшего воздуха после последней паровой группы сушильных цилиндров (по ходу сушки полотна) и направить этот расход воздуха, имеющий малое влагосодержание и высокую температуру, на смешение со свежим приточным воздухом, поступающим из атмосферы. Рециркуляция возвращенного воздуха и экономия теплоты могут составить 15–20 %;

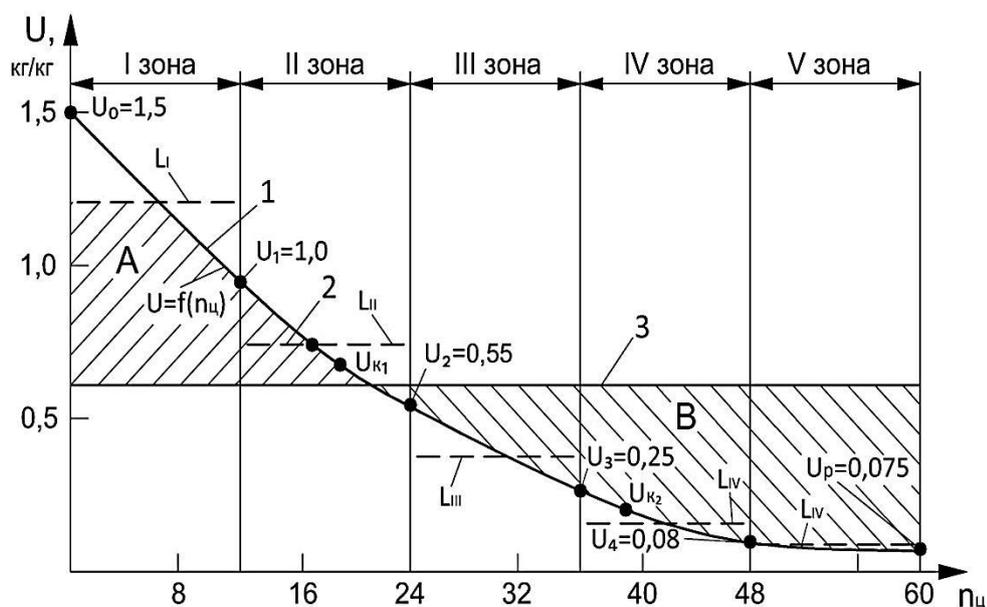


Рис. 3.1. Кинетическая кривая сушки бумаги U и расход воздуха L в отдельных зонах сушильной части бумагоделательной машины: 1 – кинетическая кривая сушки полотна; 2 – расчетный расход воздуха по зонам сушки; 3 – действительный расход воздуха, который подается по зонам; A – область недостаточной подачи расхода воздуха на сушку (под цилиндры № 1–23); B – область избыточной подачи воздуха, необходимого для удаления влаги, при нахождении полотна на нагретых цилиндрах № 24–60

- подогреть воздух в паровых калориферах до температуры 70–110 °С. Подать этот воздух в «карманы», в которых скапливается застойный влажный воздух;
- очистить поверхности нагрева калориферов;
- закрыть сушильную установку вентиляционным колпаком;
- использовать синтетические сетки для усиления прижима полотна к нагретым цилиндрам;
- для продувки сеток использовать сеткопродувные камеры, которые позволяют удалять влагу из сетки и регулировать расход воздуха по ширине машины;
- для осуществления общеобменной вентиляции цеха применить систему кондиционирования воздуха, которая должна обеспечить комфортные санитарно-гигиенические условия в зоне обслуживания установки и в помещении цеха;

- разработать схему технологической приточно-вытяжной вентиляции воздуха в сушильной установке по замкнутому циклу. Для утилизации теплоты и влаги из паровоздушной смеси, удаляемой из БДМ и КДМ, в качестве потребляющего объекта можно использовать, например, теплицы;

- для повышения надежности и экономичности работы технологической вентиляции рекомендуется применение промежуточного теплоносителя (этиленгликоля или воды).

В соответствии с тепловым расчетом расхода воздуха по зонам сушки необходимо основной расход воздуха (до 50 %) направить под цилиндры, которые предназначены для сушки полотна в периоде прогрева полотна и первом периоде сушки, где отмечается максимальная интенсивность испарения влаги с поверхности полотна. Меньший расход воздуха (10–15 % от общего расхода), но с более высокой температурой, необходимо подавать под цилиндры, находящиеся в конце сушки полотна.

3.2. Утилизация низкопотенциальной теплоты отработавшего влажного воздуха с использованием в качестве промежуточного теплоносителя этиленгликоля

Взамен существующих неэффективных схем системы вентиляции бумагоделательных машин предлагается более совершенная схема утилизации теплоты с промежуточным теплоносителем (рис. 3.2).

Одним из принципиально новых направлений использования низкопотенциальной теплоты является утилизация теплоты вентиляционных выбросов с помощью промежуточного теплоносителя – этиленгликоля.

В настоящее время на современных быстроходных бумагоделательных машинах утилизация низкопотенциальной теплоты осуществляется в три ступени: первая ступень – в теплоуловителе № 1, вторая – в теплоуловителе № 2, третья – в скруббере [1, 2, 4, 5]. Степень утилизации теплоты составляет: 5; 5 и 11 % соответственно.

При эксплуатации тихоходных и среднеходных машин вследствие загрязнения паровоздушной смеси (ПВС) и нагреваемой воды волокном, скрубберы на большинстве машин или отсутствуют, или не работают.

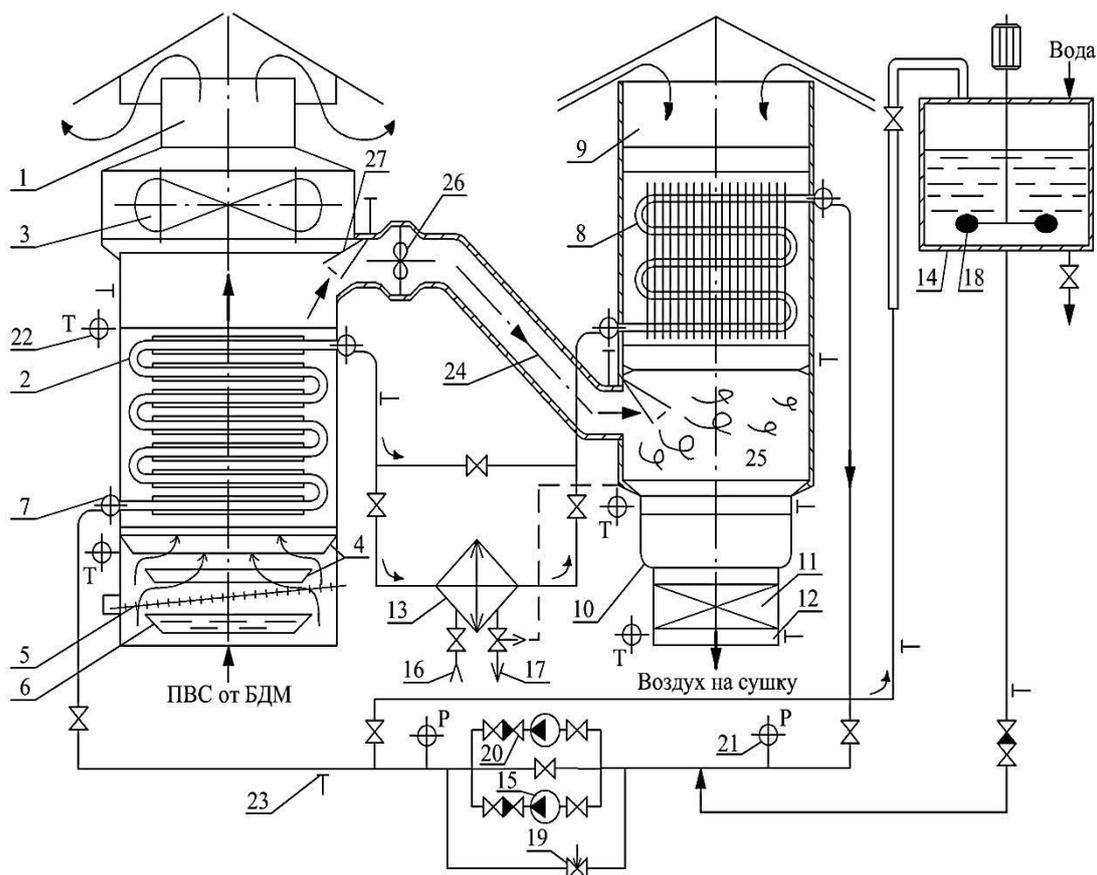


Рис. 3.2. Схема утилизации теплоты паровоздушной смеси в системе технологической вентиляции с использованием промежуточного теплоносителя (этиленгликоля):

1 – воздуховод для отвода паровоздушной смеси от сушильной части бумагоделательной машины; 2 – рекуперативный газожидкостный теплообменный аппарат с трубками, имеющими плавниковые ребра; 3 – осевой вентилятор; 4 – жалюзи; 5 – самоочищающаяся металлическая сетка; 6 – поддон; 7 – коллектор; 8 – стальной ребристый воздухоподогреватель (жидкостный калорифер); 9 – воздуховод подачи атмосферного воздуха; 10 – центробежный вентилятор; 11 – паровой калорифер; 12 – подача нагретого воздуха под машину (на сушку бумаги); 13 – водо-водяной теплообменный аппарат; 14 – емкость для антифриза; 15 – насосы для перекачки антифриза; 16 и 17 – теплоноситель из системы отопления и в тепловую сеть; 18 – мешалка с электродвигателем; 19 – регулирующий клапан; 20 – обратный клапан; 21 – манометр; 22 – термометр; 23 – термопара; 24 – линия рециркуляции паровоздушной смеси (15 % от общего расхода); 25 – камера смешения; 26 – осевой вентилятор для рециркуляции смеси; 27 – регулирующий шибер

В теплоуловителе второй ступени (ТУ-2) паровоздушная смесь, содержащая водяные пары, зимой превращается в лед. В результате вторая ступень утилизации также оказывается в нерабочем состоянии. В работе остается первая ступень утилизации теплоты в теплоуловителе ТУ-1 с КПД менее 5 %.

Таким образом, существующая система утилизации теплоты отработанного воздуха действует неэффективно и нуждается в совершенствовании. Тем более, она необходима после проведения модернизации пароконденсатных систем БДМ и КДМ, производительность которых существенно увеличивается.

Наиболее надежным и эффективным способом утилизации теплоты является использование *промежуточного теплоносителя – антифриза* [1, 2, 4, 30]. Антифриз – незамерзающая жидкость, представляющая собой водный раствор этиленгликоля $C_2H_6O_2$ (58 %).

Схемы с промежуточным теплоносителем применяются на быстроходных бумагоделательных машинах: ЗАО «Интернешнл Пейпер»; ОАО «Выборгская целлюлоза»; ОАО «Монди Сыктывкарский ЛПК». Однако для тихоходных и среднеходных машин таких схем нет. Поэтому разработана схема утилизации теплоты отработанного воздуха с применением промежуточного теплоносителя для машин малой и средней производительности.

Предложенная схема особенно эффективна в зимний период года, так как степень утилизации теплоты можно довести до 29,5 %, а при дополнительной установке жидкостного калорифера до 39,1 %.

Для очистки отработанного воздуха от волокна целесообразно применять жалюзи 4 и самоочищающуюся металлическую сетку 5.

Первая ступень утилизации теплоты ПВС выполнена в виде рекуперативного теплообменника 2 со стальными трубками, имеющими *продольные ребра*. Продольные плавниковые ребра значительно увеличивают передачу теплоты от паровоздушной смеси к антифризу и не оказывают существенного аэродинамического сопротивления движению теплоносителя. При этом утилизация теплоты в первой ступени составляет 10,7 %.

Вторая ступень утилизации теплоты (до 3,7 %) связана с дополнительным подогревом антифриза (с 35 до 45 °С), который осуществляется в водо-водяном секционном теплообменнике или теплообменнике типа «труба в трубе». Теплоносителем здесь

служит обратная сетевая вода. Передача теплоты от антифриза к наружному воздуху происходит в пластинчатом жидкостном калорифере, в котором атмосферный воздух нагревается с -25 до $+20$ °С.

Третья ступень утилизации низкопотенциальной теплоты (до 15 %) осуществляется за счет рециркуляции паровоздушной смеси при ее смешении с холодным наружным воздухом. На выходе из камеры смешения сушильный воздух имеет температуру $+25,5$ °С.

Дополнительный подогрев сушильного воздуха до $60-80$ °С производится либо в паровом калорифере, либо в жидкостном калорифере. Поверхность нагрева парового калорифера выполнена из стальных труб со спирально-навивными ребрами и составляет $143,5$ м², а расход пара – порядка 850 кг/ч.

Четвертая ступень утилизации теплоты (до 9,6 %) включает в себя подогрев сушильного воздуха в жидкостном калорифере (вместо парового), в котором греющим теплоносителем является конденсат после сепаратора последней паровой группы сушильных цилиндров БДМ.

В летний период года при использовании трех ступеней утилизации теплоты степень регенерации может составить 22 %, а четырех ступеней – 30 %. Предложенная схема вентиляции с промежуточным теплоносителем для машин малой и средней производительности не зависит от влияния низких температур окружающей среды в зимний период года и поэтому схема является надежной и экономичной при эксплуатации БДМ и КДМ. Такая схема утилизации теплоты паровоздушной смеси с помощью промежуточного теплоносителя предложена для реализации на БДМ, ОАО «Техническая бумага», г. Рыбинск.

3.3. Утилизация низкопотенциальной теплоты отработавшего влажного воздуха с использованием в качестве промежуточного теплоносителя воды

Опыт эксплуатации систем вентиляции бумаго- и картоноделательных машин показывает, что теплоуловители первой и второй ступеней работают, как правило, неудовлетворительно. Это объясняется заносом внутренних и наружных поверхностей нагрева волокнистыми отложениями, которые резко снижают эффективность утилизации теплоты.

В связи с этим представляют определенный интерес системы регенерации теплоты, в которых используется промежуточный теплоноситель – вода. Финской фирмой «Валмет» разработаны системы такого типа (рис. 3.3 и 3.4), действующие по схемам:

- одноконтурная система «воздух – вода»;
- комбинированная система;
- традиционная система «воздух – воздух».

Принципиальная схема использования теплоты отработавшего воздуха с помощью промежуточного теплоносителя представлена на рис. 3.4. По сравнению с обычной схемой регенерации теплоты, предлагаемая схема имеет ряд преимуществ. К их числу можно отнести:

- возможность передачи теплоты к удаленным потребителям с меньшими затратами энергии;
- легкость монтажа в старых зданиях;
- надежность работы;
- возможность работы системы вентиляции во время простоев машины;
- возможность использования стандартного оборудования.

Возможны варианты усовершенствования схемы с промежуточным теплоносителем, позволяющим повысить степень регенерации теплоты отработавшего воздуха.

В целях усовершенствования рекуперационных аппаратов и повышения степени регенерации теплоты отработанного влажного воздуха автором разработана установка, основанная на применении в качестве промежуточного теплоносителя (воды). Схема данной установки показана на рис. 3.5.

Первая ступень установки (ТУ-1), предназначенная для нагрева сушильного воздуха, состоит из двух секций. В трубном змеевике первой секции *A* осуществляется нагрев воды влажным воздухом, удаляемым из сушильной камеры. Во второй секции *B* осуществляется нагрев сухого воздуха, забираемого из цеха и направляемого после предварительного подогрева в паровом калорифере, в сушильную камеру. В данной ступени используется в основном теплота перегрева влажного воздуха.

Из первой ступени теплоуловителя ТУ-1 воздух поступает в скруббер, в котором нагревается вода, циркулирующая во втором контуре (ТУ-2), используемая для нагрева воздуха цеховой вентиляции.

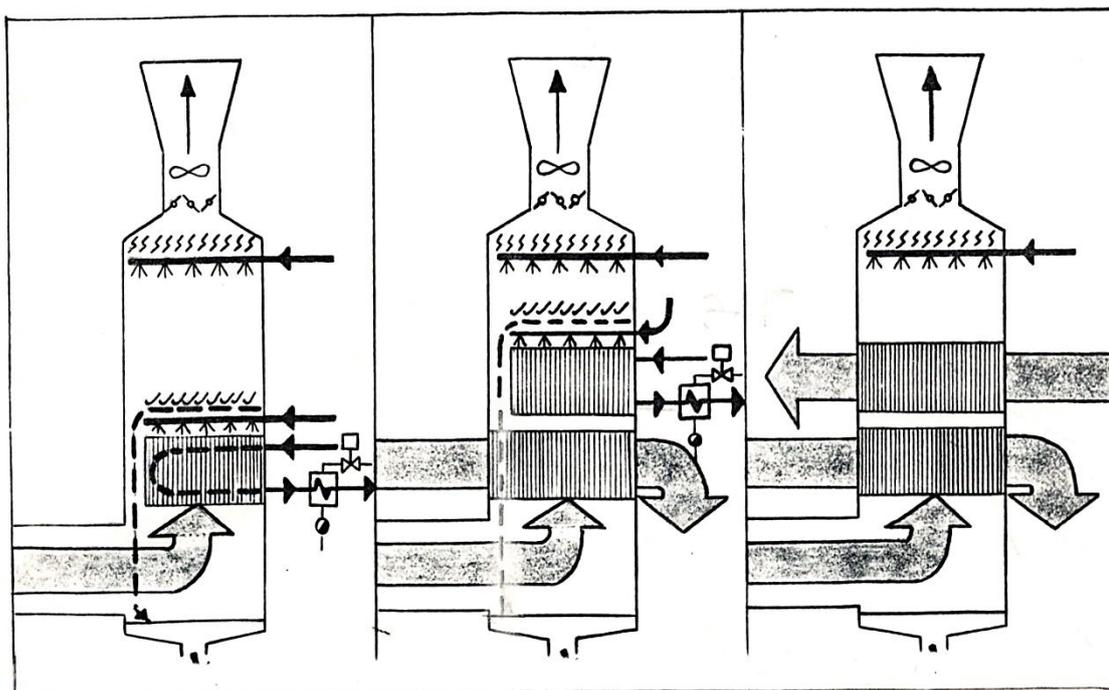


Рис. 3.3. Варианты конструктивного исполнения системы регенерации теплоты отработавшего воздуха

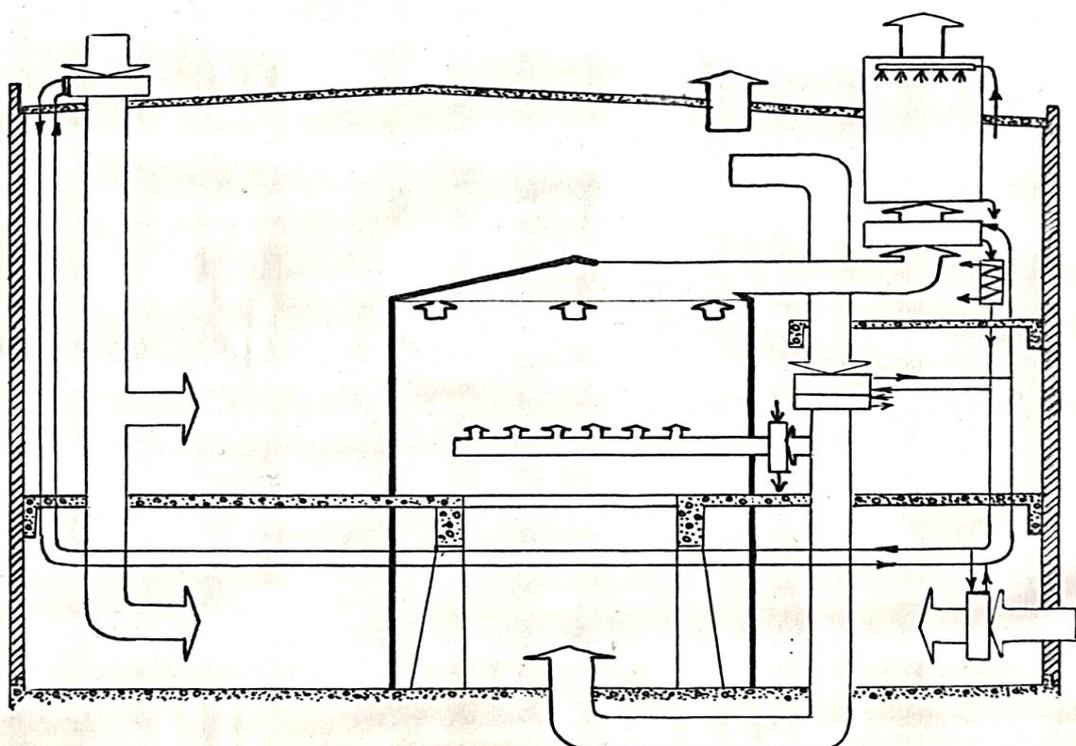


Рис. 3.4. Принципиальная схема использования низкопотенциальной теплоты отработавшего воздуха с использованием промежуточного теплоносителя (воды)

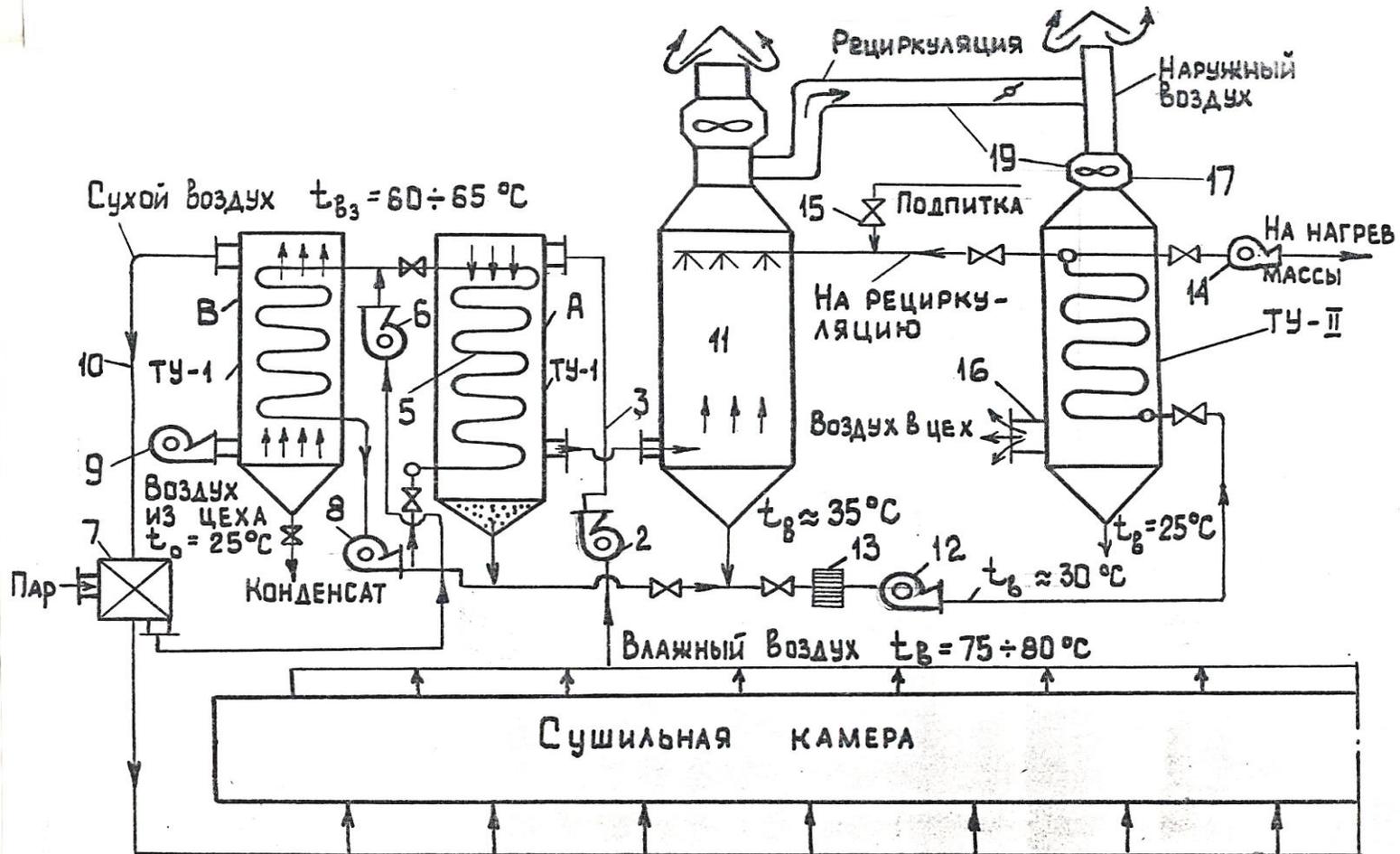


Рис. 3.5. Предлагаемая схема рекуперации теплоты отработанного воздуха с использованием промежуточного теплоносителя (воды)

Часть избыточной нагретой воды из данного контура отводится на технологические нужды, в основном в сеточную часть машины.

В данной установке создаются термодинамические и теплообменные основы, позволяющие приблизить степень регенерации теплоты отработанного воздуха близкой к 100 %.

Конструктивно теплообменники трубного змеевикового типа позволяют выполнить эти устройства по конструкции более компактными и приспособленными для эффективной обдувки поверхностей. При этом следует иметь в виду, что основная часть теплоты влажного воздуха используется для нагрева воды в газоконтактном теплообменнике (скруббере), что существенно снижает теплообменные поверхности ТУ-1 и ТУ-2. Конструктивно данная схема выполняется следующим образом.

Отработанный влажный воздух из сушильной камеры 1 нагнетается вентилятором 2 в первую секцию А теплообменника первой ступени ТУ-1, по воздуховоду 3 и, будучи частично охлажденным, направляется в скруббер 11. Нагретая в змеевике 5 секции А вода перепускается в секцию В, где она используется в качестве теплоносителя. В змеевик секции В при помощи насоса 6 добавляется также конденсат из парового калорифера 7. Циркуляция воды в контуре ТУ-1 осуществляется насосом 8. Воздух в ТУ-1 подается из цеха при помощи вентилятора 9 и нагнетается в сушильную камеру по воздуховоду 10. В газоконтактном теплообменнике (скруббере) 11 происходит охлаждение воздуха, поступающего из ТУ-1, водой, циркулирующей в контуре ТУ-2, при помощи насоса 12. Фильтрация циркулирующей воды осуществляется в фильтре 13. Часть избыточной воды, в количестве, соответствующем массе поступающего конденсата, перепускается из контура первой ступени в контур второй ступени. Часть нагретой воды из второго контура при помощи насоса 14 направляется на технологические нужды. Подпитка воды во второй контур, соответственно отбору на технологию, осуществляется насосом 15. Воздух общеобменной вентиляции нагнетается в цех по воздуховоду 16 вентилятором 17. При этом часть воздуха забирается снаружи, а часть из скруббера по воздуховоду 19.

3.4. Применение теплонасосных установок (ТНУ) в системе вентиляции

Перспективным направлением в системах регенерации низкопотенциальной теплоты является применение ТНУ, позволяющих повысить температуру и теплообменный потенциал отработанного теплоносителя. Схема установки, основанная на использовании теплоты влажного воздуха с применением ТНУ, показана на рис. 3.6.

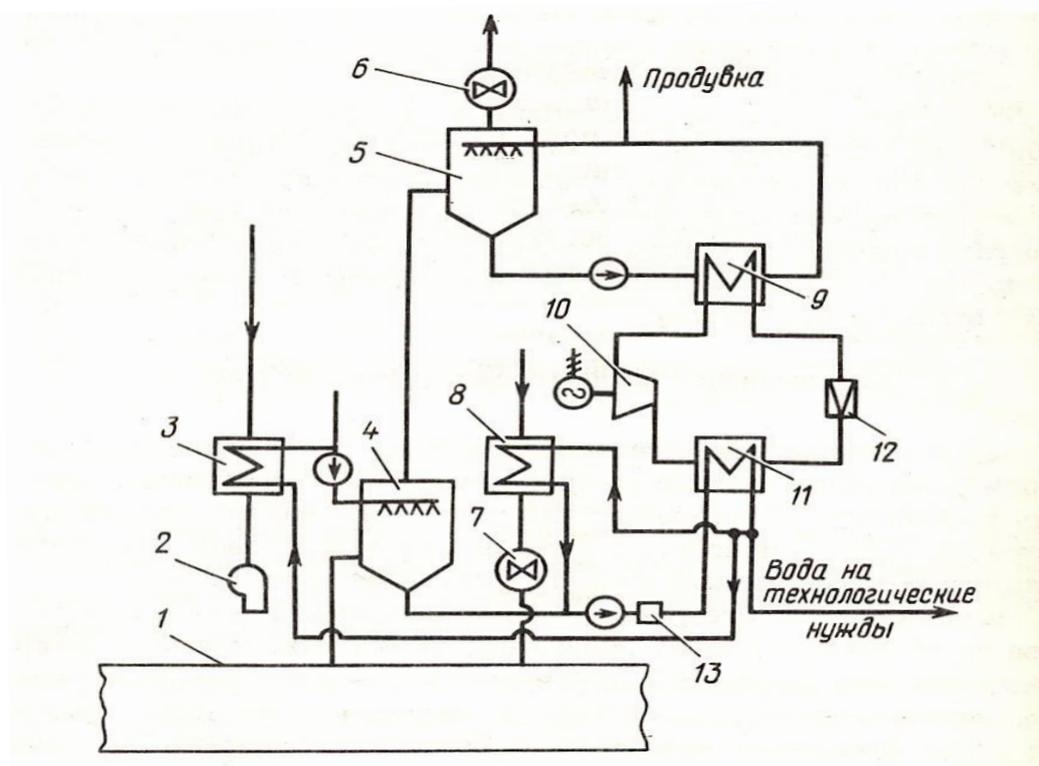


Рис. 3.6. Схема рекуперации теплоты в вентиляционной системе бумагоделательной машины с применением ТНУ

Паровоздушная смесь, выходящая из сушильной камеры 1, последовательно проходит через теплообменник 4 и скруббер 5, а затем вентилятором 6 удаляется в атмосферу. В скруббере паровоздушная смесь охлаждается до 25–30 °С. Вода, нагретая в скруббере, проходит через фреоновый испаритель 9 парокомпрессионной ТНУ, где отдает свою теплоту испаряющемуся фреону и вновь поступает в скруббер. Образовавшийся в испарителе фреоновый пар сжимается с повышением температуры в компрессоре 10 и направляется в конденсатор 11,

где, охлаждаясь и конденсируясь, передает теплоту воде, предварительно нагретой в теплообменнике 4.

Жидкий фреон из конденсатора через дроссельный клапан 12 возвращается в испаритель. Часть воды, нагретой в конденсаторе, идет в теплообменник 8, где нагревает сушильный воздух, подаваемый в сушильную камеру вентиляторами 7. Вода, выходящая из теплообменников 8 и 4, смешивается и подается в конденсатор 11, Воздух общеобменной вентиляции нагревается в теплообменнике 3 и подается в цех бумагоделательных машин вентиляторами 2. В теплообменнике 8 вода нагревается до 40–45 °С, а в конденсаторе – до 70–75 °С. В фильтре 13 отделяются взвешенные частицы.

Основная часть воды направляется на технологические нужды. Экономичность теплонасосной установки определяется трансформацией теплоты по формуле

$$\eta_{\text{тр}} = \frac{Q_{\text{пол}}}{\mathcal{E} \cdot q_{\mathcal{E}}} \eta_{\mathcal{E}},$$

где $Q_{\text{пол}}$ – полезная теплота, используемая в ТНУ, кДж/ч; \mathcal{E} – расход электроэнергии, кВт · ч; $q_{\mathcal{E}}$ – тепловой эквивалент электроэнергии; $\eta_{\mathcal{E}}$ – КПД выработки электроэнергии.

Приведенное соотношение показывает, что применение ТНУ оказывается целесообразным в том случае, когда коэффициент преобразования тепловой энергии больше единицы. Эффективность использования установок во многом зависит от совершенства компрессорной установки и в некоторой степени от применяемого в ней рабочего тела. В настоящее время разработаны новые, более совершенные компрессорные машины различной мощности, предназначенные специально для утилизации низкопотенциальной теплоты. Выполненные расчеты показывают целесообразность применения ТНУ для использования низкопотенциальной теплоты сушильного воздуха бумагоделательных машин, при наличии технологических потребителей нагретой воды.

3.5. Кондиционирование воздуха

В процессе производства целлюлозы, бумаги и картона выделяются различные вредные для здоровья людей пыле-, газо- и парообразные вещества: пары кислот и щелочей; токсичные газообразные соединения;

минеральная и органическая пыль; водяные пары, а также избыточная теплота. Поэтому в производственных помещениях необходимы системы вентиляции и кондиционирования воздуха.

Отношение количества подаваемого в помещение свежего воздуха к объему помещения называется *кратностью воздухообмена* n_B

$$n_B = V_B / V_{II},$$

где V_B, V_{II} – объемы подаваемого воздуха, м³/ч, и помещения, м³.

Поддержание заданных параметров воздуха осуществляется при помощи средств вентиляции, режим работы которых зависит от интенсивности тепло- и влаговывделений в помещении и теплообмена с наружным воздухом.

На рис. 3.7 приведена принципиальная схема вентиляции помещения с тепло- и влаговывделяющими аппаратами.

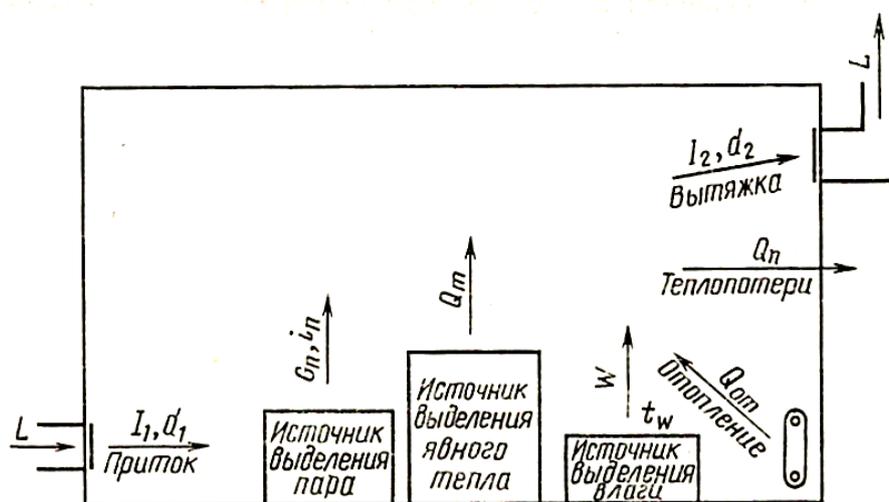


Рис. 3.7. Принципиальная схема тепло- и влаговывделений в производственном помещении

Тепловой баланс помещения в общем виде выражается уравнением

$$L_B(I_2 - I_1) = Q_{об} + Q_{ос} + Q_{дв} + Q_{оп} + c_w M t_m + \Sigma G_{II} i_{II} + Q_{от} - Q_{п},$$

где L_B – массовый расход вентиляционного воздуха, кг/ч;
 I_1, I_2 – удельная энтальпия приточного и вытяжного воздуха, кДж/кг;
 $Q_{об}$ – тепловыделения от работающего оборудования, кДж/кг;
 $Q_{ос}$ – тепловыделения от освещения, кДж/кг; $Q_{дв}$ – теплота,

выделенная двигателями, кДж/кг; $Q_{оп}$ – теплоступления от обслуживающего персонала, кДж/кг; M, t_m, c_w – количество испарившейся влаги, кг/ч, и ее температура, °С, и теплоемкость, кДж/(кг · °С); $G_{п}, i_{п}$ – количество поступающего пара (кг/ч) и его удельная энтальпия, кДж/кг; $Q_{от}$ – теплоступления от отопления, кДж/кг; $Q_{п}$ – потери теплоты через ограждения, кДж/кг.

Классификация систем кондиционирования воздуха

Под *кондиционированием воздуха* понимают создание и автоматическое поддержание в закрытых помещениях и сооружениях основных параметров воздушной среды: температуры, влажности, давления, чистоты газового состава, наличия запахов и скорости движения воздуха. Устройство, в котором осуществляется термовлажностная обработка воздуха и его очистка, называется *кондиционером*.

Системы кондиционирования воздуха (СКВ) классифицируются по следующим признакам:

- по назначению СКВ можно разделить на комфортные, технологические и комфортно-технологические системы;
- принцип централизации СКВ разделяют на центральный, местный, неавтономный и автономный принцип централизации;
- режим работы СКВ подразделяется на круглогодичный и сезонный режимы;
- по давлению, развиваемому вентилятором, различают СКВ низкого давления ($\Delta P < 1,0$ кПа), среднего давления ($1,0 < \Delta P < 3,0$ кПа) и высокого давления ($\Delta P > 1,0$ кПа);
- схема обработки воздуха СКВ бывает прямоточная, характерная тем, что обработке в кондиционере подлежит только наружный (свежий) воздух, и рециркуляционная, характеризующаяся обработкой в кондиционерах смеси наружного воздуха и части рециркуляционного (отработавшего) воздуха.

В цехе бумаго- и картоноделательных машин необходимо иметь только прямоточную СКВ.

Принципиальная схема проточной системы кондиционирования воздуха

Проточные схемы применяют в тех случаях, когда по условиям запыленности или загазованности использование рециркуляционного воздуха не допускается и кондиционеры работают только на наружном воздухе. Принципиальная схема приведена на рис. 3.8.

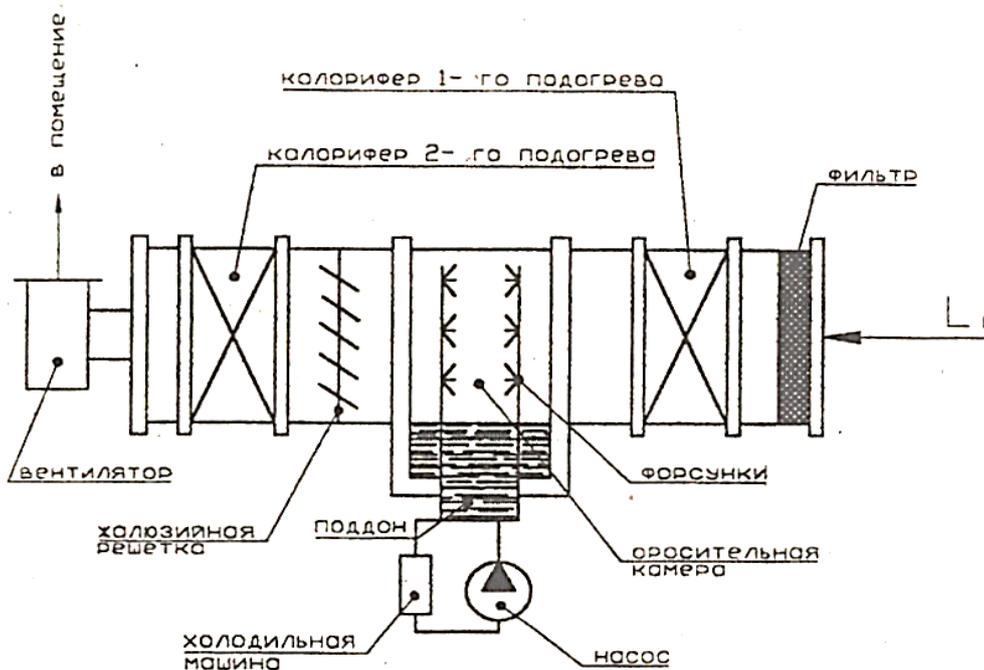


Рис. 3.8. Принципиальная схема проточной системы кондиционирования воздуха

В *теплый период года* наружный воздух в полном количестве L_0 проходит через фильтр, где осуществляется его очистка, поступает в оросительную камеру, в которой разбрызгивается охлаждающая вода, имеющая температуру ниже температуры точки росы.

При контакте воздуха с капельками воды он охлаждается и осушается, приобретая в конце оросительной камеры заданное влагосодержание при насыщении, обычно равном $\varphi = 95\%$. Так как при этом температура воздуха становится ниже необходимой температуры приточного воздуха, то для доведения до указанной температуры воздух после оросительной камеры направляется в калорифер второго подогрева, в котором он нагревается до заданной температуры выхода воздуха из кондиционера.

Во избежание механического выноса капель воды на выходе из оросительной камеры устанавливается жалюзийная решетка (каплеуловитель). Обработанный воздух подается в помещение.

Вода, собирающаяся в поддоне оросительной камеры, поступает в холодильную машину, где она охлаждается до необходимой температуры и насосом по системе трубопроводов подается в форсунки, расположенные в оросительной камере.

В *холодный период года* наружный воздух в полном количестве L_0 поступает в калорифер первого подогрева, в котором он подогревается до той температуры, при которой его теплосодержание будет соответствовать расчетному теплосодержанию адиабатического процесса увлажнения. Затем воздух поступает в оросительную камеру, где происходит адиабатический процесс увлажнения, в результате которого воздух получает заданное влагосодержание приточного воздуха при относительной влажности $\varphi = 95 \%$.

При адиабатическом процессе испарения температура воздуха на выходе из оросительной камеры достаточно близка к температуре мокрого термометра, которая обычно ниже заданной температуры приточного воздуха. Поэтому для доведения температуры до заданной, воздух подвергается дополнительному нагреву в калорифере второго подогрева.

Узел охлаждения и подачи воды в оросительную камеру работает в требуемом режиме. Обработанный воздух вентилятором подается в помещение.

Построение и расчет процессов обработки воздуха в системе кондиционирования

Построение процессов обработки воздуха осуществляется на основе принятой прямоточной системы кондиционирования воздуха (см. рис. 3.8) при наличии в помещении только теплоизбытков. Последовательность построения процессов для *теплого периода года* в $I-d$ -диаграмме можно проследить, используя рис. 3.9. Диаграмма приведена в прил. П.11.

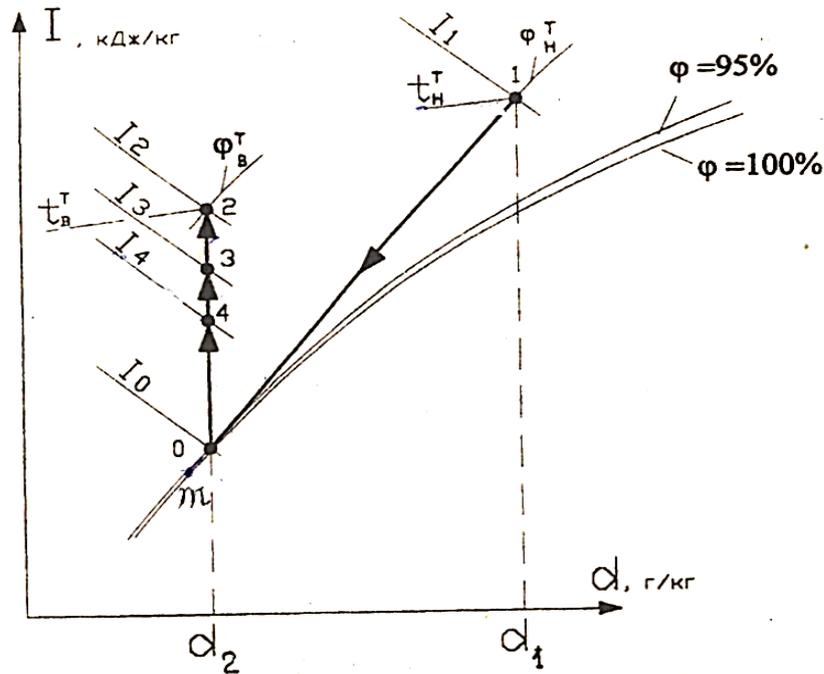


Рис. 3.9. Процессы обработки воздуха в теплый период года

На поле $I-d$ -диаграммы при известной температуре t_H^T и относительной влажности φ_H^T наносится точка 1, соответствующая расчетным параметрам наружного воздуха для теплого периода. Затем наносится точка 2, соответствующая расчетным параметрам внутреннего воздуха при известной температуре t_B^T и относительной влажности φ_B^T . Анализ взаимного расположения точек 1 и 2 на $I-d$ -диаграмме показывает, что общее направление процесса обработки воздуха в теплый период сводится к его охлаждению и осушению. Этот процесс реализуется в камере орошения кондиционера за счет разбрызгивания воды, температура которой должна быть ниже температуры точки росы обрабатываемого воздуха.

При этом следует учитывать два обстоятельства. Во-первых, для предотвращения механического уноса капель влаги в систему воздуховодов на выходе из оросительной камеры величина относительной влажности не должна превышать $\varphi = 95\%$. Во-вторых, влагосодержание обрабатываемого воздуха из оросительной камеры должно соответствовать расчетному влагосодержанию внутри помещения (в точке 2), так как по условиям задания в помещении отсутствуют влаговыведения. Учет этих факторов позволяет на поле

I-d-диаграммы нанести точку *0*, характеризующую параметры воздуха на выходе из оросительной камеры. Для этого сначала осуществляют построение линии нижней пограничной кривой $\varphi = 100\%$, а затем линии относительной влажности $\varphi = 95\%$. При этом точка *0* будет находиться на пересечении луча $d_2 = \text{const}$, проведенного из точки *2* вертикально вниз, и линии относительной влажности $\varphi = 95\%$. Соединив точки *0* и *1* прямой линией, получают луч процесса охлаждения и осушения воздуха в оросительной камере кондиционера. Продлив луч процесса *1-0* до пересечения с линией $\varphi = 100\%$, определяют точку *m*, температура которой с известным приближением принимается в качестве конечной температуры охлаждающей воды на выходе из оросительной камеры t_m . Затем определяют температуру приточного воздуха в помещении. За счет имеющихся в помещении теплоизбытков температура воздуха в рабочей зоне будет повышаться, что дает основание принимать температуру приточного воздуха на 4–6 °С ниже, чем расчетная температура воздуха в помещении. Параметры приточного воздуха характеризуются положением точки *3*, расположенной на линии $d_2 = \text{const}$ и отстоящей от точки *2* по значению температуры на 4–6 °С.

В теплый период года за счет более высокой температуры окружающего воздуха происходит естественный подогрев воздуха в воздуховодах и самом вентиляторе. Величина этого подогрева оценивается в 1,5–2 °С. Это позволяет определить положение точки *4*, характеризующей параметры воздуха на выходе из калорифера второго подогрева. Точка *4* расположена на линии $d_2 = \text{const}$ и отстоит от точки *3* по значению температуры на 1,5–2 °С.

Таким образом, окончательно процесс обработки воздуха в теплый период года для прямоточной системы кондиционирования воздуха, при наличии в помещении только теплоизбытков, осуществляется по линии *1-0-4-3-2*. Здесь процесс *1-0* – процесс охлаждения и осушения наружного воздуха в оросительной камере кондиционера; *0-4* – процесс подогрева воздуха в калорифере второго подогрева; *4-3* – процесс естественного подогрева воздуха в воздуховодах и вентиляторе; *3-2* – естественный подогрев воздуха в помещении за счет имеющихся там теплоизбытков.

В холодный период года последовательность построения процессов на *I-d*-диаграмме можно проследить, используя рис. 3.10.

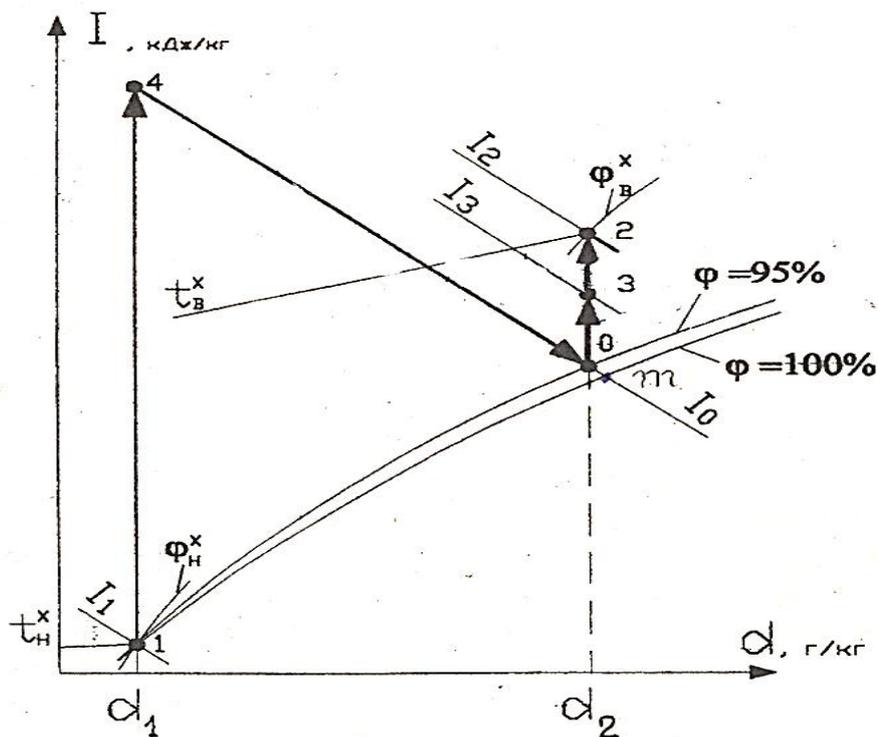


Рис. 3.10. Процессы обработки воздуха в холодный период года

На поле $I-d$ -диаграммы при известной температуре t_H^x и относительной влажности φ_H^x наносится точка 1, соответствующая расчетным параметрам наружного воздуха для холодного периода года. Затем находится точка 2, соответствующая расчетным параметрам внутреннего воздуха при известной температуре t_B^x и относительной влажности φ_B^x . Анализ взаимного расположения точек 1 и 2 на $I-d$ -диаграмме показывает, что общее направление процесса обработки воздуха в холодный период сводится к его нагреванию и увлажнению. Этот процесс реализуется в камере орошения кондиционера за счет разбрызгиваемой воды, температура которой должна быть выше температуры точки росы обрабатываемого воздуха. При этом в оросительной камере кондиционера осуществляется процесс адиабатического увлажнения воздуха.

Процесс адиабатического увлажнения характеризуется равенством между количеством теплоты, полученной поверхностью жидкости от окружающего воздуха, и количеством теплоты, затраченной на испарение влаги. Поступающая к поверхности жидкости от наружного воздуха явная теплота полностью затрачивается на испарение части жидкости, переходя при этом в скрытую теплоту водяных паров. Образовавшиеся водяные пары поступают

в окружающий воздух, увеличивая его влаго- и теплосодержание. Тем самым компенсируется снижение теплосодержания воздуха в связи с расходом явной теплоты на испарение. Таким образом, для практических расчетов можно предполагать, что адиабатический процесс увлажнения воздуха осуществляется по линии постоянного теплосодержания $I = \text{const}$.

Построение процесса обработки воздуха в *холодный период года* производится в такой последовательности. На поле $I-d$ -диаграммы наносят точку 0 , характеризующую параметры воздуха на выходе из оросительной камеры. Для этого сначала осуществляют построение линии нижней пограничной кривой $\varphi = 100 \%$, а затем линии относительной влажности $\varphi = 95 \%$. Точка 0 будет находиться на пересечении луча $d_2 = \text{const}$, проведенного из точки 2 вертикально вниз, и линии относительной влажности $\varphi = 95 \%$. Проведя через точку 0 луч процесса адиабатического увлажнения по линии $I_0 = \text{const}$, а через точку 1 линию луча процесса нагревания воздуха в калорифере первого подогрева, получим точку 4 пересечения этих линий, параметры которых определяют состояние воздуха на входе в оросительную камеру. Затем определяют температуру приточного воздуха в помещении. За счет имеющихся в помещении теплоизбытков температура воздуха в рабочей зоне будет повышаться, что дает основание принимать температуру приточного воздуха на $4-6 \text{ }^\circ\text{C}$ ниже, чем расчетная температура воздуха в помещении. Параметры приточного воздуха характеризуются положением точки 3 , расположенной на линии $d_2 = \text{const}$ и отстоящей от точки 2 по значению температуры на $4-6 \text{ }^\circ\text{C}$. В холодный период года естественного подогрева воздуха в воздуховодах не происходит.

Таким образом, окончательно процесс обработки воздуха в холодный период года для приточной системы кондиционирования воздуха при наличии в помещении только теплоизбытков осуществляется по линии $1-4-0-3-2$. Здесь процесс $1-4$ – процесс нагрева наружного воздуха в калорифере первого подогрева; $4-0$ – процесс адиабатического увлажнения воздуха в оросительной камере кондиционера; $0-3$ – процесс нагрева воздуха в калорифере второго подогрева; $3-2$ – естественный процесс подогрева воздуха в помещении, за счет имеющихся там теплоизбытков.

При наличии в помещении только теплоизбытков массовый расход кондиционированного воздуха, кг/с, для теплого и холодного периодов года можно рассчитать по выражению

$$G_B^{T,X} = \frac{Q_{изб}^{T,X}}{c_p (t_B^{T,X} - t_{пр}^{T,X})},$$

где $Q_{изб}^{T,X}$ – избыточная теплота в помещении соответственно для теплого и холодного периода года; c_p – теплоемкость воздуха, $c_p \approx 1,005$ кДж/(кг · °С); $t_B^{T,X}$ и $t_{пр}^{T,X}$ – соответственно расчетная температура воздуха внутри помещения для теплого или холодного периода и температура приточного воздуха в соответствующий период.

Объемный расход кондиционированного воздуха, м³/ч, составит по периодам года

$$V_B^{T,X} = 3600 \frac{G_B^{T,X}}{\rho_B},$$

где ρ_B – плотность воздуха, $\rho_B = 1,2$ кг/м³.

Кратность воздухообмена, ч⁻¹, по периодам года рассчитывается по формуле

$$n = \frac{V_B^{T,X}}{V_{пом}},$$

где $V_{пом}$ – объем кондиционированного помещения, м³.

Кратность воздухообмена показывает, сколько раз в течение одного часа воздух в помещении полностью обновляется. Величина кратности воздухообмена регламентируется СНиП в зависимости от назначения помещения. Нормативная кратность воздухообмена составляет $n = 5$. Если в результате расчета получается $n < 5$, то следует без дополнительных расчетов принять $n = 5$ и скорректировать расход кондиционированного воздуха.

Холодопроизводительность кондиционера, кВт, рассчитывается по наиболее напряженному периоду работы холодильной машины, т. е. для теплого периода года, по выражению

$$Q_{хол} = G_B^T (I_1 - I_0),$$

где G_B^T – массовый расход кондиционируемого воздуха в теплый период, кг/с.

Калорифер первого подогрева работает только в холодный период года. Поэтому его теплопроизводительность, кВт, рассчитывается на основе процессов, построенных на $I-d$ -диаграмме для этого периода года (см. рис. 3.10, процесс 1-4),

$$Q_{к1} = G_B^X (I_4 - I_1),$$

где $Q_{к1}$ – теплопроизводительность калорифера первого подогрева в расчете на один кондиционер, кВт; G_B^X – массовый расход воздуха в холодный период в расчете на один кондиционер, кг/с; I_4 и I_1 – соответственно теплосодержание воздуха после калорифера первого подогрева и на входе в него, кДж/кг.

Полученная расчетная теплопроизводительность сравнивается с табличной величиной (см. прил. П.12).

Калорифер второго подогрева работает в теплый и в холодный период года. Для теплого периода теплопроизводительность калорифера второго подогрева, кВт, рассчитывается на основе процессов, построенных на $I-d$ -диаграмме (рис. 3.9, процесс 0-4)

$$Q_{к2}^T = G_B^T (I_4 - I_0),$$

где G_B^T – массовый расход воздуха в теплый период в расчете на один кондиционер, кг/с; I_4 и I_0 – соответственно теплосодержание воздуха на выходе и на входе калорифера, кДж/кг.

Для холодного периода теплопроизводительность калорифера второго подогрева, кВт, рассчитывается также на основе процессов, построенных на $I-d$ -диаграмме (рис. 3.10, процесс 0-3)

$$Q_{к2}^X = G_B^X (I_3 - I_0),$$

где G_B^{XT} – массовый расход воздуха в холодный период в расчете на один кондиционер, кг/с; I_3 и I_0 – соответственно теплосодержание воздуха на выходе и на входе калорифера, кДж/кг.

Полученная наибольшая величина сравнивается с табличной величиной.

Требуемый расход воды на орошение определяется из уравнения теплового баланса

$$Q_{хол} = G_{вод} c_p (t_m - t_{вод}^{BX}),$$

где $Q_{\text{хол}}$ – холодопроизводительность одного кондиционера, кВт;
 $G_{\text{вод}}$ – массовый расход воды на орошение, кг/с; t_m – температура воды на выходе из оросительной камеры, определяемая по $I-d$ -диаграмме (рис. 3.10, температура в точке m), °С; $t_{\text{вод}}^{\text{вх}}$ – температура воды на входе в оросительную камеру (на выходе из холодильной машины), принимается на 4–6 °С ниже, чем t_m , но не ниже +5 °С;
 c_p – теплоемкость воды, $c_p = 4,19$ кДж/(кг · °С).

Массовый расход воды на орошение, кг/с, определяется из уравнения

$$G_{\text{вод}} = \frac{Q_{\text{хол}}}{c_p(t_m - t_{\text{вод}}^{\text{вх}})}.$$

Общий расход воды, м³/ч, составит

$$V_{\text{вод}} = \frac{3600 \cdot G_{\text{вод}}}{\rho_{\text{вод}}},$$

где $\rho_{\text{вод}}$ – плотность воды, $\rho_{\text{вод}} = 1200$ кг/м³.

Расчетный объемный расход воды сравнивается с табличной производительностью насоса.

Выбор холодильной машины осуществляется по величине холодопроизводительности кондиционера. Основные характеристики некоторых типов холодильных машин приведены в прил. П.13. Компоновка холодильных машин в системе кондиционирования воздуха может осуществляться либо в едином корпусе (если число машин соответствует числу кондиционеров), либо в виде отдельного узла холодопроизводства.

Выбор вентиляторов осуществляется по производительности и располагаемому напору. Количество и тип вентиляторов выбирается исходя из обеспечения максимально требуемого воздухообмена, что характерно для теплого периода года. Располагаемый напор вентилятора должен обеспечить компенсацию общих потерь напора в системе кондиционирования воздуха, определяемых условиями здания.

Характеристики некоторых типов вентиляторов приведены в прил. П.9. Исходя из условия комплектования вентилятора, калорифера и оросительной камеры в едином корпусе, количество кондиционеров необходимо выбирать такое же, как и количество вентиляторов. Число и тип кондиционеров определяется максимально требуемым воздухообменом.

Глава 4. ОБОРУДОВАНИЕ ВЕНТИЛЯЦИОННЫХ СИСТЕМ

4.1. Схемы вентиляции сушильных частей

По типу укрытий сушильных частей машин вентиляционные системы разделяются на системы для открытых, полузакрытых и закрытых сушильных частей (рис. 4.1).

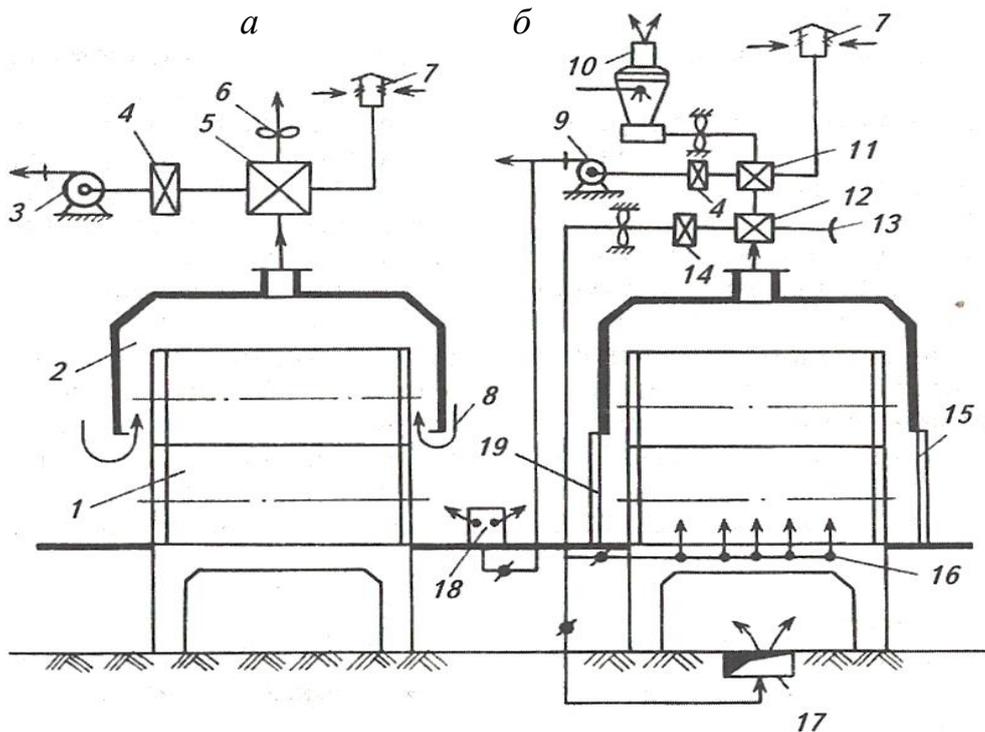


Рис. 4.1. Схемы вентиляции сушильных частей БДМ:

а – полузакрытая схема; *б* – закрытая схема:

1 – многоцилиндровая сушильная установка; *2* – вентиляционный колпак; *3, 9* – вентиляторы подачи воздуха на общеобменную вентиляцию; *4, 14* – калориферы; *5* – теплоуловитель; *6* – осевой вентилятор; *7* – воздухозаборная шахта; *8* – подсос воздуха из зала; *10* – скруббер; *11* – теплоуловитель 2-й ступени; *12* – теплоуловитель 1-й ступени; *13* – забор сушильного воздуха из зала; *15* – подъемные щиты; *16* – раздача воздуха через воздухораспределительные камеры; *17* – подача воздуха в подпольные каналы; *18* – воздухо-распределительные устройства; *19* – подвижные щиты

Вентиляционная система *для открытой сушильной части* не имеет вентиляционного колпака, организованного подвода воздуха и отвода паровоздушной смеси. Тепло- и влаговыделения от бумагоделательной машины поступают в зал и удаляются общеобменной вентиляцией. Такие системы встречаются на старых машинах, не оборудованных специально предназначенными для этого вентиляционными системами.

Вентиляционная система *для полузакрытой сушильной части* состоит из колпака, закрывающего только верхнюю часть машины; подвижных щитов, закрывающих проемы с приводной стороны машины; вытяжной системы, состоящей из вентилятора и теплоуловителя; приточной системы для общеобменной вентиляции, включающей в себя приточную шахту, калорифер и вентиляционную сеть. Воздух, необходимый для вентиляции сушильной части, под действием разрежения забирается из зала бумагоделательной машины, проходит по сушильной части, где ассимилирует образовавшиеся водяные пары, и с помощью вытяжной системы через теплоуловитель выбрасывается в атмосферу.

Вентиляционная система *для закрытой сушильной части* имеет колпак закрытого типа, который укрывает всю многоцилиндровую сушильную установку. Закрытые колпаки практически изолируют многоцилиндровую установку от окружающей среды. При этом снижаются потери теплоты, уменьшаются присосы холодного воздуха, улучшаются санитарно-гигиенические условия для обслуживающего персонала. Такие колпаки оборудуются несколькими приточно-вытяжными системами, которые включают подачу технологического (сушильного) воздуха под машину, подачу воздуха общеобменной вентиляции в чердачное помещение и в зал.

Вытяжная система предназначена для удаления отработавшей паровоздушной смеси из вентиляционного колпака в атмосферу и состоит из осевого вентилятора, теплоуловителя 1-й ступени, теплоуловителя 2-й ступени, скруббера. При этом теплота отработавшей смеси передается технологическому (сушильному) воздуху, воздуху общеобменной вентиляции и воде в скруббере. В системах вентиляции бумагоделательных машин имеются две приточные системы: для подачи технологического (сушильного) воздуха под машину, а также для подачи

воздуха в зал для общеобменной вентиляции и для нагревания подшивного потолка.

4.2. Утилизация теплоты отработавшей паровоздушной смеси

Утилизация теплоты отработавшей паровоздушной смеси в сушильной части бумагоделательных и картоноделательных машин является важнейшим направлением использования вторичных энергетических ресурсов в целях увеличения КПД сушильных установок и экономии топливно-энергетических ресурсов.

В ЦНИИБуммаше разработано типовое теплорекуперационное оборудование, которое по своим конструктивным и теплотехническим характеристикам, а также по технологическим схемам не уступает передовым зарубежным образцам и успешно эксплуатируется в составе бумагоделательных машин на многих предприятиях страны.

В настоящее время проводятся исследования по более глубокому охлаждению паровоздушной смеси за счет применения теплонасосных установок.

По схеме улавливания теплоты, назначению и конструктивному исполнению теплорекуперационное оборудование делится на теплорекуперационные агрегаты (ТРА) и вентиляционно-рекуперационные агрегаты (ВРА). По компоновке теплообменных аппаратов в схеме рекуперации они подразделяются на вертикальные и горизонтальные агрегаты.

При выборе типа теплорекуперационного оборудования руководствуются главным образом системой укрытия сушильной части. Если установлен вентиляционный колпак открытого или полужакрытого типа, то тогда бумагоделательные машины комплектуются вентиляционно-рекуперационными агрегатами с одной ступенью рекуперации, устанавливаемыми на открытой площадке или в пристройке здания. Если же на машине установлен вентиляционный колпак закрытого типа, то в этом случае применяются теплорекуперационные агрегаты с целью максимальной утилизации теплоты отработавшей паровоздушной смеси и создания, нормальных санитарно-гигиенических условий эксплуатации в рабочей зоне.

Для нагревания воздуха, поступающего на сушку бумаги или картона и вентиляцию зала машин, применяются теплоуловители из гладких и гофрированных пластин, а также трубчатые теплоуловители с коридорным или шахматным расположением труб. Техническая вода нагревается в контактных теплообменниках – скрубберах.

На рис. 4.2 приведена схема теплорекуперационного агрегата ТРА-3, состоящего из двух теплоуловителей, двух заборных шахт, вентиляторов, калориферов, жалюзийных клапанов и скруббера.

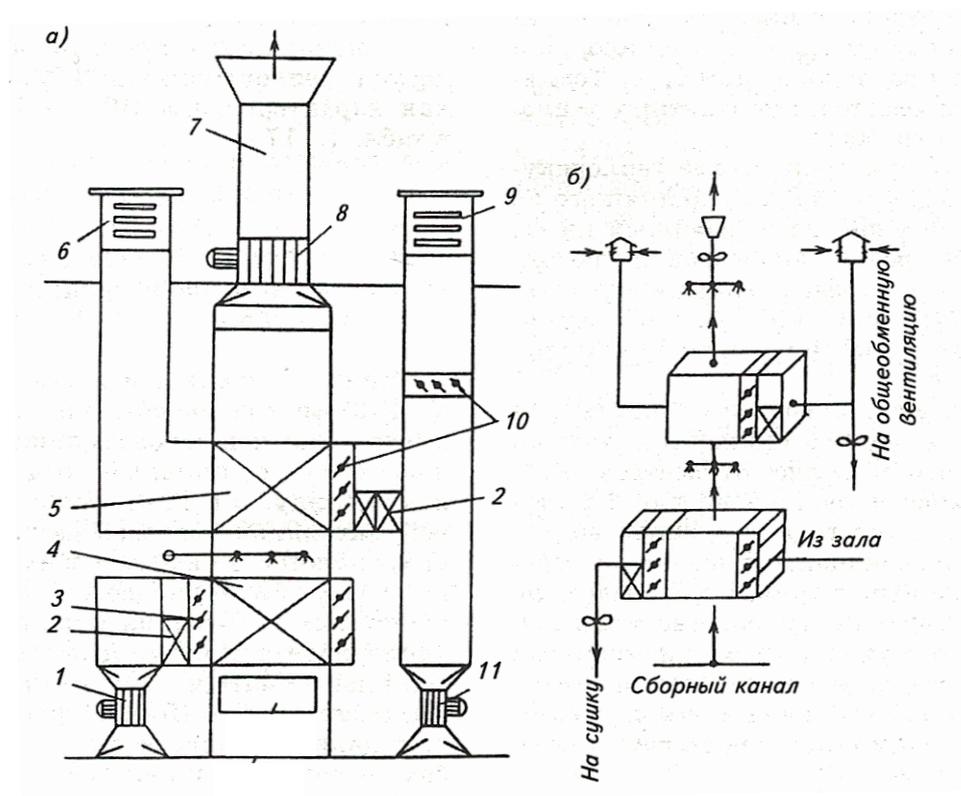


Рис. 4.2. Схема теплорекуперационного агрегата ТРА-3 (а) и потоков воздуха (б):

1 – осевой вентилятор для подачи сушильного воздуха; 2 – калорифер для нагревания сушильного воздуха; 3 – клапан; 4 – теплоуловитель 1-й ступени; 5 – теплоуловитель 2-й ступени; 6 – воздухозаборная шахта для холодного времени года; 7 – шахта для выброса отработанной паровоздушной смеси; 8 – осевой вентилятор для выброса отработанной паровоздушной смеси; 9 – воздухозаборная шахта для теплого времени года; 10 – клапаны; 11 – осевой вентилятор для подачи воздуха общеобменной вентиляции

Таковыми агрегатами комплектуются широкоформатные машины для выработки газетной, мешочной и других видов бумаги.

ТРА-3 имеет две всасывающие шахты для забора свежего воздуха в теплый и холодный периоды года, что позволяет отказаться от обводного воздуховода и теплоуловителя 2-й ступени. В теплое время года наружный воздух забирается по правой шахте и подается в рабочую зону. В холодное время года воздух поступает через левую шахту, нагревается в теплоуловителе 2-й ступени, в калорифере (если в этом есть необходимость) и затем подается на вентиляцию зоны или в чердачное помещение для нагрева подшивного потолка и кровли.

Испытания ТРА-3 показали, что температура паровоздушной смеси, поступающей в систему теплорекуперации, равна 60–68 °С (при открытых подъемных щитах), температура воды после скруббера – 42–45 °С и сушильного воздуха – 55–56 °С. Высота теплорекуперационного агрегата равна 30 м, ширина – 6,12 м и длина – 9,12 м.

В ТРА-3 имеется скруббер для снижения температуры паровоздушной смеси за счет нагревания орошающей воды, а также орошение теплоуловителя 1-й ступени для очистки поверхности нагрева от загрязнения волокнами и пылью.

Разновидностью теплоуловителя ТРА-3 является теплоуловитель ТРА-3Н. Техническая характеристика ВРА и ТРА приведена в прил. П.4.

4.3. Схема рекуперации теплоты отработавшего влажного воздуха

Для регенерации теплоты в настоящее время применяют трубчатые и пластинчатые теплообменники. Наибольшее распространение получили трубчатые теплообменные аппараты, однако более эффективными являются пластинчатые теплообменники, которые являются компактными и имеют бóльший коэффициент теплопередачи. Эффективность рекуперации теплоты существенно зависит от степени очистки поверхностей теплообмена от волокнистых отложений, что достигается установкой соответствующих фильтров. В работе [1] представлена технологическая схема теплорекуперационного агрегата системы вентиляции со средствами автоматизации.

На рис. 4.3 приведена применяемая в настоящее время на многих новых предприятиях принципиальная схема рекуперации тепла, отработанного в сушильных установках воздуха.

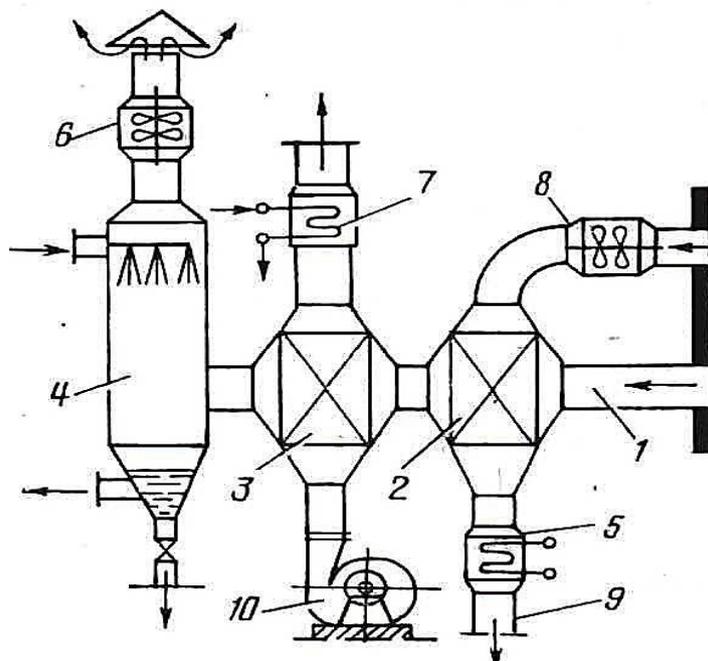


Рис. 4.3. Принципиальная схема рекуперации тепла отработанного воздуха в сушильных установках:

1 – отводящий канал отработавшего влажного воздуха из сушильной части машины; 2 – теплоуловитель первой ступени (ТУ-1); 3 – теплоуловитель второй ступени (ТУ-2); 4 – скруббер – третья ступень утилизации теплоты паровоздушной смеси; 5, 7 – калориферы; 6 – осевой вентилятор для вытяжки отработанного влажного воздуха и удаления его в атмосферу; 8, 10 – центробежные вентиляторы приточного воздуха; 9 – воздуховод подачи сушильного воздуха под машину

Схема включает три ступени утилизации теплоты: в теплоуловителе ТУ-1, теплоуловителе ТУ-2 и скруббере. Такая схема применяется для высокоскоростных бумагоделательных машин.

Для машин малой и средней производительности, как правило, скруббер отсутствует, так как волокна, содержащиеся в нагретой воде, забивают трубопровод отвода воды.

Вторая ступень утилизации теплоты в теплоуловителе ТУ-2 работает в зимний период неудовлетворительно. Таким образом, в работе находится только теплоуловитель первой ступени ТУ-1

с КПД менее 5 %, поэтому для таких машин необходимо усовершенствовать систему вентиляции.

На рис. 4.4 представлен термодинамический процесс утилизации теплоты паровоздушной смеси в трехступенчатой установке. Из анализа процесса изменения паровоздушной смеси следует, что теплоуловитель первой ступени (ТУ-1) полностью находится в «сухой» зоне (процесс 1–2).

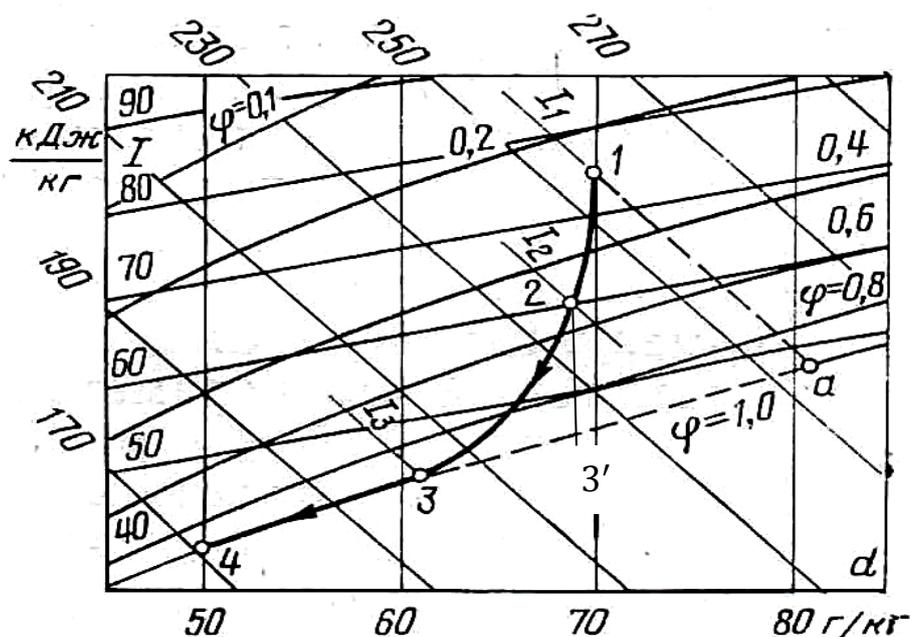


Рис. 4.4. Термодинамический процесс утилизации теплоты паровоздушной смеси в трехступенчатой установке:
процессы утилизации теплоты:
1–2 – в ТУ-1; 2–3 – в ТУ-2; 3–4 – в скруббере

Теплоуловитель второй ступени (ТУ-2) частично находится в «сухой» зоне (процесс 2–3'), частично – в «насыщенной» зоне (процесс 3'–3 при $\varphi = 100\%$). Тепловой расчет поверхности теплообмена теплоуловителя второй ступени (ТУ-2) производится для каждой из зон отдельно.

Процесс изменения состояния паровоздушной смеси (процесс 3–4), проходящей через скруббер, сопровождается увеличением влагосодержания и снижением температуры смеси. Увлажнение и охлаждение смеси производится охлаждаемой водой, подаваемой в объем скруббера в мелко распыленном состоянии с помощью форсунок.

4.4. Расчет теплоуловителей для системы вентиляции сушильной установки и цеха

Поверхность теплоуловителей первой и второй ступеней, m^2 , определяется по формуле

$$F = \frac{Q}{3,6 \cdot K_p \cdot \Delta t},$$

где Q – количество теплоты, передаваемой в теплоуловителе, кДж/ч;
 K_p – расчетный коэффициент теплопередачи, Вт/($m^2 \cdot ^\circ C$);
 Δt – температурный напор, $^\circ C$.

Количество теплоты, передаваемой в теплообменном аппарате, кДж/ч, находится из уравнения теплового баланса теплоуловителя

$$Q = L_{см} \cdot (I_{см}^{нач} - I_{см}^к) \eta = L_v (I_v^{вых} - I_v^{вх}),$$

где $L_{см}$, L_v – массовый расход паровоздушной смеси и сухого воздуха на сушку, кг/ч; $I_{см}^{нач}$, $I_{см}^к$ – начальная и конечная энтальпия паровоздушной смеси, проходящей через теплоуловитель, кДж/кг;
 $I_v^{вх}$ и $I_v^{вых}$ – энтальпия сухого воздуха на входе и выходе из теплоуловителя, кДж/кг; η – коэффициент использования тепла, учитывающий потери тепла в окружающую среду, принимается $\eta = 0,98$.

Коэффициенты теплоотдачи со стороны паровоздушной смеси α_1 и со стороны воздуха α_2 являются величинами одного порядка и по абсолютным значениям невелики. Это позволяет термическим сопротивлением δ/λ пренебречь. Тогда коэффициент теплопередачи определяется из выражения

$$K = \frac{1}{\frac{1}{\alpha_1} + \frac{1}{\alpha_2}} = \frac{\alpha_1 \cdot \alpha_2}{\alpha_1 + \alpha_2}.$$

Расчетный коэффициент теплопередачи определяется с учетом поправки на загрязнение поверхности теплообмена и неполноту ее омывания рабочими средами

$$K_p = \varphi \cdot K,$$

где $\varphi = 0,7-0,8$, – поправочный коэффициент, учитывающий загрязнения поверхностей нагрева волокном.

Значения коэффициентов теплоотдачи определяются по соответствующим критериальным зависимостям конвективного теплообмена.

Коэффициент теплоотдачи при движении паровоздушной смеси внутри труб вычисляется по уравнению

$$\alpha_1 = 0,018 \cdot \frac{\lambda_{см}}{d_{вн}} \cdot Re^{0,8},$$

где $\lambda_{см}$ – коэффициент теплопроводности смеси при ее средней температуре, Вт/(м · °С); $d_{вн}$ – внутренний диаметр труб, равный

$d_{вн} = 0,036$ м; $Re = \frac{v_{см} d_{вн}}{\nu_{см}}$ – критерий Рейнольдса;

$v_{см}$ – скорость движения паровоздушной смеси в трубах, м/с;

$\nu_{см}$ – коэффициент кинематической вязкости смеси при ее средней температуре находится по табл. П.2.3, прил. П.2 (м²/с).

Коэффициент теплоотдачи конвекцией при поперечном обтекании коридорных пучков воздухом α_2 определяется по формуле

$$\alpha_2 = 0,177 \frac{\lambda_{в}}{d_{н}} Re^{0,64} c_z,$$

где $\lambda_{в}$ – коэффициент теплопроводности воздуха при средней температуре потока, Вт/(м · °С); $d_{н}$ – наружный диаметр труб, равный

$d_{н} = 0,038$ м; $Re = \frac{v_{в} d_{н}}{\nu_{в}}$ – критерий Рейнольдса; $v_{в}$ – скорость

движения воздуха в межтрубном пространстве, м/с; $\nu_{в}$ – коэффициент кинематической вязкости воздуха при его средней температуре, м²/с;

C_z – поправочный коэффициент на число рядов труб по ходу потока, при числе рядов труб 10 и более $C_z = 1,0$.

Расчет теплоуловителей для вентиляции сушильных частей бумагоделательных и картоноделательных машин имеет свои особенности. В процессе теплообмена между паровоздушной смесью и приточным воздухом в теплоуловителе второй ступени (ТУ-2) образуются две зоны: сухая и насыщенная. В сухой зоне передача теплоты осуществляется только конвекцией, и определение коэффициента теплоотдачи производится по соответствующим уравнениям конвективного теплообмена. В насыщенной зоне передача теплоты по стороне воздуха также осуществляется только конвекцией. По стороне паровоздушной смеси передача теплоты происходит совместно конвекцией и конденсацией водяных паров. Поэтому тепловой расчет выполняется отдельно для сухой и насыщенной зоны на основании процесса изменения состояния паровоздушной смеси и воздуха в $I-d$ -диаграмме.

Количество теплоты, переданной в *сухой зоне*, кДж/ч, определяется по изменению теплосодержания паровоздушной смеси от начального состояния до состояния насыщения

$$Q_c = L_{см} (I_{см}^{нач} - I_{см}^H).$$

Количество теплоты, переданной в *насыщенной зоне*, кДж/ч, определяется по изменению теплосодержания паровоздушной смеси на линии насыщения

$$Q_H = L_{см} (I_{см}^H - I_{см}^K),$$

где $I_{см}^{нач}$, $I_{см}^H$, $I_{см}^K$ – соответственно начальное теплосодержание паровоздушной смеси, на линии насыщения и конечное, кДж/кг; $L_{см}$ – массовый расход паровоздушной смеси, кг/ч.

По известной температуре приточного воздуха на входе t_B^{BX} и на выходе $t_B^{ВЫХ}$, известных начальных параметрах паровоздушной смеси определяется ее конечное теплосодержание по формуле

$$I_{см}^K = I_{см}^{нач} - \left(\frac{L_B}{L_{см}} \right) c_{pв} (t_B^{ВЫХ} - t_B^{BX}),$$

где L_B – массовый расход приточного воздуха, кг/ч;
 C_{pB} – теплоемкость воздуха, Дж/(кг · °C).

Коэффициент теплоотдачи по стороне паровоздушной смеси в *насыщенной* зоне с учетом конденсации пара рассчитывается по формуле

$$\alpha_1 = \alpha_{1K} \left(1 + \frac{\Delta d \cdot r}{1000 \cdot \delta t \cdot C_P^B} \right),$$

где Δd – разность влагосодержаний паровоздушной смеси в насыщенной зоне, г/кг; δt – разность температур паровоздушной смеси в насыщенной зоне, °C; r – скрытая теплота парообразования, Дж/кг; α_{1K} – конвективный коэффициент теплоотдачи по стороне паровоздушной смеси в сухой зоне, Вт/(м² · °C).

Температурные напоры для сухой и насыщенной зон с достаточной для практики точностью можно определить как среднеарифметическое значение из выражений:

- для сухой зоны

$$\Delta t_C = \frac{t_{CM}^{нач} + t_{CM}^H}{2} - \frac{t_B^{BX} + t_B^{ВЫХ}}{2};$$

- для насыщенной зоны

$$\Delta t_H = \frac{t_{CM}^H + t_{CM}^K}{2} - \frac{t_B^{BX} + t_B^{ВЫХ}}{2}.$$

Коэффициент теплопередачи находится отдельно для каждой из зон. Поверхность теплообмена для сухой и насыщенной зон рассчитывается из уравнения теплопередачи

$$F_C = \frac{Q_C}{K_C \cdot \Delta t_C}; \quad F_H = \frac{Q_H}{K_H \cdot \Delta t_H}.$$

Полная поверхность теплообмена теплоуловителя второй ступени F_{TU-2} представляет собой сумму F_C и F_H .

Основным недостатком трубчатых и пластинчатых теплообменников являются сравнительно низкие значения коэффициентов теплообмена, вследствие чего требуются аппараты больших габаритов. По мере увеличения производительности бумагоделательных и картоноделательных машин этот фактор становится основным критерием оценки эффективности установки теплообменников.

Сокращение габаритов аппаратов может быть достигнуто путем интенсификации теплообмена в трубчатых и пластинчатых теплообменниках, применяемых в настоящее время, или путем применения более эффективных теплообменных поверхностей.

Весьма перспективным является применение для рекуперации тепла влажного воздуха пластинчатых теплообменников из профильных листов [25, 31, 32, 39]. Методика расчета таких теплообменников приведена в [41]. Основным преимуществом теплообменников из профильных листов является их компактность.

Конструктивный расчет теплоуловителя

Конструктивный расчет трубчатого теплоуловителя по стороне паровоздушной смеси, движущейся внутри труб, сводится к определению количества труб Z_0 при заданной скорости движения смеси $v_{см}$ на основании уравнения расхода

$$Z_0 = \frac{4 \cdot L_{см}}{\pi \cdot d_0^2 \cdot v_{см} \rho_{см}}.$$

Высота теплоуловителя определяется исходя из величины поверхности теплообмена

$$H = \frac{F}{\pi d_H Z_0}.$$

Целью конструктивного расчета по стороне воздуха, движущегося по межтрубному пространству, является определение габаритов теплообменника по ширине и глубине, а также числа ходов по воздуху.

Расчет по стороне воздуха производится в такой последовательности. Из уравнения расхода при заданной скорости воздуха ν_B определяется проходное сечение

$$f_{\text{пр.с}} = \frac{L_B}{\nu_B \rho_B}.$$

С другой стороны, проходное сечение для гладких труб определяется из уравнения

$$f_{\text{пр.с}} = (S_1 - d_H) n H.$$

В приведенных двух последних уравнениях приняты следующие обозначения: L_B – массовый секундный расход воздуха, кг/с; ν_B – скорость движения воздуха в межтрубном пространстве, м/с; ρ_B – плотность воздуха, кг/м³; S_1 – поперечный шаг между трубами, м; d_H – наружный диаметр труб, м; n – число труб по ширине пучка, шт.; H – высота труб, м.

Высотой труб предварительно задаются. Тогда их число по ширине пучка для гладких труб составит

$$n = \frac{f_{\text{пр.с}}}{(S_1 - d_H) H}.$$

Ширина теплоуловителя определяется из выражения

$$\alpha = n S_1.$$

Число рядов труб по ходу потока находится из величины поверхности теплообмена

$$m = \frac{F}{\pi d_H H n}.$$

Размер теплоуловителя по глубине

$$b = m S_2,$$

где S_2 – продольный шаг между трубами по ходу движения воздуха.

Скрубберы

Третьей ступенью утилизации теплоты отработавшего влажного воздуха являются скрубберные установки, в которых теплота паровоздушной смеси передается воде, распыляемой форсунками. *Скруббер* служит также для очистки смеси от взвешенных частиц.

Скруббер состоит из камеры прямоугольного сечения, трубной гребенки, форсунок и сепаратора. Основным устройством, обеспечивающим эффективную работу скруббера, являются *форсунки*. Их устанавливают на трубных гребенках в поперечном сечении шахты. Поток диспергированной воды направляется навстречу потоку паровоздушной смеси. Для скрубберов теплорекуперационных агрегатов (ТРА) применяются форсунки тангенциального типа со сменной капроновой насадкой диаметром 4–12 мм.

Вода, выходящая из сопла форсунки, распыляется за счет сообщения ей одновременного вращательного и поступательного движения направляющими насадками, винтами и втулками.

Скрубберы ТРА работают в зимнем и летнем режимах, определяемых температурой орошающей воды. Коэффициент орошения равен

$$\mu = G_B/L_{C.B.},$$

где G_B – расход орошающей воды; $L_{C.B.}$ – расход сухой части отработавшего воздуха.

Необходимое число форсунок, устанавливаемых в скруббере,

$$n_{\Phi} = G_B/g,$$

где g – производительность одной форсунки, кг/ч.

Сепараторы предназначены для улавливания капелек влаги, увлекаемых потоком паровоздушной смеси, в результате резкого изменения направления движения потока. Их изготавливают из оцинкованной или нержавеющей стали и устанавливают в выходном сечении скруббера.

Режим и эффективность работы скрубберной установки определяются температурой орошающей воды, размерами капель воды, скоростью и параметрами паровоздушной смеси.

Температура воды, подаваемой в скруббер в зимний период, составляет 10–12 °С и нагревается до 35–40 °С. Для летнего режима температура воды на входе составляет 20–25 °С, а на выходе 45–50 °С.

Максимальный диаметр капель при распыливании механическими форсунками можно определить по формуле

$$d = \frac{8 K \sigma_B g}{\rho_B u_B^2},$$

где K – коэффициент, зависящий от свойств жидкости, для воды $K = 0,5$; σ_B – коэффициент поверхностного натяжения, для воды $\sigma_B = 0,0075$ Н/м; ρ_B – плотность воды, кг/м³; u_B – скорость выхода струи воды из сопла, м/с.

Расход теплоты Q_C , передаваемой в скруббере, рассчитывается из уравнения теплового баланса скруббера

$$Q_C = G_B c_{pB} (t_B^{ВЫХ} - t_B^{ВХ}) = L_{CM} (I_{CM}^{ВХ} - I_{CM}^{ВЫХ}) \eta_C,$$

где G_B , L_{CM} – массовые расходы свежей воды и паровоздушной смеси, кг/ч; c_{pB} – теплоемкость воды, кДж/(кг·°С); $t_B^{ВХ}$, $t_B^{ВЫХ}$ – температура воды на входе и выходе из скруббера, °С; $I_{CM}^{ВХ}$, $I_{CM}^{ВЫХ}$ – энтальпия паровоздушной смеси на входе и выходе из скруббера, кДж/кг; η_C – КПД скруббера, $\eta_C = 0,99$.

4.5. Гладкопластинчатые теплоуловители

В настоящее время в целлюлозно-бумажной промышленности для утилизации теплоты паровоздушной смеси применяются в основном гладкопластинчатые и трубчатые теплоуловители [41]. Секция гладкопластинчатого теплоуловителя представлена на рис. 4.5.

Теплоуловитель изготавливается из алюминиевых листов толщиной 0,5–1,0 мм. Листы образуют плоские щелевые каналы шириной 18–20 мм. Расстояние между листами осуществляется с помощью втулок.

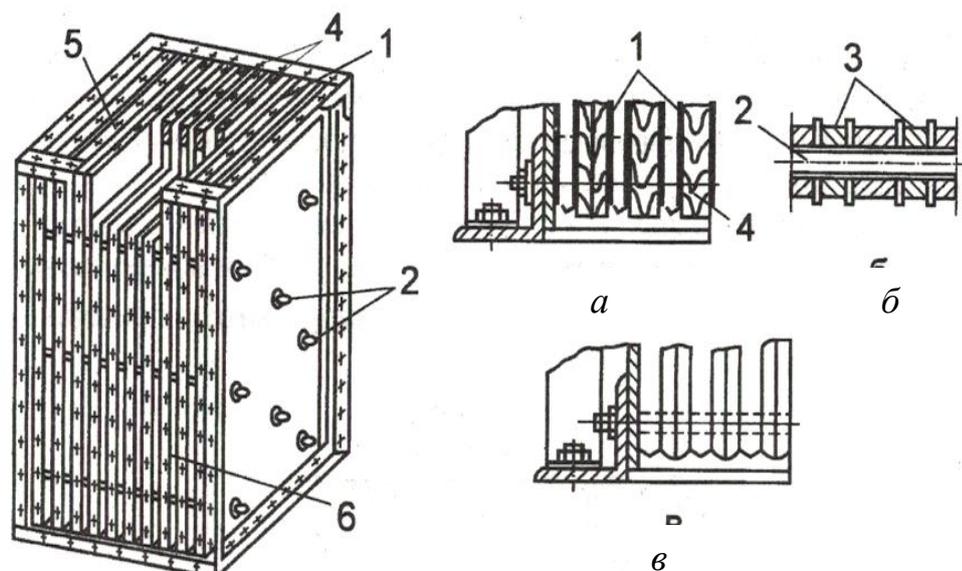


Рис. 4.5. Секция гладкопластинчатого теплоуловителя:
а – соединение листов с помощью планок; *б* – дистанционирование листов; *в* – соединение листов без планок:
 1 – листы; 2 – стяжные болты; 3 – дистанционные втулки;
 4 – планки; 5 – вертикальные каналы; 6 – горизонтальные каналы

Сборка листов в секцию производится стяжными болтами. По краям листы соединяются между собой на фалец с помощью дубовых планок или без них. По вертикальным каналам движется паровоздушная смесь, а по горизонтальным – воздух.

Аппарат имеет низкую тепловую эффективность и высокую компактность. Стяжные болты и дистанционные втулки создают неплотности, что приводит к перетечке одной рабочей среды в другую.

Трубчатые теплоуловители выполняются из алюминиевых труб диаметром 38–40 мм с шахматным или коридорным расположением. Паровоздушная смесь проходит внутри вертикально расположенных труб, воздух омывает трубы снаружи в поперечном направлении.

4.6. Теплообменники из профильных листов

На кафедре промышленной теплоэнергетики Высшей школы технологии и энергетики СПбГУПТД разработана конструкция теплоуловителя из профильных листов [41], приведенная на рис. 4.6.

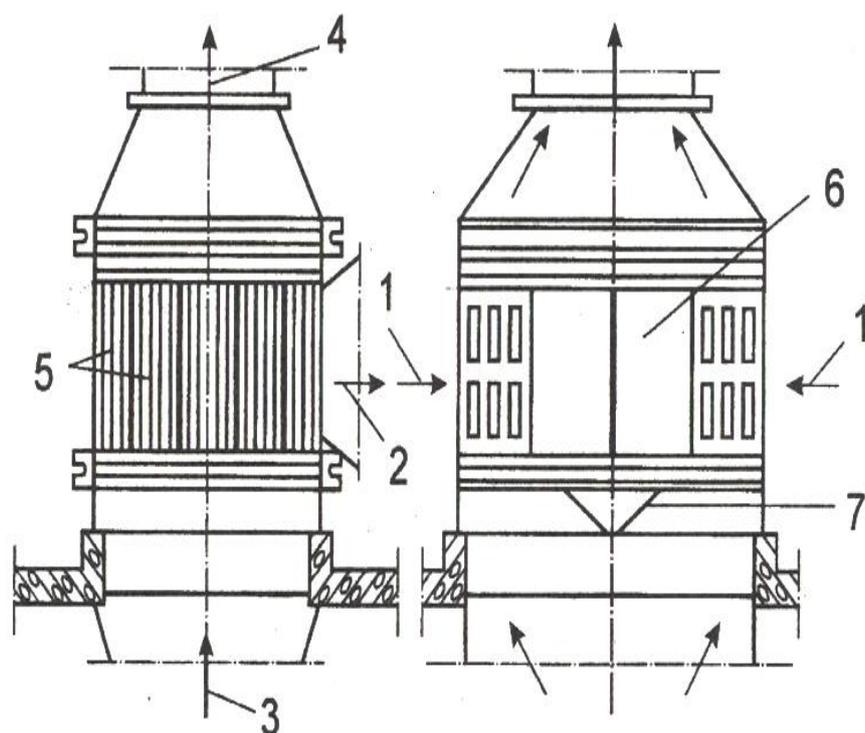


Рис.4.6. Теплоуловитель из профильных листов:
 1, 2 – вход и выход воздуха; 3, 4 – вход и выход паровоздушной смеси;
 5 – секции; 6 – канал; 7 – перегородка

В качестве поверхности теплообмена приняты профильные листы с овалообразными выступами (рис. 4.7), выполненные из алюминия толщиной 0,8 мм. Паровоздушная смесь проходит в двухугольных каналах, воздух – в щелевых волнообразных каналах.

Теплоуловитель выполнен из десяти секций – модулей. Габаритные размеры одной секции 1080×800×498 мм, рабочая поверхность теплообмена 45 м². Компоновочная схема теплоуловителя представлена на рис. 4.8.

Секции установлены в два ряда по 5 в ряду. Между рядами образован канал, который в зимнее время является приемным коллектором для нагретого воздуха, а в летнее время служит для прохода паровоздушной смеси в обвод секций теплоуловителя. Для уменьшения потерь напора в приемном коллекторе установлена аэродинамическая перегородка.

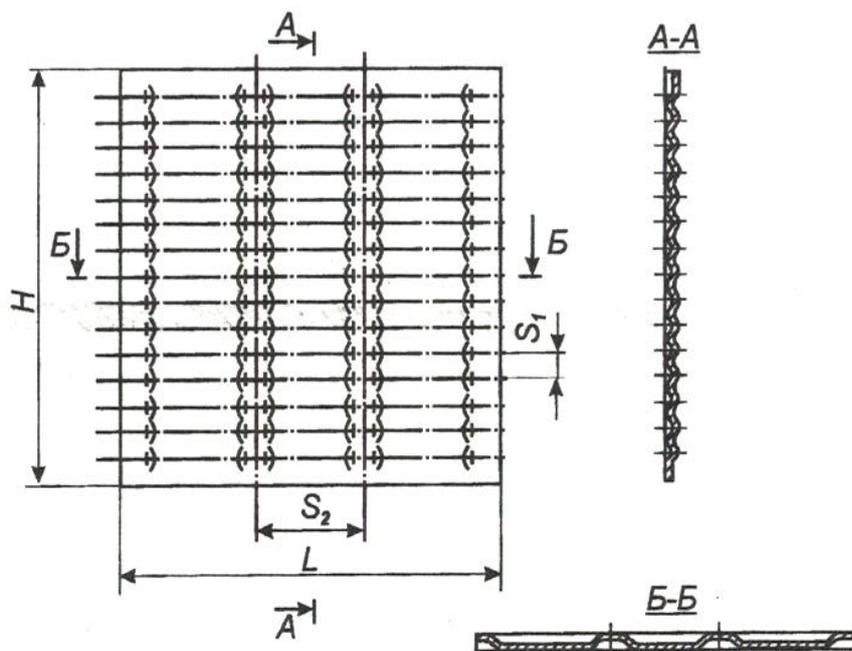


Рис. 4.7. Общий вид профильного листа:
 S_1 – поперечный шаг между выступами; S_2 – продольный шаг между выступами; H – ширина листа; L – высота листа

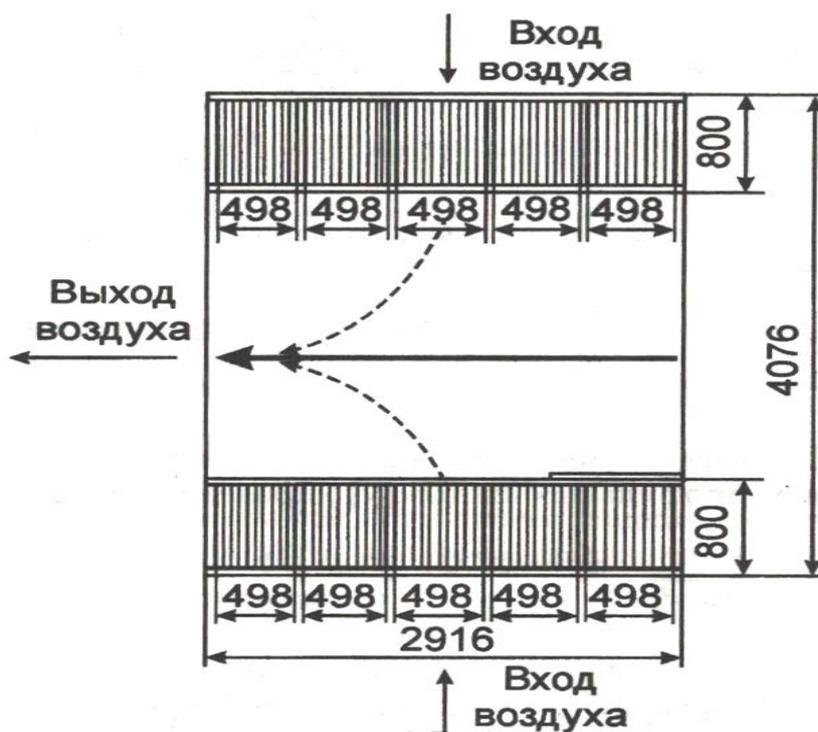


Рис. 4.8. Компоновочная схема теплоуловителя из профильных листов

4.7. Тепловой расчет теплоуловителя с гладкими пластинами и пластинами с овалообразными выступами

Цель теплового расчета состоит в определении требуемой величины поверхности теплообмена F , м², которая определяется из уравнения теплопередачи

$$F = \frac{Q}{K \Delta t_{\text{ср}}},$$

где Q – тепловая нагрузка аппарата; K – коэффициент теплопередачи; $\Delta t_{\text{ср}}$ – среднелогарифмический температурный напор.

Тепловая нагрузка аппарата Q , Вт, определяется, как правило, по стороне нагреваемой среды и представляет собой правую часть уравнения теплового баланса:

$$Q = G_1 c_{p1} (t'_1 - t''_1) \cdot \eta = G_2 c_{p2} (t''_2 - t'_2),$$

где G_1, G_2 – массовые расходы горячей и холодной среды, кг/с; c_{p1}, c_{p2} – теплоемкость горячего и холодного теплоносителей, Дж/(кг · °С); t'_1, t''_1 – температуры горячего теплоносителя на входе и выходе из аппарата, °С; t'_2, t''_2 – температуры нагреваемой среды на входе и выходе из аппарата, °С; η – коэффициент использования, учитывающий потери теплоты в окружающую среду, $\eta = 0,98$.

Коэффициент теплопередачи K , Вт/(м² · °С), для теплоуловителя определяется из выражения

$$K = \frac{1}{\frac{1}{\alpha_1} + \frac{1}{\alpha_2}} = \frac{\alpha_1 \cdot \alpha_2}{\alpha_1 + \alpha_2}, \quad (\text{a})$$

где α_1 – коэффициент теплоотдачи, Вт/(м² · °С), при движении потока паровоздушной смеси внутри каналов; α_2 – коэффициент теплоотдачи, Вт/(м² · °С), при движении потока воздуха в щелевидных каналах.

Расчетный коэффициент теплопередачи определяется с учетом поправки φ на загрязнение поверхности теплообмена и неполноту ее омывания рабочей средой

$$K_p = \varphi K,$$

где $\varphi = 0,7-0,8$.

Значения коэффициентов теплоотдачи определяются по соответствующим зависимостям конвективного теплообмена.

При движении паровоздушной смеси внутри каналов

$$\alpha_1 = 0,018 \left(\lambda / d_3 \right) \text{Re}^{0,8}.$$

Для гладкопластинчатых теплоуловителей в качестве определяющего размера принимается эквивалентный диаметр d_3 , равный удвоенной ширине щелевого канала.

Для воздуха в щелевых волнообразных каналах (рис. 4.9).

$$\alpha_2 = 0,018 \left(\lambda / d \right) \cdot \left(d_0 / S_1 \right)^{0,5} \text{Re}^{0,67},$$

где d_0 – внутренний диаметр двухугольного канала; $S = d_0/2$ – ширина щелевидного волнообразного канала; S_1 – поперечный шаг между овалообразными выступами; δ – толщина профильного листа; $d = d_0 + 2\delta$ – наружный диаметр двухугольного канала; R_1 и R_2 – радиусы сопрягаемых окружностей, образующих двухугольный канал.

Расчет теплоуловителей для бумагоделательных и картоноделательных машин на предприятиях ЦБП имеет свои особенности. В процессе теплообмена между паровоздушной смесью и приточным воздухом образуются две зоны: сухая и насыщенная.

В сухой зоне передача теплоты осуществляется только конвекцией, и определение коэффициента теплоотдачи производится по соответствующим уравнениям конвективного теплообмена.

В насыщенной зоне по стороне воздуха теплообмен также осуществляется только конвекцией. По стороне паровоздушной смеси передача теплоты происходит совместно конвекцией и конденсацией водяных паров. Поэтому тепловой расчет выполняется отдельно для сухой и насыщенной зоны на основании процесса изменения состояния паровоздушной смеси и воздуха, построенного на $I-d$ - диаграмме (рис. 4.10).

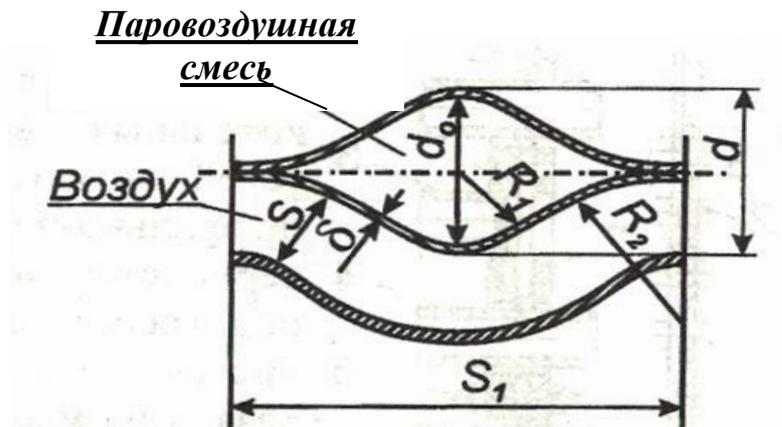


Рис. 4.9. Форма каналов:

Количество теплоты, Вт, переданное в сухой зоне, определяется изменением теплосодержания паровоздушной смеси от начального до состояния насыщения (линия $D-E$)

$$Q_c = G_{см} (J_{см}^{нач} - J_{см}^н).$$

Количество теплоты, Вт, переданное в насыщенной зоне, определяется изменением теплосодержания паровоздушной смеси на линии насыщения (рис. 4.10, линия $E-F$)

$$Q_n = G_{см} (J_{см}^н - J_{см}^к),$$

где $J_{см}^{нач}, J_{см}^н, J_{см}^к$ — соответственно начальное теплосодержание паровоздушной смеси (точка D), на линии насыщения (точка E) и конечное (точка F), Дж/кг; $G_{см}$ — массовый расход паровоздушной смеси, кг/с.

По известной температуре приточного воздуха на входе $t_B^{вх}$ и на выходе $t_B^{вых}$, известных начальных параметрах паровоздушной смеси определяется ее конечное теплосодержание

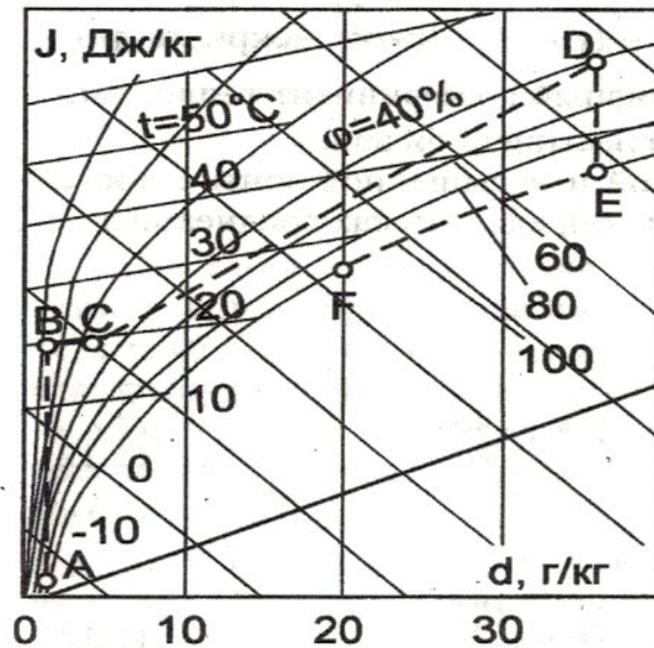


Рис. 4.10. Процессы изменения состояния воздуха и паровоздушной смеси

$$J_{\text{см}}^{\text{к}} = J_{\text{см}}^{\text{нач}} - \left(\frac{G_{\text{в}}}{G_{\text{см}}} \right) C_{\text{п}}^{\text{в}} (t_{\text{в}}^{\text{вых}} - t_{\text{в}}^{\text{вх}}),$$

где $G_{\text{в}}$ – массовый расход приточного воздуха, кг/с; $C_{\text{п}}^{\text{в}}$ – теплоемкость воздуха, Дж/(кг · °С).

Коэффициент теплоотдачи по стороне паровоздушной смеси в насыщенной зоне с учетом конденсации пара рассчитывается по формуле [26]

$$\alpha_1 = \alpha_1^{\text{к}} \cdot \left(1 + \frac{\Delta d r}{1000 \delta t C_{\text{п}}^{\text{в}}} \right),$$

где $\Delta d = (d_{\text{Е}} - d_{\text{F}})$ – разность влагосодержания паровоздушной смеси в насыщенной зоне, г/кг; $\delta t = (t_{\text{Е}} - t_{\text{F}})$ – разность температуры паровоздушной смеси в насыщенной зоне, °С; r – скрытая теплота парообразования, Дж/кг; $\alpha_1^{\text{к}}$ – конвективный коэффициент теплоотдачи по стороне паровоздушной смеси в сухой зоне.

Температурные напоры для сухой и насыщенной зон можно определить как среднеарифметические из выражений:

для сухой зоны

$$\Delta t_c = \frac{t_{CM}^{нач} + t_{CM}^H}{2} - \frac{t_B^{BX} + t_B^{ВЫХ}}{2},$$

для насыщенной зоны

$$\Delta t_H = \frac{t_{CM}^H + t_{CM}^K}{2} - \frac{t_B^{BX} + t_B^{ВЫХ}}{2}.$$

Коэффициенты теплопередачи для каждой из зон определяются по формуле (а). Поверхность теплообмена для сухой и насыщенной зоны рассчитывается из уравнения теплопередачи

$$F_c = \frac{Q_c}{K_c \Delta t_c}; \quad F_H = \frac{Q_H}{K_H \Delta t_H}.$$

Полная поверхность теплообмена теплоуловителя F представляет собой сумму F_c и F_H .

Конструктивный расчет

Для теплоуловителя из профильных листов с овалообразными выступами из уравнения расхода определяют проходные сечения для паровоздушной смеси f_1 и воздуха f_2 :

$$f_1 = G_1 / (\rho_1 \cdot W_1); \quad f_2 = G_2 / (\rho_2 \cdot W_2).$$

Количество каналов для прохода паровоздушной смеси определяется из уравнения расхода

$$Z_0 = \frac{G_1}{f_1 W_1 \rho_1}.$$

Количество каналов по ширине определяется исходя из принятых размеров канала d_0 , S_1 и ширины листа H :

$$Z_1 = H / S_1.$$

Число элементов из двойных листов по длине (глубине) аппарата

$$Z_2 = Z_0 / Z_1.$$

Длина (глубина) аппарата

$$b = (d_0 + 2 \delta) Z_2.$$

Высота противоточной части аппарата определяется из величины поверхности теплообмена

$$L = \frac{F}{2 \cdot H \cdot Z_2}.$$

Требуемые геометрические характеристики каналов с овалообразными выступами приведены в табл. 4.

Таблица 4

Геометрические характеристики каналов с овалообразными выступами

$S_1/d_0 = 2,5$							
d_0 , мм	S_1 , мм	S , мм	R_1 , мм	R_2 , мм	Π , мм	F , мм ²	d_3 , мм
10,0	25,0	5,0	5,0	13,1	55,0	105,0	7,6
12,0	30,0	6,0	6,0	15,8	66,0	148,5	9,0
15,0	37,5	7,5	7,5	19,7	82,5	234,0	11,3
18,0	45,0	9,0	9,0	23,6	99,0	352,0	14,2
20,0	50,0	10,0	10,0	26,2	110,0	430,0	15,5
22,0	55,0	11,0	11,0	28,9	121,0	502,0	16,6
25,0	62,5	12,5	12,5	32,8	137,5	651,0	18,9
27,0	67,5	13,5	13,5	35,4	148,5	760,0	20,5
30,0	75,0	15,0	15,0	39,4	165,0	936,0	22,7

Для теплоуловителей бумагоделательных машин с гладкими пластинами при заданной ширине листа b число каналов для прохода паровоздушной смеси определяется по уравнению

$$n_{см} = f_{см} / (b \cdot S_{см}),$$

где $S_{см}$ – ширина щели для прохода смеси.

Из величины поверхности теплообмена определяют высоту теплоуловителя

$$h = \frac{F}{2 \beta n_{\text{см}}}.$$

Число каналов для прохода воздуха

$$n_{\text{в}} = \frac{f_{\text{в}}}{h S_{\text{в}}},$$

где $S_{\text{в}}$ – ширина щели для прохода воздуха.

Размер теплоуловителя по длине (глубине) определяется по уравнению

$$l = n_{\text{см}} (S_{\text{см}} + S_{\text{в}} + 2 \delta),$$

где δ – толщина листа.

Аэродинамический расчет

Потери напора при движении потока внутри каналов рассчитываются по общепринятой методике [1, 2, 41]. Для теплоуловителей из профильных листов потери напора по стороне воздуха и паровоздушной смеси рассчитываются по формуле

$$\Delta P_1 = \xi \left(\frac{L}{d_3} \right) \frac{\rho_1 W_1^2}{2},$$

где

$$\xi = 6,3 (S_2/d_3)^{-0,33} \cdot \text{Re}^{-0,43}.$$

По стороне воздуха в волнообразных каналах потери напора определяются из выражения

$$\Delta P_{\text{в}} = n \left\{ A \left[0,32 \sqrt{\frac{d_0}{S}} + 0,16 \frac{d_0}{S} + 3,2 \cdot \frac{d_0}{S} \text{Re}_{\text{в}}^{-0,4} (Z_1 - 2) \right] \right\},$$

где комплекс

$$A = 2 \cdot \sqrt{\frac{d_0}{S_1}} \cdot \rho_2 \cdot W_2^2.$$

4.8. Калориферы

Калориферы предназначены для подогрева воздуха в системах вентиляции и кондиционирования.

В связи с модернизацией пароконденсатных систем сушильных установок бумагоделательных и картоноделательных машин наряду с сокращением затрат теплоты на сушку материала достигается повышение производительности сушильных установок за счет интенсификации сушильного процесса. При этом возрастает выработка продукции, связанная с увеличением количества испаряемой влаги из материала. Чтобы обеспечить возрастание испаряемой влаги необходимо подать бóльший расход технологического и общеобменного воздуха на сушку влажного материала. Это означает, что следует проверить по тепловому расчету существующие теплорекуперативные теплообменные аппараты, утилизирующие теплоту отводимой от машины паровоздушной смеси, и калориферы, установленные после первой и второй ступеней утилизационных установок, на новые условия эксплуатации при повышенной производительности машин.

Схема установки калориферов в системе вентиляции высокоскоростной бумагоделательной машины представлена на рис. 4.11.

В соответствии со схемой (см. рис. 4.3) перегретый пар высоких параметров проходит расходомер, регулирующий клапан и поступает на питание калориферов, установленных после первой и второй ступеней утилизации теплоты в теплоуловителях ТУ-I и ТУ-II.

В калориферах пар передает свою теплоту парообразования для нагрева воздуха и конденсируется. Образовавшийся конденсат и пролетный пар поступают в конденсатоотводчики, в которых конденсат отделяется от пара. Скопившийся конденсат сливается в бак сбора конденсата. Сюда же в бак-сборник поступает конденсат от сушильной установки машины и от сетевых подогревателей (бойлеров).

Таким образом, работа калориферов системы вентиляции не влияет на работу сушильной установки.

Нередко в условиях производства конденсат вместе с пролетным паром от калориферов системы вентиляции, вследствие неудовлетворительной работы конденсатоотводчиков, сливается

в последний сепаратор, что приводит к дестабилизации теплового и гидравлического режимов сушильной установки.

Калориферы классифицируются в зависимости от движения по трубам теплоносителя (одноходовые и многоходовые), вида оребрения трубок (пластинчатые, спиральные, спирально-навивные, накатные), числа трубок по ходу воздуха, материала трубок. Калориферы моделей КП2, КП3, КП4 имеют соответственно два, три и четыре ряда теплопередающих элементов. Элемент теплопередающей поверхности состоит из двух трубок, насаженных друг на друга: внутренней стальной трубки диаметром 16×1,2 мм и наружной – алюминиевой трубки с накатанным на ней оребрением.

Примеры конструкций оребренных калориферов, применяемых в системах вентиляции, приведены на рис. 4.12. Технические характеристики калориферов трех моделей: КП2, КП3, КП4 Костромского завода вентиляционно-отопительного и энергосберегающего оборудования представлены в табл. П.5.1–П.5.6, прил. П.5.

Практически возможно их одновременное параллельное и последовательное соединение (рис. 4.13).

В калориферах обычно в качестве теплоносителя применяется слабо перегретый или насыщенный пар. Однако в целях экономии теплоты на многих предприятиях в качестве теплоносителя для нагревания вентиляционного воздуха применяется горячая вода или конденсат с температурой 70–180 °С. Выбор типоразмера калорифера для получения необходимой температуры сушильного и вентиляционного воздуха производится на основе теплового расчета системы вентиляции.

Поверхность теплообмена калориферов H_K , м², рассчитывается по уравнению теплопередачи

$$H_K = \frac{Q_k}{K \Delta t}$$

где Q_k – теплопроизводительность калорифера, кДж/ч;
 K – коэффициент теплопередачи от пара к воздуху, Вт/(м²·°С);
 Δt – среднелогарифмический температурный напор, °С.

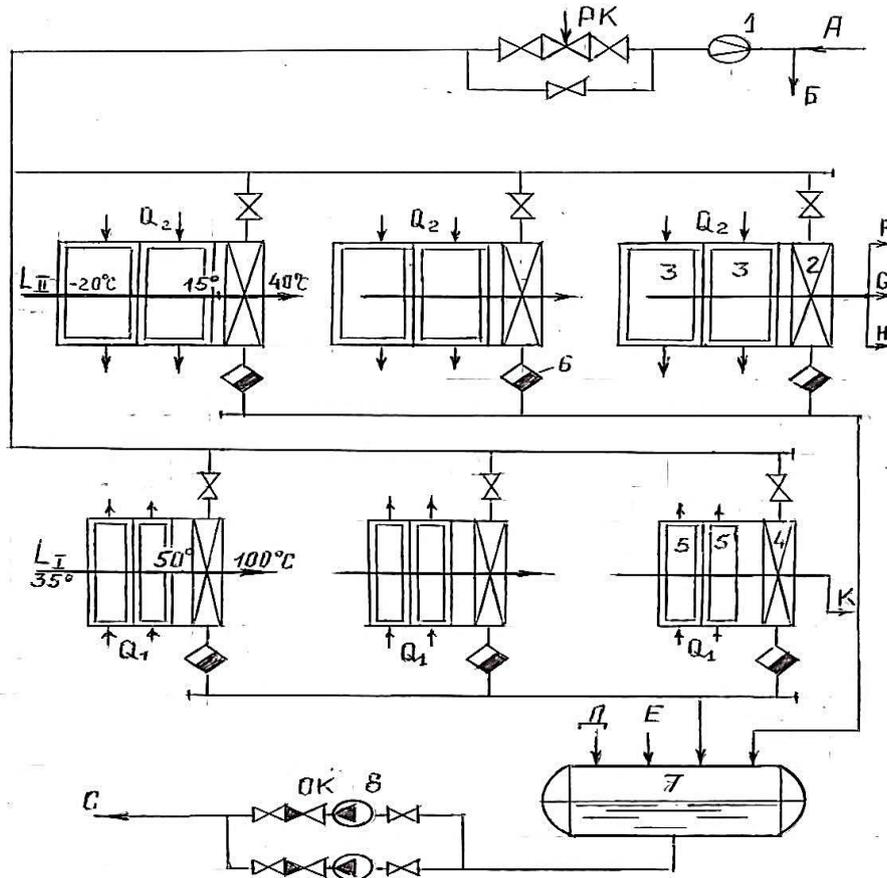


Рис. 4.11. Схема установки калориферов в системе вентиляции высокоскоростной бумагоделательной машины:

A – подача пара на калориферы; *B* – подача пара на паровые группы сушильных цилиндров; *C* – отвод конденсата от машины в котельную; *D* – поступление конденсата с последней паровой группы сушильных цилиндров; *E* – слив конденсата с бойлеров; *L_I* – подача воздуха на сушку; *L_{II}* – подача воздуха на общеобменную вентиляцию цеха; *F* – подача воздуха в подшивной потолок; *G* – подача воздуха в зону обслуживания; *H* – подача воздуха в подвальное помещение; *K* – подача технологического воздуха на сушку; *Q* – направление движения паровоздушной смеси через теплоуловители; *1* – расходомер по пару; *2* – калорифер после второй ступени утилизации теплоты в теплоуловителе; *3* – теплоуловитель второй ступени; *4* – калорифер после первой ступени утилизации теплоты в теплоуловителе; *5* – теплоуловитель первой ступени; *б* – конденсатоотводчик; *7* – бак сбора конденсата; *8* – конденсатный насос; РК, ОК – регулирующий и обратный клапаны

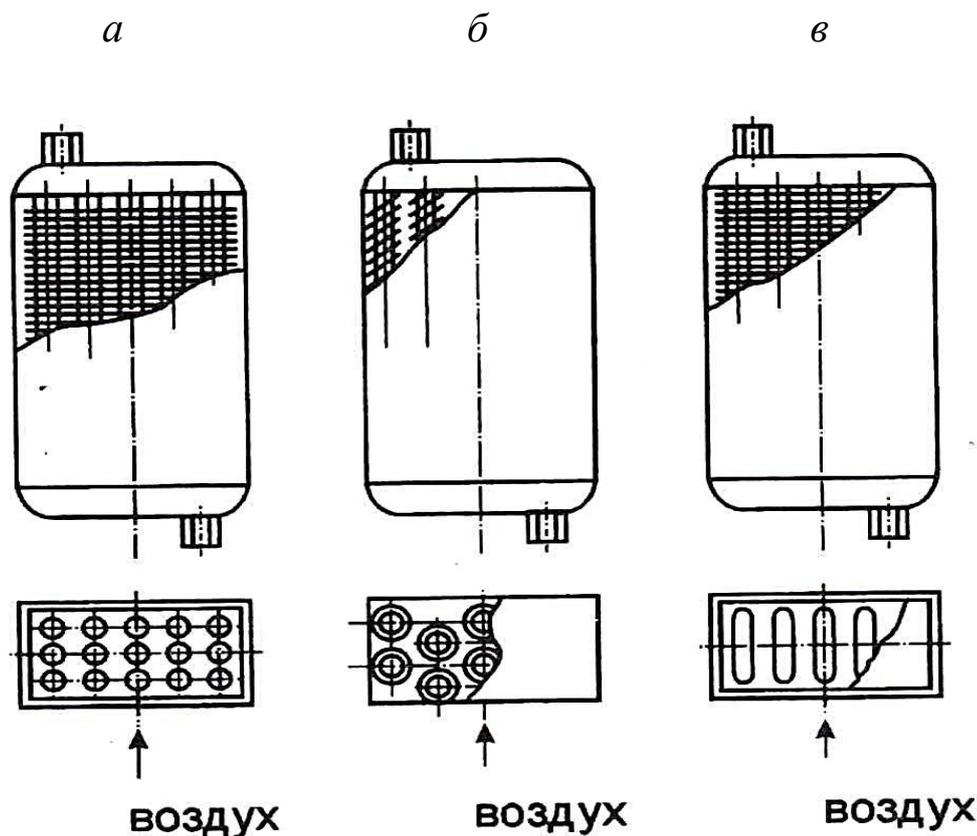


Рис. 4.12. Конструкции калориферов оребренных:

- а* – сплошными пластинами на круглых трубах; *б* – навивной лентой;
в – сплошными пластинами на плоских трубах

Теплопроизводительность калорифера, кДж/с, определяется из уравнения теплового баланса калорифера

$$Q_K = D (i'' - i') \eta = G_B c_{pB} (t_B'' - t_B'),$$

где D – расход пара на калорифер, кг/с; G_B – массовый расход воздуха на калорифер, кг/с; i'' , i' – энтальпия насыщенного пара и конденсата при давлении пара, кДж/кг; η – коэффициент использования теплоты, принимается $\eta = 0,97-0,98$; c_{pB} – теплоемкость воздуха, кДж/(кг·°C); t_B' , t_B'' – температура воздуха на входе и выходе из калорифера, °C.

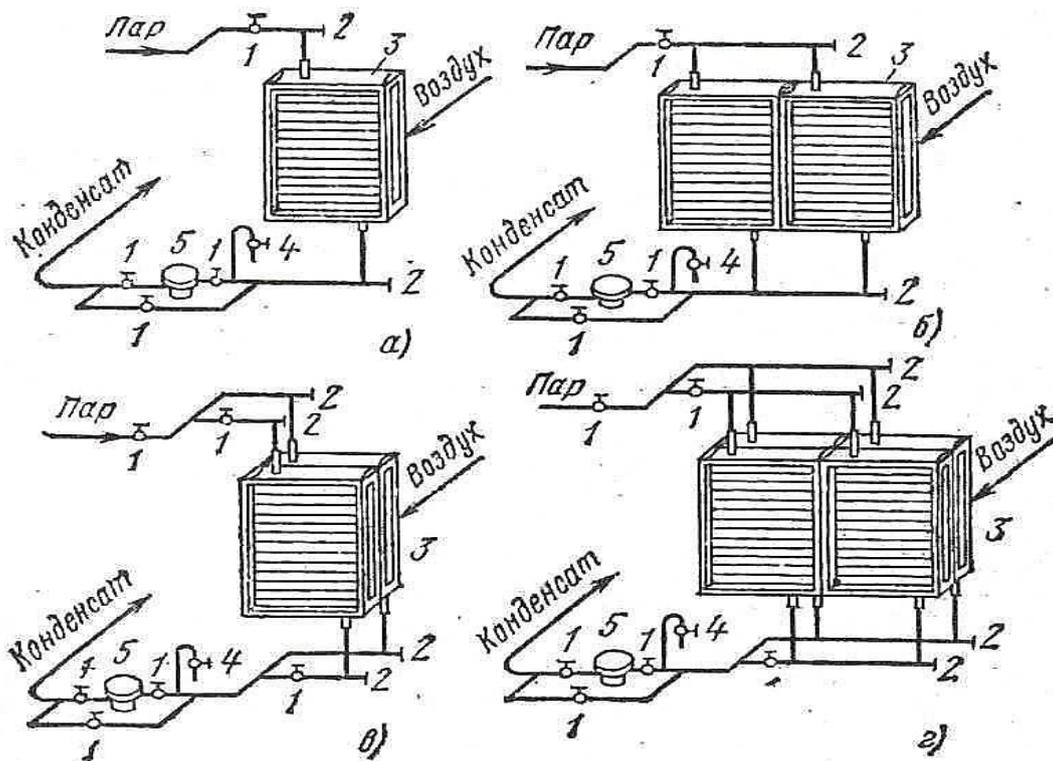


Рис.4.13. Схемы подключения калориферов к паровой сети:
 а – одного; б – двух, установленных параллельно по воздуху;
 в – двух, установленных последовательно по воздуху; г – четырех,
 установленных одновременно параллельно и последовательно
 по воздуху; 1 – вентили; 2 – тройники с пробкой; 3 – калориферы;
 4 – воздушные краны; 5 – конденсатоотводчики

Расход пара на калорифер, кг/с, находится из выражения

$$D = \frac{Q_{\text{к}}}{(i'' - i') \eta}$$

Среднелогарифмический температурный напор, °С, вычисляется по уравнению

$$\Delta t = \frac{\Delta t_{\text{б}} - \Delta t_{\text{м}}}{\ln \frac{\Delta t_{\text{б}}}{\Delta t_{\text{м}}}}$$

$\Delta t_{\text{б}}$, $\Delta t_{\text{м}}$ – бóльший и меньший температурный напор, °С.

Если в качестве теплоносителя применяется пар, то бóльший температурный напор Δt_{σ} представляет разность между температурой насыщенного пара $t_{н.п}$ при соответствующем давлении и температурой воздуха на входе в калорифер $t'_{в2}$

$$\Delta t_{\sigma} = t_{н.п} - t'_{в2}.$$

Меньший температурный напор $\Delta t_{\text{М}}$ представляет разность между температурой насыщенного пара $t_{н.п}$ при соответствующем давлении и температурой воздуха на выходе из калорифера $t''_{в2}$

$$\Delta t_{\text{М}} = t_{н.п} - t''_{в2}.$$

В условиях противотока движения сред при использовании в качестве теплоносителя охлаждаемой воды (или конденсата) один из температурных напоров Δt_{σ} рассчитывают как разность температур воды (или конденсата) на входе $t'_{\text{вод1}}$ и воздуха на выходе из калорифера $t''_{в2}$, т. е.

$$\Delta t_{\sigma} = t'_{\text{вод1}} - t''_{в2},$$

а другой температурный напор $\Delta t_{\text{М}}$ между температурой воды на выходе $t''_{\text{вод1}}$ и воздуха на входе в калорифер $t'_{в2}$, т. е.

$$\Delta t_{\text{М}} = t''_{\text{вод1}} - t'_{в2}.$$

Коэффициент теплопередачи K определяется в зависимости от массовой скорости воздуха $(v \cdot \rho)$, кг/(м²·с). Для ребренных, пластинчатых калориферов, в которых в качестве теплоносителя используется пар, массовая скорость воздуха, кг/(м²·с), принимается

$$(v \cdot \rho) = 3-5.$$

При проектировании калорифера новой конструкции, в котором в качестве теплоносителя используется нагретый конденсат или горячая вода, массовая скорость воздуха, кг/(м²·с), принимается равной

$$(v \cdot \rho) = 7-12.$$

Коэффициент теплопередачи, Вт/(м²·°С), рассчитывается по формуле

$$K = \alpha (v \cdot \rho)^n.$$

Значения опытных коэффициентов α (числитель, Вт/(м²·°С)) и n (знаменатель) для калориферов типа КП приведены ниже:

КПЗ-10-СК 01УЗМ; КПЗ-10-СК 01УЗМ;	
КПЗ-10-СК 01УЗМ	19,30/0,45;
КП4-10-СК 01УЗМ; КП4-10-СК 01УЗМ;	
КП4-10-СК 01УЗМ	15,90/0,510;
КПС-10- 01V3 – КПС-12- 01V3	17,56/0,405;
КПБ-10- 01V3 – КПБ-12- 01V3	16,50/0,405.

Живое сечение для прохода воздуха

$$f_{ж.с} = \frac{L_{с.в}}{3600 (v \cdot \rho)},$$

где $L_{с.в}$ – массовый расход воздуха через калориферную установку, кг/ч; $(v \cdot \rho)$ – массовая скорость воздуха, кг/(м²·с).

Число параллельно включенных калориферов

$$n = f_{ж.с} / f_{ж.с}^k,$$

где $f_{ж.с}^k$ – живое сечение по воздуху одного калорифера.

Образовавшийся конденсат от калориферов сливается в бак сбора конденсата от БДМ или КДМ. Общий конденсат от машин перекачивается конденсатным насосом в котельную. Охлаждающая вода, прокачиваемая через теплообменные аппараты, перемещается под напором водяного насоса.

4.9. Использование синтетических сеток

Сушильная часть бумагоделательных и картоноделательных машин должна обеспечивать необходимую производительность при минимальных удельных расходах тепловой и электрической энергии и удовлетворять требованиям, которые предъявляются к качественным показателям выпускаемой бумаги или картона. Одним из направлений в решении данной задачи является переход с хлопчатобумажных и шерстяных сукон на синтетические сетки. По стоимости «одежды» машины, расходу тепловой энергии и качественным показателям бумаги и картона экономически целесообразно переводить сушильную часть БДМ и КДМ на синтетические сушильные сетки [1, 2].

Они имеют ряд преимуществ по сравнению с сетками из сукна:

- большой срок службы (в 2–3 раза больше, чем у сукон);
- позволяют экономить пар за счет отключения сукносушильных цилиндров;
- уменьшается расход теплоты путем сокращения потерь в окружающую среду;
- улучшают равномерность профиля влажности по ширине полотна бумаги, что особенно важно на широкоформатных и скоростных машинах;
- интенсифицируют процесс сушки за счет другого механизма испарения влаги, т. е. заменой диффузии жидкости и конденсации влаги в сукне на прямое прохождение пара через пористую структуру сетки;
- улучшают вентиляцию межцилиндровых пространств.

В отрасли такие сетки прошли производственные испытания на предприятиях. Обобщенным критерием оценки качества синтетических сеток является продолжительность их эксплуатации на машинах или срок службы.

Срок службы комбинированных синтетических сеток марки СК при скорости бумагоделательной машины 760–820 м/мин составляет 400–525 суток. Срок службы сеток марки СМ-1, состоящих из одних моноплетей, на 15–28 % меньше.

Важная эксплуатационная характеристика синтетических сеток – их воздухопроницаемость. Сетки марки СК-2 с воздухопроницаемостью $110 \text{ см}^3/(\text{см}^2 \cdot \text{с})$ удовлетворяют условиям эксплуатации первой паровой

сушильной группы БДМ. Для второй сушильной группы цилиндров с целью получения более интенсивного испарения следует применять сетки марки СК-3 с воздухопроницаемостью $154 \text{ см}^3/(\text{см}^2 \cdot \text{с})$. Незначительная маркировка в течение первых 20–30 часов работы сеток исчезает после каландрирования бумаги. Сетки марок СК и СК-2 изменяют свои свойства при температурах сушильных цилиндров около $150 \text{ }^\circ\text{C}$.

Сеткоправки с применением контактного импульсного устройства (типа лопатки) для синтетических сеток применять нельзя в связи с тем, что они разрушают кромки сеток и выводят их из строя. Необходимо разработать и внедрить бесконтактные, гидравлические или пневматические импульсные устройства для регулирования положения сеток на машине.

За рубежом и в России в сушильной части высокоскоростных машин применяется принудительная вентиляция межцилиндрового пространства (карманов) в сочетании с синтетическими сетками открытой структуры. Это позволило *повысить производительность машин на 30 %*. Кроме того, для эффективной работы данного вида одежды необходимо следить за поддержанием постоянного натяжения сеток, которое составляет для быстроходных машин $(1,5\text{--}3) \cdot 10^3 \text{ Н/м}$.

При работе синтетические сетки загрязняются компонентами бумажной массы, что приводит к снижению их проницаемости. Поэтому их рекомендуется подвергать очистке. Очистка производится сжатым нагретым воздухом при давлении, равном $(5\text{--}10) \cdot 10^5 \text{ Па}$ с помощью *сеткопродувных камер*. Проницаемость сеток увеличивается в 1,5–2 раза. Такие шесть камер предусмотрены при реконструкции системы вентиляции бумагоделательной машины на ОАО «Полотняно-Заводская бумажная фабрика».

Для быстроходных бумагоделательных машин, работающих по системе «слалом», *повышается усилие прижима полотна* к нагретой поверхности цилиндра, что приводит к *увеличению коэффициента теплоотдачи* от нагретого цилиндра к полотну. При этом возрастает коэффициент теплопередачи от пара к влажному материалу, в результате чего ускоряется процесс сушки и возрастает скорость машины. Кроме того, для скоростных БДМ при «безобрывной» проводке полотна с применением синтетических сеток существенно (до 39 %)

увеличивается угол обхвата цилиндра полотном. Это обстоятельство способствует увеличению активной поверхности цилиндров, участвующих в процессе испарения влаги, повышению интенсивности сушки бумаги и увеличению производительности сушильной установки.

Для среднеходных и тихоходных машин рекомендуется демонтировать сукносушильные цилиндры, в результате чего сократится длина сеток, снизятся потери теплоты в окружающую среду. Освободившиеся цилиндры можно использовать для увеличения сушильной части машины и повышения производительности установки.

4.10. Сеткопродувные камеры

С целью поддержания исходных фильтрационных свойств сетки в системе вентиляции сушильной установки применяются *сеткопродувные камеры*, которые устанавливаются над верхней и под нижней сеткой. Применение сеткопродувных камер позволяет: производить очистку сушильных сеток от загрязнений и снижения их влажности; активизировать воздухообмен в межцилиндровых пространствах; повысить интенсивность испарения влаги на участках свободного хода полотна; регулировать профиль влажности полотна, изменяя расход воздуха в соответствующей зоне. Установка сеткопродувных камер включает воздуховоды для подвода воздуха из системы теплорекуперации с температурой 80–85°C и регулирующие клапаны.

Конструкция сеткопродувных камер разделена на три зоны для возможности регулирования расхода воздуха по ширине машины, что достигается с помощью рукояток на лицевой стороне.

Сеткопродувная камера КСН-1 (рис. 4.14) представляет собой фигурный короб, располагающийся между цилиндрами около сетководущего вала, и имеющий выходное щелевидное сопло шириной 10 мм, направленное по нормали к поверхности сетки.

По длине камера разделена продольной перегородкой цилиндрической формы с прорезями и поперечными перегородками. Перегородки образуют зоны регулирования расхода воздуха, подаваемого к выходному отверстию со скоростью 30–40 м/с.

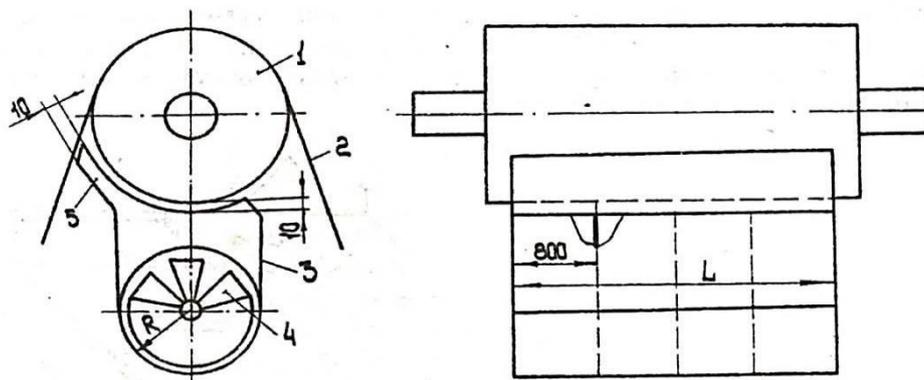


Рис. 4.14. Сеткопродувная камера КСН-1:

1 – сетководущий вал; 2 – сушильная сетка; 3 – корпус камеры;
4 – заслонка; 5 – сопло

В нижней части камеры располагается вал с секторами, установленными под разным углом, таким образом, чтобы при повороте вала закрывались или открывались прорезы, через которые поступает воздух в распределительное устройство.

На торце камеры с лицевой стороны имеется рукоятка для поворота вала и изменения положения заслонки в корпусе камеры. Температура воздуха, подаваемого в камеры, должна быть порядка 90–100 °С. Основные конструктивные и режимные параметры сеткопродувных камер типа КСН-1 приведены в прил. П.10.

Воздухораспределительное устройство сеткопродувной камеры КСН-2 представляет собой трапецию, боковые поверхности которой перфорированы отверстиями для выхода воздуха. Камеры КСН-2 устанавливаются на изгибе сеток так, чтобы боковые перфорированные поверхности воздухораспределительного устройства были параллельны сушильным сеткам. Струя воздуха с высокой скоростью вытекает из отверстий воздухораспределительной камеры, проходит через ячейки сетки и активизирует процесс сушки полотна в межцилиндрических пространствах.

Сеткопродувные камеры КСН-3 (рис. 4.15) имеют аналогичную конструкцию и отличаются от рассмотренных тем, что воздухораспределительное перфорированное устройство имеет плоскую форму

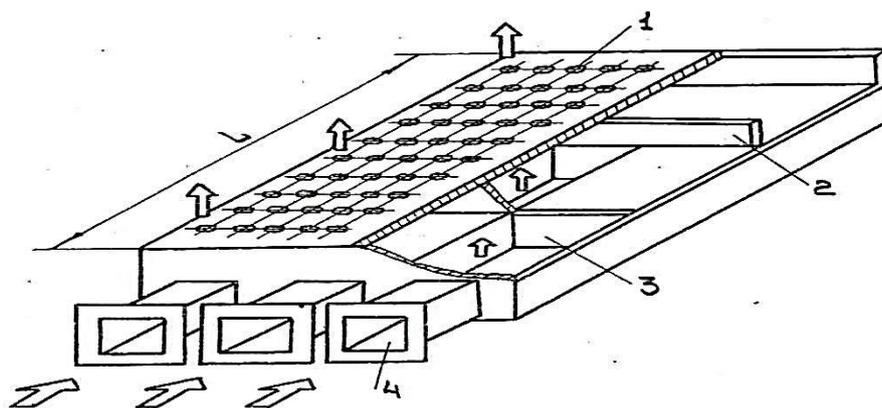


Рис.4.15. Сеткоподувная камера КСН-3:

1 – перфорированное днище; 2 – перегородка; 3 – выход воздуха;
4 – подвод воздуха

и камера устанавливается на прямых участках свободного хода сушильных сеток.

4.11. Сукноподувные валики и продувочная система для продувки воздуха в застойных зонах

В сушильной части быстроходных машин распределение воздуха производится на двух уровнях: на нулевой отметке с помощью различных насадок, решеток и других устройств, а также в районе сушильных цилиндров с помощью сеткоподувных камер.

На некоторых машинах сушильная часть может иметь только приводные группы цилиндров, а вместо сукносушильных цилиндров установлены *сукноподувные валики* (рис. 4.16) различной конструкции.

Сукноподувные валики сотовой конструкции применяются для подачи воздуха в межцилиндровое пространство, активизации воздухообмена, а также для выравнивания профиля влажности бумажного полотна по его ширине.

Сукноподувной валик состоит из проницаемой оболочки сотовой конструкции, внутренней обечайки, торцевых крышек с цапфами. Кольцевое пространство между проницаемой оболочкой и обечайкой разделено радиальными перегородками на продольные каналы. В каждом канале установлены пластины, жестко соединенные с радиальными перегородками. Пластины помещаются наклонно

в сторону выходных отверстий. Вал устанавливается в подшипниковых опорах. Горячий воздух подается в продольные каналы, находящиеся в зоне охвата сукном. Расход воздуха через рубашку сукнопродувного валика в зависимости от воздухопроницаемости сукна составляет 600–800 м³/ч на 1 м его ширины.

Воздух, нагретый до температуры 90–110 °С, под небольшим напором 2–5 кПа проходит через толщу сукна и высушивает его. Такие сукнопродувные валики эффективно работают на БДМ ФГУП «Гознак» при выработке качественной продукции.

В современных системах вентиляции широкоформатных бумагоделательных машин для подачи нагретого воздуха в межцилиндровое пространство находят применение *продувочные трубы*, которые активизируют воздухообмен, выравнивают профиль влажности и повышают производительность сушильных установок.

Продувочная система (рис. 4.17) состоит из центробежного вентилятора высокого давления, калориферов и параллельно включенных продувочных труб. Продувочная труба по всей длине перфорирована отверстиями диаметром 10–15 мм, которые располагаются в шахматном порядке по образующей трубы. Расход воздуха по длине трубы регулируется двумя поворотными заслонками, расположенными внутри трубы, а общий расход воздуха регулируется шиберами, установленными на подводящих воздуховодах.

Трубы с обеих сторон подключаются к распределительному воздуховоду гибкими металлорезиновыми рукавами.

Для сокращения расхода воздуха и экономии электроэнергии на привод вентиляторов в торцевых частях продувочных труб вмонтированы *инжекторы* (рис. 4.18).

Рабочие сопла инжектора располагаются на его образующей конфузорной части и представляют собой треугольные выступы, образованные с помощью штамповки.

В диффузорной части инжектора кинетическая энергия потока переходит в статическое давление, под действием которого происходит истечение струй воздуха из отверстий труб в межцилиндровое пространство.

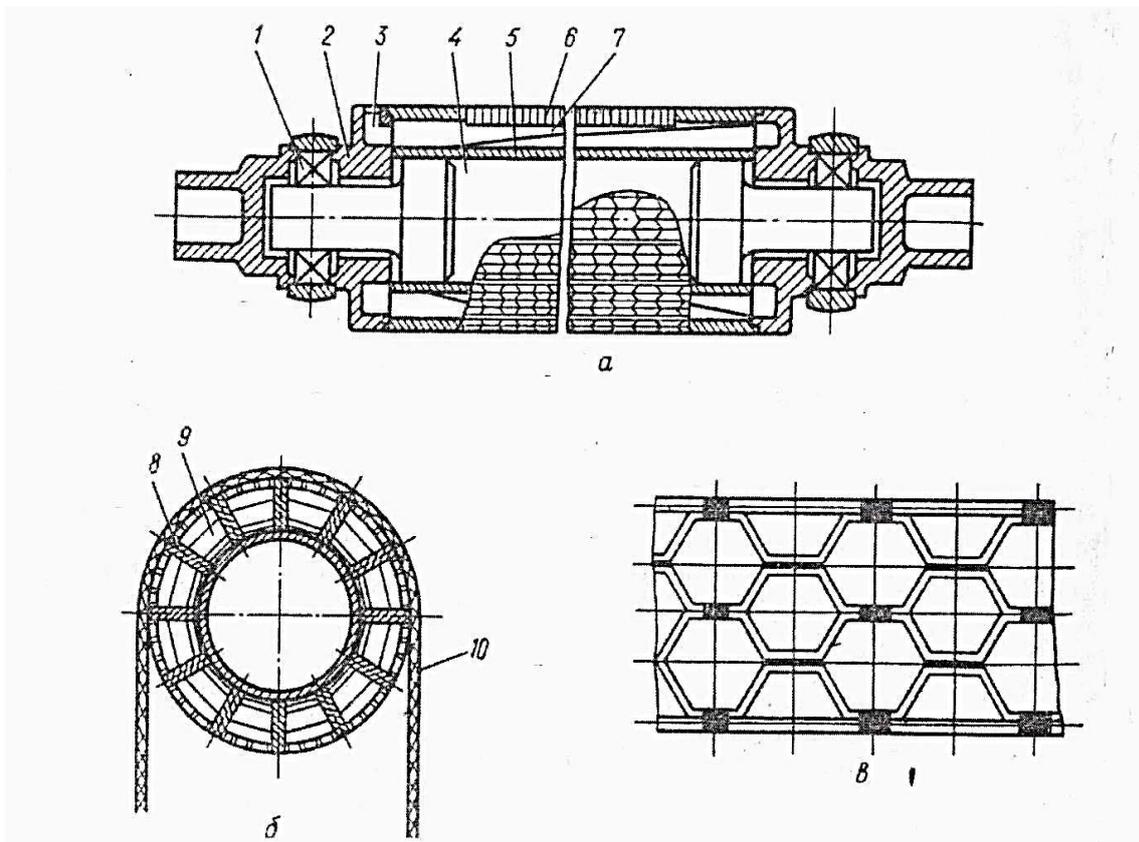


Рис. 4.16. Сукнопродувной валик сотовой конструкции:
a – продольный разрез валика; *б* – поперечный разрез валика;
в – элемент поверхности валика:
1 – подшипниковая опора валика; *2* – торцевая крышка;
3 – отверстие; *4* – цапфа; *5* – внутренняя оболочка; *6* – оболочка
 валика; *7* – пластина; *8* – радиальная перегородка;
9 – продольный канал; *10* – одежда сушильной части

В продувочных трубах кратность инжекции обычно принимается равной 2–4. Наибольший эффект от продувочных труб достигается при их установке в «карманах» цилиндров, на которых протекает период постоянной скорости сушки.

В инжекторах струи инжектирующего воздуха подсасывают часть воздуха из сушильной части, и образующаяся смесь направляется в межцилиндровое пространство.

Характеристики центробежных и осевых вентиляторов, применяемых для системы вентиляции бумагоделательных и картоноделательных машин, приведены в прил. П.9 и в работах [1, 2].

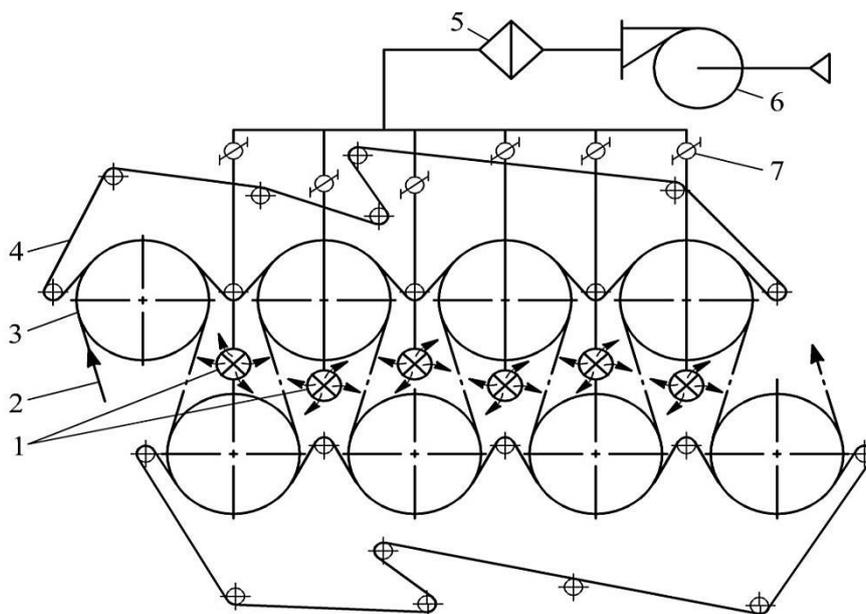


Рис. 4.17. Схема продувки межцилиндровых пространств нагретым воздухом:

1 – продувочная перфорированная труба; 2 – полотно бумаги;
 3 – сушильный цилиндр; 4 – сушильная сетка; 5 – калорифер;
 6 – центробежный вентилятор; 7 – заслонка

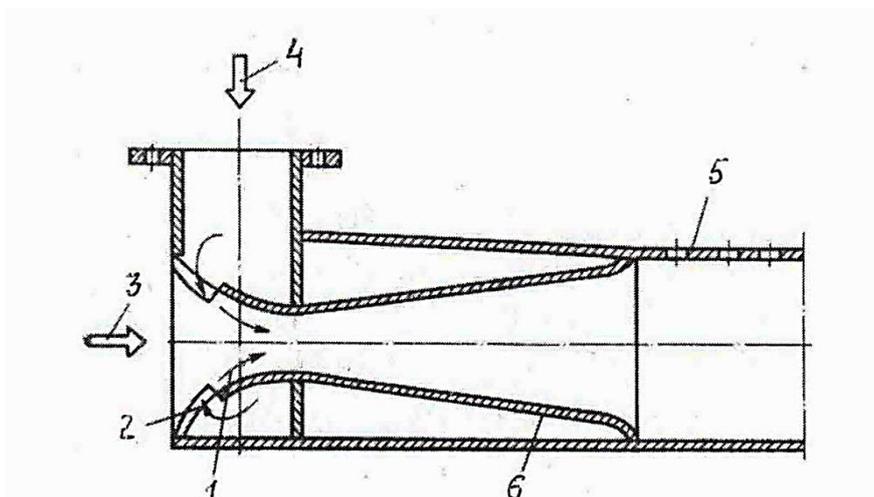


Рис. 4.18. Схема инжектора продувочной трубы:

1 – конфузор; 2 – сопло; 3 – подвод свежего воздуха;
 4 – подсасываемый воздух; 5 – продувочная труба; 6 – диффузор

4.12. Конвективный сушильный шкаф

Конвективный сушильный шкаф Fläkt применяется для придания бумажному или картонному полотну повышенных физико-механических показателей и устанавливается на машинах, вырабатывающих тароупаковочные, электроизоляционные и другие виды бумаги. Шкафы Fläkt применяются также в качестве самостоятельных устройств для сушки целлюлозы.

На рис. 4.19 приведена схема конвективного шкафа Fläkt, установленного между предварительной и досушивающей частями многоцилиндровой машины.

Сушильный шкаф состоит: из распределительных воздуховодов, установленных в несколько ярусов, из которых под углом вытекают струи нагретого воздуха; калориферов для нагревания свежего и рециркуляционного воздуха; осевых вентиляторов, установленных на боковых стенках шкафа; системы приточно-вытяжной вентиляции с установкой для рекуперации теплоты отработавшей паровоздушной смеси.

Принцип действия конвективной сушилки Fläkt основан на создании статического давления воздуха между плоскостью распределительных воздуховодов и полотном бумаги, с помощью которого полотно поддерживается во взвешенном состоянии.

Свежий воздух, поступающий в нижнюю часть сушилки, совершает многократную циркуляцию с промежуточным его нагреванием.

Взвешенное положение полотна на воздушной подушке обеспечивает его сушку без натяжения, поэтому усадка полотна в продольном и поперечном направлениях и образование связей между волокнами происходит беспрепятственно. При этом качественные показатели бумаги (такие как разрывная длина и растяжимость) улучшаются в продольном и поперечном направлениях. Одновременно с этим снижаются пористость и впитывающая способность бумаги. В сушильном шкафу сухость, как правило, повышается от 60 до 80 %, когда и происходит наибольшая усадка полотна.

Испарение влаги с поверхности полотна происходит с обеих сторон, а интенсивность сушки при этом достигает 6–9 кг/(м²·ч) при температуре воздуха 150 °С и скорости воздуха из сопел 25 м/с.

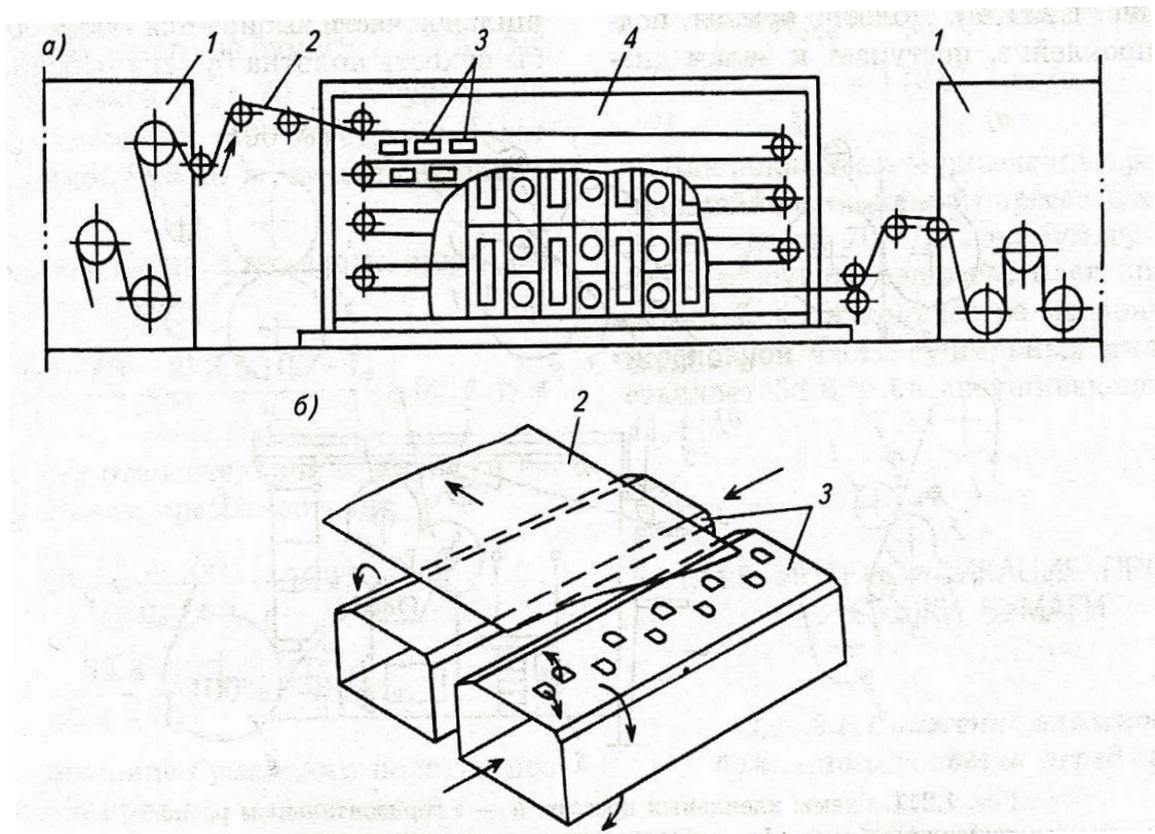


Рис. 4.19. Схема размещения шкафа Fläkt на БДМ (а)

и схема поддержки бумажного полотна во взвешенном состоянии струями воздуха из распределительных воздухопроводов (б):

1 – многоцилиндровая контактно-конвективная установка; 2 – бумажное полотно; 3 – распределительные воздухопроводы; 4 – конвективный сушильный шкаф Fläkt

4.13. Колпаки скоростной сушки

Колпаки скоростной сушки применяются для ускорения сушки бумаги, а коррекционные колпаки – для выравнивания профиля влажности по ширине полотна.

Колпак скоростной сушки состоит: из корпуса, охватывающего один или несколько сушильных цилиндров, в днище которого имеются сопловой аппарат и механизм его подъема; вентиляционных и нагревательных установок; регулирующих клапанов; теплорекуперационных установок и другого оборудования. Принцип работы колпаков

основан на подаче струй нагретого воздуха на поверхность бумажного полотна с высокой скоростью и удалении отработавшей смеси. Применение высокопроизводительных колпаков позволяет повысить интенсивность контактной сушки на 25–70 % в зависимости от свойств бумажного полотна, конструкции колпака, температуры и скорости сушильного агента.

В настоящее время такие колпаки являются неотъемлемой частью одноцилиндровых и комбинированных машин с лоцильными цилиндрами. На многоцилиндровых контактно-конвективных установках колпаки служат для корректировки профиля влажности по ширине полотна с одновременным ускорением процесса сушки. Колпаки скоростной сушки могут иметь газовый и паровой способы нагревания сушильного агента (рис. 4.20).

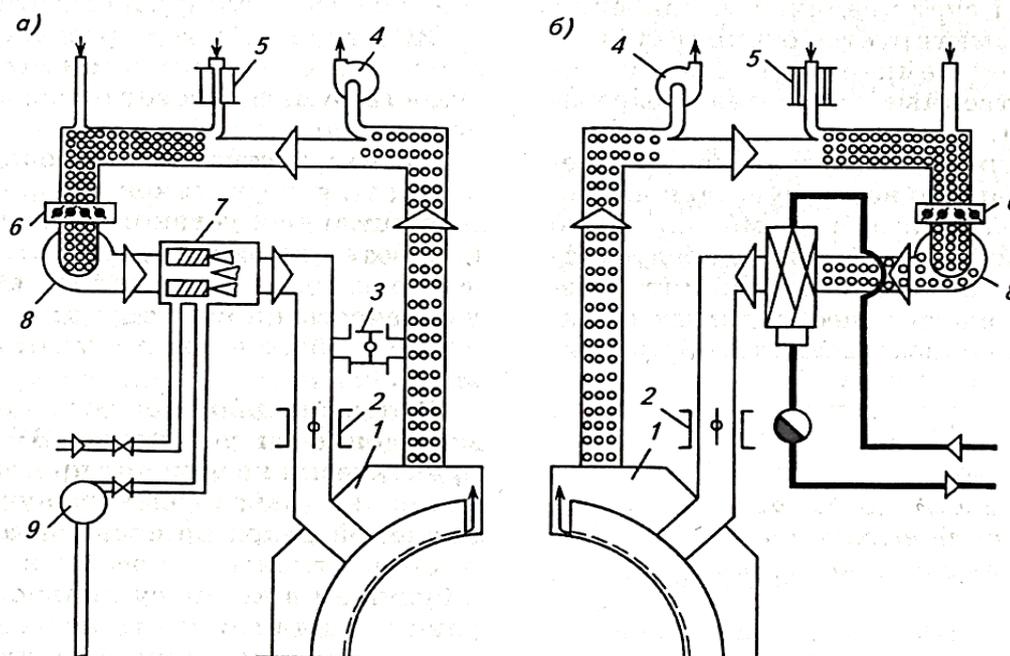


Рис. 4.20. Схема нагрева воздуха в колпаках скоростной сушки:

а – газовый нагрев; *б* – паровой нагрев:

- 1 – корпус колпака скоростной сушки; 2 – регулирующий клапан сушильного воздуха; 3 – обводной клапан; 4 – вытяжные вентиляторы; 5 – регулятор подачи свежего воздуха; 6 – регулирующий шибер сушильного воздуха; 7 – нагреватели сушильного воздуха; 8 – вентиляторы сушильного воздуха; 9 – вентилятор для подачи дутьевого воздуха в газовые горелки

Схема с газовым нагреванием состоит из камеры сгорания, газовых горелок, циркуляционного вентилятора и системы обеспечения пожарной безопасности при эксплуатации высокотемпературных источников теплоты.

В такой схеме сушильный агент при температуре 450 °С с помощью циркуляционного вентилятора направляется в сопловой аппарат, откуда струями вытекает на бумажное полотно. Часть отработавшей смеси возвращается в циркуляционную систему, а часть выбрасывается в окружающую среду.

При эксплуатации колпаков скоростной сушки с газовым нагревом бумаги очень важно следить за качеством рециркуляции сушильного агента и его температурой, особенно во время обрывов бумажного полотна и кратковременных остановов.

Схема для нагревания воздуха насыщенным паром (рис. 4.20, б) включает калориферы, вытяжной и циркуляционный вентиляторы, клапаны для подачи свежего и удаления отработавшего воздуха. Нагретый в калориферах до температуры 170 °С сушильный воздух подается в сопловой аппарат колпака, часть отработавшей паровоздушной смеси выбрасывается в атмосферу, а часть возвращается на рециркуляцию. Паровой способ нагревания сушильного воздуха безопасен, но менее эффективен.

4.14. Схемы вентиляции сеточной части машины

В связи с тем, что сеточная часть машины является источником значительного выделения теплоты и влаги, в последние годы разрабатываются и внедряются системы, локализирующие распространение вредностей в окружающую среду. Системы вентиляции сеточной части машины можно разделить на открытые и закрытые. Местная вентиляция сеточной части машины относится к категории технологических отсосов, которые выполняются для локализации выделяющихся водяных паров, предупреждают их распространение по помещению и обеспечивают максимальный эффект вентиляции.

В открытых схемах предусматривается удаление паровоздушной смеси из зон наиболее интенсивного испарения влаги для предотвращения распространения водяных паров в зале, защиты

строительных конструкций и оборудования от конденсации на них водяных паров.

На рис. 4.21 приведена схема вентиляции открытой сеточной части бумагоделательной машины. Несколько вентиляционных установок отсасывают влажный воздух из верхней части зала, где водяные пары имеют высокую концентрацию, а также из подсеточной части в районе грудного вала, где происходит интенсивное парообразование. В районе сеточной части может быть организован забор воздуха, который в дальнейшем подается в сушильную часть.

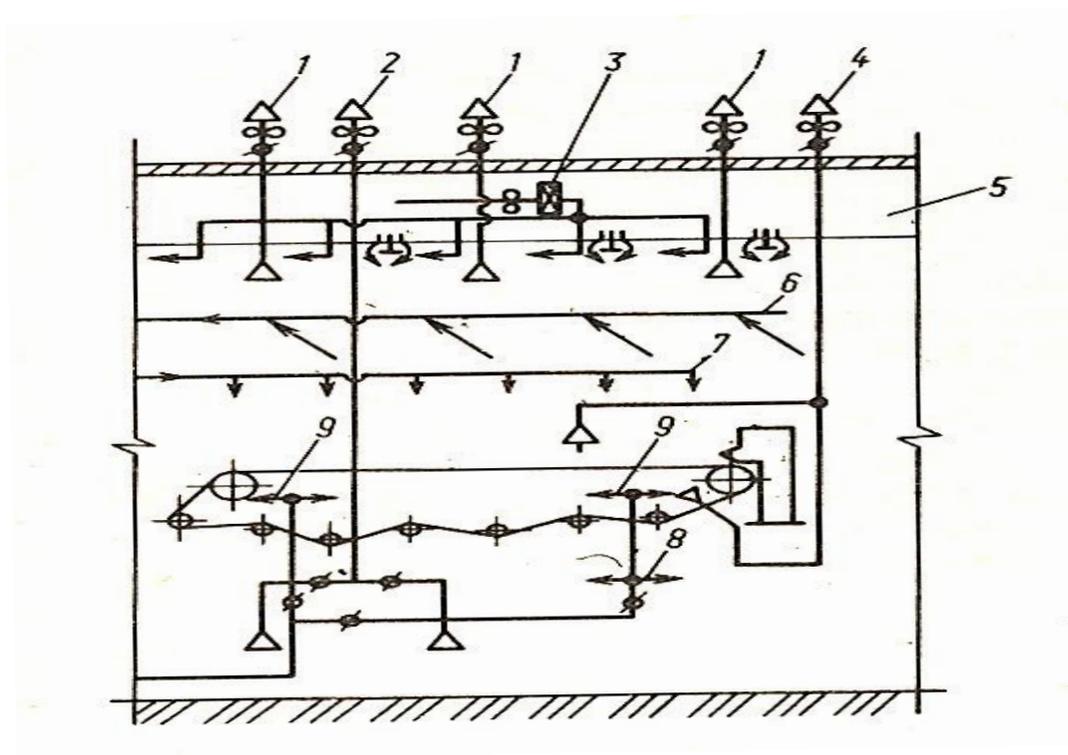


Рис 4.21. Схема вентиляции открытой сеточной части бумагоделательной машины:

- 1 – вытяжные системы из верхней зоны зала в районе сеточной части;
- 2 – отсос паровоздушной смеси из подсеточной части;
- 3 – вспомогательная установка для обдува подшивного потолка;
- 4 – отсос паровоздушной смеси на отметке обслуживания;
- 5 – чердачное помещение;
- 6 – забор сушильного воздуха из района сеточной части;
- 7 – подача воздуха общеобменной вентиляции на отметку обслуживания;
- 8 – подача свежего воздуха в помещение первого этажа;
- 9 – подача воздуха в сеточную часть машины

В современных схемах вентиляции на потолочном перекрытии с целью предотвращения соприкосновения паровоздушной смеси с подшивным потолком предусматриваются вентиляционные установки для создания воздушной завесы. Для этого в чердачном помещении устанавливаются вентиляторы, с помощью которых воздух нагнетается в щелевидные сопла, из которых он вытекает плоскими струями, преграждая соприкосновение паровоздушной смеси с подшивным потолком.

В чердачное помещение подается 40–50 % воздуха от расхода воздуха общеобменной вентиляции, а остальной воздух направляется в рабочую зону зала. Из чердачного помещения воздух через специальные воздухонаправляющие устройства поступает в зал, смешивается с увлажненным воздухом и удаляется в окружающую среду.

Имеются конструкции залов бумагоделательных машин без подшивного потолка в районе сеточной части машины. Тогда предусматриваются установки для подогрева кровли, состоящие из центробежного вентилятора, калорифера, всасывающих и нагнетательных воздуховодов. Воздух забирается из помещения с температурой 25–28 °С, подогревается в калорифере до 50 °С и подается в обдуваемую зону.

Наиболее перспективной с точки зрения обеспечения микроклимата в помещении является сеточная часть машины, укрытая колпаком с приточно-вытяжными вентиляционными системами. В закрытых схемах вентиляции вся сеточная часть укрывается вентиляционной камерой, которая может быть изготовлена из теплоизолирующих щитов по аналогии с укрытиями сушильной части машины. Боковые поверхности остекляют и делают подъемными для удобства обслуживания машины.

Известны конструкции вентиляционных камер сеточной части с телескопическими устройствами, в которых секции надвигаются друг на друга, освобождая место для обслуживания и ремонта. Закрытые схемы вентиляционных камер снабжаются автономными приточно-вытяжными системами, обеспечивающими удаление всей влаги, испарившейся в зоне мокрой части машины.

Схема быстросъемного пневмокаркасного укрытия сеточной части машины на основе однослойных и многослойных полимерных пленок и тканевых материалов приведена на рис. 4.22.

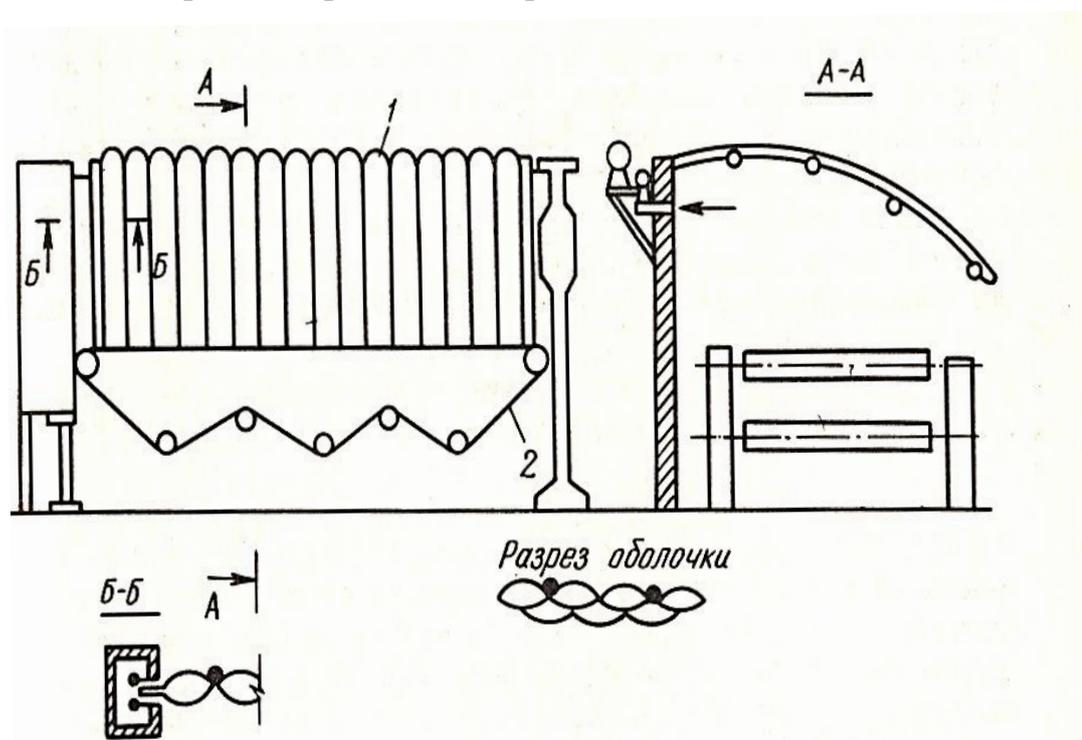


Рис. 4.22. Пневмокаркасное укрытие сеточной части бумагоделательной машины:
1 – оболочка; 2 – сеточная часть

Преимущества таких конструкций – в значительном снижении металлоемкости, доступности обслуживания сеточного стола, сокращении простоя машины при смене сетки, а также возможности изготовления укрытия из светопрозрачного материала.

Пневмокаркасное укрытие состоит из ячеистой надувной оболочки, образованной тремя слоями полимерной пленки или ткани, и механизма наведения. Оболочка одним концом закреплена на штанге, а другим – к задней неподвижной стенке, расположенной с приводной стороны. Пневмокаркасное укрытие оборудуется вытяжной установкой и системой автоматической подкачки.

Такой тип укрытия сеточной части может значительно снизить металлоемкость конструкции, сократить простой машины при смене сетки и демонтажа укрытия, обеспечить удобство обслуживания машины.

4.15. Вентиляционные системы для охлаждения каландров

Каландры служат для уплотнения бумаги и придания ей гладкости и состоят из батареи валов, располагающихся друг над другом, Каландровые валы в результате трения нагреваются по длине неравномерно из-за колебания по ширине 1 м^2 массы полотна, влажности и других показателей бумаги. Это приводит к неравномерному линейному расширению валов в различных сечениях и неравномерной толщине бумаги.

Разница в температуре двух соседних точек каландровых валов на $5\text{--}6 \text{ }^\circ\text{C}$ приводит к выработке газетной бумаги с колебаниями толщины на 20 %. Для выравнивания температуры и толщины бумаги предусматривается охлаждение каландровых валов.

Вентиляционная система для охлаждения каландровых валов (рис. 4.23) включает в себя вентиляторы высокого давления (до 15 кПа), теплообменники водяного охлаждения, холодильную установку для снижения температуры воды, фильтры для очистки воздуха, регулируемую аппаратуру и вспомогательное оборудование.

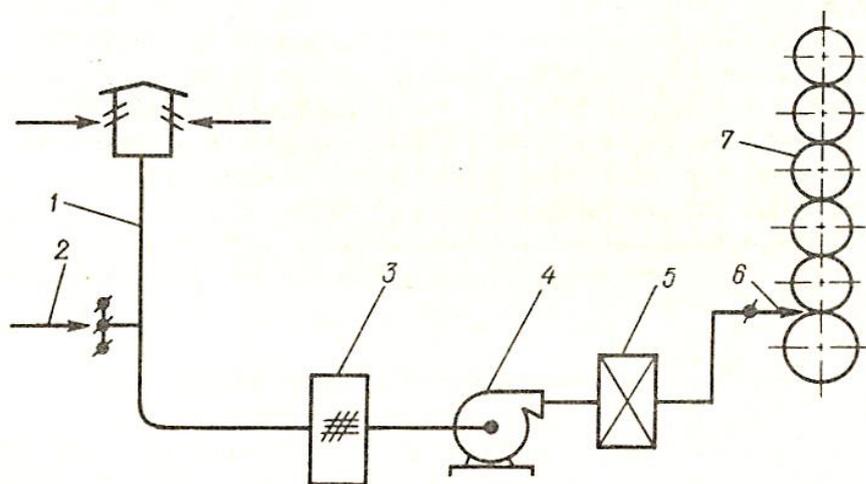


Рис. 4.23. Вентиляционная система для охлаждения каландров:

1 – всасывающая шахта; 2 – подача воздуха из зала; 3 – ячейковый фильтр; 4 – вентилятор высокого давления; 5 – охладитель воздуха; 6 – сопловой аппарат; 7 – каландровая батарея

Установка обдува валов каландра располагается на стандартном отопительно-вентиляционном оборудовании, выпускаемом

отечественными заводами, установка охлаждения – в непосредственной близости к каландрам с приводной стороны. Обдув валов каландра осуществляется охлажденным воздухом.

4.16. Холодильная установка

Холодильной установкой или *холодильной машиной* называется устройство, предназначенное для понижения температур ниже температуры окружающей среды и непрерывного поддержания заданной низкой температуры. Теплота, отнимаемая от охлаждаемого объекта, воспринимается *холодильным агентом* и передается им окружающей среде.

Холодильная установка (рис. 4.24) служит для искусственного охлаждения физических тел до температуры, которая ниже температуры окружающей среды.

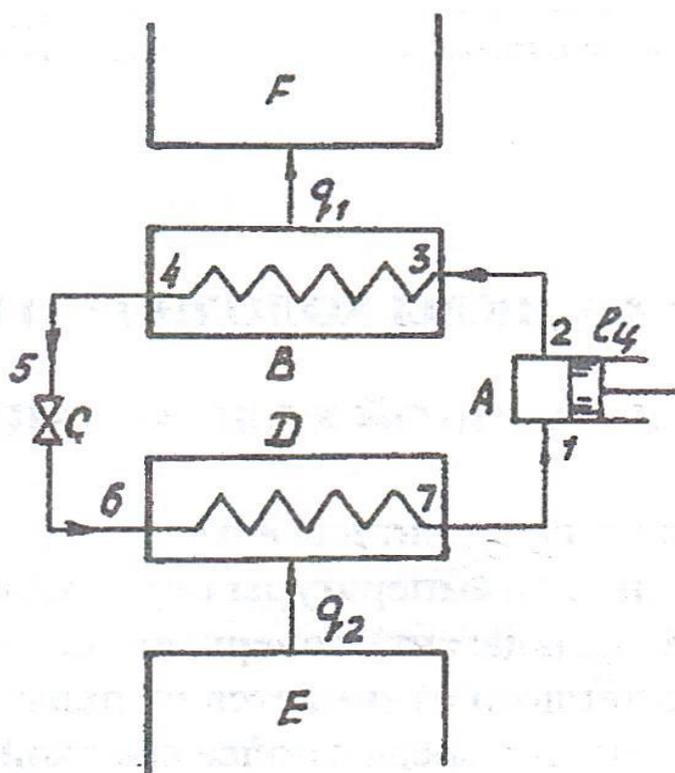


Рис. 4.24. Схема паровой компрессорной холодильной установки с регулирующим вентилем:

A – компрессор; B – конденсатор (охладитель); C – редуцирующий вентиль; D – испаритель; E – тела, подлежащие охлаждению; F – среда, воспринимающая теплоту

В холодильной установке рабочее тело (хладагент) совершает обратный круговой процесс, в результате которого теплота отнимается от охлаждаемого объекта и за счет затраты работы передается среде с более высокой температурой.

В качестве рабочих тел используются: воздух, аммиак, фтор, хлор, замещенные углеводороды, двуокись углерода, сернистый ангидрид и другие вещества [3].

Цикл паровой холодильной установки в $P-v$ -, $T-S$ -, $i-S$ -диаграммах представлен на рис. 4.25 и 4.26.

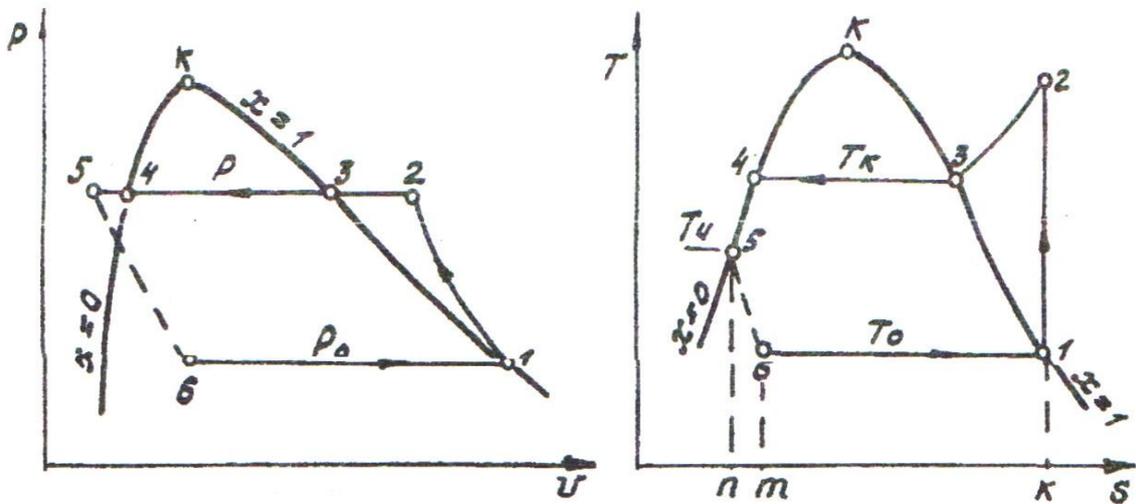


Рис. 4.25. Цикл паровой холодильной установки в $P-v$ - и $T-S$ -диаграммах

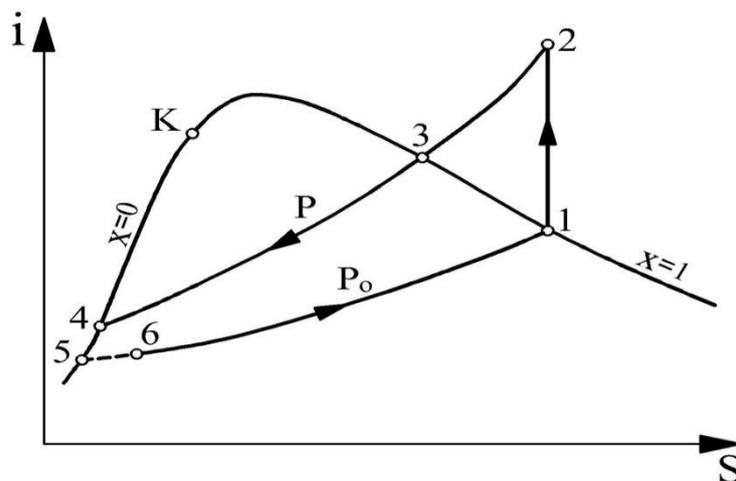


Рис. 4.26. Цикл паровой холодильной установки в $i-S$ -диаграмме

Принцип работы паровой холодильной установки с дросселированием и переохлаждением жидкости в конденсаторе, а также всасыванием в компрессор сухого насыщенного пара состоит в следующем.

В цикле точка 1 характеризует состояние сухого пара хладагента, поступающего в компрессор при давлении P_0 .

В компрессоре пар адиабатически сжимается до давления P (процесс 1–2). При этом в компрессоре затрачивается работа ℓ_k .

Точка 2 соответствует состоянию перегретого пара. Из компрессора пар хладагента поступает в конденсатор, где при постоянном давлении пар конденсируется, вследствие отвода от него теплоты охлаждающей водой или воздухом. При охлаждении перегретый пар сначала в процессе 2–3 превращается в сухой насыщенный пар (состояние 3), а затем конденсируется (изобарно-изотермический процесс 3–4) и превращается в насыщенную (кипящую) жидкость состояния 4 при давлении P и температуре T_k . При дальнейшем отводе теплоты (изобарный процесс 4–5) в холодильнике кипящая жидкость переохлаждается до состояния 5 при давлении P и температуре $T_{ц}$ (состояния ненасыщенной жидкости).

Таким образом, в конденсаторе и в процессах 2–3, 3–4 и 4–5 от рабочего тела отводится теплота q_1 , которая в T – S -диаграмме измеряется площадью $k-2-3-4-5-n-k$.

Жидкий хладагент поступает в редукционный вентиль, в котором происходит дросселирование хладагента, сопровождаемое падением его давления и температуры. При этом жидкость в необратимом процессе 5–6 частично испаряется и превращается во влажный насыщенный пар состояния 6 с параметрами P_0 , T_0 . Полученный влажный насыщенный пар со степенью сухости $X = 0,1-0,25$ направляется в испаритель, где за счет теплоты, отбираемой от охлаждаемых тел, он может стать сухим, а иногда и перегретым.

В процессе 6–1 при $P_0 = \text{const}$ и $T_0 = \text{const}$ к рабочему телу подводится теплота.

Эта теплота, отводимая от охлаждаемых тел, отнесенная к 1 кг рабочего тела, называется *удельной холодопроизводительностью* и обозначается q_0 . После испарителя пар снова поступает в компрессор, цикл повторяется.

Работа, согласно первому началу термодинамики, для обратного цикла равна

$$\ell_{\text{ц}} = q_1 - q_2,$$

где $q_1 = i_2 - i_4$; $q_2 = i_1 - i_6$; $i_4 = i_6$ (при дросселировании пара).

Эффективность цикла холодильной установки характеризуется *холодильным коэффициентом*

$$\varepsilon = \frac{q_2}{\ell_{\text{ц}}} = \frac{i_1 - i_6}{i_2 - i_1} = \frac{T_0}{T_{\text{к}} - T_0},$$

где $T_0, T_{\text{к}}$ – абсолютные температуры минимального и максимального температурного уровня хладагента в цикле.

Так как при расширении в редукционном вентиле полезная работа не производится, то работа цикла равна работе компрессора $\ell_{\text{ц}} = \ell_{\text{к}}$. Величина холодильного коэффициента зависит от температуры кипения и конденсации, свойств рабочего тела и изменяется от 0 до ∞ .

Полная холодопроизводительность холодильной установки, кВт,

$$Q_0 = M \cdot q_0,$$

где M – масса рабочего тела, кг/с; $q_0 = q_2$ – удельная холодопроизводительность, кДж/кг.

Мощность компрессора, кВт,

$$N = M \cdot \ell_{\text{к}},$$

где $\ell_{\text{к}}$ – работа компрессора, кДж/кг.

Объемная холодопроизводительность q_v , кДж/м³, численно равна количеству холода, отнесенному к 1 м³ пара рабочего тела, всасываемого компрессором,

$$q_v = \frac{q_0}{V_1},$$

где V_1 – удельный объем пара в состоянии одного цикла.

Полная объемная холодопроизводительность установки, кВт,

$$Q_0 = q_v V,$$

где V – объем пара, всасываемого компрессором.

Холодопроизводительность холодильной установки уменьшается при понижении температуры кипения рабочего тела в испарителе.

Объемная холодопроизводительность q_v значительно уменьшается при понижении температуры испарения, так как удельный объем сухого пара при этом сильно возрастает, а удельная холодопроизводительность q_0 изменяется очень мало. Уменьшение q_v с понижением температуры кипения ведет к уменьшению Q_0 .

4.17. Тепловой насос

Тепловым насосом называется устройство, которое передает теплоту более низкого потенциала на более высокий температурный уровень потенциала, за счет энергии еще более высокого потенциала.

Воздух, вода, газы и жидкости содержат громадные запасы энергии. С помощью теплонасосной установки можно передать энергию рабочих тел с низкого температурного уровня на более высокий уровень и использовать ее для отопления, кондиционирования, нагревания и охлаждения физических тел.

Схема теплового насоса представлена на рис. 4.27. Простейшим и теоретически наиболее эффективным циклом теплового насоса является обратный цикл Карно.

Тепловой насос и холодильная машина различаются лишь условиями работы: тепловой насос предназначен для нагревания внешней среды, а холодильная машина — для ее охлаждения.

Тепловой баланс цикла теплового насоса определяется по формуле

$$q_1 = q_2 + l_{ц},$$

где q_1 — удельная теплота, переданная рабочим телом нагреваемой среде, кДж/кг; q_2 — удельная теплота, переданная от низкотемпературного источника энергии (речной воды, воздуха) низкокипящему рабочему телу. При этом рабочее тело (хладагент)

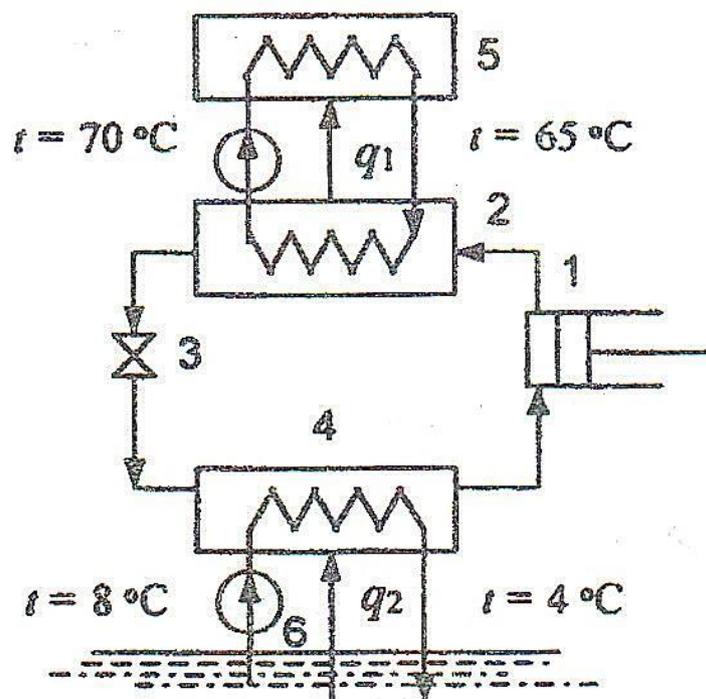


Рис.4.27. Принципиальная схема теплового насоса:

1 — компрессор; 2 — конденсатор; 3 — дроссельный вентиль;
4 — испаритель; 5 — отапливаемое помещение; 6 — водяной насос

должно циркулировать в замкнутой системе (компрессор – конденсатор – вентиль – испаритель), кДж/кг; $\ell_{\text{ц}}$ – работа цикла, равная в установках с дросселированием работе компрессора $\ell_{\text{к}}$, кДж/ кг.

Эффективность цикла теплового насоса оценивается коэффициентом термотрансформации (отопительным коэффициентом), который равен отношению теплоты, переданной нагреваемой среде, к затраченной в цикле работе

$$\Phi = \frac{q_1}{\ell_{\text{ц}}}.$$

Так как $q_1 > \ell_{\text{ц}}$ на величину q_2 , то $\Phi > 1$.

Связь между отопительным коэффициентом Φ и холодильным коэффициентом ε определяется из выражения

$$\Phi = \frac{q_1}{\ell_{\text{ц}}} = \frac{q_2 + \ell_{\text{ц}}}{\ell_{\text{ц}}} = \varepsilon + 1.$$

Холодильный коэффициент имеет максимальное значение, если теплонасосная установка работает по циклу Карно между температурами T_1 и T_2 ($T_1 > T_2$)

$$\varepsilon = \frac{T_1}{T_1 - T_2}.$$

Чем меньше $(T_1 - T_2)$, тем больше ε и Φ . С этой точки зрения применение тепловых насосов экономически выгодно для отопления, технологических нужд, в пищевой промышленности, опреснения воды и на тепловых электростанциях.

При этом теплонасосную установку следует применять зимой для отопления, а летом – для кондиционирования (охлаждения) воздуха помещения. Рабочие тела тепловых насосов должны быть: взрыво- и огнебезопасными; неядовитыми; иметь высокую температуру

конденсации и сравнительно низкое давление в конденсаторе; высокий коэффициент отопления по отношению к Φ цикла Карно.

К эффективным рабочим телам относятся, например, такие хладагенты, как фреоны: R11, R12, R113, R114, R142, RC318, R124, R125, R134a [3]. Хладагенты R11 и R113 следует применять в установках с турбокомпрессорами, так как малая величина объемной холодопроизводительности q_v препятствует их применению в поршневых машинах.

4.18. Конденсатоотводчики

В пароконденсатных системах, а также в системах вентиляции БДМ и КДМ часто используются устройства для удаления конденсата (конденсатоотводчики), которые создают большие проблемы при эксплуатации сушильных установок, теплообменных аппаратов, калориферов, бойлеров. При правильном выборе и хорошей работе конденсатоотводчиков, они способствуют экономии теплоты и повышению производительности устройств и аппаратов.

Конденсатоотводчики предназначены для непрерывного удаления из аппаратов конденсата и предотвращения пропуска пара. По конструктивным признакам и принципу работы *конденсатоотводчики* разделяются на следующие виды: *поплавковые, термодинамические, термостатические и сопловые (дроссельные)*.

Поплавковые конденсатоотводчики подразделяются на конденсатоотводчики с открытым поплавком, опрокинутым поплавком и с закрытым поплавком (рис. 4.28).

Принцип работы всех типов поплавковых конденсатоотводчиков основан на законе Архимеда. Поплавковые конденсатоотводчики благодаря целому ряду их достоинств находят широкое применение. Наибольшее распространение получили конденсатоотводчики с открытым поплавком (рис. 4.28, *a*), которые работают периодически.

Конденсатоотводчик поплавкового типа действует следующим образом. Конденсат через входной патрубок заполняет корпус, в результате чего поплавок всплывает и связанный с ним запорный клапан открывает входное отверстие. При переменном расходе конденсата поплавок то поднимается, то опускается, изменяя проходное

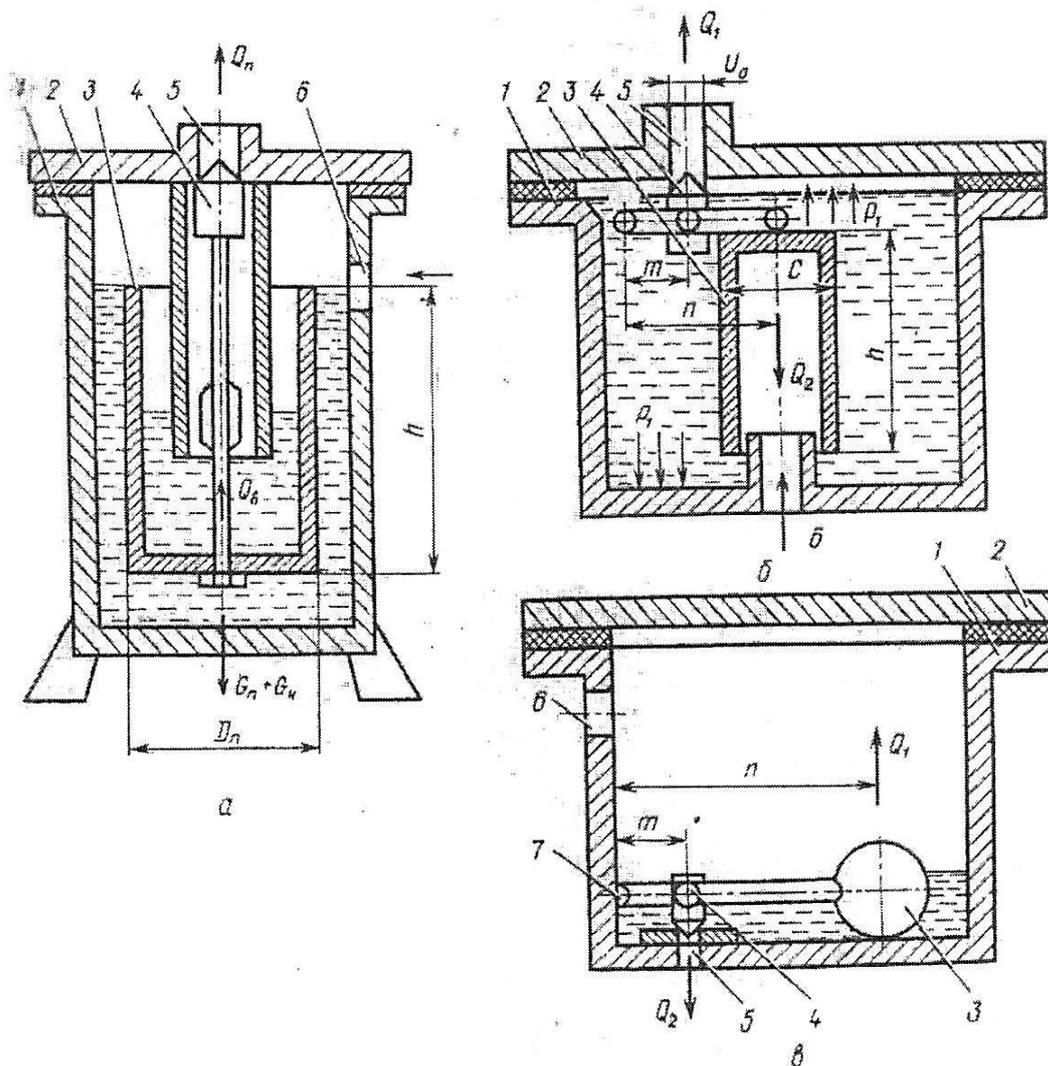


Рис. 4.28. Поплавковые конденсатоотводчики:

- a* – с открытым поплавком; *б* – с опрокинутым поплавком;
в – с закрытым поплавком: 1 – корпус; 2 – крышка; 3 – поплавок;
 4 – клапан; 5 – выход конденсата; 6 – входной патрубок пара;
 7 – неподвижная опора

сечение отверстия. Таким образом, клапан конденсатоотводчиков автоматически настраивается на выпуск такого количества конденсата, которое поступает из сушильных цилиндров. Конденсатоотводчики такого типа являются надежными приборами для регулярного отвода конденсата из сушильных цилиндров. Однако это громоздкие и достаточно сложные устройства, которые требуют квалифицированной эксплуатации и систематического ремонта. Кроме того, продувка

цилиндров (не менее одного раза в сутки) должна производиться вручную путем открытия продувочного клапана.

Технические характеристики конденсатоотводчиков, схемы их установки и вапоскоп представлены в табл. П.6.1–П.6.4, прил. П.6 и на рис. П.7.1 и П.7.2, прил. П.7.

На рис. 4.29 показан *термодинамический конденсатоотводчик*, принцип работы которого основан на законе Бернулли.

Конденсатоотводчик состоит из корпуса, накидной гайки и клапана. При заполнении стояка конденсатом клапан поднимается, и конденсат из системы удаляется до тех пор, пока не пойдет пар, скорость которого гораздо больше, чем жидкости.

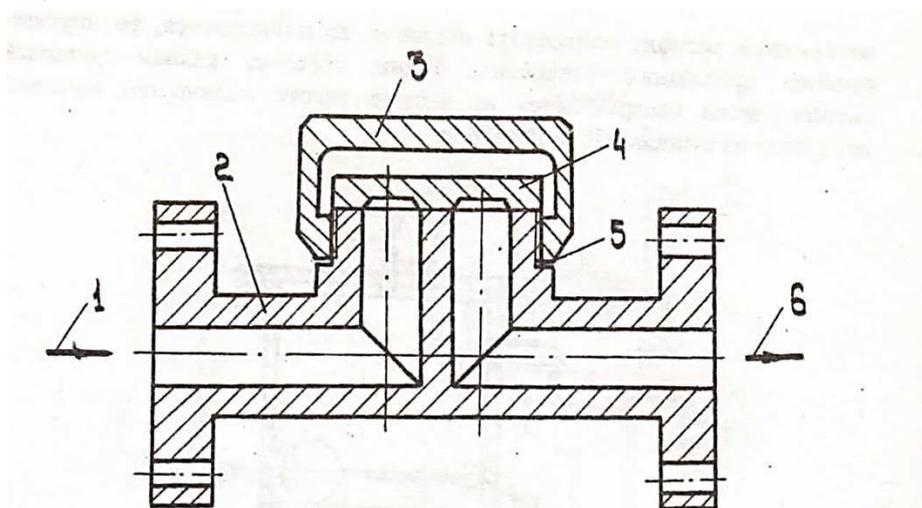


Рис. 4.29. Термодинамический конденсатоотводчик:

1 – вход пароконденсатной смеси; 2 – корпус клапана; 3 – накидная гайка; 4 – клапан; 5 – прокладка; 6 – конденсат

Под действием скоростного напора клапан прижимается к седлу. Если же поток пара прервался, то клапан снова приподнимается. Клапан полностью не перекрывает поток пара, он работает в пульсирующем режиме, но при этом значительно сокращается поток пролетного пара.

Опыт эксплуатации термодинамических конденсатоотводчиков показывает, что они очень требовательны как к качеству установки, так и эксплуатации. Клапан должен быть установлен в строго горизонтальном положении, иначе он смещается со своего рабочего

положения. Конденсат должен быть чистым, чтобы не попадали загрязнения между клапаном и седлом.

Подпорная дроссельная шайба является простейшим устройством для отвода конденсата. Она устанавливается на сливном трубопроводе (рис. 4.30), когда давление греющего пара не превышает 0,6 МПа.

Непременным условием нормальной работы подпорной шайбы является незначительное колебание в расходе конденсата при постоянном перепаде давлений до и после подпорной шайбы.

На линиях отвода конденсата из сушильных цилиндров могут устанавливаться дроссельные подпорные шайбы с калиброванными отверстиями для прохода конденсата и пролетного пара, который

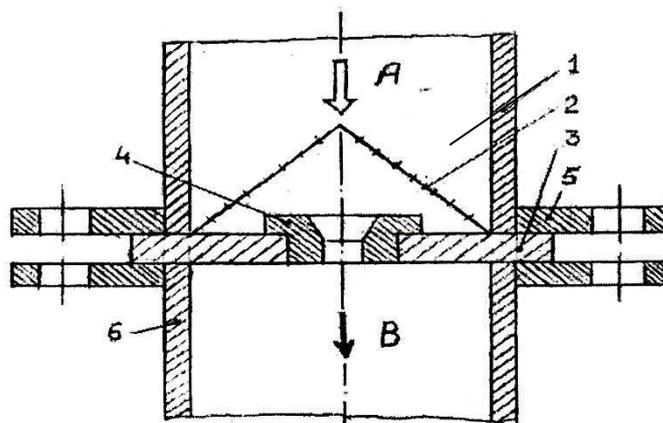


Рис. 4.30. Конденсатоотводчик в виде дроссельной подпорной шайбы:

A – подвод смеси пара и конденсата; *B* – отвод конденсата;

1 – вход смеси пара и конденсата; *2* – защитная сетка; *3* – дроссельная подпорная шайба; *4* – съемный ниппель; *5* – фланец;

6 – конденсатопровод

направляется для питания последующих групп цилиндров. Если же это последняя группа, то количество пролетного пара принимается на 3–10 % больше расхода пара, необходимого для данной группы. Кроме того, с помощью дроссельных шайб происходит выравнивание давления пара в конденсатных стояках сушильных цилиндров, имеющих различный расход пара, в результате чего стабилизируется удаление конденсата и тепловой режим работы сушильных цилиндров. Однако дроссельные шайбы являются нерегулируемыми устройствами

с постоянным проходным сечением, в то же время изменяются параметры пара и пароконденсатной смеси, меняется производительность машины и, соответственно, расход пара. Поэтому дроссельные шайбы могут способствовать заполнению цилиндров конденсатом или, наоборот, повышенному расходу пролетного пара.

При движении по трубопроводу смеси пара и конденсата диаметр дроссельной подпорной шайбы, мм, находится по уравнению [1, 2]

$$d_{\text{ш}} = 0,89 \sqrt{\frac{D \left[(1-x_{\text{ш}}) \sqrt{v'} + \frac{x_{\text{ш}}}{\varepsilon} \sqrt{v''} \right]}{\mu \sqrt{\Delta P_{\text{ш}}}}},$$

где D – расход пара, кг/ч; v' , v'' – удельный объем смеси конденсата и сухого насыщенного пара при давлении P_1 , м³/кг; $x_{\text{ш}} = (x + x_c)$ – величина продувки цилиндров паром x с учетом самовскипания конденсата в шайбе, $x_c = 0,01$; μ – коэффициент расхода смеси пара и конденсата; $\Delta P_{\text{ш}} = (P_1 - P_2)$ – перепад давления на шайбе, равный разности давлений пароконденсатной смеси до и после шайбы; ε – поправочный коэффициент на расширение пара, который определяется по уравнению

$$\varepsilon = \sqrt{\frac{P_1}{\Delta P_{\text{ш}}} \cdot \frac{K}{K-1} \cdot \left[\left(\frac{P_2}{P_1} \right)^{\frac{2}{K}} - \left(\frac{P_2}{P_1} \right)^{\frac{K+1}{K}} \right]},$$

где $K = \frac{\lg\left(\frac{P_1}{P_2}\right)}{\lg\left(\frac{v_2''}{v_1''}\right)} = 1,06$ – условный показатель адиабаты; v_1'' , v_2'' –

удельные объемы сухого насыщенного пара при давлении P_1 и P_2 .

Коэффициент расхода μ определяется в зависимости от величины продувки x сушильных цилиндров паром, $\mu = 0,8-1,0$.

Термостатические сифонные конденсатоотводчики (рис. 4.31) применяют при рабочем давлении до 0,6 МПа. Принцип действия термостатического конденсатоотводчика основан на использовании подвижного сифона, который изготавливается из латуни в виде гармошки. Сифон прикрепляется к крышке, а нижняя часть сифона соединена с головкой клапана.

Пространство сифона заполнено легкокипящей жидкостью из смеси этилового (25 %) и пропилового (75 %) спиртов.

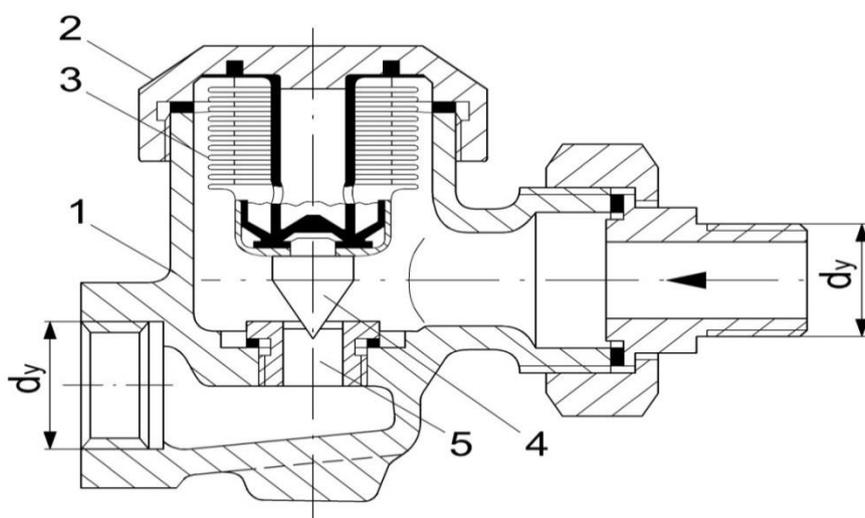


Рис. 4.31. Термостатический сифонный конденсатоотводчик:
1 – корпус; 2 – крышка; 3 – сифон; 4 – клапан; 5 – седло клапана

При поступлении пара в конденсатоотводчик сифон нагревается, спиртовая смесь вскипает и в сифоне увеличивается давление, которое растягивает гармошку и прижимает конус клапана к седлу, закрывая выход для конденсата. По мере накопления конденсата и его охлаждения пары спирта в сифоне конденсируются, внутреннее давление паров в сифоне снижается, гармошка сокращается и клапан открывается. Вследствие высокой чувствительности сифона к изменению температуры, потери пара при удалении конденсата невелики.

Термостатические сифонные конденсатоотводчики изготавливают двух размеров с проходными диаметрами отверстий 15 и 20 мм и пропускной способностью по конденсату до 1000 кг/ч. Технические характеристики термостатических конденсатоотводчиков, представлены в табл. П.6.4 прил. П.6.

На эффективность работы пароконденсатной системы сушильных установок существенное влияние оказывает система автоматического регулирования работы оборудования вентиляционной установки БДМ и КДМ.

4.19. Автоматизация теплорекуперационного агрегата системы вентиляции сушильной установки БДМ и КДМ

На рис. 4.32 приведена технологическая схема теплорекуперационного агрегата системы вентиляции со средствами автоматизации.

Отработавшая паровоздушная смесь из вентиляционного колпака машины поступает в приемную камеру, где орошается водой с целью ее очистки. Далее паровоздушная смесь проходит через теплоуловители первой и второй ступеней, в которых теплота передается сначала сушильному воздуху, а затем воздуху общеобменной вентиляции.

Подготовка воздуха общеобменной вентиляции может протекать по двум режимам: летнему и зимнему. Если подготовка воздуха происходит для зимнего режима работы, то тогда атмосферный воздух забирается по левой шахте, подогревается в теплоуловителе второй ступени, а затем в калорифере. Если же температура наружного воздуха соответствует летнему режиму, то тогда наружный воздух подается непосредственно в систему общеобменной вентиляции.

Сушильный технологический воздух, подаваемый под машину, должен иметь постоянно высокую температуру.

В состав общей схемы автоматизации теплорекуперационных аппаратов входят системы дистанционного и автоматического управления. С помощью систем дистанционного управления осуществляется включение и выключение вентиляторов, а также регулирующих заслонок.

Температура воздуха, подаваемого на вентиляцию, регулируется путем изменения расхода пара на калориферы.

Автоматическая система регулирования перепада давлений стабилизирует расход воздуха на вентиляцию машины. Слежение за уровнем в сборнике теплой воды осуществляет автоматическая система регулирования. Схема автоматизации теплорекуперационного агрегата системы вентиляции, представленная на рис. 4.32, позволяет

поддерживать требуемые параметры работы теплообменного аппарата и регулировать их при пуске системы вентиляции и нарушении нормального режима работы.

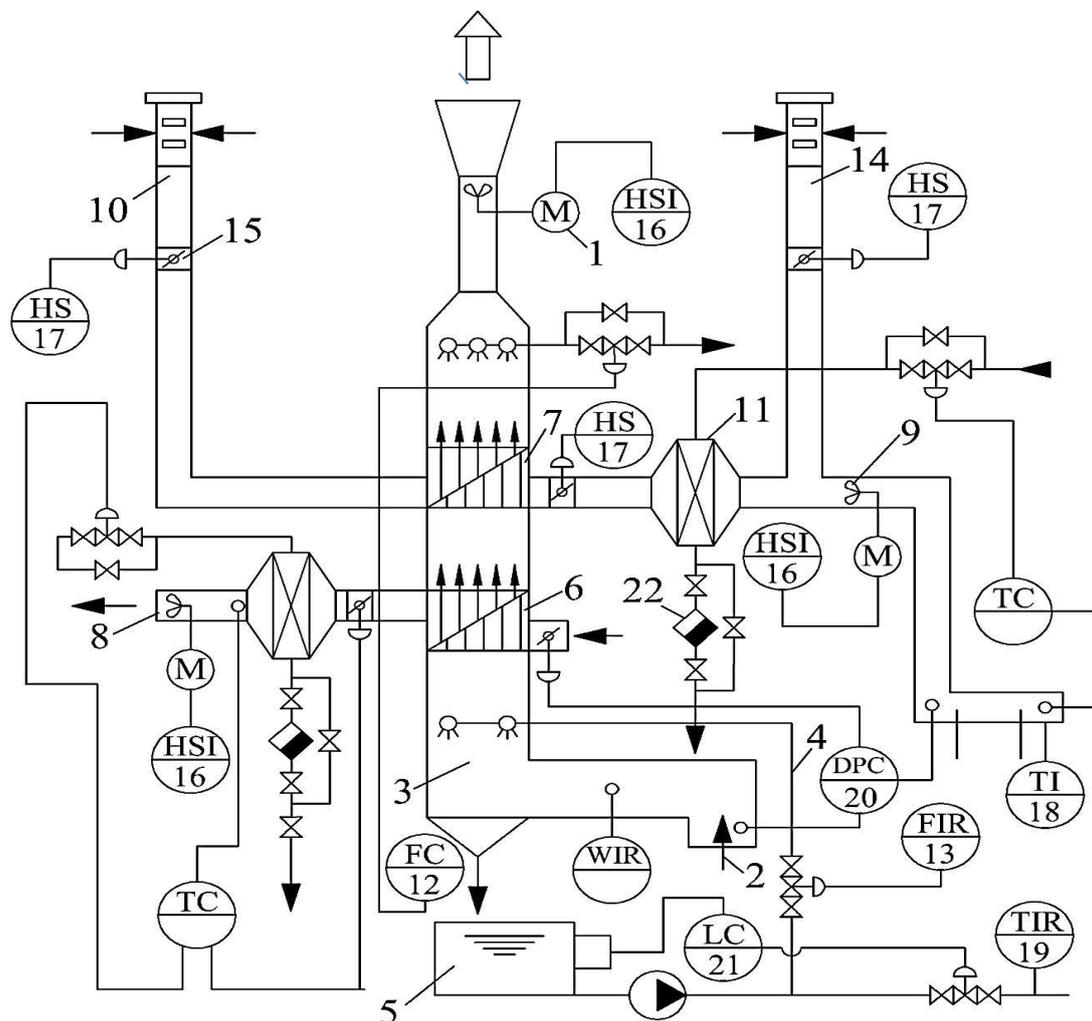


Рис. 4.32. Схема автоматизации теплорекуперационного агрегата:
 1 – вытяжной вентилятор; 2 – поступление паровоздушной смеси;
 3 – приемная камера; 4 – линия подачи воды на очистку паровоздушной смеси; 5 – сборник теплой воды; 6 – теплоуловитель 1-й ступени;
 7 – теплоуловитель 2-й ступени; 8 – подача воздуха под машину; 9 – вентилятор общеобменной вентиляции; 10 – воздухозаборная шахта для холодного периода года; 11 – калориферы; 12, 13 – регулятор расхода воды на орошение; 14 – воздухозаборная шахта для теплого периода года; 15 – регулирующие заслонки; 16, 17 – системы дистанционного управления; 18 – системы контроля температуры воздуха, подаваемого в цех; 19 – системы контроля температуры воды; 20 – регулятор расхода воздуха; 21 – регулятор уровня конденсата

Глава 5. Тепловые расчеты оборудования системы вентиляции

5.1. Расчет системы вентиляции бумагоделательной машины

Количество испаряемой влаги из полотна (из теплового расчета сушильной установки БДМ) определим из формулы [1, 2]

$$M = G_M^{ac}(U_0 - U_2) = 5\,284,0(1,326 - 0,064) = 6\,668,4 \text{ кг/ч.}$$

Расход абсолютно сухого воздуха на сушку вычислим из уравнения

$$L_c = \frac{M}{d_5 - d_2} = \frac{6\,668,4}{0,07 - 0,015} = 121\,243,6 \text{ кг/ч,}$$

где $d_2 = 0,015$ кг влаги /кг сухого воздуха – влагосодержание воздуха на входе в сушильную установку (принимается); $d_5 = 0,070$ кг влаги/кг сухого воздуха – влагосодержание воздуха на выходе из сушильной установки (принимается).

Расход воздуха, нагнетаемого вентиляторами приточного воздуха,

$$L_{\text{НАГН}} = 0,6 \cdot L_c = 0,6 \cdot 121\,243,6 = 72\,746,2 \text{ кг/ч.}$$

Расход воздуха, подсасываемого из зала,

$$L_{\text{ПДС}} = 121\,243,6 - 72\,746,2 = 48\,497,4 \text{ кг/ч.}$$

При температуре приточного воздуха $t_B = 80^\circ\text{C}$ плотность воздуха $\rho_B = 1,0 \text{ кг/м}^3$ (см. табл. П.2.3, прил. П.2).

Тогда

$$L_{\text{НАГН}} = 72\,746,2 \text{ кг/ч} = 72\,750 \text{ м}^3/\text{ч.}$$

К установке принимаем два центробежных вентилятора приточного воздуха типа Ц 4-70, № 12,5 (см. табл. 9.1, прил. П.9) со следующими характеристиками работы каждого:

- число оборотов $n = 530$ об/мин;

- производительность $V = 40\,000 \text{ м}^3/\text{ч}$;
- напор $H = 1\,000 \text{ Па}$.

Расход паровоздушной смеси, удаляемой из системы вентиляции машины,

$$L_{\text{ПВС}} = L_{\text{С}} + M = 121\,243,6 + 6\,668,4 = 127\,912 \text{ кг/ч.}$$

При температуре удаляемого вытяжного воздуха $t_{\text{В}} = 60 \text{ }^\circ\text{С}$ плотность воздуха $\rho_{\text{В}} = 1,06 \text{ кг/м}^3$ (см. табл. П.2.3, прил. П.2).

Тогда

$$L_{\text{НАГН}} = \frac{L_{\text{ПВС}}}{\rho_{\text{В}}} = \frac{127\,912}{1,06} = 120\,671,7 \text{ м}^3/\text{ч.}$$

К установке принимаем два осевых вентилятора вытяжного воздуха типа ВО 25–188 (см. табл. 9.2, прил. П.9) со следующими характеристиками работы каждого:

- число оборотов $n = 1\,040 \text{ об/мин}$;
- производительность $V = 60\,000 \text{ м}^3/\text{ч}$;
- напор $H = 1\,200 \text{ Па}$;
- К.П.Д. $\eta = 0,85$;
- мощность двигателя $N = 30 \text{ кВт}$.

Расход теплоты на сушку бумаги для гофрирования (из теплового расчета сушильной установки БДМ) составит [1, 2]

$$Q_{\text{С}} = Q_{\text{ПР}} + Q_1 + Q_2 = 2\,612\,811,2 + 6\,961\,670,0 + \\ + 11\,736\,345,2 = 21\,310\,826,4 \text{ кДж/ч.}$$

Определим расход теплоты на прогрев сухой бумаги

$$Q_{\text{ПР}} = G_{\text{М}}^{ac} (C_{\text{С.П}} + C_w U_2)(t_2 - t_0) = \\ = 5\,284,0 (1,508 + 4,19 \cdot 0,064) \cdot (144 - 15) = 1\,210\,694,6 \text{ кДж/ч.}$$

Потери теплоты в окружающую среду

$$Q_{\text{ОКР}} = H_{\text{ОГР}} \cdot K_{\text{ОГР}} (t_{\text{В}} - t_0),$$

где $H_{\text{огр}} = 500 \text{ м}^2$ и $K_{\text{огр}} = 1,163 \text{ Вт}/(\text{м}^2 \cdot ^\circ\text{С})$ – поверхность и коэффициент теплопередачи ограждений сушильной камеры (принимаются).

При средней температуре воздуха в сушильной камере $\bar{t}_B = 60 \text{ }^\circ\text{С}$ и в цехе $t_0 = 20 \text{ }^\circ\text{С}$ потери теплоты в окружающую среду составят

$$Q_{\text{окр}} = 3,6 \cdot 500 \cdot 1,163 (60 - 20) = 83\,736 \text{ кДж/ч.}$$

Мощность двигателей сушильной установки определяем по формуле

$$N_{\text{дв}} = K \cdot b_M \cdot v_{\text{п}} \cdot n_{\text{ц}} \cdot D_{\text{ц}},$$

где K – удельный показатель расхода мощности, отнесенный к 1 м диаметра цилиндра, $K = 0,002 \text{ кВт}/(\text{м} \cdot \text{мин})$; b_M – ширина машины.

Подставляя значения величин, получим

$$N_{\text{дв}} = 0,002 \cdot 2,45 \cdot 350 \cdot 30 \cdot 1,5 = 77,2 \text{ кВт.}$$

Теплота, выделяемая в подшипниках цилиндров,

$$Q_{\text{дв}} = 3600 \cdot N_{\text{дв}} = 3\,600 \cdot 77,2 = 277\,920 \text{ кДж/ч.}$$

Тепловой баланс сушильной установки определяется уравнением

$$Q_{\text{с}} + Q_{\text{дв}} - Q_{\text{пр}} - Q_{\text{окр}} = 0,6 \cdot L_{\text{с}} (I_5 - I_4) + 0,4 \cdot L_{\text{с}} (I_5 - I_2);$$

или

$$\begin{aligned} & 21\,310\,826,4 + 277\,920 - 1\,210\,694,6 - 83\,736 = \\ & = 0,6 \cdot 121\,243,6 (I_5 - 104,3) + 0,4 \cdot 121\,243,6 (I_5 - 73,4). \end{aligned}$$

Откуда получим $I_5 = 175,8 + 62,6 + 29,4 = 267,8 \text{ кДж/кг}$.

Температура отработанного воздуха (по $I-d$ - диаграмме) равна $82 \text{ }^\circ\text{С}$. Термодинамический процесс изменения состояния воздуха в вентиляционной системе сушильной установки БДМ для зимнего периода показан на рис. 2.11.

Теплосодержание влажного воздуха представляет собой сумму теплосодержания сухой части воздуха и водяного пара, кДж/кг,

$$I_{в.в} = I_{с.в} + I_{в.п} = c_{с.в} \cdot t + (r + c_{п} \cdot t) \frac{d}{1000},$$

где $c_{с.в}$ и $c_{п}$ – соответственно удельная теплоемкость сухого воздуха и водяного пара, кДж/(кг · °С); r – теплота парообразования водяного пара, кДж/кг; d – влагосодержание влажного воздуха, грамм влаги/кг воздуха.

Для практических инженерных расчетов можно принять:

$$c_{с.в} = 1,0 \text{ кДж/(кг} \cdot \text{°С)}, c_{п} = 1,8 \text{ кДж/(кг} \cdot \text{°С)}, r = 2500 \text{ кДж/кг}.$$

Тогда получим

$$I_{в.в} = 1,0 \cdot t + (2500 + 1,8 \cdot t) \frac{d}{1000}, \text{ кДж/кг}.$$

Вычислим значения теплосодержания влажного воздуха для всех точек процесса изменения состояния воздуха в вентиляционной системе бумагоделательной машины:

Точка A :

$$I_{в.в}^A = 1,0 \cdot (-10) + [2500 + 1,8 \cdot (-10)] \frac{0,5}{1000} = -8,76 \text{ кДж/кг}.$$

Точка O :

$$I_{в.в}^O = 1,0 \cdot 20 + (2500 + 1,8 \cdot 20) \frac{0,5}{1000} = 21,3 \text{ кДж/кг}.$$

Точка I :

$$I_{в.в}^I = 1,0 \cdot 38 + (2500 + 1,8 \cdot 38) \frac{0,5}{1000} = 39,3 \text{ кДж/кг}.$$

Точка 2:

$$I_{в.в}^2 = 1,0 \cdot 35 + (2500 + 1,8 \cdot 35) \frac{15}{1000} = 73,4 \text{ кДж/кг}.$$

Точка 3:

$$I_{в.в}^3 = 1,0 \cdot 50 + (2500 + 1,8 \cdot 50) \frac{15}{1000} = 88,9 \text{ кДж/кг}.$$

Точка 4:

$$I_{\text{в.в}}^4 = 1,0 \cdot 65 + (2500 + 1,8 \cdot 65) \frac{15}{1000} = 104,3 \text{ кДж/кг.}$$

Точка 5:

$$I_{\text{в.в}}^5 = 1,0 \cdot 82 + (2500 + 1,8 \cdot 82) \frac{70}{1000} = 267,3 \text{ кДж/кг.}$$

Представим все параметры влажного воздуха в табл. 5.

Таблица 5

**Основные параметры влажного воздуха в системе вентиляции
бумагоделательной машины**

Точки	Температура t , °С	Влагосодержание d , г/кг	Теплосодержание I , кДж/кг	Относительная влажность φ , %
A	-10	0,5	- 8,76	30
0	20	0,5	21,3	4
1	38	0,5	39,3	2
2	35	15	73,4	42
3	50	15	88,9	19
4	65	15	104,3	9
5	82	70	267,3	20
6	74	70	258,7	28
7	58	65	227,3	54

**5.2. Расчет трубчатого теплорекуперационного агрегата
системы вентиляции бумагоделательной машины**

В целлюлозно-бумажной промышленности газо-газовые аппараты применяются в качестве теплоуловителей для утилизации теплоты паровоздушной смеси, отводимой от сушильной части бумагоделательных и картоноделательных машин. Эта теплота используется в теплорекуперационных агрегатах технологической и общеобменной систем вентиляции, что снижает удельный расход пара на единицу продукции.

Принципиальная схема агрегата представлена на рис. 5.1.

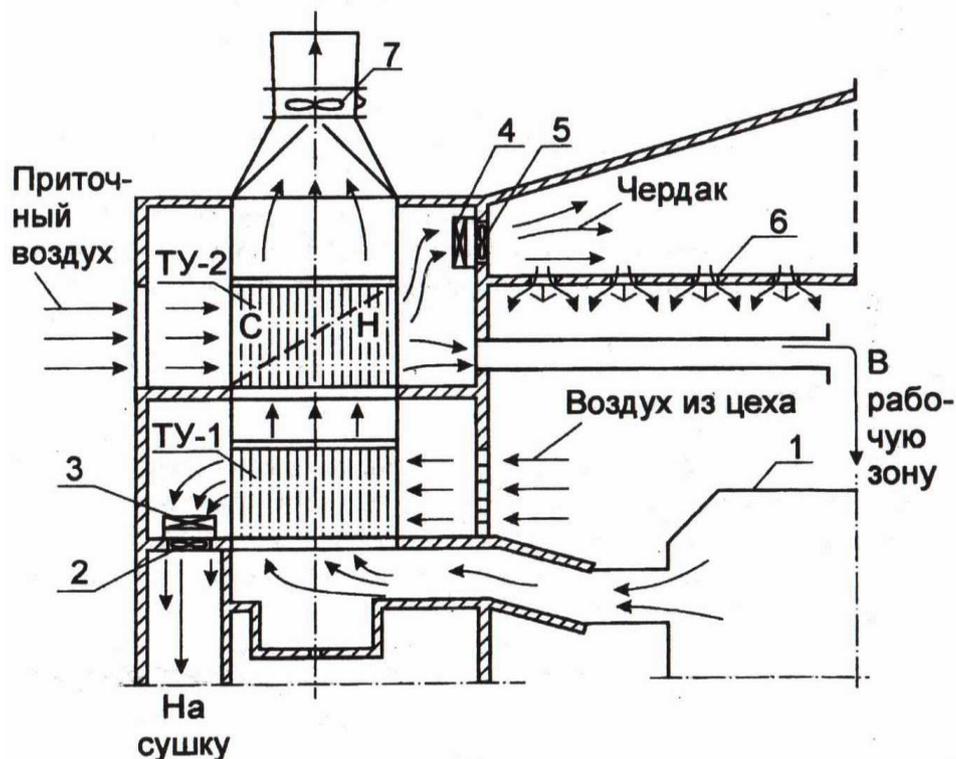


Рис. 5.1. Схема теплорекуперационного агрегата:

- 1 – колпак сушильной части бумагоделательной машины;
- 2 – вентилятор для подачи воздуха на сушку; 3, 4 – калориферы;
- 5 – вентилятор для подачи воздуха в чердачное помещение;
- 6 – потолочные плафоны; ТУ-1 и ТУ-2 – теплоуловители первой и второй ступени; 7 – вентилятор для удаления паровоздушной смеси

Паровоздушная смесь из колпака сушильной части машины подается в ТУ-1, где отдает часть своей теплоты на нагрев сушильного воздуха. Подача воздуха осуществляется из цеха, а нагретый воздух после дополнительного подогрева в калорифере направляется в сушильную часть. Пройдя теплоуловитель ТУ-1, паровоздушная смесь поступает в ТУ-2, где также отдает часть своей теплоты на нагрев приточного воздуха. Приточный воздух забирается с улицы.

Условно в ТУ-2 образуется сухая и насыщенная зоны, обозначенные на схеме соответственно «С» и «Н». Затем часть воздуха после предварительного нагрева в калорифере вентилятором подается в чердачное помещение и сбрасывается через потолочные плафоны

в цех, а другая часть приточного воздуха посредством системы воздухораспределения подается в рабочую зону цеха.

Тепловой расчет теплоуловителей ТУ-1 и ТУ-2

Количество испаряемой влаги из полотна (из теплового расчета сушильной установки) определим из выражения [1, 2]

$$\begin{aligned} M &= G_M^{a.c} (U_0 - U_2) = 5\,284,0 (1,326 - 0,064) = \\ &= 6\,668,4 \text{ кг/ч} = 1,85 \text{ кг/с}. \end{aligned}$$

Определим расход абсолютно сухого воздуха на сушку

$$L_c = \frac{M}{d_5 - d_2} = \frac{6\,668,4}{0,07 - 0,015} = 121\,243,6 \text{ кг/ч} = 33,68 \text{ кг/с},$$

где $d_2 = 0,015$ кг влаги/кг сухого воздуха – влагосодержание воздуха на входе в сушильную установку (принимается); $d_5 = 0,070$ кг влаги/кг сухого воздуха – влагосодержание воздуха на выходе из сушильной установки (принимается).

Принимаем к установке два теплорекуперационных агрегата.

Тогда общее количество воздуха в расчете на один агрегат составит:

$$G_c^{\text{общ}} = \frac{L_c}{n} = \frac{33,68}{2} = 16,84 \text{ кг/с}.$$

Материальный баланс воздушных потоков технологической и общеобменной системы вентиляции цеха примем следующим:

для паровоздушной смеси

$$G_{\text{см}} = G_c^{\text{общ}} + \frac{M}{n} = 16,84 + \frac{1,85}{2} = 17,77 \text{ кг/с};$$

для сушильного воздуха (ТУ-1)

$$G_{\text{суш}} = 0,6 \cdot G_c^{\text{общ}} = 0,6 \cdot 16,84 = 10,1 \text{ кг/с};$$

для приточного воздуха (ТУ-2)

$$G_{\text{пр}} = 1,1 \cdot G_c^{\text{общ}} = 1,1 \cdot 16,84 = 18,5 \text{ кг/с}.$$

Выполнение дальнейшего расчета основано на построении процесса изменения параметров паровоздушной среды в $I-d$ -диаграмме, представленной на рис. 5.2.

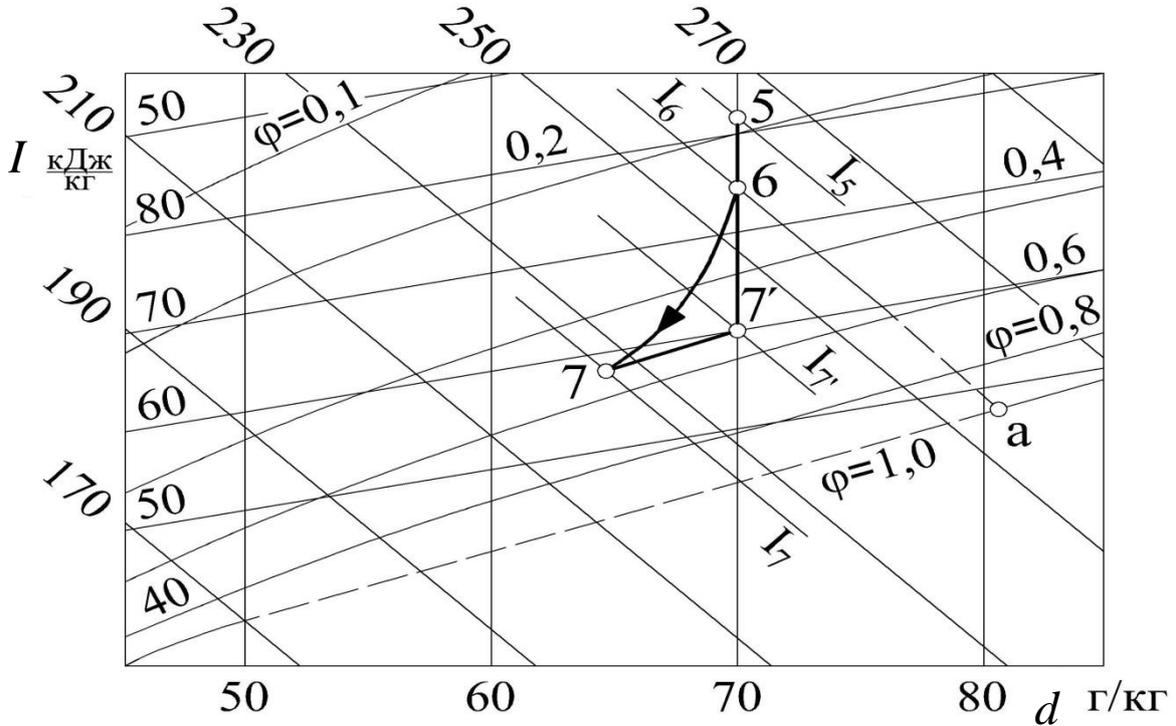


Рис. 5.2. Процесс изменения состояния паровоздушной смеси в теплоуловителях ТУ-1 и ТУ-2

Состояние паровоздушной смеси на выходе из ТУ-1 определяется из выражения

$$I_6 = I_5 - \frac{G_{\text{суш}}}{G_{\text{см}}} C_{\text{рв}} (t_3 - t_2) =$$

$$= 267,3 - \frac{10,1}{17,77} \cdot 1,005 \cdot (50 - 35) = 258,7 \text{ кДж/кг.}$$

Здесь $C_{\text{рв}} = 1,005 \text{ кДж/(кг} \cdot \text{°C)}$ – теплоемкость воздуха при его средней температуре $\bar{t}_в = (35 + 50)/2 = 42,5 \text{ °C}$.

При теплосодержании паровоздушной смеси $I_6 = 258,7 \text{ кДж/кг}$ по $I-d$ -диаграмме находим:

$$t_6 = 74 \text{ }^\circ\text{C}; \quad d_6 = 70 \text{ г/кг}; \quad \varphi_6 = 28 \text{ } \%$$

Энтальпия паровоздушной смеси на выходе из ТУ-2 определяется из выражения

$$\begin{aligned} I_7 &= I_6 - \frac{G_{\text{пр}}}{G_{\text{см}}} C_{\text{рв}} (t_1 - t_A) = \\ &= 258,7 - \frac{18,5}{17,77} \cdot 1,005 \cdot [20 - (-10)] = 227,3 \text{ кДж/кг}. \end{aligned}$$

Здесь $C_{\text{рв}} = 1,005 \text{ кДж/(кг} \cdot \text{ }^\circ\text{C)}$ – теплоемкость воздуха при средней температуре $\bar{t}_B = [20 + (-10)]/2 = 5 \text{ }^\circ\text{C}$.

При теплосодержании паровоздушной смеси $I_7 = 227,3 \text{ кДж/кг}$ по I - d -диаграмме находим:

$$t_7 = 58 \text{ }^\circ\text{C}; \quad d_7 = 65 \text{ г/кг}; \quad \varphi_7 = 54 \text{ } \%$$

Из анализа процесса изменения состояния паровоздушной смеси следует, что теплоуловитель первой ступени (ТУ-1) полностью находится в «сухой» зоне (процесс 5–6). Теплоуловитель второй ступени (ТУ-2) находится частично в «сухой» зоне (процесс 6–7'), и частично – в «насыщенной» (процесс 7'–7). Границей раздела двух зон является точка 7' с параметрами (по I - d -диаграмме):

$$t_H = 60 \text{ }^\circ\text{C}; \quad d_H = 70 \text{ г/кг}; \quad I_H = 242,6 \text{ кДж/кг}.$$

Дальнейший расчет производится для каждой из зон отдельно.

Количество теплоты, передаваемой в ТУ-1, определим из уравнения

$$Q_{\text{ТУ-1}} = G_{\text{см}} (I_5 - I_6) = 17,77 (267,3 - 258,7) = 152,8 \text{ кВт}.$$

Температурный напор в ТУ-1 составит

$$\Delta t_{\text{ТУ-1}} = \frac{t_5 + t_6}{2} - \frac{t_2 + t_3}{2} = \frac{82 + 74}{2} - \frac{35 + 50}{2} = 35,5 \text{ }^\circ\text{C}.$$

Число Рейнольдса для потока паровоздушной смеси в ТУ-1

$$\text{Re}_{\text{см}}^{\text{ТУ-1}} = \frac{v_{\text{см}}^{\text{ТУ-1}} \cdot d_{\text{в}}}{\nu_{\text{см}}^{\text{ТУ-1}}} = \frac{12 \cdot 0,0364}{21,09 \cdot 10^{-6}} = 20\,711,2,$$

где $v_{\text{см}}^{\text{ТУ-1}} = 12$ м/с – скорость движения паровоздушной смеси в трубах (принимается); $d_{\text{в}} = 0,0364$ м – внутренний диаметр труб; $\nu_{\text{см}}^{\text{ТУ-1}} = 21,09 \cdot 10^{-6}$ м²/с – кинематическая вязкость паровоздушной смеси при $\bar{t}_{\text{см}} = 78$ °С (см. табл. П. 2.3, прил. П.2).

Коэффициент теплоотдачи со стороны паровоздушной смеси, движущейся внутри труб ТУ-1, определяется из выражения

$$\begin{aligned} \alpha_{\text{см1}}^{\text{ТУ-1}} &= 0,018 \frac{\lambda_{\text{см1}}}{d_{\text{в}}} (\text{Re}_{\text{см}}^{\text{ТУ-1}})^{0,8} = \\ &= 0,018 \frac{0,0305}{0,0364} \cdot 20711,2^{0,8} = 42,8 \text{ Вт}/(\text{м}^2 \cdot \text{°С}), \end{aligned}$$

где $\lambda_{\text{см1}} = 0,0305$ Вт/(м·°С) – коэффициент теплопроводности паровоздушной смеси при $\bar{t}_{\text{см}} = 78$ °С (см. табл. П.2.3, прил. П.2).

Число Рейнольдса для потока сушильного воздуха в ТУ-1

$$\text{Re}_{\text{в1}}^{\text{ТУ-1}} = \frac{v_{\text{в1}}^{\text{ТУ-1}} \cdot d_{\text{н}}}{\nu_{\text{в1}}^{\text{ТУ-1}}} = \frac{9 \cdot 0,038}{17,0 \cdot 10^{-6}} = 20\,117,6,$$

где $v_{\text{в1}}^{\text{ТУ-1}} = 9$ м/с – скорость движения воздуха в межтрубном пространстве (принимается); $d_{\text{н}} = 0,038$ м – наружный диаметр трубок; $\nu_{\text{в1}}^{\text{ТУ-1}} = 17,0 \cdot 10^{-6}$ м²/с – кинематическая вязкость воздуха при $\bar{t}_{\text{в1}} = 42,5$ °С (см. табл. П.2.3, прил. П.2).

Коэффициент теплоотдачи со стороны воздуха, движущегося в межтрубном пространстве ТУ-1,

$$\alpha_{B1}^{TY-1} = 0,177 \frac{\lambda_{B1}}{d_H} (\text{Re}_{B1}^{TY-1})^{0,64} =$$

$$= 0,177 \cdot \frac{0,0276}{0,038} \cdot 20\,117,6^{0,64} = 73,0 \text{ Вт}/(\text{м}^2 \cdot \text{°C}),$$

где $\lambda_{B1} = 0,0276 \text{ Вт}/(\text{м} \cdot \text{°C})$ – коэффициент теплопроводности воздуха при $\bar{t}_{B1} = 42,5 \text{ °C}$ (см. табл. П.2.3, прил. П.2).

Коэффициент теплопередачи от паровоздушной смеси к воздуху для ТУ-1 определим по формуле

$$K_{TY-1} = \frac{\alpha_{см1}^{TY-1} \cdot \alpha_{B1}^{TY-1}}{\alpha_{см1}^{TY-1} + \alpha_{B1}^{TY-1}} = \frac{42,8 \cdot 73,0}{42,8 + 73,0} = 27,0 \text{ Вт}/(\text{м}^2 \cdot \text{°C}).$$

Поверхность нагрева теплоуловителя первой ступени

$$F_{TY-1} = \frac{Q_{TY-1}}{K_{TY-1} \cdot \Delta t_{TY-1}} = \frac{152\,800}{27,0 \cdot 35,5} = 159,4 \text{ м}^2.$$

Количество теплоты, передаваемой в «сухой» зоне ТУ-2,

$$Q_{TY-2}^c = G_{см} (I_6 - I_7') = 17,77 (258,7 - 242,6) = 286,1 \text{ кВт}.$$

Температурный напор в ТУ-2

$$\Delta t_{TY-2}^c = \frac{t_6 + t_7'}{2} - \frac{t_A + t_0}{2} = \frac{74 + 60}{2} - \frac{-10 + 20}{2} = 62,0 \text{ °C}.$$

Число Рейнольдса для потока паровоздушной смеси в ТУ-2

$$\text{Re}_{см2}^{TY-2} = \frac{v_{см}^{TY-2} \cdot d_B}{v_{см}^{TY-2}} = \frac{10 \cdot 0,0364}{19,08 \cdot 10^{-6}} = 19\,077,6,$$

где $v_{см}^{TY-2} = 10 \text{ м}/\text{с}$ – скорость движения паровоздушной смеси в трубках (принимается); $d_B = 0,0364 \text{ м}$ – внутренний диаметр трубок;

$\nu_{см}^{ТУ-2} = 19,08 \cdot 10^{-6} \text{ м}^2/\text{с}$ – кинематическая вязкость паровоздушной смеси при $\bar{t}_{см} = 67 \text{ }^\circ\text{C}$ (см. табл. П.2.3, прил. П.2).

Коэффициент теплоотдачи со стороны паровоздушной смеси в «сухой» зоне ТУ-2 определяем по формуле

$$\alpha_{(с)см2}^{ТУ-2} = 0,018 \frac{\lambda_{см2}}{d_B} (\text{Re}_{см2}^{ТУ-2})^{0,8} =$$

$$= 0,018 \cdot \frac{0,0294}{0,0364} \cdot 19\,077,6^{0,8} = 38,6 \text{ Вт}/(\text{м}^2 \cdot \text{ }^\circ\text{C}),$$

где $\lambda_{см2} = 0,0294 \text{ Вт}/(\text{м} \cdot \text{ }^\circ\text{C})$ – коэффициент теплопроводности паровоздушной смеси при $\bar{t}_{см} = 67 \text{ }^\circ\text{C}$ (см. табл. П.2.3, прил. П.2).

Число Рейнольдса для потока приточного воздуха в ТУ-2

$$\text{Re}_{В2}^{ТУ-2} = \frac{v_{В2}^{ТУ-2} \cdot d_H}{\nu_{В2}^{ТУ-2}} = \frac{7 \cdot 0,038}{13,72 \cdot 10^{-6}} = 19\,387,8,$$

где $v_{В2}^{ТУ-2} = 7 \text{ м}/\text{с}$ – скорость движения воздуха в межтрубном пространстве (принимается); $d_H = 0,038 \text{ м}$ – наружный диаметр труб; $\nu_{В2}^{ТУ-2} = 13,72 \cdot 10^{-6} \text{ м}^2/\text{с}$ – кинематическая вязкость воздуха при $\bar{t}_{В2} = 5 \text{ }^\circ\text{C}$ (см. табл. П.2.3, прил. П.2).

Коэффициент теплоотдачи со стороны воздуха в ТУ-2

$$\alpha_{В2}^{ТУ-2} = 0,177 \frac{\lambda_{В2}}{d_H} (\text{Re}_{В2}^{ТУ-2})^{0,64} =$$

$$= 0,177 \cdot \frac{0,0247}{0,038} \cdot 19\,387,8^{0,64} = 63,8 \text{ Вт}/(\text{м}^2 \cdot \text{ }^\circ\text{C}),$$

где $\lambda_{В2} = 0,0247 \text{ Вт}/(\text{м} \cdot \text{ }^\circ\text{C})$ – коэффициент теплопроводности воздуха при $\bar{t}_{В2} = 5 \text{ }^\circ\text{C}$ (см. табл. П.2.3, прил. П.2).

Коэффициент теплопередачи для «сухой» зоны ТУ-2

$$K_{\text{ТУ-2}}^{\text{с}} = \frac{\alpha_{(c)\text{см2}}^{\text{ТУ-2}} \cdot \alpha_{\text{В2}}^{\text{ТУ-2}}}{\alpha_{(c)\text{см2}}^{\text{ТУ-2}} + \alpha_{\text{В2}}^{\text{ТУ-2}}} = \frac{38,6 \cdot 63,8}{38,6 + 63,8} = 24,1 \text{ Вт}/(\text{м}^2 \cdot \text{°C}).$$

Поверхность нагрева «сухой» зоны теплоуловителя второй ступени

$$F_{\text{ТУ-2}}^{\text{с}} = \frac{Q_{\text{ТУ-2}}^{\text{с}}}{K_{\text{ТУ-2}}^{\text{с}} \cdot \Delta t_{\text{ТУ-2}}^{\text{с}}} = \frac{286100}{24,1 \cdot 62,0} = 191,5 \text{ м}^2.$$

Количество теплоты, передаваемое в «насыщенной» зоне ТУ-2,

$$Q_{\text{ТУ-2}}^{\text{н}} = G_{\text{см}}(I_{7'} - I_7) = 17,77 (242,6 - 227,3) = 271,9 \text{ кВт}.$$

Определим температурный напор в «насыщенной» зоне ТУ-2

$$\Delta t_{\text{ТУ-2}}^{\text{н}} = \frac{t_{7'} + t_7}{2} - \frac{t_{\text{А}} + t_0}{2} = \frac{60 + 58}{2} - \frac{-10 + 20}{2} = 54,0 \text{ °C}.$$

Коэффициент теплоотдачи со стороны паровоздушной смеси в «насыщенной» зоне ТУ-2

$$\alpha_{(н)\text{см2}}^{\text{ТУ-2}} = \alpha_{(c)\text{см2}}^{\text{ТУ-2}} \left\{ 1 + \frac{\frac{d_{7'} - d_7}{1000} r}{(t_{7'} - t_7) \cdot C_{\text{Рсм2}}^{\text{ТУ-2}}} \right\} =$$

$$= 38,6 \left\{ 1 + \frac{\frac{70 - 65}{1000} \cdot 2258}{(60 - 58) \cdot 1,005} \right\} = 255,4 \text{ Вт}/(\text{м}^2 \cdot \text{°C}),$$

где $r = 2258$ кДж/кг – теплота парообразования.

Коэффициент теплопередачи для «насыщенной» зоны ТУ-2 определяем по формуле

$$K_{\text{ТУ-2}}^{\text{н}} = \frac{\alpha_{(н)\text{см2}}^{\text{ТУ-2}} \cdot \alpha_{\text{В2}}^{\text{ТУ-2}}}{\alpha_{(н)\text{см2}}^{\text{ТУ-2}} + \alpha_{\text{В2}}^{\text{ТУ-2}}} = \frac{255,4 \cdot 63,8}{255,4 + 63,8} = 51,1 \text{ Вт}/(\text{м}^2 \cdot \text{°C}).$$

Поверхность нагрева «насыщенной» зоны теплоуловителя второй ступени

$$F_{\text{TУ-2}}^{\text{H}} = \frac{Q_{\text{TУ-2}}^{\text{H}}}{K_{\text{TУ-2}}^{\text{H}} \cdot \Delta t_{\text{TУ-2}}^{\text{H}}} = \frac{271\,900}{51,1 \cdot 54,0} = 98,5 \text{ м}^2.$$

Поверхность нагрева теплоуловителя второй ступени

$$F_{\text{TУ-2}} = F_{\text{TУ-2}}^{\text{С}} + F_{\text{TУ-2}}^{\text{H}} = 191,5 + 98,5 = 290,0 \text{ м}^2.$$

Конструктивный расчет теплоуловителей

Проходное сечение для паровоздушной смеси в ТУ-1 определим из выражения

$$f_{\text{СМ}} = \frac{G_{\text{СМ}}}{v_{\text{СМ}} \cdot \rho_{\text{СМ}}} = \frac{17,77}{12 \cdot 1,0} = 1,48 \text{ м}^2,$$

где $\rho_{\text{СМ}} = 1,0 \text{ кг/м}^3$ – плотность паровоздушной смеси при $\bar{t}_{\text{СМ1}} = 78 \text{ }^\circ\text{C}$ (см. табл. П.2.3, прил. П.2).

Общее количество труб в ТУ-1, необходимое для обеспечения принятой скорости паровоздушной смеси,

$$Z = \frac{4 \cdot f_{\text{СМ}}}{\pi \cdot d_{\text{ВН}}^2} = \frac{4 \cdot 1,48}{3,14 \cdot 0,0364^2} = 1\,423.$$

Высота теплоуловителя первой ступени определяется из величины требуемой поверхности нагрева

$$\ell_{\text{TУ-1}} = \frac{F_{\text{TУ-1}}}{\pi \cdot d_{\text{Н}} \cdot Z} = \frac{159,4}{3,14 \cdot 0,038 \cdot 1423} = 0,94 \text{ м}.$$

Проходное сечение для сушильного воздуха в ТУ-1

$$f_{\text{В}} = \frac{G_{\text{суш}}}{v_{\text{В1}} \cdot \rho_{\text{В1}}} = \frac{10,1}{9 \cdot 1,128} = 0,995 \text{ м}^2,$$

где $\rho_{\text{В1}} = 1,128 \text{ кг/м}^3$ – плотность воздуха при $\bar{t}_{\text{В1}} = 42,5 \text{ }^\circ\text{C}$ (см. табл. П.2.3, прил. П.2).

Число рядов труб по ширине теплоуловителя первой ступени

$$n = \frac{f_B}{\ell_{\text{ТУ-1}} (S_1 - d_H)} = \frac{0,995}{0,94 (0,06 - 0,038)} = 48,$$

где $S_1 = 0,06$ м – поперечный шаг между трубами (принимается).

Ширина теплоуловителя

$$a = S_1 \cdot n = 0,06 \cdot 48 = 2,88 \text{ м.}$$

Число рядов труб по глубине теплоуловителя

$$m = \frac{Z}{n} = \frac{1423}{48} = 30.$$

Глубина теплоуловителя

$$b = S_2 \cdot m = 0,06 \cdot 30 = 1,8 \text{ м,}$$

где $S_2 = 0,06$ м – продольный шаг между трубами.

Конструктивный расчет теплоуловителей второй ступени производится с учетом одинаковых габаритов с ТУ-1 (размеры a и b) при одинаковом количестве труб Z . Тогда без дополнительной корректировки скоростей паровоздушной смеси и приточного воздуха расчет сводится к определению высоты ТУ-2 исходя из требуемой поверхности нагрева

$$\ell_{\text{ТУ-2}} = \frac{F_{\text{ТУ-2}}}{\pi d_H Z} = \frac{290}{3,14 \cdot 0,038 \cdot 1423} = 1,7 \text{ м.}$$

Аэродинамический расчет

Удаление паровоздушной смеси осуществляется одним вытяжным вентилятором. Поэтому сопротивление по тракту ее движения и затраты мощности на преодоление этого сопротивления рассчитываются совместно для ТУ-1 и ТУ-2.

Коэффициент сопротивления трению по стороне паровоздушной смеси в ТУ-1 определяется из выражения

$$\xi_{TY-1} = \frac{0,3164}{(\text{Re}_{\text{CM}}^{TY-1})^{0,25}} = \frac{0,3164}{20711,2^{0,25}} = 0,0264.$$

Потери напора на трение по стороне паровоздушной смеси в ТУ-1

$$\begin{aligned} \Delta P_{TY-1}^{\text{TP}} &= \xi_{TY-1} \cdot \frac{\ell_{TY-1}}{d_B} \cdot \frac{\rho_{\text{CM}} \left(v_{\text{CM}}^{TY-1} \right)^2}{2} = \\ &= 0,0264 \cdot \frac{0,94}{0,0364} \cdot \frac{1,009 \cdot 12^2}{2} = 49,5 \text{ Па.} \end{aligned}$$

Потери напора на местные сопротивления при входе и выходе из ТУ-1

$$\begin{aligned} \Delta P_{TY-1}^{\text{M}} &= (\psi_1 + \psi_2) \frac{\rho_{\text{CM}} \left(v_{\text{CM}}^{TY-1} \right)^2}{2} = \\ &= (1,5 + 1,5) \frac{1,009 \cdot 12^2}{2} = 217,9 \text{ Па,} \end{aligned}$$

где $\psi_1 = \psi_2 = 1,5$ – коэффициенты местных сопротивлений входа и выхода из труб паровоздушной смеси (см. прил. П.1.5).

Коэффициент сопротивления трению по стороне паровоздушной смеси в ТУ-2 определяется из выражения

$$\xi_{TY-2} = \frac{0,3164}{(\text{Re}_{\text{CM}}^{TY-2})^{0,25}} = \frac{0,3164}{19077,6^{0,25}} = 0,0269.$$

Потери напора на трение по стороне паровоздушной смеси в ТУ-2

$$\begin{aligned} \Delta P_{TY-2}^{\text{TP}} &= \xi_{TY-2} \cdot \frac{\ell_{TY-2}}{d_B} \cdot \frac{\rho_{\text{CM}} \left(v_{\text{CM}}^{TY-2} \right)^2}{2} = \\ &= 0,0269 \cdot \frac{1,7}{0,0364} \cdot \frac{1,009 \cdot 10^2}{2} = 63,4 \text{ Па.} \end{aligned}$$

Потери напора на преодоление местных сопротивлений при входе и выходе из ТУ-2

$$\begin{aligned}\Delta P_{\text{ТУ-2}}^{\text{М}} &= (\psi_1 + \psi_2) \frac{\rho_{\text{см}} \left(v_{\text{см}}^{\text{ТУ-2}} \right)^2}{2} = \\ &= (1,5 + 1,5) \frac{1,009 \cdot 10^2}{2} = 151,4 \text{ Па},\end{aligned}$$

где $\psi_1 = \psi_2 = 1,5$ – коэффициенты местных сопротивлений на входе и выходе из труб при движении паровоздушной смеси (см. прил. П.1.5).

Суммарные потери напора по тракту движения паровоздушной смеси составляют

$$\begin{aligned}\Delta P_0 &= \Delta P_{\text{ТУ-1}}^{\text{ТР}} + \Delta P_{\text{ТУ-1}}^{\text{М}} + \Delta P_{\text{ТУ-2}}^{\text{ТР}} + \Delta P_{\text{ТУ-2}}^{\text{М}} = \\ &= 49,5 + 217,9 + 63,4 + 151,4 = 482,2 \text{ Па}.\end{aligned}$$

Затраты мощности на преодоление сопротивления по тракту движения паровоздушной смеси

$$N_{\text{см}} = \frac{G_{\text{см}} \cdot \Delta P_0}{\rho_{\text{см}} \cdot \eta} = \frac{17,77 \cdot 482,2}{1,009 \cdot 0,7} = 12\,132 \text{ Вт} = 12,13 \text{ кВт}.$$

Подача сушильного и приточного воздуха осуществляется разными вентиляторами. Поэтому расчет сопротивлений и затрат мощности производится отдельно.

Потери напора по стороне сушильного воздуха в ТУ-1 рассчитываются по формуле [41]

$$\begin{aligned}\Delta P_{\text{ТУ-1}}^{\text{В}} &= 0,265 \left(\frac{\frac{S_1}{d_{\text{н}}} - 0,8}{\frac{S_1}{d_{\text{н}}} - 1} \right) \left(\text{Re}_{\text{В1}}^{\text{ТУ-1}} \right)^{-0,21} \cdot m \cdot \rho_{\text{В1}} \left(v_{\text{В1}}^{\text{ТУ-1}} \right)^2 = \\ &= 0,265 \left(\frac{\frac{60}{38} - 0,8}{\frac{60}{38} - 1} \right) 20117,6^{-0,21} \cdot 30 \cdot 1,128 \cdot 9^2 = 121,9 \text{ Па}.\end{aligned}$$

Затраты мощности на преодоление сопротивления по стороне сушильного воздуха в ТУ-1

$$N_{\text{ТУ-1}}^{\text{В}} = \frac{G_{\text{суш}} \cdot \Delta P_{\text{ТУ-1}}^{\text{В}}}{\rho_{\text{В}} \cdot \eta} = \frac{10,1 \cdot 121,9}{1,128 \cdot 0,7} = 1560 \text{ Вт} = 1,56 \text{ кВт},$$

где $\eta = 0,7$ – коэффициент полезного действия вентилятора.

Потери напора по стороне приточного воздуха в ТУ-2 также рассчитываются по формуле

$$\begin{aligned} \Delta P_{\text{ТУ-2}}^{\text{В}} &= 0,265 \left(\frac{\frac{S_1}{d_{\text{Н}}} - 0,8}{\frac{S_1}{d_{\text{Н}}} - 1} \right) \cdot (\text{Re}_{\text{В1}}^{\text{ТУ-2}})^{-0,21} \cdot m \cdot \rho_{\text{В2}} \left(v_{\text{В1}}^{\text{ТУ-2}} \right)^2 = \\ &= 0,265 \left(\frac{\frac{60}{38} - 0,8}{\frac{60}{38} - 1} \right) 19\,387,8^{-0,21} \cdot 30 \cdot 1,27 \cdot 7^2 = 83,7 \text{ Па}. \end{aligned}$$

Затраты мощности на преодоление сопротивления по стороне приточного воздуха в ТУ-2

$$N_{\text{ТУ-2}}^{\text{В}} = \frac{G_{\text{пр}} \cdot \Delta P_{\text{ТУ-2}}^{\text{В}}}{\rho_{\text{В}} \cdot \eta} = \frac{18,5 \cdot 83,7}{1,27 \cdot 0,7} = 1742 \text{ Вт} = 1,74 \text{ кВт},$$

где $\eta = 0,7$ – коэффициент полезного действия вентилятора.

5.3. Расчет теплообменника из пластин с овалообразными выступами для утилизации теплоты паровоздушной смеси (вместо трубчатого теплоуловителя ТУ-1)

Исходные данные [1, 2]:

Количество паровоздушной смеси (ПВС) на один ТУ-1

$$G_1 = G_{\text{см}}^{\text{общ}} + \frac{M}{2} = 16,84 + \frac{1,85}{2} = 17,77 \text{ кг/с} = 63\,972 \text{ кг/ч};$$

на два теплообменника расход смеси составит

$$G_1^2 = 2 \cdot 63\,972 = 127\,944 \text{ кг/ч} = 127\,944 \text{ м}^3/\text{ч};$$

начальная температура ПВС $t_1' = 82 \text{ }^\circ\text{C}$;

конечная температура ПВС $t_1'' = 74 \text{ }^\circ\text{C}$;

начальная температура нагреваемого воздуха $t_2' = 35 \text{ }^\circ\text{C}$;

конечная температура нагреваемого воздуха $t_2'' = 50 \text{ }^\circ\text{C}$.

Движение теплоносителей противоточное.

Теплообменник проектируется на базе пластин с овалообразными выступами из стали со следующими техническими данными: поверхность теплопередачи одной пластины $F_1 = 1,0 \text{ м}^2$ (принимается); эквивалентный диаметр межпластинного канала $d_э = 0,0076 \text{ м}$, проходное сечение одного канала $f_1 = 0,0105 \text{ м}^2$; приведенная длина канала $L_{\Pi} = 0,94 \text{ м}$ (из теплового расчета трубчатого ТУ-1); толщина пластины $\delta_c = 1 \text{ мм}$; коэффициент теплопроводности материала стенки $\lambda_c = 16 \text{ Вт}/(\text{м} \cdot \text{ }^\circ\text{C})$.

Расчет производится в соответствии с методикой, изложенной в п. 4.7.

Тепловой расчет

Определение характерных расчетных температур:
средняя температура паровоздушной смеси

$$t_1^{\text{cp}} = \frac{t_1' + t_1''}{2} = \frac{82 + 74}{2} = 78 \text{ }^\circ\text{C};$$

средняя температура нагреваемого воздуха

$$t_2^{\text{cp}} = \frac{t_2' + t_2''}{2} = \frac{35 + 50}{2} = 42,5 \text{ }^\circ\text{C};$$

средняя температура стенки

$$t_c = \frac{t_1^{\text{cp}} + t_2^{\text{cp}}}{2} = \frac{78 + 42,5}{2} = 60,25 \text{ }^\circ\text{C}.$$

Уравнение теплового баланса пластинчатого теплообменника с овалообразными выступами

$$Q = G_1 c_{p1} (t_1' - t_1'') = G_2 c_{p2} (t_2'' - t_2').$$

Отсюда находим количество теплоты, передаваемой от паровоздушной смеси к нагреваемому воздуху,

$$Q = G_1 c_{p1} (t'_1 - t''_1) = 17,77 \cdot 1,009 (82 - 74) = 143,44 \text{ кВт},$$

где c_{p1} – теплоемкость паровоздушной смеси при $t_1^{cp} = 78^\circ\text{C}$,

$$c_{p1} = 1,009 \text{ кДж}/(\text{кг} \cdot ^\circ\text{C}).$$

Расход нагреваемого воздуха на один теплообменник ТУ-1

$$\begin{aligned} G_2^1 &= \frac{Q}{c_{p2} (t_2'' - t_2')} = \frac{143,44}{1,005 (50 - 35)} = 9,515 \text{ кг/с} = \\ &= 32\,254,55 \text{ кг/ч} = 30\,367,3 \text{ м}^3/\text{ч}. \end{aligned}$$

Расход воздуха на два теплообменника составит

$$G_2^2 = 2 G_2^1 = 2 \cdot 30\,367,3 = 60\,734,6 \text{ м}^3/\text{ч}.$$

Температурный напор рассчитывается как среднелогарифмический

$$\begin{aligned} \Delta t_{cp} &= \frac{\Delta t_6 - \Delta t_M}{\ln \frac{\Delta t_6}{\Delta t_M}} = \frac{(t_1'' - t_2') - (t_1' - t_2'')}{\ln \frac{(t_1'' - t_2')}{(t_1' - t_2'')}} = \\ &= \frac{(74 - 35) - (82 - 50)}{\ln \frac{(74 - 35)}{(82 - 50)}} = 35,39 \text{ }^\circ\text{C}. \end{aligned}$$

Число Рейнольдса для паровоздушной смеси

$$Re_1 = \frac{W_1 d_3}{\nu_1} = \frac{12 \cdot 0,0105}{21,09 \cdot 10^{-6}} = 5\,974,4,$$

где $W_1 = 12 \text{ м/с}$ – принятая скорость движения паровоздушной смеси в каналах теплообменника; $\nu_1 = 21,09 \cdot 10^{-6} \text{ м}^2/\text{с}$ – коэффициент кинематической вязкости смеси при $t_1^{cp} = 78^\circ\text{C}$.

Коэффициент теплоотдачи со стороны паровоздушной смеси

$$\alpha_1 = 0,018 \frac{\lambda_1}{d_3} Re_1^{0,8} = 0,018 \frac{0,0305}{0,0105} 5\,974,4^{0,8} =$$

$$= 0,018 \cdot 2,90476 \cdot 1\,049,63 = 54,88 \text{ Вт}/(\text{м}^2 \cdot \text{°C}).$$

Здесь $\lambda_1 = 0,305 \text{ Вт}/(\text{м} \cdot \text{°C})$ – коэффициент теплопроводности и $Pr_1 = 0,692$ – число Прандтля смеси при $t_1^{\text{cp}} = 78 \text{ °C}$; $Pr_c = 0,696$ – число Прандтля стенки при температуре стенки $t_c = 60,25 \text{ °C}$.

Число Рейнольдса по стороне воздуха

$$Re_2 = \frac{W_2 d_3}{\nu_2} = \frac{9 \cdot 0,012}{16,96 \cdot 10^{-6}} = 6\,367,9,$$

где $W_2 = 9 \text{ м}/\text{с}$ – принятая скорость движения воздуха в щелевидных каналах; $\nu_2 = 16,96 \cdot 10^{-6} \text{ м}^2/\text{с}$ – коэффициент кинематической вязкости смеси при $t_2^{\text{cp}} = 42,5 \text{ °C}$; $d_3 = d_0 + 2 \delta_c = 10 + 2 \cdot 1 = 12 \text{ мм} = 0,012 \text{ м}$ – эквивалентный диаметр.

Коэффициент теплоотдачи со стороны нагреваемого воздуха, движущегося в щелевых волнообразных каналах,

$$\begin{aligned} \alpha_2 &= 0,24 \frac{\lambda_2}{d_3} \left(\frac{d_0}{S_1}\right)^{0,5} Re_2^{0,67} = 0,24 \frac{0,0276}{0,012} \left(\frac{10}{25}\right)^{0,5} 6367,9^{0,67} = \\ &= 0,24 \cdot 2,3 \cdot 0,6325 \cdot 353,735 = 123,5 \text{ Вт}/(\text{м}^2 \cdot \text{°C}). \end{aligned}$$

Здесь $\lambda_2 = 0,0276$ – коэффициент теплопроводности смеси при $t_2^{\text{cp}} = 42,5 \text{ °C}$; S_1 – поперечный шаг между овалообразными выступами, $S_1 = 25 \text{ мм}$.

Коэффициент теплопередачи

$$\begin{aligned} K &= \frac{1}{\frac{1}{\alpha_1} + \frac{1}{\alpha_2} + \frac{\delta_c}{\lambda_c}} = \frac{1}{\frac{1}{54,88} + \frac{1}{123,5} + \frac{0,001}{16}} = \\ &= \frac{1}{0,01822 + 0,008097 + 0,0000625} = 37,91 \text{ Вт}/(\text{м}^2 \cdot \text{°C}). \end{aligned}$$

Расчетный коэффициент теплопередачи

$$K_p = \varphi K = 0,7 \cdot 37,91 = 26,56 \text{ Вт}/(\text{м}^2 \cdot \text{°C}).$$

Поверхность теплообмена теплообменного аппарата

$$F = \frac{Q}{K_p \Delta t_{cp}} = \frac{143440}{26,56 \cdot 35,39} = 152,6 \text{ м}^2.$$

Конструктивный расчет

Для теплоуловителей из профильных листов с овалообразными выступами из уравнений расхода определяют проходные сечения для паровоздушной смеси и воздуха

$$f_1 = G_1 / (\rho_1 \cdot W_1); \quad f_2 = G_2 / (\rho_2 \cdot W_2).$$

Требуемые геометрические характеристики каналов с овалообразными выступами приведены в табл. 4.

Проходное сечение каналов для прохода паровоздушной смеси

$$f_{п1} = \frac{G_1}{\rho_1 \cdot W_1} = \frac{63972}{3600 \cdot 1,0 \cdot 12} = 1,48 \text{ м}^2,$$

где ρ_1 – плотность паровоздушной смеси при $t_1^{cp} = 78 \text{ }^\circ\text{C}$.

Число каналов в одном пакете по стороне смеси

$$m_1 = \frac{f_{п1}}{f_1} = \frac{1,48}{0,0105} = 140.$$

где $f_1 = 0,0105 \text{ м}^2$ – живое сечение для прохода паровоздушной смеси в волнообразных каналах (см. табл. 4).

Проходное сечение для воздуха

$$f_{п2} = \frac{G_2}{\rho_2 \cdot W_2} = \frac{32254,55}{3600 \cdot 1,128 \cdot 9} = 0,8825 \text{ м}^2,$$

где ρ_2 – плотность воздуха при $t_2^{cp} = 42,5 \text{ }^\circ\text{C}$.

Число каналов в одном пакете со стороны воздуха

$$m_2 = \frac{f_{п2}}{f_1} = \frac{0,8825}{0,0047} = 188.$$

где $f_1 = S \cdot L_{\Pi} = 0,005 \cdot 0,94 = 0,0047 \text{ м}^2$ – проходное сечение одного канала.

Габариты пластинчатого теплоуловителя при высоте $h = 0,94 \text{ м}$ следующие:

- по глубине для прохода воздуха

$$b = m_2 (S + 2 \delta) = 188 (0,005 + 2 \cdot 0,001) = 1,316 \text{ м};$$

- по ширине для прохода паровоздушной смеси

$$a = \frac{F}{b \cdot m_1} = \frac{152,6}{1,316 \cdot 140} = 0,828 \text{ м}.$$

Объем пластинчатого теплоуловителя

$$V_{\Pi} = a b h = 0,828 \cdot 1,316 \cdot 0,94 = 1,024 \text{ м}^3.$$

Объем трубчатого теплоуловителя ТУ-1

$$V_{\text{T}} = a b h = 2,88 \cdot 1,8 \cdot 0,94 = 4,87 \text{ м}^3.$$

Таким образом, при одной и той же площади ТУ-1, равной $F = 152,6 \text{ м}^2$, пластинчатый теплоуловитель получается более компактным, чем трубчатый теплообменный аппарат.

5.4. Расчет парового калорифера для системы приточной вентиляции цеха

Исходные данные:

количество подогреваемого воздуха $G_1 = 16\,000 \text{ кг/ч}$;

расчетная температура наружного воздуха $t_1' = -20 \text{ }^\circ\text{C}$;

температура воздуха внутри помещения $t_1'' = 18 \text{ }^\circ\text{C}$;

греющий теплоноситель – перегретый пар с давлением $P_{\Pi} = 0,5 \text{ МПа}$ и температурой $t_{\Pi} = 170 \text{ }^\circ\text{C}$.

Тепловой расчет калорифера

Расход теплоты на вентиляцию определяем по выражению

$$Q = G_1 C_{P1} (t_1'' - t_1') = \frac{16000}{3600} \cdot 1000 [18 - (-20)] =$$

$$= 168\,888,9 \text{ Вт} = 168,9 \text{ кВт.}$$

Здесь $C_{P1} = 1\,000 \text{ Дж}/(\text{кг} \cdot ^\circ\text{C})$ – теплоемкость воздуха при средней температуре $\bar{t}_1 = -1 \text{ }^\circ\text{C}$ (см. табл. П.2.3, прил. П.2).

Задаемся массовой скоростью воздуха

$$(v \cdot \rho) = 3,6 \text{ кг}/(\text{м}^2 \cdot \text{с}),$$

где v – скорость воздуха, м/с; ρ – плотность воздуха, $\text{кг}/\text{м}^3$.

Определяем проходное сечение для воздуха

$$f_B = \frac{G_1}{(v \cdot \rho)} = \frac{16\,000}{3\,600 \cdot 3,6} = 1,235 \text{ м}^2.$$

К установке предлагается многоходовой стальной, калорифер (для пара) типа КП2-11 СК 01УЗМ (см. табл. П.5.1 – П.5.3, прил. П.5) с площадью поверхности нагрева $F = 58,7 \text{ м}^2$. Проходное сечение: по воздуху $f_1 = 1,66 \text{ м}^2$; по пару $f_2 = 0,00532 \text{ м}^2$.

Устанавливаем один калорифер. Тогда действительное проходное сечение по воздуху

$$f_B = 1,66 \text{ м}^2.$$

Действительная массовая скорость воздуха составит

$$(v \cdot \rho) = \frac{G_1}{3\,600 \cdot f_B} = \frac{1\,6000}{3\,600 \cdot 1,66} = 2,677 \text{ кг}/(\text{м}^2 \cdot \text{с}).$$

Найдем расход пара на калорифер

$$D = \frac{Q}{(i_{\Pi} - i_K) \eta} = \frac{168,9}{(2789,9 - 640,4) 0,98} = 0,08174 \text{ кг/с} = 294,3 \text{ кг/ч.}$$

Здесь $i_{\Pi} = 2788,9 \text{ кДж/кг}$ – энтальпия пара при давлении $P_{\Pi} = 0,5 \text{ МПа}$

и температуре $t_{\Pi} = 170 \text{ }^{\circ}\text{C}$ (см. табл. П.2.1, прил. П.2); $\eta = 0,98$ – коэффициент использования теплоты, учитывающий потери теплоты в окружающую среду.

Скорость движения воздуха в межтрубном пространстве

$$v_{\text{В}} = \frac{(v \cdot \rho)}{\rho} = \frac{2,677}{1,293} = 2,07 \text{ м/с,}$$

где $\rho = 1,293 \text{ кг/м}^3$ – плотность воздуха при температуре $\bar{t}_{\text{В}} = 0 \text{ }^{\circ}\text{C}$ (см. табл. П.2.3, прил. П.2).

Скорость пара в трубах калорифера вычислим по формуле

$$\omega_{\Pi} = \frac{D \cdot v_{\Pi}}{3600 \cdot f_2} = \frac{294,3 \cdot 0,3942}{3600 \cdot 0,00532} = 6,06 \text{ м/с,}$$

где $v_{\Pi} = 0,3942 \text{ м}^3/\text{кг}$ – удельный объем пара при давлении $P_{\Pi} = 0,5 \text{ МПа}$ (см. табл. П.2.1, прил. П.2).

Коэффициент теплопередачи от пара к воздуху [45]

$$K = 18,6 \cdot (v \cdot \rho)^{0,439} = 18,6 \cdot 2,677^{0,439} = 28,66 \text{ Вт}/(\text{м}^2 \cdot \text{ }^{\circ}\text{C}).$$

Расчетный коэффициент теплопередачи

$$K_p = \varphi K = 0,75 \cdot 28,66 = 21,5,$$

где $\varphi = 0,75$ – коэффициент использования теплоты.

Среднелогарифмический температурный напор

$$\Delta \bar{t} = \frac{\Delta t_{\text{б}} - \Delta t_{\text{м}}}{\ln \frac{\Delta t_{\text{б}}}{\Delta t_{\text{м}}}},$$

где $\Delta t_{\text{б}}, \Delta t_{\text{м}}$ – бóльший и меньший температурные перепады

$$\Delta t_{\text{б}} = t_{\text{н.}\Pi} - t'_{\text{В}} = 151,85 - (-20) = 171,85 \text{ }^{\circ}\text{C};$$

$$\Delta t_{\text{м}} = t_{\text{н.}\Pi} - t''_{\text{В}} = 151,85 - 18 = 133,85 \text{ }^{\circ}\text{C};$$

$t_{н.п} = 151,85 \text{ }^\circ\text{C}$ – температура насыщенного пара при давлении $P_{п} = 0,5 \text{ МПа}$ (см. табл. П.2.1, прил. П.2).

$$\Delta \bar{t} = \frac{171,85 - 133,85}{\ln \frac{171,85}{133,85}} = 152,1 \text{ }^\circ\text{C}.$$

Поверхность нагрева парового калорифера

$$F = \frac{Q}{K_p \cdot \Delta t} = \frac{168900}{21,5 \cdot 152,1} = 51,65 \text{ м}^2.$$

Принимаем к установке один калорифер типа КП2-11 СК 01УЗМ (см. табл. П.5.1 – П.5.3, прил. П.5) с площадью поверхности нагрева $F = 58,7 \text{ м}^2$

Запас по поверхности нагрева составляет

$$\Delta = \frac{58,7 - 51,65}{51,65} \cdot 100 \% = 13,65 \% , \text{ что меньше допустимых } 20 \%.$$

Сопротивление одного калорифера, Па [45]

$$\Delta P = 3,28 \cdot (v \cdot \rho)^{2,01} = 3,28 \cdot 2,677^{2,01} = 23,74.$$

Затраты мощности на преодоление сопротивления по стороне воздуха вычисляем по формуле

$$N = \frac{G_1 \Delta P}{\rho_1 \cdot \eta} = \frac{16\,000 \cdot 23,74}{3\,600 \cdot 1,293 \cdot 0,7 \cdot 1\,000} = 0,117 \text{ кВт} ,$$

где $\rho_1 = 1,293 \text{ кг/м}^3$ – плотность воздуха, определяемая (см. табл. П.2.3, прил. П.2) при средней температуре $\bar{t}_1 = -5 \text{ }^\circ\text{C}$; $\eta = 0,7$ – коэффициент полезного действия вентилятора (принимается).

5.5. Расчет калорифера на конденсате для системы приточной вентиляции цеха

Исходные данные:

количество подогреваемого воздуха $G_1 = 16\,000$ кг/ч;

расчетная температура наружного воздуха $t_1' = -20$ °С;

температура воздуха внутри помещения $t_1'' = 18$ °С;

греющий теплоноситель – конденсат;

расчетная температура конденсата на входе в калорифер
 $t_2' = 130$ °С;

температура конденсата на выходе из калорифера $t_2'' = 70$ °С.

Тепловой расчет калорифера

Расход теплоты на вентиляцию определяем по выражению

$$\begin{aligned} Q &= G_1 \cdot c_{p1} (t_1'' - t_1') = \frac{16\,000}{3\,600} \cdot 1\,000 [18 - (-20)] = \\ &= 168\,888,9 \text{ Вт} = 168,9 \text{ кВт}. \end{aligned}$$

Здесь $c_{p1} = 1\,000$ Дж/(кг·°С) – теплоемкость воздуха при средней температуре $\bar{t}_1 = -1$ °С (см. табл. П.2.3, прил. П.2).

Задаемся массовой скоростью воздуха

$$(v \cdot \rho) = 10 \text{ кг}/(\text{м}^2 \cdot \text{с}),$$

где v – скорость воздуха, м/с; ρ – плотность воздуха, кг/м³.

Определяем проходное сечение для воздуха

$$f_1 = \frac{G_1}{(v \cdot \rho)} = \frac{16\,000}{3\,600 \cdot 10} = 0,444 \text{ м}^2.$$

К установке предлагается многоходовой стальной, калорифер (для конденсата) со спирально-накатными ребрами типа КСк2-11 (см. табл. П.5.4, прил. П.5.) с площадью поверхности нагрева $F = 57,1$ м² и производительностью по теплу $Q = 289,9$ кВт.

Устанавливаем один калорифер. Тогда действительное проходное сечение по воздуху

$$f_1 = 0,444 \cdot 1 = 0,444 \text{ м}^2.$$

Расход конденсата на калорифер составит

$$G_2 = \frac{Q}{c_{p2} (t_2' - t_2'') \eta_{и}} = \frac{168,9}{4,220 (130 - 70) 0,98} = 0,681 \text{ кг/с} =$$

$$= 2\,451,6 \text{ кг/ч} = 2,558 \text{ м}^3/\text{ч},$$

где c_{p2} — теплоемкость конденсата при его средней температуре $t_{к} = 100 \text{ }^\circ\text{C}$, $c_{p2} = 4,220 \text{ кДж}/(\text{кг} \cdot \text{ }^\circ\text{C})$ и плотности $\rho_2 = 958,4 \text{ кг}/\text{м}^3$ [44].

Проходное сечение конденсата в трубах при установке одного калорифера

$$f_2 = \frac{G_2}{v_2 \cdot \rho_2 \cdot 2} = \frac{0,681}{0,25 \cdot 958,4 \cdot 1} = 0,00284 \text{ м}^2.$$

Коэффициент теплопередачи, $\text{Вт}/(\text{м}^2 \cdot \text{ }^\circ\text{C})$ [45]

$$K = 15,2 (v \cdot \rho)^{0,331} v_2^{0,166} = 15,2 \cdot 10^{0,331} \cdot 0,25^{0,166} =$$

$$= 15,2 \cdot 2,143 \cdot 0,794 = 25,863.$$

Расчетный коэффициент теплопередачи, $\text{Вт}/(\text{м}^2 \cdot \text{ }^\circ\text{C})$,

$$K_p = \varphi \cdot K = 0,75 \cdot 25,863 = 19,40.$$

Средний температурный напор, $^\circ\text{C}$, составляет

$$\Delta t_{\text{ср}} = \frac{t_2' + t_2''}{2} - \frac{t_1'' + t_1'}{2} = \frac{130 + 70}{2} - \frac{18 + (-28)}{2} = 105.$$

Поверхность нагрева калориферной установки, м^2 ,

$$F = \frac{Q}{K_p \Delta t_{\text{ср}}} = \frac{168\,888,9}{19,40 \cdot 105} = 82,91.$$

Принимаем к установке последовательно установленные два пластинчатых калорифера средней модели типа КСк2-11 с площадью поверхности нагрева каждого $57,1 \text{ м}^2$.

Соппротивление одного пластинчатого калорифера, Па, составит

$$\Delta P_{\text{КФ1}} = 1,20 (v \cdot \rho)^{1,76} = 1,20 \cdot 10^{1,76} = 1,20 \cdot 57,55 = 69,05;$$

для двух калориферов

$$\Delta P_{\text{КФ2}} = 2 \cdot \Delta P_{\text{КФ1}} = 2 \cdot 69,05 = 138,10.$$

Затраты мощности на преодоление сопротивления по стороне воздуха определяем из уравнения

$$N = \frac{G_1 \cdot \Delta P_{\text{КФ2}}}{3600 \cdot \rho_{\text{в}} \cdot \eta_{\text{в}} \cdot 1000} = \frac{16000 \cdot 138,10}{3600 \cdot 1,3175 \cdot 0,7 \cdot 1000} = 0,6655 \text{ кВт},$$

где $\rho_{\text{в}}$ – плотность воздуха при его средней температуре $t_1^{\text{ср}} = -5 \text{ }^\circ\text{C}$, $\rho_{\text{в}} = 1,3175 \text{ кг/м}^3$; $\eta_{\text{в}}$ – КПД вентилятора, $\eta_{\text{в}} = 0,7$ (принимается).

5.6. Тепловой расчет холодильной машины

Паровая холодильная машина работает по циклу с дросселированием. Температура кипения в испарителе t_0 , температура конденсации $t_{\text{к}}$. В компрессор поступает перегретый пар с температурой $t_1 = t_0 + 10 \text{ }^\circ\text{C}$. Рабочее тело перед регулирующим вентилем переохлаждается до $t_{\text{и}} = t_{\text{к}} - 10 \text{ }^\circ\text{C}$.

Определим параметры (p, v, t, i, S, x) узловых точек цикла, количество отведенной и подведенной теплоты, работу цикла, адиабатическую мощность привода компрессора, холодопроизводительность, холодильный и отопительный коэффициенты и теоретический объем, описываемый поршнем компрессора в 1 с. Рабочее тело – хладагент R12, секундный расход которого M .

Дано: рабочее тело – хладагент R12;

$$t_0 = -30 \text{ }^\circ\text{C}; t_{\text{к}} = -30 \text{ }^\circ\text{C}; t_1 = -20 \text{ }^\circ\text{C}; t_{\text{и}} = -30 \text{ }^\circ\text{C};$$

$$M = 360 \text{ кг/ч} = 0,1 \text{ кг/с}.$$

Решение. Схема паровой холодильной машины с дросселированием, перегревом пара в испарителе и переохлаждением в конденсаторе представлена на рис. 4.24. На рис. 4.25 и 4.26 изображен цикл в диаграммах p, v ; T, S ; i, S и на диаграмме $\lg p, i$ (рис. 5.3). Результаты расчета сведены в табл. 6.

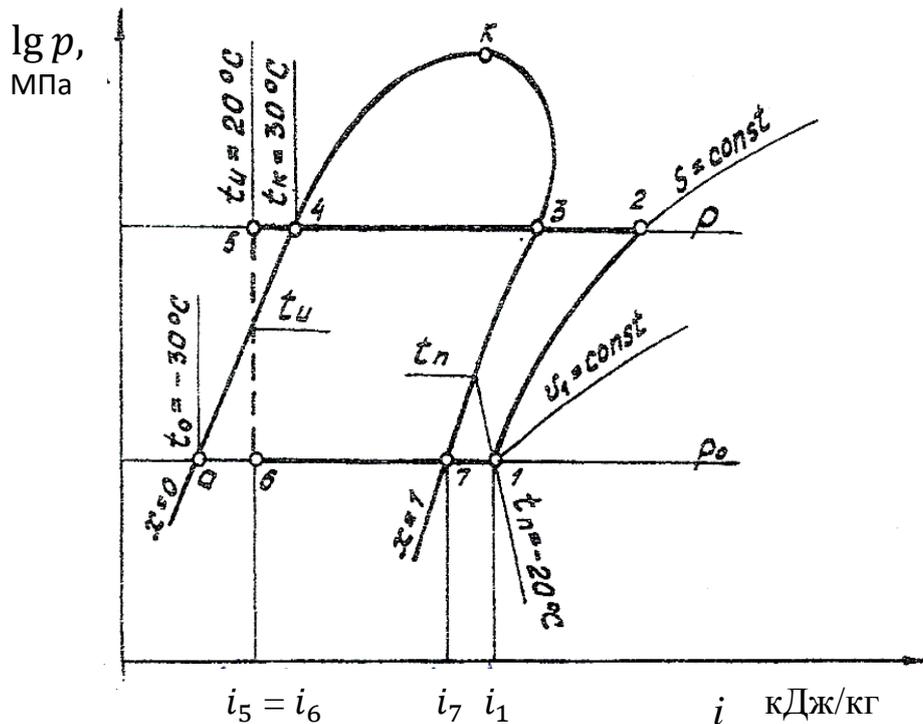


Рис. 5.3. Цикл паровой холодильной машины в диаграмме $i, \lg p$

Состояние перегретого пара R12 (точка 1) перед входом в компрессор определяем по таблице перегретого пар и ненасыщенной жидкости и по диаграмме $\lg p, i$ [42, 43] при $t_1 = -20 \text{ }^\circ\text{C}$ и $p_0 = 0,1513 \text{ МПа}$ (p_0 определяется по t_0 по таблице для состояния насыщения).

Состояние перегретого пара на выходе из компрессора (точка 2) находится на пересечении адиабаты $S_1 = S_2$ и изобары p_k , соответствующей температуре конденсации (насыщения) $t_k = 30 \text{ }^\circ\text{C}$.

Параметры сухого насыщенного пара (точка 3) и кипящей жидкости (точка 4) определяются с помощью таблиц для состояний насыщения и диаграммы $\lg p, i$ [43].

Параметры узловых состояний цикла холодильной машины

Номер точки	Параметры рабочего тела						Примечание
	t , °С	p , МПа	ν , м ³ /кг	i , кДж/кг	S , кДж/(кг · °С)	x	
1	-20	0,1006	0,108	544,1	4,5993		Таблица
		0,100	0,10	543	4,60		Диаграмма
2	40	0,7435	0,025	572	5,5993	—	—
		0,740	0,025	572	4,60		
3	30	0,7435	0,0237	564,7	4,5473	1	—
		0,740	0,024	565	4,550		
4	30	0,7435	0,0008	429,1	4,0998	0	—
		0,740	0,0008	4,100			
5	20	0,7435	0,0008	419,2	4,0672	—	—
		0,740	0,0008	419,0	4,06		
6	-30	0,1006	0,045	419,2	4,085	0,28	Расчет
		0,100	0,04	419,0	4,08	0,27	Диаграмма
7	-30	0,1006	0,1595	538,3	4,5759	1	Таблица
		0,100	0,15	538	4,58		Диаграмма

Точка 5 (после переохлаждения) принята приблизительно равной параметрам кипящей жидкости $t_{и} = t_{к} - 10$ °С, кроме давления.

Давление в точке 5 должно быть такое же, как в точках 2, 3 и 4. Точка 6 (состояние влажного насыщенного пара в испарителе) находится из условия равенства $i_5 = i_6$, т. е. на пересечении вертикали (изоэнтальпы), проведенной через точку 5 с изобарой p_0 . Степень сухости пара в состоянии 6 можно вычислить из формулы

$$i_6 = i' + r_0 x,$$

где i' — энтальпия кипящей жидкости; r_0 — теплота парообразования (определяются по термодинамической таблице при $t_0 = -30$ °С).

Отсюда получим

$$x = \frac{i_6 - i'}{r_0} = \frac{419,2 - 372}{166} = 0,26.$$

Удельный объем влажного насыщенного пара

$$v_6 = v'' x + (1 - x) v' = 0,1595 \cdot 0,28 + (1 - 0,28) 0,00067 = 0,045.$$

Удельный объем сухого насыщенного пара v'' и кипящей жидкости v' определяются по t_0 .

Очевидно, что

$$i_5 = i_6 = 419,2 \text{ кДж/кг};$$

$$S_x = S' + \frac{r x}{T_0} = 3,8932 + \frac{166 \cdot 0,28}{243,15} = 4,085 \text{ кДж/(кг} \cdot \text{К)};$$

$$T_0 = t_0 + 273,15 = -30 + 273,15 = 243,15 \text{ К}.$$

Точка 7, соответствующая состоянию сухого насыщенного пара, определяется по таблицам [43].

Теплота, подведенная к 1 кг рабочего тела в испарителе в изобарном процессе 6-1 (удельная холодопроизводительность),

$$q_2 (q_0) = i_1 - i_6 = 544,1 - 419,2 = 124,9 \text{ кДж/кг}.$$

Полная холодопроизводительность

$$Q_0 = M \cdot q_0 = 0,1 \cdot 124,9 = 12,49 \text{ кВт}.$$

Теплота, отведенная от 1 кг рабочего тела в конденсаторе в изобарном процессе 2-5, составляет

$$q_1 = i_2 - i_5 = 572 - 419,2 = 152,8 \text{ кДж/кг}.$$

Работа цикла (работа компрессора) равна

$$\ell_{\text{ц}} = q_1 - q_2 = 152,8 - 124,9 = 27,9 \text{ кДж/кг}$$

или

$$\ell_{\text{ц}} (\ell_{\text{к}}) = i_2 - i_1 = 572 - 544,1 = 27,9 \text{ кДж/кг}.$$

Теоретическая (адиабатная) мощность привода компрессора холодильной машины

$$N = M \cdot \ell_{\text{ц}} = 0,1 \cdot 27,9 = 2,79 \text{ кВт.}$$

Объемная холодопроизводительность

$$q_v = \frac{q_0}{v_1} = \frac{124,9}{0,79} = 156 \text{ кДж/м}^3.$$

Теоретический объем, описываемый поршнем компрессора в секунду,

$$V = \frac{Q_0}{q_v} = \frac{12,49}{156} = 0,08 \text{ м}^3/\text{с.}$$

Холодильный коэффициент

$$\varepsilon = \frac{q_0}{\ell_{\text{ц}}} = \frac{124,9}{27,9} = 4,5.$$

Коэффициент термотрансформации (отопительный коэффициент)

$$\varphi = \frac{q_1}{\ell_{\text{ц}}} = \frac{152,8}{27,9} = 5,5$$

или

$$\varphi = \varepsilon + 1 = 4,5 + 1 = 5,5.$$

5.7. Расчет экономического эффекта от совершенствования системы вентиляции БДМ

Результаты внедрения модернизации пароконденсатных систем свидетельствует о том, что, как правило, существенно интенсифицируется сушка и повышается производительность машин. При этом значительно увеличивается количество испаряемой влаги из полотна и расход воздуха на сушку. Поэтому следует усовершенствовать систему вентиляции сушильной установки.

Совершенствование системы вентиляции бумагоделательной машины достигается за счет реализации следующих мероприятий:

- обеспечения подачи нагретого воздуха в застойные зоны межцилиндрового пространства (см. рис.4.17), что позволяет интенсифицировать процесс отвода влаги от поверхности полотна и способствует повышению производительности машины;

- обеспечения неравномерной подачи воздуха под сушильные цилиндры по зонам сушки в разном количестве (см. рис.3.1) в соответствии с кинетикой сушки бумаги, что приводит к интенсификации и ускорению сушки;

- регенерации теплоты отводимой паровоздушной смеси в конце сушки для нагрева воздуха общеобменной вентиляции в теплоуловителях второй ступени (ТУ-2), расположенных в начале сушки. Это позволяет экономить теплоту в ТУ-2.

Затраты на приобретение оборудования [40] для совершенствования системы вентиляции бумагоделательной машины приведены в табл. 7.

Затраты на доставку оборудования (принимаются 15 % от затрат на приобретение оборудования)

$$Z_{\text{дост}} = 0,15 \cdot Z_{\text{обор}} = 0,15 \cdot 951\,588 = 142\,738 \text{ р.}$$

Затраты на монтаж оборудования (принимаются 30 %)

$$Z_{\text{монт}} = 0,30 \cdot Z_{\text{обор}} = 0,30 \cdot 951\,588 = 285\,476 \text{ р.}$$

Сумма затрат по договору подряда устанавливается в размере 50 % от затрат на монтаж и установку оборудования.

$$Z_{\text{дог}} = 0,50 \cdot Z_{\text{монт}} = 0,50 \cdot 285\,476 = 142\,738 \text{ р.}$$

Стоимость основных производственных фондов (ОПФ) определим по формуле

$$\begin{aligned} I_{\text{НВ}} &= Z_{\text{обор}} + Z_{\text{дост}} + Z_{\text{монт}} + Z_{\text{дог}} = \\ &= 951\,588 + 142\,738 + 285\,476 + 142\,738 = 1\,522\,540 \text{ р.} \end{aligned}$$

Норма амортизации

$$H_a = \frac{1}{T_{\text{исп}}} = \frac{1}{10} = 0,1,$$

где $T_{\text{исп}}$ – наибольший период использования оборудования.

Таблица 7

**Затраты на реализацию проекта по совершенствованию системы
вентиляции бумагоделательной машины**

№ п/п	Наименование	Количество	Стоимость, р.	
			единицы оборудования	общая
1	Калорифер КПЗ-11 СК 01.УЗМ	3	42 476	127 428
2	Вентилятор центробежный ВЦ 4-60-12,5	2	115 000	230 000
3	Вентилятор центробежный ВЦ 4-60-8	2	43 000	83 000
4	Вентилятор осевой ВР 80-75	1	81 500	81 500
5	Лист металлический, м ²	40	2 300	92 000
Итого				613 928
6	Воздуховоды и комплектующие	Принимаются 30 % от затрат на оборудование	184 178	184 178
7	Стоимость дополнительного оборудования (шиберы, датчики)	Принимаются 25 % от затрат на оборудование	153 482	153 482
Итого, З _{обор}				951 588

Годовая норма амортизации составляет:

$$A_{\text{год}} = N_a \cdot \text{ОПФ} = 0,1 \cdot 1\,522\,540 = 152\,254 \text{ р.}$$

Расход средств на обслуживание и ремонт оборудования (принимается 20 % от ОПФ) составляет:

$$P_{o.p} = 0,2 \cdot \text{ОПФ} = 0,2 \cdot 1\,522\,540 = 304\,508 \text{ р.}$$

Эксплуатационные расходы

$$Э_{\text{расх}} = A_{\text{год}} + P_{o.p} = 152\,254 + 304\,508 = 436\,762 \text{ р.}$$

***Расчет экономической целесообразности совершенствования
вентиляционной системы БДМ [40]***

Годовая производительность машины при работе 330 сут/год и 22,5 ч/сут, при часовой производительности 5,625 т/ч после реконструкции системы пароконденсатной системы (ПКС) сушильной установки составит:

$$G_M^{\text{год}} = 5,625 \cdot 22,5 \cdot 330 = 41\,765,6 \text{ т/год.}$$

Повышение производительности машины за счет модернизации ПКС

$$\Delta G_M = 5,625 - 4,594 = 1,031 \text{ т/ч,}$$

где 4,594 т/ч – часовая производительность машины до модернизации ПКС сушильной установки при скорости машины 250 м/мин.

Годовой прирост продукции, полученной за счет реконструкции системы вентиляции на 8 %, составит

$$\begin{aligned} \Delta G_B^{\text{год}} &= \Delta G_M \cdot 0,08 \cdot 22,5 \cdot 330 = \\ &= 1,031 \cdot 0,08 \cdot 22,5 \cdot 330 = 612,4 \text{ т/год.} \end{aligned}$$

Прибыль предприятия с 1 т продукции составляет 1 500 р. Тогда экономический эффект от совершенствования системы вентиляции машины составит:

$$E_G = \Delta G_B^{\text{год}} \cdot \text{ПР} = 612,4 \cdot 1\,500 = 918\,600 \text{ р.}$$

Обследование работы системы вентиляции на БДМ свидетельствуют, что в теплоуловителях второй ступени фактически утилизируется до 3,5 % теплоты паровоздушной смеси, покидающей сушильную установку.

В соответствии с тепловым расчетом сушильной установки суммарный часовой расход теплоты на сушку бумаги составляет [1, 2]

$$Q_C = 24\,292\,981,4 \text{ кДж/ч.}$$

В теплоуловителях второй ступени утилизируется 3,5 % этой теплоты

$$\begin{aligned} Q_{\text{ТУ-2}}^{\text{час}} &= 0,035 \cdot 24\,292\,981,4 = 850\,254,3 \text{ кДж/ч} = \\ &= 202\,924,7 \text{ ккал/ч} \approx 0,203 \text{ Гкал/ч.} \end{aligned}$$

Годовая экономия теплоты

$$Q_{\text{ТУ-2}}^{\text{год}} = Q_{\text{ТУ-2}}^{\text{час}} \cdot 22,5 \cdot 330 = 0,203 \cdot 22,5 \cdot 330 = 1\,507,3 \text{ Гкал/год.}$$

При стоимости 1 Гкал теплоты равной 600 р. (по данным предприятия) прибыль предприятия от экономии теплоты

$$E_Q = Q_{\text{ТУ-2}}^{\text{год}} \cdot S_{1\text{Гкал}} = 1\,507,3 \cdot 600 = 904\,365 \text{ р./год.}$$

Суммарный годовой экономический эффект от реконструкции системы вентиляции машины составит:

$$E_{\text{сум}} = E_G + E_Q = 918\,600 + 904\,365 = 1\,822\,965 \text{ р.}$$

Расчет экономических показателей предприятия

Фактическая прибыль предприятия от проводимой реконструкции системы вентиляции составит

$$E_{\text{ф}} = E_{\text{сум}} - \Delta_{\text{расх}} = 1\,822\,965 - 436\,762 = 1\,386\,203 \text{ руб.}$$

Фактическую годовую прибыль приравняем к прибыли предприятия ($E_{\text{ф}} = \Pi$) и производим следующий расчет.

Налог на прибыль составляет 20 % от прибыли предприятия

$$N_{\text{приб}} = 0,2 \cdot \Pi = 0,2 \cdot 1\,386\,203 = 277\,340,6 \text{ р.}$$

Налог на имущество составляет 2,2 % от стоимости затрат на реализацию проекта от основных производственных фондов (ОПФ)

$$N_{\text{имуш}} = 0,022 \cdot 1\,522\,540 = 33\,496 \text{ р.}$$

Балансовая прибыль предприятия составит

$$\text{БП} = \text{П} - \text{Н}_{\text{ИМУЩ}} = 1\,386\,203 - 33\,496 = 1\,352\,707 \text{ р.}$$

Чистая прибыль предприятия

$$\text{ЧП} = \text{БП} - \text{Н}_{\text{ПРИБ}} = 1\,352\,707 - 277\,340,6 = 1\,075\,366,4 \text{ р.}$$

Чистый денежный поток предприятия

$$\text{ЧДП} = \text{ЧП} - \text{А}_{\text{ГОД}} = 1\,075\,366,4 - 152\,254 = 923\,112,4 \text{ р.}$$

Срок окупаемости проекта реконструкции вентиляционной системы БДМ

$$\text{T}_{\text{ОК}} = \frac{\text{И}_{\text{НВ}}}{\text{ЧДП}} = \frac{1\,522\,540}{923\,112,4} = 1,65 \text{ года.}$$

Коэффициент экономической эффективности

$$\text{Н}_{\text{ПК}} = \frac{\text{ЧДП}}{\text{ОПФ}} = \frac{923\,112,4}{1\,522\,540} = 0,606.$$

Технико-экономические показатели целесообразности совершенствования системы вентиляции бумагоделательной машины приведены в табл. 8.

Таблица 8

Технико-экономические показатели целесообразности совершенствования системы вентиляции бумагоделательной машины

№ п/п	Наименование показателей	Значение показателей, тыс. руб.
1	Экономия от повышения производительности с 4,594 до 5,625 т/ч	918,600
2	Годовая экономия по теплу	904,365
3	Затраты на реализацию проекта	1 522,540
4	Годовая норма амортизации	152,254
5	Экономический эффект	1 386,203
6	Коэффициент экономической эффективности	0,606
7	Срок окупаемости	1,65 года

Вывод. Экономический расчет показал, что реконструкция системы вентиляции бумагоделательной машины весьма затратная статья для реализации проекта, так как срок окупаемости составляет более одного года.

ПРИЛОЖЕНИЯ

Приложение П.1

Соотношения между единицами МКГСС и СИ. Обозначения сокращений. Индексы, числовые постоянные физических величин и коэффициенты, применяемые в расчетах

Приложение П.1.1

Перевод физических величин из единиц измерения МКГСС в СИ

Сила.....	1 кгс = 9,80665 Н.
Давление.....	1 Н = 10 ⁵ дин;
.....	1 кгс/см ² = 98066,5 Н/м ² ;
.....	1 кгс/см ² = 98066,5 Н/м ² ;
.....	1 бар = 10 ⁵ Н/м ² ;
.....	1 бар = 1,02 кгс/см ² .
Работа.....	1 кгс · м = 9,80665 Дж.
Энергия.....	1 кВт · ч = 860 ккал;
.....	1 л. с. · ч = 0,736 кВт · ч.
Количество теплоты.....	1 ккал = 4,1868 кДж.
Тепловой поток	1 ккал/ч = 1,163 Вт.
Плотность теплового потока.....	1 ккал/(м ² · ч) = 1,163 Вт/м ² .
Энтальпия, теплота фазового перехода.....	1 ккал/кг = 4,1868 кДж/кг.
Теплоемкость.....	1 ккал/(кг · °С) = 4,1868 кДж/(кг · °С).
Динамический коэффициент вязкости.....	1 кгс · с/м ² = 9,81 Н · с/м ² .
Теплопроводность.....	1 ккал/(м · ч · °С) = 1,163 Вт/(м · °С).
Коэффициент теплоотдачи, теплопередачи.....	1 ккал/(м ² · ч) = 1,163 Вт/(м ² · °С).
Коэффициент излучения.....	1 ккал/(м ² · ч · К ⁴) = 1,163 Вт/(м ² · К ⁴).

Приложение П.1.2

Таблица П.1.2

Обозначения сокращений

Обозначения сокращений	
ЦБП	целлюлозно-бумажная промышленность
ЛПК	лесопромышленный комплекс
ЦБК	целлюлозно-бумажный комбинат
КБК	картонно-бумажный комбинат
БФ	бумажная фабрика
ОАО	открытое акционерное общество
ООО	общество с ограниченной ответственностью
БДМ	бумагоделательная машина
КДМ	картоноделательная машина
БКДМ	бумаго- и картоноделательные машины
СУ	сушильная установка
ПКС	пароконденсатная система
ПВС, СМ	паровоздушная смесь
БГ	бумага для гофрирования
КПС	картон для плоских слоев
КК	кровельный картон
$Re = \frac{v \cdot d_{\text{э}}}{\nu}$	критерий Рейнольдса
$Nu = \frac{\alpha \cdot d_{\text{э}}}{\lambda}$	критерий Нуссельта
$Gr = \beta \frac{g \cdot d_{\text{э}}^3}{\nu^2} \Delta t$	критерий Грасгофа
$Pr_{\text{П}} = \left(\frac{\nu}{\alpha}\right)_{\text{П}}$	критерий Прандтля при средней температуре потока воды
$Pr_{\text{С}} = \left(\frac{\nu}{\alpha}\right)_{\text{С}}$	критерий Прандтля при температуре стенки трубы
$Eu = \frac{\Delta P}{\rho \cdot v^2}$	критерий Эйлера

Продолжение табл. П.1.2

Обозначения сокращений	
$B_i = \frac{\alpha \cdot \delta}{\lambda}$	критерий Био
$F_o = \frac{\alpha \cdot \tau}{\delta^2}$	критерий Фурье
$Nu_D = \frac{\alpha \cdot d_{\text{э}}}{D}$	диффузионный критерий Нуссельта
$Gu = 1 - \frac{T_{\text{СМ}}}{T_{\text{С}}}$	критерий Гухмана
ТМП	тепломассоперенос
ТМО	тепломассообмен
ТУ-1	теплоуловитель первой ступени для утилизации теплоты отработавшего воздуха
ТУ-2	теплоуловитель второй ступени для утилизации теплоты отработавшего воздуха
сб	скруббер
ПВТ	пароводяной теплообменник для утилизации теплоты пролетного пара и паров вторичного вскипания
ПЖТ	парожидкостный теплообменник
ВВТ-1, ВВТ-2	водо-водяные теплообменники первой и второй ступеней для утилизации теплоты конденсата
ПЭ	пароструйный эжектор для удаления воздуха из ПКС БДМ и КДМ
Ш-1, Ш-2, Ш-3	дроссельные подпорные шайбы № 1, 2, 3
КБ	конденсатный бак
КН	конденсатный насос
ГРД	главный регулятор давления
РД	регулятор давления
РК	регулирующий клапан
ОК	обратный клапан
ПК	предохранительный клапан

Окончание табл. П.1.2

Обозначения сокращений	
I, II, III; 1п.г, 2п.г, 3п.г	паровые группы I, II, III сушильных цилиндров
C1, C2, C3	сепараторы C1, C2, C3
K-2, K-2M, K-3, K-3M, КП-22	типы картоноделательных машин
A-350, A-420, B-350, B-420	марки кровельного картона различной массы
СК, СМ-1, СК-2, СК-3	марки синтетических сеток
В.В	вакуумный вал
С.Х	свободный ход полотна
ПР.П	пролетный пар
КП2, КП3, КП4	калориферы паровые: двухрядные, трехрядные, четырехрядные
ОУ	охлаждающее устройство для снижения температуры перегретого пара
КСН-1, КСН-3	сеткопродувные камеры
L_{CM}	массовый расход паровоздушной смеси
I_{CM}	энтальпия паровоздушной смеси
d_{CM}	влажностное содержание паровоздушной смеси
ОМ-8	картоноделательная машина для сушки целлюлозы
U_{K1}, U_{K2}, U_{K3}	критическое влажностное содержание полотна в точках 1, 2, 3

Приложение П.1.3

Таблица П.1.3

Индексы физических величин в буквенных обозначениях

Индексы	Обозначение	Размерность
1	2	3
U_0	начальное влагосодержание полотна	кг/кг
U	текущее влагосодержание полотна	кг/кг
$U_{кр}$	критическое влагосодержание полотна	кг/кг
U_2	конечное влагосодержание полотна	кг/кг
\bar{U}	среднее влагосодержание полотна	кг/кг
r	теплота парообразования	кДж/кг
α	коэффициент теплоотдачи (коэффициент конвективного теплообмена)	Вт / (м ² · °С)
β_p	коэффициент массообмена, отнесенный к разности парциальных давлений	кг / (м ² · ч × × мм рт. ст.)
K	приведенный коэффициент теплопередачи	Вт / (м ² · °С)
$P_{с.п}$	масса 1 м ² сухого полотна	кг/м ²
$C_{с.м}$	теплоемкость сухого материала	кДж / (кг · °С)
C_w	теплоемкость влаги	кДж / (кг · °С)
C_0	теплоемкость воздуха	кДж / (кг · °С)
G_M	производительность машины	кг/ч
$G_M^{a.c}$	производительность машины по абсолютно сухой массе полотна	кг/ч
d_2	влагосодержание воздуха на входе в сушильную установку	кг/кг
d_5	влагосодержание воздуха на выходе из сушильной установки	кг/кг
D	расход пара на сушку	кг/ч
Q_c	расход теплоты на сушку	кВт

Продолжение табл. П.1.3

1	2	3
v_M	скорость машины	м/мин
M	количество удаляемой влаги из полотна	кг/ч
m	интенсивность сушки или удельный влагоъем	кг/(м ² ·ч)
$h_{a.ц}$	активная поверхность одного сушильного цилиндра	м ²
$b_{п}$	обрезная ширина полотна	м
$\varphi_{ц}$	доля обхвата цилиндра полотном	в долях
α_1	коэффициент теплоотдачи от пара к внутренней поверхности цилиндра	Вт/(м ² ·°С)
α_2	коэффициент теплоотдачи от нагретой наружной поверхности цилиндра к влажному полотну	Вт/(м ² ·°С)
α	доля тепла, отдаваемого боковой поверхностью цилиндра воздуху	в долях
ε	коэффициент фазового перехода воды в пар в процессе сушки материала	—
q	удельный тепловой поток	Вт/м ²
ψ	коэффициент использования тепла	—
η	коэффициент сохранения тепла	—
\bar{Z}_i	среднеинтегральный коэффициент сушки	в долях
δ_t	коэффициент термовлагопроводности материала	кг/(кг·К)
D	коэффициент диффузии влаги в полотне	м ² /с
α	коэффициент температуропроводности материала	м ² /с
α_m	коэффициент влагопроводности материала	кг/(м·с)
$P_{н.п}$	давление насыщенного пара	Па
P_B	барометрическое давление	Па
τ	длительность сушки	с
v	потенциал теплообмена, $v = t_c - t_{c.M}$	°С
$t_{o.c}$	температура окружающей среды	°С

Продолжение табл. П.1.3

1	2	3
$t_{п.и}$	температура материала на поверхности испарения	°С
δ_c	толщина сухого слоя полотна	м
$\delta_{к.к}$	толщина конденсатного кольца	мм
λ_c	теплопроводность сухого слоя полотна	Вт / (м · °С)
ρ_c	плотность сухого слоя материала	кг/м ³
$R = \delta/2$	полутолщина сухого слоя материала	м
t	текущая температура высушиваемого материала	°С
$t_{н.п}$	температура насыщенного пара	°С
$t_{пр}$	температура полотна в периоде прогрева	°С
$t_{ш}$	температура полотна в первом периоде сушки	°С
$i_{н.п}^{р1}$	энтальпия насыщенного пара при давлении P_1	кДж/кг
$i_{н.п}^{р2}$	энтальпия насыщенного пара при давлении P_2	кДж/кг
$i_{кнд}$	энтальпия конденсата	кДж/кг
$t_{н.п}^{р1}$	температура насыщенного пара при давлении P_1	°С
$t_{н.п}^{р2}$	температура насыщенного пара при давлении P_2	°С
S	удельная поверхность испарения в порах	м ² /м ³
$\Delta \bar{q}_m$	удельная величина теплоты прогрева полотна при конечном влагосодержании U_2 , отнесенная к 1 кг испаренной влаги	кДж/кг
T_0	начальная сухость полотна	%
T_2	конечная сухость полотна	%
$\bar{t}_{пр}$	средняя температура полотна в периоде прогрева материала	°С
t_1	температура полотна в первом периоде сушки материала	°С
t_2	температура полотна во втором периоде сушки материала	°С

Продолжение табл. П.1.3

1	2	3
\bar{t}_2	средняя температура полотна во втором периоде сушки материала	°С
r_1	теплота парообразования в первом периоде сушки	кДж/кг
r_2	теплота парообразования во втором периоде сушки	кДж/кг
\bar{m}_r	коэффициент, учитывающий увеличение удельного расхода теплоты на испарение влаги во втором периоде сушки материала	—
$\partial t/\partial x$	градиент температуры	°С/м
$\partial U/\partial x$	градиент влагосодержания	кг влаги/м
$\partial P/\partial x$	градиент давления	Па/м
ϵ	концентрация водяных паров в пористом волокнистом материале	в долях
α_v	коэффициент объемного теплообмена внутри пор	Вт/(м ³ ·°С)
$U_{ц}$	влагосодержание в центральных слоях полотна	кг/кг
$U_{п}$	влагосодержание на поверхности полотна	кг/кг
L_c	расход воздуха на сушку	кг/ч
η_c	коэффициент полезного действия процесса сушки	в долях
d	диаметр трубопровода	м
$\ell_{опт}$	оптимальная длина межцилиндрового пробега полотна	м
$\ell_{с.п}$	длина свободного пробега полотна	м
F	поверхность нагрева теплообменного аппарата	м ²
$\Delta t_{лог}$	среднелогарифмический температурный напор	°С
G_k	расход конденсата	кг/ч
$\Delta P_{тр}$	потеря давления на преодоление трения при движении воды в трубопроводе	Па

1	2	3
ΔP_M	потеря давления на преодоление местных сопротивлений при движении воды в трубопроводе	Па
ξ_i	коэффициент сопротивления трения	—
Z	число ходов по воде в теплообменнике	—
$P_{п.м}$	парциальное давление водяных паров на поверхности материала	Па
P_0	парциальное давление водяных паров в окружающей среде	Па
T_C	абсолютная температура воздуха по сухому термометру	К
T_{CM}	абсолютная температура воздуха по смоченному термометру	К
$(v \cdot \rho)$	массовая скорость воздуха в калорифере	кг/(м ² ·с)
v'	удельный объем кипящей воды	м ³ /кг
v''	удельный объем сухого насыщенного пара	м ³ /кг
v_x	удельный объем влажного пара	м ³ /кг
x	степень сухости пара	—
ρ	плотность среды	кг/м ³
ν	коэффициент кинематической вязкости	м ² /с
μ	коэффициент динамической вязкости	Па·с
n	число цилиндров в сушильной установке, число трубок в теплообменнике	—
μ	коэффициент расхода среды через отверстие	—

Приложение П.1.4

Таблица П.1.4

Индексы, применяемые в расчетах совместно с обозначениями физических величин

Наименование фактора	Индекс	Пример записи
1	2	3
Общее количество, сумма, всего, итого	Σ	$t_{\Sigma}, \Sigma t$
Среднее, усредненное значение	$\bar{\quad}$	\bar{t}
Разница, потери теплоты, удельные потери теплоты, потеря давления	Δ	$\Delta q, \Delta P$
Начало, конец процесса	' "	t', t''
Различные системы единиц	Шрифт буквы	t, T
Текущее значение параметра процесса	i	t_i
Порядковый номер (цифра)	1, 2, 3... n	$t_1 (2,3...n)$
Материал	м	t_m
Материал: бумага, картон, целлюлоза, металл	б, к, ц, м	$t_{б} (к, ц, м)$
Источник теплоты	и.т	$t_{и.т}$
Способ сушки: контактный, конвективный, радиационно-конвективный	кнт, конв, рдж	$t_{кнт}, t_{конв}, t_{рдк}$
Вода, влага	w	t_w
Воздух	в	t_o
Внутренний, наружный диаметр	вн, нар	$d_{вн}, d_{н}$
Испарение, кипение	исп, кип	$t_{исп}, t_{кип}$
Конденсат, влага	к, вл	$t_{к}, t_{вл}$
Сушка, сухой	с	t_c

Окончание табл. П.1.4

1	2	3
Пленка конденсата	п.к	$t_{п.к}$
Полотно	п	$t_{п}$
Начало, конец	0, 2	t_0, t_2
Поверхность	п	$t_{п}$
Прогрев	пр	$t_{пр}$
Насыщенный пар	н.п	$t_{н.п}$
Перегретый пар	п.п	$t_{п.п}$
Период сушки	п.с	$t_{п.с}$
Паровая группа	п.г	$t_{п.г}$
Цилиндр	ц	$t_{ц}$
Сторона сушки	с.с	$t_{с.с}$
Греющая поверхность	г.п	$t_{г.п}$
Частный дифференциал, полный дифференциал, интеграл	∂, d, \int	$\partial t, (dt)$
Окружающая среда	о.с	$t_{о.с}$
Поверхность теплообменника	п.т	$F_{п.т}$
Эквивалентный диаметр	э	$d_{э}$
Среднелогарифмический температурный напор	$\Delta t_{\text{лог}}$	$\Delta t_{\text{лог}}$
Среднеарифметический температурный напор	$\Delta t_{\text{арифм}}$	$\Delta t_{\text{арифм}}$
Коэффициент сопротивления трения	ζ_i	ζ_i
Местный коэффициент сопротивления	ψ_i	ψ_i
Водяной эквивалент	$W = G C_p$	W

Приложение П.1.5

Постоянные физических величин и коэффициенты, применяемые в расчетах (приведены на основе опыта эксплуатации пароконденсатных систем БДМ и КДМ)

Коэффициент теплоотдачи от пара к внутренней
стенке цилиндра α_1 , Вт/(м²·°С):

- для тихоходных и среднеходных машин2910–4070;
- для быстроходных машин.....1740–2330.

Коэффициент теплоотдачи от наружной
стенки цилиндра к влажному полотну α_2 , Вт/(м²·°С):

- для тихоходных и среднеходных машин580–700;
- для быстроходных машин.....1000–1800.

Теплопроводность чугуна $\lambda_{\text{ч}}$, Вт/(м·°С).....47,7–63,0.

Теплопроводность стальных труб $\lambda_{\text{СТ}}$, Вт/(м·°С).....45,4–57,0.

Теплопроводность латунных труб $\lambda_{\text{Л}}$, Вт/(м·°С).....85,5–107,0.

Теплопроводность труб из алюминия $\lambda_{\text{А}}$, Вт/(м·°С).....202–207.

Коэффициент теплопередачи от пара
к влажному полотну K , Вт/(м²·°С):

- для тихоходных и среднеходных машин430–508;
- для быстроходных машин.....700–1400.

Доля теплоты, отдаваемой боковой поверхностью
цилиндра воздуху α0,05.

Доля обхвата цилиндра полотном $\varphi_{\text{ц}}$ 0,625.

Коэффициент использования теплоты в отдельные
периоды сушки:

- в периоде прогрева $\psi_{\text{пр}}$ 1,0;
- в первом периоде ψ_1 0,92;
- во втором периоде ψ_2 0,83.

Коэффициент сохранения теплоты в группах цилиндров:

- в первой группе η_10,85;
- во второй группе η_20,92;
- в третьей группе η_30,95.

Критическое влагосодержание полотна, $U_{\text{К1}}$, кг/кг:

- бумаги0,85–1,0;
- картона0,85–1,3;
- целлюлозы0,7–1,0.

Влагосодержание воздуха, кг/кг:

- на входе в сушильную установку d_20,012–0,015;

• на выходе из сушильной установки d_5	0,070–0,120.
Среднеинтегральный коэффициент сушки \bar{Z}_i :	
• бумага для гофрирования	0,42–0,45;
• картон для плоских слоев.....	0,42–0,45;
• кровельный картон	0,40;
• коробочный картон.....	0,33;
• целлюлоза.....	0,58–0,62.
Скорость движения теплоносителей v , м/с:	
• воды	1,5–2,0;
• конденсата.....	0,5–0,7;
• воздуха.....	6,0–12,0;
• сухого насыщенного пара	20–35;
• перегретого пара.....	40–75;
• влажного насыщенного пара.....	15–25.
Интенсивность сушки m , кг влаги/(м ² · ч).....	15–34.
Удельный расход пара на сушку влажного полотна бумаги или картона d_B (d_K), т пара /т продукции.....	1,7–2,4.
Удельный расход теплоты на сушку бумаги или картона q_B (q_K), ГДж/т продукции	5,4–7,4.
Теплота парообразования при нормальных условиях (при 0°С и 760 мм рт. ст.) r , кДж/кг.....	2500.
Диаметр сушильного цилиндра $D_{Ц}$, м:	1,25; 1,5; 1,8; 2,0; 3,2; 4,2.
Толщина стенки цилиндра диаметром 1,5 м $\delta_{Ст}$, мм.....	25–28.
Толщина полотна:	
• кровельного картона $\delta_{К.К}$, мм	0,6–0,8;
• бумаги для гофрирования $\delta_{Б.Г}$, мм.....	0,05–0,07;
• картона для плоских слоев $\delta_{К.П.С}$, мм	0,2–0,4.
Масса 1 м ² абсолютно сухого полотна $P_{С.П}$, кг/м ² :	
• бумага для гофрирования	0,125–140;
• картона для плоских слоев.....	0,140–175;
• кровельного картона.....	0,250–0,420;
• газетной бумаги	0,045;
• целлюлозы	0,300–0,850;
• писчей бумаги	0,070–0,100.
Коэффициент S , учитывающий влияние расположения труб в теплообменнике:	
• для вертикальных труб	0,943;
• для горизонтальных труб	0,728.
Коэффициент, учитывающий влияние состояния поверхности труб и чистоты пара, φ_1	0,80–0,85.

Коэффициент, учитывающий влияние наличия в паре воздуха, Φ_2	0,60–0,85.
Коэффициент, учитывающий влияние образования слоя накипи на внутренней поверхности труб, Φ_3	0,75–0,85.
Определяющий линейный размер труб L , м:	
• для вертикальных труб, их высота.....	H ;
• для горизонтальных труб, наружный диаметр труб.....	d_H .
Соотношение высоты трубной части теплообменного аппарата к диаметру корпуса аппарата H/D	2–4.
Коэффициенты местных сопротивлений по стороне движения воды в трубах теплообменников при числе ходов по воде Z :	
• вход в водяную камеру ψ_1	1,5;
• вход в трубы $Z \cdot \psi_2$	$Z \cdot 2,0$;
• выход из труб $Z \cdot \psi_3$	$Z \cdot 2,0$;
поворот на 180° между ходами в водяной камере $Z \cdot \psi_4$	$Z \cdot 2,5$;
• выход из водяной камеры ψ_5	1,5.
Итого.....	$\Sigma \psi_i$.
Конструктивные характеристики контактно-конвективной сушильной установки:	
• отношение активной поверхности цилиндра $h_{a.ц}$ к длине свободного пробега полотна $l_{с.п}$ $\varepsilon = h_{a.ц} / l_{с.п}$	2,20–2,84;
• отношение длины свободного пробега полотна $l_{с.п}$ к диаметру цилиндра $D_{ц}$ $\chi = l_{с.п} / D_{ц}$	0,73–0,90.
Условный показатель адиабаты K :	
• для насыщенного пара	1,06;
• для перегретого пара	1,33.
Степень сухости пара в сепараторе X	0,95.
Теплоемкость, кДж/кг:	
• сухого воздуха $C_{с.в}$	1,00;
• водяного пара $C_{п}$	1,97.
Массовая скорость воздуха в калорифере ($v \cdot \rho$), кг/($m^2 \cdot c$):	
• для оребренных калориферов (для пара).....	3–5;
• для пластинчатых калориферов (для конденсата)	7–12.
Степень утилизации теплоты отработавшего влажного воздуха, удаляемого из БДМ (по результатам обследования системы вентиляции высокоскоростной БДМ-8, ОАО «Кондопога»), %	
• в теплоуловителе первой ступени ТУ-1.....	5;

- в теплоуловителе второй ступени ТУ-2.....5;
 - в скруббере.....11.
- Степень утилизации теплоты в ТУ-1 для тихоходных и среднеходных машин БДМ и КДМ составляет менее5 %.
- Коэффициент инжекции U 0,1653.
- Скорость движения паровоздушной смеси в трубах теплоуловителя первой ступени $u_{\text{см}}^{\text{ТУ-1}}$ 12 м/с.
- Скорость движения паровоздушной смеси в трубах теплоуловителя второй ступени $u_{\text{см}}^{\text{ТУ-2}}$ 10 м/с.
- Скорость движения воздуха в межтрубном пространстве в теплоуловителях первой и второй ступенях ступени.....7–9 м/с.

Приложение П.2

Характеристики теплоносителей

Физические свойства воды и водяного пара на линии насыщения приведены в табл. П.2.1 и П.2.2 [1, 2, 44], сухого воздуха – в табл. П.2.3 [1, 2, 44]

Таблица П.2.1

Физические свойства воды и водяного пара на линии насыщения

$P \cdot 10^{-5}$, Па	t , °С	v' , м ³ /кг	v'' , м ³ /кг	I' , кДж/кг	I'' , кДж/кг	r , кДж/кг
1	2	3	4	5	6	7
0,040	30,0	0,001004	34,80	121,4	2554,1	2432,7
0,075	40,3	0,001008	19,24	168,8	2574,5	2405,7
0,100	45,8	0,001010	14,68	191,8	2584,4	2392,6
0,20	60,1	0,001017	7,65	251,5	2609,6	2358,1
0,30	69,1	0,001022	5,23	289,3	2625,3	2336,0
0,40	75,9	0,001027	4,00	317,7	2636,8	2319,2
0,50	81,4	0,001030	3,24	340,6	2646,0	2305,4
0,80	93,5	0,001039	2,09	391,7	2666,0	2274,3
0,90	96,7	0,001041	1,87	405,2	2671,1	2265,9
1,00	99,7	0,001043	1,69	417,5	2675,7	2258,2
1,20	104,8	0,001048	1,43	439,4	26,83,8	2244,4
1,40	109,3	0,001053	1,24	458,4	2690,8	2232,4
1,60	113,3	0,001055	1,09	475,4	2696,8	2221,4
1,80	116,9	0,001058	0,978	490,7	2702,1	2211,4
2,0	120,2	0,001061	0,886	504,7	2706,9	2202,2
2,2	123,3	0,001064	0,810	517,6	2711,3	2193,7

Окончание табл. П.2.1

1	2	3	4	5	6	7
2,5	127,4	0,001067	0,719	535,4	2717,2	2181,8
3,0	133,5	0,001074	0,606	561,4	2725,5	2164,1
3,5	138,9	0,001079	0,524	584,3	2732,5	2148,2
4,0	143,6	0,001084	0,462	604,7	2738,5	2133,8
4,5	147,9	0,001089	0,444	623,2	2743,8	2120,6
5,0	151,9	0,001093	0,375	640,1	2748,5	2108,4
5,5	155,5	0,001097	0,343	655,8	2752,7	2096,9
6,0	158,8	0,001100	0,316	670,4	2756,4	2086,0
10,0	179,9	0,001127	0,194	762,6	2777,0	2014,4
12,0	188,0	0,001139	0,163	798,4	2783,4	1985,0
14,0	195,0	0,001149	0,141	830,1	2788,4	1958,3
15,0	198,3	0,001154	0,132	844,7	2790,4	1945,7

Таблица П.2.2

Физические свойства воды на линии насыщения

t , °C	$P \cdot 10^{-5}$, Па	ρ , кг/м ³	C_p , кДж/(кг·°C)	$\lambda \cdot 10^2$, Вт/(м·°C)	$\nu \cdot 10^6$, м ² /с	Pr
0	1,013	999,9	4,212	55,1	1,789	13,7
10	1,013	999,7	4,191	58,0	1,306	9,45
20	1,013	998,2	4,183	59,9	1,006	7,02
30	1,013	995,7	4,174	61,2	0,805	5,45
40	1,013	992,2	4,174	62,7	0,659	4,36
50	1,013	988,1	4,174	64,0	0,556	3,59
60	1,013	983,1	4,179	65,0	0,478	3,03
70	1,013	977,8	4,187	66,2	0,415	2,58
80	1,013	971,8	4,195	66,9	0,365	2,23
90	1,013	965,3	4,208	67,6	0,326	1,97
100	1,013	958,4	4,220	68,4	0,295	1,75
110	1,43	951,0	4,233	68,5	0,272	1,60
120	1,98	943,1	4,250	68,6	0,252	1,47
130	2,70	934,8	4,266	68,5	0,233	1,35
140	3,61	926,1	4,287	68,5	0,217	1,26
150	4,76	917,0	4,313	68,4	0,203	1,17
160	6,18	907,4	4,346	68,1	0,191	1,10
170	7,92	897,3	4,380	67,6	0,181	1,05
180	10,03	886,9	4,417	67,2	0,173	1,03

Таблица П.2.3

Физические свойства сухого воздуха (при $P_B = 0,101$ МПа)

t , °C	ρ , кг/м ³	C_p , кДж/ (кг·°C)	$\lambda \cdot 10^2$, Вт/(м·°C)	$a \cdot 10^6$, м ² /с	$\mu \cdot 10^6$, Па·с	$\nu \cdot 10^6$, м ² /с	Pr
-20	1,395	1,009	2,28	16,2	16,2	11,61	0,716
-10	1,342	1,009	2,36	17,4	16,7	12,43	0,712
0	1,293	1,005	2,44	18,8	17,2	13,28	0,707
10	1,247	1,005	2,51	20,0	17,6	14,16	0,705
20	1,205	1,005	2,59	21,4	18,1	15,06	0,703
30	1,165	1,005	2,67	22,9	18,6	16,00	0,701
40	1,128	1,005	2,76	24,3	19,1	16,96	0,699
50	1,093	1,005	2,83	25,7	19,6	17,95	0,698
60	1,060	1,005	2,90	27,2	20,1	18,97	0,696
70	1,029	1,009	2,96	28,6	20,6	20,02	0,694
80	1,000	1,009	3,05	30,2	21,1	21,09	0,692
90	0,972	1,009	3,13	31,9	21,5	22,10	0,690
100	0,946	1,009	3,21	33,6	21,9	23,13	0,688
120	0,898	1,009	3,34	36,8	22,8	25,45	0,686
140	0,854	1,013	3,49	40,3	23,7	27,80	0,684
160	0,815	1,017	3,64	43,9	24,5	30,09	0,682
180	0,779	1,022	3,78	47,5	25,3	32,49	0,681
200	0,746	1,026	3,93	51,4	26,0	34,85	0,680

Приложение П.3

При реконструкции схем пароконденсатных систем сушильных и вентиляционных установок БДМ и КДМ размеры стальных бесшовных труб (ГОСТ 8732–78) приведены в табл. П.3.

Таблица П.3

Размеры стальных бесшовных труб для пароконденсатных систем сушильных установок БДМ и КДМ

Условный диаметр d_0 , мм	Наружный диаметр d_H , мм	Внутренний диаметр d_B , мм	Толщина трубы δ , мм	Толщина изоляции $\delta_{из}$, мм
1	2	3	4	5
20	25	20	2,5	40
32	38	33	2,5	40
40	45	40	2,5	40
50	57	51	3,0	50
65	70	64	3,0	50
70	76	70	3,0	50
80	89	82	3,5	50
100	108	100	4,0	50
125	133	125	4,0	60
150	159	150	4,5	60
175	194	184	5,0	60
200	219	207	6,0	60
250	273	259	7,0	60

Окончание табл. П.3

1	2	3	4	5
300	325	309	8,0	60
350	377	359	9,0	70
400	426	408	9,0	70
450	480	466	7,0	70
500	530	514	8,0	70
800	820	800	10	80
1000	1020	996	12	90
1100	1120	1096	12	100
1200	1220	1192	14	100
1400	1420	1392	14	110

Приложение П.4

Таблица П.4

Техническая характеристика отечественных вентиляционно-рекуперационных и теплорекуперационных агрегатов

Модель агрегата	Производительность, м ³ /ч			Термический КПД
	по вытяжке	по притоку в помещение	по притоку на сушку	
Открытая сушильная часть				
ВРА-4	60 000	72 000	—	0,45
ВРА-3В	65 000	75 000	—	0,25
ВРА-18М	30 000	35 000	—	0,45
ВРА-3М	78 000	75 000	—	0,45
ВРА-3В2	70 000	64 500	—	0,35
Закрытая сушильная часть				
ТРА-1	88 000	90 000	66 000	0,77
ТРА-2	50 500	62 500	41 400	0,78
ТРА-3	70 500	60 000	54 000	0,78
ТРА-3Н	85 000	120 000	50 400	—
ТРА-4	60 000	100 000	50 000	—

Приложение П.5

Технические характеристики паровых калориферов (табл. П.5.1–П.5.3)

Таблица П.5.1

Технические характеристики калориферов КП2

Показатели Тип калорифера	Производительность по воздуху, м ³ /ч	Производительность по теплу, кВт	Площадь поверхности теплообмена, м ²	Площадь фронтального сечения, м ²	Площадь сечения для пара или воды, м ²
1	2	3	4	5	6
КП2-1-СК 01УЗМ	2000	28,3	6,7	0,197	0,00192
КП2-2-СК 01УЗМ	2500	36,5	8,3	0,244	0,00192
КП2-3-СК 01УЗМ	3150	46,3	9,9	0,290	0,00192
КП2-4-СК 01УЗМ	4000	58,1	11,5	0,337	0,00192
КП2-5-СК 01УЗМ	5000	76,7	14,8	0,430	0,00192
КП2-6-СК 01УЗМ	2500	42,5	9,0	0,267	0,00260
КП2-7-СК 01УЗМ	3150	54,9	11,2	0,329	0,00260
КП2-8-СК 01УЗМ	4000	67,2	13,4	0,329	0,00260

Окончание табл. П.5.1

1	2	3	4	5	6
КП2-9-СК 01УЗМ	5000	81,0	15,6	0,455	0,00260
КП2-10-- СК 01УЗМ	6300	106,7	20,0	0,581	0,00260
КП2-11- СК 01УЗМ	16000	280,0	58,7	1,660	0,00532
КП2-12- СК 01УЗМ	25000	432,0	88,7	2,448	0,00803

Примечание. Температура воздуха на входе – минус 20 °С; давление на входе 0,1 МПа; массовая скорость воздуха в набегающем потоке – 3,6 кг/(м²·с); аэродинамическое сопротивление трехрядных калориферов – 53,5 Па; аэродинамическое сопротивление четырехрядных калориферов – 68,2 Па; число ходов по пару – 1; температура – не более 190 °С.

Таблица П.5.2

Технические характеристики калориферов КПЗ

Показа- тели Тип калори- фера	Произво- дительно- сть по воздуху, м ³ /ч	Произво- дительно- сть по теплу, кВт	Площадь поверх- ности теплооб- мена, м ²	Площадь фронталь- ного сече- ния, м ²	Пло- щадь сечения для пара или воды, м ²
1	2	3	4	5	6
КПЗ-1-СК 01УЗМ	2000	46,1	10,2	0,197	0,00294
КПЗ-2-СК 01УЗМ	2500	56,5	12,7	0,244	0,00294

Окончание табл. П.5.2

1	2	3	4	5	6
КПЗ-3-СК 01УЗМ	3150	68,8	15,2	0,290	0,00294
КПЗ-4-СК 01УЗМ	4000	83,2	17,6	0,337	0,00294
КПЗ-5-СК 01УЗМ	5000	103,5	22,6	0,430	0,00294
КПЗ-6-СК 01УЗМ	2500	59,4	13,4	0,267	0,00464
КПЗ-7-СК 01УЗМ	3150	73,4	16,6	0,329	0,00464
КПЗ-8-СК 01УЗМ	4000	90,0	20,0	0,392	0,00464
КПЗ-9-СК 01УЗМ	5000	107,5	23,2	0,455	0,00464
КПЗ-10-СК 01УЗМ	6300	134,5	29,6	0,581	0,00464
КПЗ-11-СК 01УЗМ	16000	358,3	86,3	1,660	0,00849
КПЗ-12-СК 01УЗМ	25000	552,1	130,1	2,448	0,01419

Примечание. Температура воздуха на входе – минус 20 °С; давление на входе – 0,1 МПа; массовая скорость воздуха в набегающем потоке – 3,6 кг/(м²·с); аэродинамическое сопротивление трехрядных калориферов – 53,5 Па; аэродинамическое сопротивление четырехрядных калориферов – 68,2 Па; число ходов по пару – 1; температура – не более 190 °С.

Таблица П.5.3

Технические характеристики калориферов КП4

Показатели Тип калорифера	Производительность по воздуху, м ³ /ч	Производительность по теплу, кВт	Площадь поверхности теплообмена, м ²	Площадь фронтального сечения, м ²	Площадь сечения для пара или воды, м ²
КП4-1-СК 01УЗМ	2000	52,8	13,4	0,197	0,00385
КП4-2-СК 01УЗМ	2500	67,9	16,6	0,244	0,00385
КП4-3-СК 01УЗМ	3150	79,9	19,8	0,290	0,00385
КП4-4-СК 01УЗМ	4000	97,7	23,0	0,337	0,00385
КП4-5-СК 01УЗМ	5000	122,1	29,5	0,430	0,00385
КП4-6-СК 01УЗМ	2500	68,0	17,6	0,267	0,00610
КП4-7-СК 01УЗМ	3150	84,5	21,8	0,329	0,00610
КП4-8-СК 01УЗМ	4000	105,2	26,2	0,392	0,00610
КП4-9-СК 01УЗМ	5000	126,3	30,4	0,455	0,00610
КП4-10- СК 01УЗМ	6300	158,5	39,0	0,581	0,00610
КП4-11- СК 01УЗМ	16000	424,0	114,2	1,660	0,01063
КП4-12- СК 01УЗМ	25000	656,1	172,5	2,448	0,01883

Примечание. Температура воздуха на входе – минус 20°С; давление на входе – 0,1 МПа; массовая скорость воздуха в набегающем потоке – 3,6 кг/(м²·с); аэродинамическое сопротивление трехрядных калориферов – 53,5 Па; аэродинамическое сопротивление четырехрядных калориферов – 68,2 Па; число ходов по пару – 1; температура – не более 190°С.

Таблица П.5.4

Технические характеристики водовоздушных калориферов со спирально-накатными ребрами серии КСк 2 (для конденсата)

Наименование калорифера	Производительность		Поверхность теплообмена, м ²
	по воздуху, м ³ /ч	по теплу, кВт	
КСк 2-1	2000	28,7	6,7
КСк 2-2	2500	37,2	8,2
КСк 2-3	3150	46,9	9,8
КСк 2-4	4000	58,6	11,3
КСк 2-5	5000	78,3	14,4
КСк 2-6	2500	38,4	9,0
КСк 2-7	3150	49,0	11,1
КСк 2-8	4000	62,1	13,2
КСк 2-9	5000	75,7	15,3
КСк 2-10	6300	101,4	19,5
КСк 2-11	16000	289,9	57,1
КСк 2-12	25000	447,6	86,2

Таблица П.5.5

Технические характеристики водовоздушных –калориферов со спирально-накатными ребрами серии КСк 3 (для конденсата)

Наименование калорифера	Производительность		Поверхность теплообмена, м ²
	по воздуху, м ³ /ч	по теплу, кВт	
КСк 3-1	2000	37,0	9,9
КСк 3-2	2500	47,4	12,1
КСк 3-3	3150	60,0	14,4
КСк 3-4	4000	98,4	21,3
КСк 3-5	5000	78,3	14,4
КСк 3-6	2500	51,0	13,3
КСк 3-7	3150	66,5	16,5
КСк 3-8	4000	85,2	19,8
КСк 3-9	5000	106,8	23,0
КСк 3-10	6300	139,6	29,5
КСк 3-11	16000	372,7	86,2
КСк 3-12	25000	566,7	129,9

Таблица П.5.6

Технические характеристики водовоздушных калориферов со спирально-накатными ребрами серии КСк 4 (для конденсата)

Наименование калорифера	Производительность		Поверхность теплообмена, м ²
	по воздуху, м ³ /ч	по теплу, кВт	
1	2	3	4
КСк 4-1	2000	43,4	12,9
КСк 4-2	2500	58,5	16,9
КСк 4-3	3150	70,4	18,9
КСк 4-4	4000	88,9	21,9
КСк 4-5	5000	115,4	27,9

Окончание табл. П.5.6

1	2	3	4
КСк 4-6	2500	59,8	17,5
КСк 4-7	3150	76,9	21,7
КСк 4-8	4000	99,0	26,0
КСк 4-9	5000	122,9	30,2
КСк 4-10	6300	160,6	38,8
КСк 4-9	16000	424,7	114,1
КСк 4-10	6300	660,7	172,4

Приложение П.6

**Техническая характеристика конденсатоотводчиков
с закрытым поплавком (табл. П.6.1 и П.6.2),
с опрокинутым поплавком (табл. П.6.3),
термостатических конденсатоотводчиков (табл. П.6.4)**

Таблица П.6.1

Техническая характеристика конденсатоотводчиков с закрытым поплавком

Показатели	Условный диаметр, мм			
	20	25	40	50
Диаметр отверстия седла d_0 , мм	6; 4; 3; 2,3	8; 6; 5; 3,2	14; 10; 7; 5,5	20; 14; 10; 8
Производительность, т/ч	0,8; 0,5; 0,3; 0,2	1,7; 1,4; 0,6; 0,4	5,2; 2,9; 1,4; 0,8	6,3; 4,1; 2,4; 1,7

Таблица П.6.2

Производительность конденсатоотводчиков с закрытым поплавком, кг/ч

Проходной диаметр, мм	Максимальная производительность при перепаде давления, МПа				
	1,2	1,5	1,8	2,0	2,5
19	340	400	440	465	500
25	340	400	440	465	500
32	780	900	1000	1050	1100
38	1080	1240	1350	1425	1400
50	1800	2100	2300	2450	2500

Таблица П.6.3

**Техническая характеристика конденсатоотводчиков
с опрокинутым поплавком**

Показатели	Условный диаметр, мм			
	20	25	40	50
Диаметр отверстия седла d_0 , мм	7,5; 4; 3	9; 7; 5; 4	14; 10; 7; 5	16,5; 14; 10; 7
Производительность, т/ч	1,00; 0,63; 0,40; 0,25	1,6; 1,0; 0,63; 0,40	4,0; 2,5; 1,0; 0,63	6,3; 4,0; 2,5; 1,0

Таблица П.6.4

**Рабочая производительность термостатических
конденсатоотводчиков, кг/ч**

Диаметр условно-го прохода клапана, мм	Производительность при избыточном давлении перед конденсатоотводчиком, МПа								
	0,01	0,03	0,05	0,07	0,09	0,1	0,3	0,5	0,7
15	165	280	350	430	500	560	680	900	1000
20	250	440	560	660	750	850	900	1150	1300

Приложение П.7

Схемы установки конденсатоотводчиков и конструкция вапоскопа для визуального наблюдения за движением конденсата (рис. П.7.1 и П.7.2)

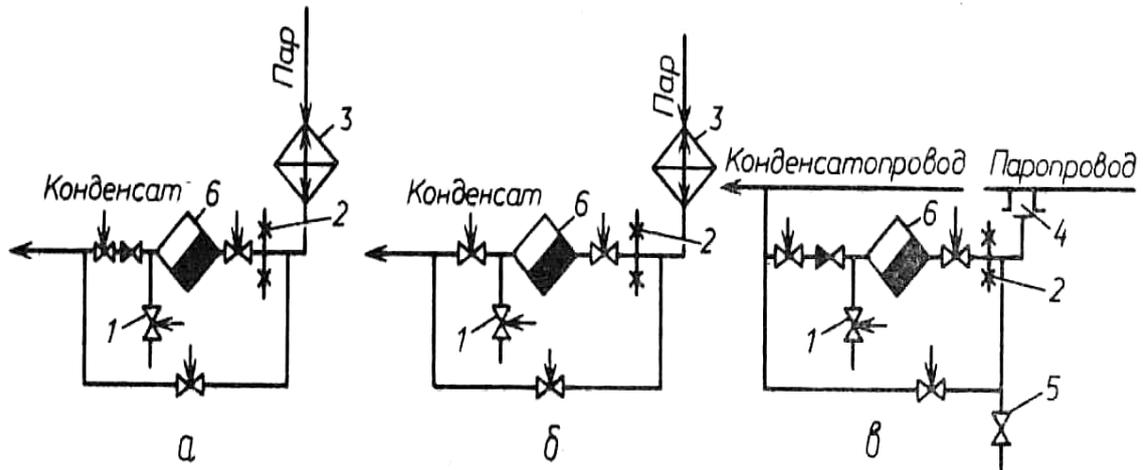


Рис. П.7.1. Схемы установки конденсатоотводчиков:

1 – вентиль; 2 – опора; 3 – теплообменник; 4 – дренажный карман;
5 – продувка; 6 – конденсатоотводчик

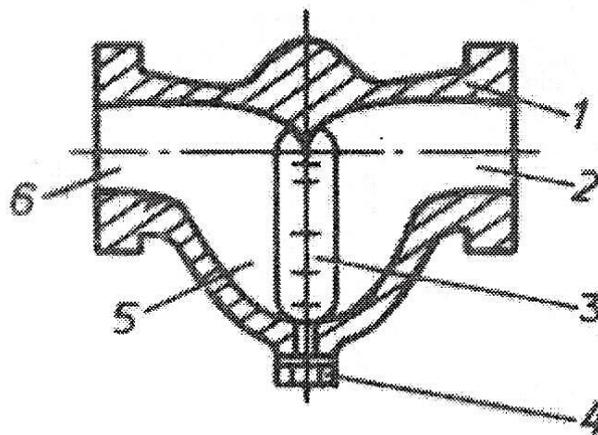


Рис. П.7.2. Вапоскоп:

1 – разделительный срез; 2 – выход конденсата;
3 – смотровое стекло; 4 – спускная пробка;
5 – разделительная камера; 6 – вход конденсата

Приложение П.8

Дроссельная подпорная шайба

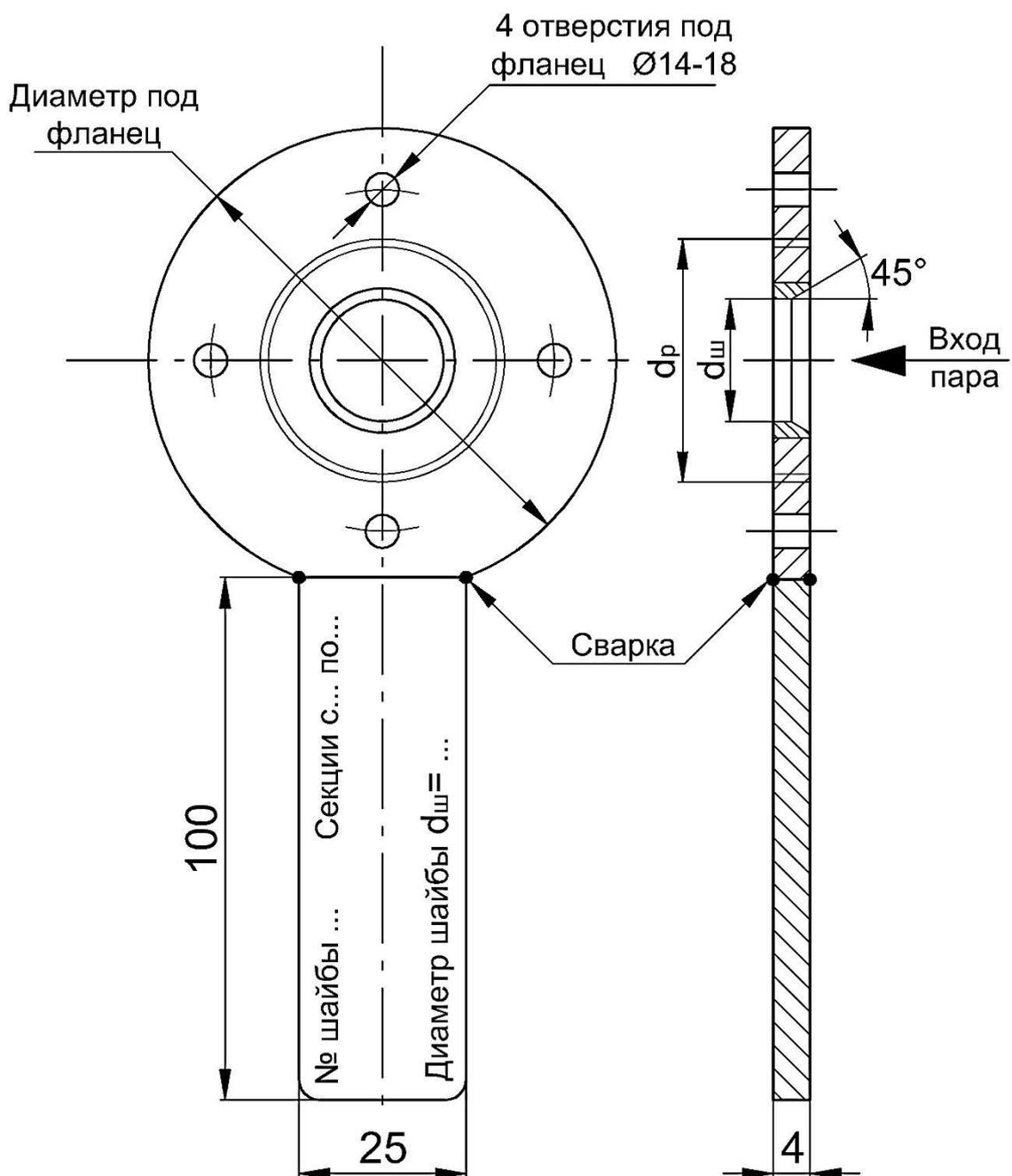


Рис. П.8. Дроссельная подпорная шайба фиксированного проходного сечения

Приложение П.9

Характеристики центробежных вентиляторов (табл. П.9.1) и осевых вытяжных вентиляторов (табл. П.9.2)

Таблица П.9.1

Характеристики центробежных вентиляторов

Марка вентилятора	Число оборотов	Производительность, тыс. м ³ /ч	Напор, Па
Ц 4-70, № 2,3	1400	1,4	250
Ц 4-70, № 4	1400	1,8	160
Ц 4-70, № 5	1400	5,0	500
Ц 4-70, № 6,3	1400	14,0	750
Ц 4-70, № 8	1190	20,0	1400
Ц 4-70, № 10	970	35,0	1400
Ц 4-70, № 12,5	530	40,0	1000
Ц 4-70, № 12,5	650	50,0	1400
Ц 4-70, № 16	650	90,0	1200

Таблица П.9.2

Характеристики осевых вентиляторов**(ВО 06-300, ВО 25-188, ВО 30-160)**

Обозначение ВО 06, 25, 30	Производительность, м ³ /ч	Напор, Па	Угол установки лопаток, градус	Максимальный КПД	Число оборотов, об/мин	Мощность, кВт	
						электро-двигателя	максимально потребляемая
00,03, 06,09, 12,15	40000	1300	15	0,78	910	22	20
01,04, 07,10, 13,16	60000	1200	15	0,78	1040	30	29
02,05 08,11, 14,17	87200	1100	15	0,78	1200	40	38,4

Приложение П.10

Характеристики сеткопродувных камер типа КСН-1 (табл. П.10)

Таблица П.10

Характеристики сеткопродувных камер типа КСН-1

Наименование величины	Обрезная ширина полотна, мм						
	1680	2100	2520	4200	6300	6720	8400
Радиус камеры, мм	70	90	110	120	180	200	240
Длина камеры, мм	2400	2400	4200	4800	7200	7200	8800
Расход воздуха на камеру, м ³ /ч*	960/ 1920	960/ 1920	1280/ 2500	1920/ 5760	2900/ 5760	2950/ 5760	3520/ 7040
Коэффициент местного сопротивления	0,93	0,93	0,93	0,93	0,93	0,93	0,93

* В числителе приведены минимальные расходы воздуха,
в знаменателе – максимальные

Приложение П.12

Таблица П.12

Основные характеристики некоторых типов кондиционеров

Характеристика	Марка кондиционера			
	КН-7,5	КН-10	КН-15	КН-20
Номинальная производительность по воздуху, тыс. м ³ /ч	7.5	10	15	20
Теплопроизводительность калорифера первого подогрева, кВт	140	190	326	374
То же второго подогрева, кВт	29	82	140	163
Свободное давление вентилятора (для сети воздухопроводов), Па	300	300	300	300
Мощность электропривода для привода вентилятора, кВт	9,3	10.1	17,3	21,3
Производительность насоса, м ³ /ч	30	30	45	60
Габариты насоса:				
длина, м	2,75	2,93	2,93	2,93
ширина, м	1,08	1,42	1,98	2,62

Приложение П.13

Таблица П.13

**Техническая характеристика парокомпрессионных поршневых
холодильных машин
Черкесского завода холодильного машиностроения**

Обозначение установки	Холодопроизводительность, кВт	Рабочее тело	Диапазон температуры кипения, °С	Тип кондиционера
ФМ22	27,9	Фреон R-22	– 40 ... + 5	Водяной
ФМ45	55,8	Фреон R-22	– » –	– » –
ФМ90	111,6	Фреон R-22	– » –	– » –
ХМ-АВ 22А2	22,1	Аммиак	– 30 ... + 0	Водяной
ХМ-АВ 22В1	30,8	– » –	– » –	– » –
ХМ-АУ	44,3	– » –	– » –	– » –
ХМ-АУ 45/А2	61,6	– » –	– » –	– » –
ХМ-АУ 90/А2	88,4	– » –	– » –	– » –
ХМ-АУ 90/А1	123,2	– » –	– » –	– » –

Библиографический список

1. *Бойков, Л. М.* Повышение эффективности сушки путем модернизации пароконденсатных систем бумагоделательных, картоноделательных машин и гофроагрегатов. – 2-е изд., перераб. и доп. / Л. М. Бойков. – СПб.: СПб ГТУ РП, 2015. – 575 с.

2. *Бойков, Л. М.* Повышение эффективности сушки путем модернизации пароконденсатных систем бумагоделательных, картоноделательных машин и гофроагрегатов / Л. М. Бойков. – СПб.: СПб ГТУ РП, 2014. – 511 с.

3. *Бойков, Л. М.* Теплотехника целлюлозно-бумажного производства. Теоретические основы теплотехники: учеб. пособие для студ. вузов / Л. М. Бойков, Н. С. Нечаев, Д. А. Прохоров, Е. Н. Ионин; под ред. д-ра техн. наук Л. М. Бойкова. – СПб.: ВШТЭ ГУПТД, 2017. – 383 с.

4. *Бойков, Л. М.* Теплотехника целлюлозно-бумажного производства. Теплоэнергетические и теплотехнологические установки. Ч. II и III: учеб. пособие для студ. вузов / Л. М. Бойков, Н. С. Нечаев; под ред. д-ра техн. наук Л. М. Бойкова. – СПб.: ВШТЭ ГУПТД, 2017. – 423 с.

5. *Бойков, Л. М.* Энергосбережение и ускорение сушки бумаги и картона/ Л. М. Бойков. – СПб.: ВШТЭ ГУПТД, 2018. – 279 с.

6. *Бойков, Л. М.* Зависимость энергетической эффективности от форм связи влаги с материалом на бумаго- и картоноделательных машинах / Л. М. Бойков, Д. А. Прохоров, Е. Н. Ионин// Тезисы докладов науч. конференции с международным участием. Институт энергетики и транспортных систем. Ч. 1. – СПб.: Изд-во Политехн. ун-та, 2016.

7. *Бойков, Л. М.* Исследование влияния одностороннего подвода теплоты на тепловую эффективность сушильной установки / Л. М. Бойков, Д. А. Прохоров, Е. Н. Ионин //Тезисы докладов науч. конференции с международным участием. Институт энергетики и транспортных систем. Ч. 1. – СПб.: Изд-во Политехн. ун-та, 2016.

8. *Бойков, Л. М.* Повышение эффективности сушки на бумаго- и картоноделательных машинах / Л. М. Бойков, Д. А. Прохоров, Е. Н. Ионин // Целлюлоза, бумага, картон. – Вып. 2, 2015. – С. 66–69.

9. *Бойков, Л. М.* Модернизация систем вентиляции на предприятиях ЦБП / Л. М. Бойков, Д. А. Прохоров, Е. Н. Ионин // Целлюлоза, бумага, картон. – Вып. 10, 2015. – С. 60–64.

10. *Бойков, Л. М.* Успешная модернизация пароконденсатных систем сушильных установок бумагоделательных и картоноделательных машин / Л. М. Бойков, Н. С. Нечаев // Промышленная энергетика. – 2013. – № 1. – С. 36–38.

11. *Бойков, Л. М.* Использование пароэжекторов в схемах пароконденсатных систем сушильных установок бумаго- и картоноделательных машин / Л. М. Бойков, Н. С. Нечаев // Целлюлоза, бумага, картон (реферативная информация). – М.: ВНИИПИЭИлеспром, 2012. – № 2. – С. 52–55.

12. *Бойков, Л. М.* Совершенствование теплопереноса при сервисном обслуживании установок сушки пористых волокнистых материалов / Л. М. Бойков, Н. С. Нечаев // Техничко-технологические проблемы сервиса. – СПб.: ГУСЭ. – 2009. – № 2. – С. 35–38.

13. *Бойков, Л. М.* Показатели эффективности работы сушильных установок бумагоделательных и картоноделательных машин / Л. М. Бойков, Н. С. Нечаев // Лесной журнал, 2012. – № 6. – С. 127–134.

14. *Бойков, Л. М.* Пути повышения эффективности сушки картона и бумаги / Л. М. Бойков // Проблемы экономии ТЭР на промпредприятиях и ТЭС: межвуз. сб. науч. тр. – СПб.: ГОУВПО СПб ГТУРП, 2007. – С. 45–48.

15. *Бойков, Л. М.* Повышение производительности и сокращение расхода теплоты в сушильной части бумаго- и картоноделательных машин / Л. М. Бойков // Машины и аппараты ЦБП: межвуз. сб. науч. тр. – СПб.: ГОУВПО СПб ГТУРП, 2007. – С. 26–28.

16. *Бойков, Л. М.* Сокращение затрат теплоты при сушке картона и бумаги / Л. М. Бойков, Н. С. Нечаев // Машины и аппараты ЦБП: межвуз. сб. науч. тр. – СПб.: СПб ГТУРП, 2005. – С. 53–58.

17. *Бойков, Л. М.* Теплотехника целлюлозно-бумажного производства. Теплоэнергетические и теплотехнологические установки: учеб. пособие / Л. М. Бойков. – СПб: СПб ГТУРП, 2002. – 117 с.

18. *Бойков, Л. М.* Совершенствование процессов тепломассопереноса при сушке картона и бумаги / Л. М. Бойков, Н. С. Нечаев // Машины и аппараты целлюлозно-бумажного производства: межвуз. сб. науч. тр. – СПб.: ГОУВПО СПб ГТУРП, 2005. – С. 47–52.

19. *Бойков, Л. М.* Основы экономии теплоты и повышение производительности установок при сушке картона и бумаги / Л. М. Бойков, Н. С. Нечаев // Техничко-технологические основы сервиса. – СПб: ГУСЭ. – 2009. – № 3. – С. 39–41.

20. *Бойков, Л. М.* Направления экономии теплоты при сушке картона и бумаги / Л. М. Бойков // Внедрение современных технологий энергосбережения в промышленность и коммунальное хозяйство: тезисы доклада научно-практической конференции 24–26 окт. 2000 г. – СПб.: СПб ГТУРП, 2000. – С. 84.

21. *Бойков, Л. М.* Тепломассообменные коэффициенты в процессе сушки картона / Л. М. Бойков // Машины и аппараты целлюлозно-бумажного производства: межвуз. сб. науч. тр. – Л.: ЛТА, 1988. – С. 93–97.

22. *Бойков, Л. М.* Формы связи влаги кровельного картона / Л. М. Бойков // Химия и технология бумаги: межвуз. сб. науч. тр. – Л.: ЛТА, 1988. – С. 61–63.

23. *Бойков, Л. М.* Универсальная методика расчета контактных сушильных установок / Л. М. Бойков // Химия и технология целлюлозы и полуцеллюлозы: межвуз. сб. науч. тр. – Л.: ЛТА, 1989. – С. 28–32.

24. *Бойков, Л. М.* Повышение эффективности работы сушильной части бумаго- и картоноделательных машин / Л. М. Бойков, Н. С. Нечаев // Проблемы экономии ТЭР на промпредприятиях и ТЭС: межвуз. сб. науч. тр. – СПб.: ГОУВПО СПб ГТУ, СПб ГТУРП, 2005. – С. 69–71.

25. *Жучков, П. А.* Тепловые процессы в целлюлозно-бумажном производстве / П. А. Жучков. – М.: Лесная промышленность, 1978. – 407 с.
26. *Жучков, П. А.* Тепловой и гидравлический режимы бумагоделательных и картоноделательных машин / П. А. Жучков, В. И. Саунин. – М.: Лесная промышленность, 1972. – 152 с.
27. *Технология целлюлозно-бумажного производства.* – В 3-х т., Т. II. Производство бумаги и картона. Ч. I. Технология производства и обработки бумаги и картона. – СПб.: Политехника, 2005. – 423 с.
28. *Бельский, А. П.* Вентиляция бумагоделательных машин / А. П. Бельский, М. Д. Лотвинов. – М.: Лесная промышленность, 1990. – 216 с.
29. *Лыков, А. В.* Теплообмен: справочник / А. В. Лыков. – М.: Энергия, 1978. – 479 с.
30. *Устройство утилизации тепла паровоздушной смеси бумагоделательной машины:* патент 2182941 РФ, МКИ Д 21 F 5/20, F28 D 20/00 / Д. А. Романов, Л. М. Бойков, Н. С. Нечаев (РФ). № 2001125805/12; заяв. 20.09.2001; опубл. 27.05.2002; Бюл. 2002.91.
31. *Готовский, М. А.* Теплообмен в технологических установках / М. А. Готовский, В. А. Суслов. – СПб.: Изд-во Политехн. ун-та, 2017. – 420 с.
32. *Жучков, П. А.* Теплотехника целлюлозно-бумажного производства: учеб. пособие для вузов / П. А. Жучков, А. П. Гофлин, В. И. Саунин. – М.: Экология, 1991. – 353 с.
33. *Бойков, Л. М.* Совершенствование процессов контактно-конвективной сушки картона и бумаги: автореф. дис. ... д-ра техн. наук / Л. М. Бойков. – СПб.: СПб ГТУРП, 2001. – 32 с.
34. *Бойков, Л. М.* Интенсификация сушки картона / Л. М. Бойков // Химия и технология бумаги: межвуз. сб. науч. тр. – Л.: ЛТА, 1988. – С. 127–130.
35. *Пароконденсатная система сушильной части бумаго- и картоноделательных машин:* а. с. 996591 СССР, МКИ Д 21 F 5/10 / П. А. Жучков, В. И. Саунин, Л. М. Бойков (СССР). № 3269684/29 – 12; заявл. 03.04.81; опубл. 15.02.83; Бюл. 1983. – № 6.

36. *Пароконденсатная* система сушильной части бумаго- и картоноделательных машин: а. с. 1356547 СССР, МКИ Д 21 F 5/10 / Л. М. Бойков (СССР). № 3994697/29 – 12; заявл. 23.12.85; опубл. 01.08.87. Бюл. 1987.

37. *Сушильный* цилиндр: а. с. 1449607 (СССР), МКИ D 21 F 5/02 С. В. Антуфьев, Л. М. Бойков. 2 с.: ил.

38. *Boykov, L. M.*, Modernization of steam and condensate systems of drying plants of paper and cardboard-making machines / L. M. Boykov, D. A. Prokhorov, E. N. Ionin., S. A. Lukianov // Materials of the 102-th International scientific-practical conference "The technical progress of humanity in the context of the continued expansion of the material needs of society". – London, 2015. – p. 40–42

39. *Мовсесян, В. Л.* Профильно-пластинчатые теплообменники / В. Л. Мовсесян, А. Ф. Мурзич, А. Н. Иванов. – СПб.: «РИД», 2002. – 320 с.

40. *Овчаренко, В. П.* Экономические расчеты в дипломном проектировании: методические указания для студентов химико-технологического факультета / В. П. Овчаренко // ГОУВПО СПбГТУРП. СПб., 2010. – 24 с.

41. *Мурзич, А. Ф.* Теплообменное оборудование промпредприятий: учеб. пособие / А. Ф. Мурзич, А.Н. Иванов СПбГТУРП. – СПб., 2005. – 288 с.

42. *Варгафтик, Н. Б.* Справочник по теплофизическим свойствам газов и жидкостей / Н. Б. Варгафтик. – М.: Наука, 1972. – 720 с.

43. *Перельштейн, И. И.* Таблицы и диаграммы термодинамических свойств фреонов 12, 13, 22 / ВНИХИ. – М., 1971. – 90 с.

44. *Михеев, М. А.* Основы теплопередачи / М. А. Михеев, И. М. Михеева. – М.: Энергия, 1977. – 344 с.

45. *Промышленная* теплоэнергетика и теплотехника: справочник/ А. М. Бакластов, В. М. Бродянский, Б. П. Голубев и др.; под общ. ред. В. А. Григорьева и В. М. Зорина. – М.: Энергоатомиздат, 1983. – 552 с.

ОГЛАВЛЕНИЕ

	Введение.....	3
Глава 1.	Технологическая схема производства бумаги и картона	5
1.1.	Основы технологии получения целлюлозы.....	5
1.2.	Технологическая схема бумагоделательной машины.....	9
1.3.	Многоцилиндровые сушильные установки.....	14
1.4.	Компоновка сушильной части машины.....	17
1.5.	Пароконденсатная система бумагоделательных и картоноделательных машин.....	22
1.6.	Параметры влажного воздуха.....	30
1.7.	<i>I-d</i> -диаграмма влажного воздуха и процессы изменения состояния воздуха.....	32
1.8.	Тепловой баланс сушильной установки	36
1.8.1.	Тепловой баланс сушильной установки бумагоделательной машины.....	37
1.8.2.	Тепловой баланс сушильной установки картоноделательной машины.....	46
1.9.	Кинетика и механизм сушки бумаги и картона.....	56
Глава 2.	Вентиляционные системы машин.....	64
2.1.	Классификация систем технологической вентиляции.....	64
2.2.	Схемы систем вентиляции БДМ и КДМ.....	68
2.3.	Обследование работы системы вентиляции.....	75
Глава 3.	Совершенствование вентиляционной системы сушильных установок БДМ и КДМ.....	87
3.1.	Обеспечение неравномерной подачи воздуха на сушку.....	87
3.2.	Утилизация низкопотенциальной теплоты отработавшего влажного воздуха с использованием в качестве промежуточного теплоносителя этиленгликоля.....	89
3.3.	Утилизация низкопотенциальной теплоты отработавшего влажного воздуха с использованием в качестве промежуточного теплоносителя воды	92

3.4.	Применение теплонасосных установок в системе вентиляции.....	97
3.5.	Кондиционирование воздуха.....	98
Глава 4.	Оборудование вентиляционных систем.....	110
4.1.	Схемы вентиляции сушильных частей.....	110
4.2.	Утилизация теплоты отработавшей паровоздушной смеси.....	112
4.3.	Схема рекуперации теплоты отработавшего влажного воздуха.....	114
4.4.	Расчет теплоуловителей для системы вентиляции сушильной установки и цеха.....	117
4.5.	Гладкопластинчатые теплоуловители.....	124
4.6.	Теплообменники из профильных листов.....	125
4.7.	Тепловой расчет теплоуловителя с гладкими пластинами и пластинами с овалообразными выступами.....	128
4.8.	Калориферы.....	135
4.9.	Использование синтетических сеток.....	142
4.10	Сеткопродувные камеры.....	144
4.11.	Сукнопродувные валики и продувочная система для продувки воздуха в застойных зонах.....	146
4.12.	Конвективный сушильный шкаф.....	150
4.13.	Колпаки скоростной сушки.....	151
4.14.	Схемы вентиляции сеточной части машины.....	153
4.15.	Вентиляционные системы для охлаждения каландров.....	157
4.16.	Холодильная установка.....	158
4.17.	Тепловой насос.....	162
4.18.	Конденсатоотводчики.....	165
4.19.	Автоматизация теплорекуперационного агрегата системы вентиляции сушильной установки БДМ и КДМ.....	171
Глава 5.	Тепловые расчеты оборудования системы вентиляции.....	173
5.1.	Расчет системы вентиляции бумагоделательной машины.....	173

5.2.	Расчет трубчатого теплорекуперационного агрегата системы вентиляции бумагоделательной машины.....	177
5.3.	Расчет теплообменника из пластин с овалообразными выступами для утилизации теплоты паровоздушной смеси.....	190
5.4.	Расчет парового калорифера для системы приточной вентиляции цеха.....	195
5.5.	Расчет калорифера на конденсате для системы приточной вентиляции цеха.....	199
5.6.	Тепловой расчет холодильной машины.....	201
5.7.	Расчет экономического эффекта от совершенствования системы вентиляции БДМ.....	205
	Приложения.....	212
	Библиографический список.....	251

Научное издание

Лев Михайлович Бойков

Вентиляция
бумаго- и картоноделательных
машин

Техн. редактор Л.Я. Титова

Темплан 2018., поз. 35

Подп. к печати Формат 60× 84/16. Бумага тип. № 1
Уч.-изд. л.16,20. Усл. печ.л.16,20. Тираж 25 экз. Изд. № 35. Заказ

Отпечатано с готового оригинал-макета в типографии
издательства Санкт-Петербургского политехнического
университета Петра Великого.

195251, Санкт-Петербург, Политехническая ул., 29