

**МИНИСТЕРСТВО ОБРАЗОВАНИЯ И НАУКИ РОССИЙСКОЙ ФЕДЕРАЦИИ**

**ФЕДЕРАЛЬНОЕ ГОСУДАРСТВЕННОЕ БЮДЖЕТНОЕ  
ОБРАЗОВАТЕЛЬНОЕ УЧРЕЖДЕНИЕ ВЫСШЕГО ПРОФЕССИОНАЛЬНОГО  
ОБРАЗОВАНИЯ**

**«САНКТ-ПЕТЕРБУРГСКИЙ  
ГОСУДАРСТВЕННЫЙ ТЕХНОЛОГИЧЕСКИЙ УНИВЕРСИТЕТ  
РАСТИТЕЛЬНЫХ ПОЛИМЕРОВ»**

---

**Л. М. Бойков**

**Повышение эффективности сушки  
путем модернизации  
пароконденсатных систем  
бумагоделательных,  
картоноделательных машин и  
гофроагрегатов**

**Санкт-Петербург  
2014**

УДК 676.056.5

ББК 35.77

Б-772

**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.

ISBN 978-5-91646-058-2

В книге представлены апробированные на практике мероприятия по экономии теплоты и повышению производительности сушильных установок бумагоделательных, картоноделательных машин и гофроагрегатов.

Книга рассчитана на инженерно-технических работников предприятий и проектных организаций целлюлозно-бумажной промышленности, а также будет полезна научным работникам, аспирантам и студентам высших учебных заведений.

Табл. 25. Ил. 159. Библиогр.: 104 назв.

Рецензент – Н.С. Нечаев (Руководитель направления ЦБП

ООО «Спиракс-Сарко Инжиниринг»)

ISBN 978-5-91646-058-2

© Бойков Л. М., 2014

© Санкт-Петербургский  
государственный  
технологический университет  
растительных полимеров, 2014

## 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.

В целлюлозно-бумажной промышленности (ЦБП) увеличение производительности бумагоделательных и картоноделательных машин (БДМ, КДМ), а также гофроагрегатов (ГА), существенное сокращение удельных затрат теплоты и повышение качества выпускаемой продукции достигается, в первую очередь, за счет модернизации тепловых схем и конструкций сушильных установок БДМ, КДМ и ГА. При этом значительная доля прироста продукции и энергосбережения при выработке целлюлозы, бумаги и картона на предприятиях ЦБП осуществляется путем модернизации пароконденсатных систем (ПКС) контактно-конвективных сушильных установок (СУ) БДМ, КДМ и ГА с малыми энергетическими и капитальными затратами.

В основе реконструкции существующих тепловых схем сушильных установок должно быть положено внедрение современных и научно обоснованных технических разработок. Поэтому внедрение научных достижений и широкое использование накопленного практического опыта при модернизации пароконденсатных систем сушильных установок являются актуальной проблемой при производстве целлюлозы, бумаги и картона.

Эксплуатируемые сегодня БДМ, КДМ и ГА работают весьма неэффективно. На ряде машин целлюлозно-бумажных комбинатов (ЦБК) и картонно-бумажных производств имеет место существенный перерасход пара и тепловой энергии (до 40 %). Кроме того, на многих машинах отмечается значительная недовыработка выпускаемой продукции, вследствие снижения интенсивности сушки полотна в сушильных установках. При этом зачастую выпускается продукция пониженного качества. Повышение эффективности работы действующих БДМ, КДМ и ГА имеет актуальное значение не только для рентабельности работы предприятий на современном этапе их развития, но и для перспективного развития целлюлозно-бумажного производства в целом для всей страны.

Причины снижения эффективности работы БДМ, КДМ и ГА кроются в несоблюдении закономерностей сушки волокнистых материалов, систематическом нарушении теплового и гидравлического режимов работы сушильных установок. Кроме того, не обеспечивается необходимое поступление расхода пара на каждый цилиндр в соответствии с тепловым расчетом, не учитываются формы связи влаги с материалом в процессе сушки, отмечается отклонение температурного режима сушки от требуемого, выпускается продукция различного ассортимента в течение суток, месяца, года. Также, имеют место ошибки эксплуатационного персонала, приводящие к частым обрывам полотна и холостому ходу работы сушильных установок. Все это негативно сказывается на снижении производительности сушильных установок и на перерасходе тепловой энергии при выработке продукции.

В настоящее время на многих предприятиях бумажной промышленности России эксплуатируются БДМ, КДМ и ГА малой и средней производительности, изготовленные еще до 80-х годов прошлого столетия. Эти машины имеют ряд общих недостатков и особенностей:

- использование в ряде случаев параллельной схемы теплоснабжения;
- разбивка цилиндров по паровым группам не соответствует закономерностям сушки;
- расход пара на каждый цилиндр и на паровые группы цилиндров не соответствует расчетным значениям;
- низкие значения давления пара по паровым группам и малые перепады давления между группами;
- в трубопроводах отвода конденсата от машин отмечается наличие значительного количества пролётного пара;
- нестабильность теплового и гидравлического режимов работы сушильных установок;
- неудовлетворительный температурный график работы сушильных цилиндров;
- не учитываются закономерности сушки и формы связи влаги с материалом;
- частые обрывы полотна;
- неудовлетворительный профиль влажности по ширине полотна;
- часто меняющийся ассортимент выпускаемой продукции;
- неудовлетворительная работа системы вентиляции БКДМ;



- конструкции сушильных установок и схемы пароконденсатных систем действующих БДМ, КДМ и ГА не соответствуют современным требованиям перспективного развития отрасли.

Эти недостатки вызваны рядом объективных и субъективных причин. Более ранние схемы ПКС были изначально несовершенны: параллельные схемы ПКС, использовалось устаревшее оборудование, в них применялись агрегаты и узлы устаревшей конструкции (конденсатные горшки, несовершенный привод сушильных цилиндров и элементов оборудования, открытая или полузакрытая система вентиляции машин). Пар выполняет не тепловую, а механическую работу по транспортировке конденсата от машины к баку-сборнику конденсата.

В процессе длительной эксплуатации первоначальные схемы ПКС претерпели значительные изменения. Отдельные узлы и агрегаты тепловой схемы изнашивались и выходили из строя. Отсутствие необходимого финансирования и понимания необходимости этих элементов приводило к тому, что они исключались из схем ПКС. Предпринимались попытки использовать теплоту отводимой от машин пароконденсатной смеси на второстепенные нужды предприятия (отопление, нагрев холодной воды и пр.).

Настоящая работа посвящена решению актуальных вышеперечисленных проблем, стоящих перед производственниками. Производственные проблемы должны быть решены простыми и понятными для обслуживающего персонала способами и на основе современных научных представлений теории и механизма сушки на разных стадиях сушильного процесса с учетом форм связи влаги и материала.

В главах 1 и 2 приводится литературный обзор и последние достижения науки и техники, которые используются в настоящее время для решения поставленных задач. В последующих главах рассматриваются мероприятия по повышению производительности сушильных установок БДМ, КДМ и ГА и сокращению удельных затрат теплоты и пара на единицу вырабатываемой продукции. Это стало возможным за счет модернизации пароконденсатных систем контактных сушильных установок, обеспечивающих интенсификацию сушильных процессов при минимальных затратах тепловой энергии. Предложенные мероприятия апробированы в производственных условиях на целом ряде действующих БДМ, КДМ и ГА. Все реализованные мероприятия позволили получить

положительные эффекты и могут быть рекомендованы для широкого использования в отрасли. Кроме того, в книге приведены дополнительные рекомендации по дальнейшему повышению эффективности работы сушильных установок, которые также апробированы в производственных условиях и могут привести к дополнительному повышению производительности и сокращению расхода пара и теплоты на единицу вырабатываемой продукции. В книге приведены также мероприятия по повышению эффективности работы гофроагрегатов.

*Цель реконструкции пароконденсатных систем БДМ и КДМ* – снижение удельных затрат пара и теплоты на сушку и повышение производительности сушильных установок бумагоделательных, картоноделательных машин и гофроагрегатов.

*Задачи модернизации сушильных установок:* разработать и внедрить в производство пароконденсатные системы сушильных установок БДМ, КДМ и ГА с минимальными затратами теплоты, максимальной производительностью при минимальных капитальных затратах денежных средств и малым сроком коммерческой окупаемости (4–9 месяцев).

*Методы исследований.* Исследования проведены в производственных условиях на действующих бумагоделательных, картоноделательных машинах и гофроагрегатах на основе физического эксперимента, современных представлений теории тепломассопереноса, использования специальных методов прикладной и вычислительной математики.

*Основные направления исследований:*

- экспериментальным путем на действующих машинах доказана целесообразность модернизации пароконденсатных систем сушильных установок (ПКС СУ) бумагоделательных и картоноделательных машин (БДМ и КДМ);
- путем реконструкции ПКС СУ подтверждены научные аспекты, связанные с повышением производительности сушильных установок и сокращением расхода теплоты на единицу выпускаемой продукции (использование форм связи влаги с материалом, закономерностей и особенностей сушки на каждой стадии процесса в зависимости от механизма переноса теплоты и влаги);
- разработаны и внедрены в производство более совершенные

пароконденсатные системы с минимальными удельными затратами теплоты, максимальной производительностью, малыми капитальными затратами, быстрым сроком окупаемости;

- разработаны и предложены универсальные схемы пароконденсатных систем сушильных установок при выработке продукции различного ассортимента в течение суток, месяца, года;
- предложен ряд схем ПКС СУ БДМ и КДМ, которые можно реализовать в отрасли;
- экспериментальным путем для некоторых видов продукции (целлюлоза, коробочный и кровельный картон, газетная бумага и др.) доказана целесообразность отключения некоторых сушильных цилиндров по пару и конденсату;
- уточнена существующая методика теплового расчета контактно-конвективных сушильных установок БДМ и КДМ;
- на основе использования уточненной методики расчета сушильных установок и полученного опыта внедрения ПКС оптимизирована конструкция цилиндрических сушильных установок БДМ и КДМ.

Для разработки мероприятий по модернизации пароконденсатных систем БДМ, КДМ и ГА необходимо, прежде всего, изучить фундаментальные закономерности процесса сушки волокнистых материалов, а также научно обосновать целесообразность внедрения научно-технических решений, которые способствовали бы повышению эффективности работы сушильных установок БДМ, КДМ и ГА.

Целью реконструкции являются повышение производительности сушильных установок и сокращение затрат пара и теплоты на сушку. Для предварительной оценки возможностей машин при реконструкции необходимо заполнить опросный лист (см. прил. П.12) по фактическим техническим характеристикам работы сушильных установок.

Отзывы по содержанию книги, а также предложения по реконструкции пароконденсатных систем сушильных установок бумагоделательных, картоноделательных машин, пресспатов и гофроагрегатов просьба присылать по электронной почте. E-mail: lev-boikov@mail.ru. Для предварительной оценки возможностей машин при их реконструкции необходимо заполнить опросный лист (см. приложение П.12) по фактическим техническим характеристикам работы сушильных установок.

# Глава 1. ТЕОРЕТИЧЕСКИЕ ОСНОВЫ ПОВЫШЕНИЯ ЭФФЕКТИВНОСТИ СУШКИ БУМАГИ И КАРТОНА

## 1.1. Характеристики пористой структуры полотна

Опыт эксплуатации сушильных установок БКДМ и их многочисленные тепловые расчеты [1–8, 13, 41, 43, 44, 50] свидетельствуют, что теоретические значения расходов теплоты и пара для ряда машин значительно ниже фактических значений (до 40 %). При этом отмечается также работа сушильных установок с низкими удельными влагосъемами (8–15) кг влаги/ (м<sup>2</sup>·ч), что обусловлено снижением интенсивности сушки полотна.

В настоящее время существует ограниченное количество работ [1–6], направленных на использование закономерностей теории тепломассообмена (ТМО) для интенсификации переноса теплоты и влаги и энергосбережения в процессе сушки волокнистого материала на БДМ и КДМ. Большинство работ [1, 2, 5–16] посвящено либо рассмотрению общих закономерностей ТМО в процессе сушки, либо направленных на решение инженерных задач, связанных с разработкой методики теплового расчета цилиндрических сушильных установок.

Кроме того, указанные работы опубликованы в период 1960–1980 годов, когда сушильные установки БДМ и КДМ работали при пониженных скоростях и на качественно более низком техническом уровне, чем в настоящий момент времени.

Анализ многочисленных тепловых расчетов сушильных установок БДМ и КДМ, выполненных по существующей методике, позволяет сделать вывод, что фактическая производительность быстроходных машин существенно отличается от расчетной. Кроме того, данная методика расчета не учитывает конвективный тепломассообмен на участках свободного пробега полотна и не позволяет увязать тепловой режим работы с оптимизацией конструкции сушильной установки.

Несмотря на большое количество выполненных исследований, теория и расчетные методы тепломассопереноса, особенно для высокоинтенсивной сушки волокнистых материалов, разработаны недостаточно полно. Теоретические методы анализа этой задачи основываются на многих допущениях и гипотезах, которые нуждаются в экспериментальной проверке.

В связи с возможной модернизацией работающих контактных сушильных установок, встает вопрос о применении существующей теории ТМО к новым условиям работы БДМ и КДМ и уточнении существующей методики теплового расчета сушильных установок.

В основе применения теории тепломассообмена для интенсификации сушильных процессов и сокращения тепловых затрат лежит изучение пористой структуры волокнистой основы, форм связи влаги с материалом и механизма удаления влаги из материала на каждой стадии сушки. Кроме того, необходимо изучить кинетику процессов сушки бумаги и картона, составить дифференциальные уравнения тепломассообмена для отдельных стадий сушильного процесса в зависимости от механизма сушки.

К характеристикам пористой структуры материала относятся: размеры пор и капилляров, пористость и удельная поверхность пор, интегральная и дифференциальная кривые распределения пор по радиусам (рис. 1.1).

С помощью микроскопов типа МБР-1 и МБ-9 для кровельного картона изучены и получены [3] следующие характеристики: пористость составила  $\Pi_v = 0,60$ , удельная поверхность пор –  $S_{\Pi} = 0,8 \cdot 10^{-5} - 0,7 \cdot 10^{-4} \text{ м}^2 / \text{м}^3$ , а диаметры наибольшего количества капилляров составили  $(8 \text{ и } 24) \cdot 10^{-4} \text{ см}$ .

По характеристикам пористой структуры материала расчетным путем определяются: коэффициенты молярного и диффузионного переноса пара  $K_p$  и  $K_d$ ; коэффициент массопроводности при фильтрации  $a_p$ ; изменения температуры и влагосодержания  $\Delta T_i$  и  $\Delta U_i$  на каждом участке сушки; плотность потока переноса пара  $j$  внутри материала; капиллярное давление  $P_{\text{кан}}$ ; энергия связи влаги с материалом – энергия на разрыв капиллярных сил в зависимости от размера пор  $\mathcal{E}(r_{\text{пор}})$ ; перепад давления по толщине материала при движении влаги и пара через волокнистый скелет  $\Delta P$ ; затраты теплоты  $\Delta q$  и работы  $\Delta l$  на перемещение влаги по глубине материала.

На механизм и интенсивность сушки бумаги или картона существенное влияние оказывают процессы кипения и испарения влаги в пористой структуре материала.

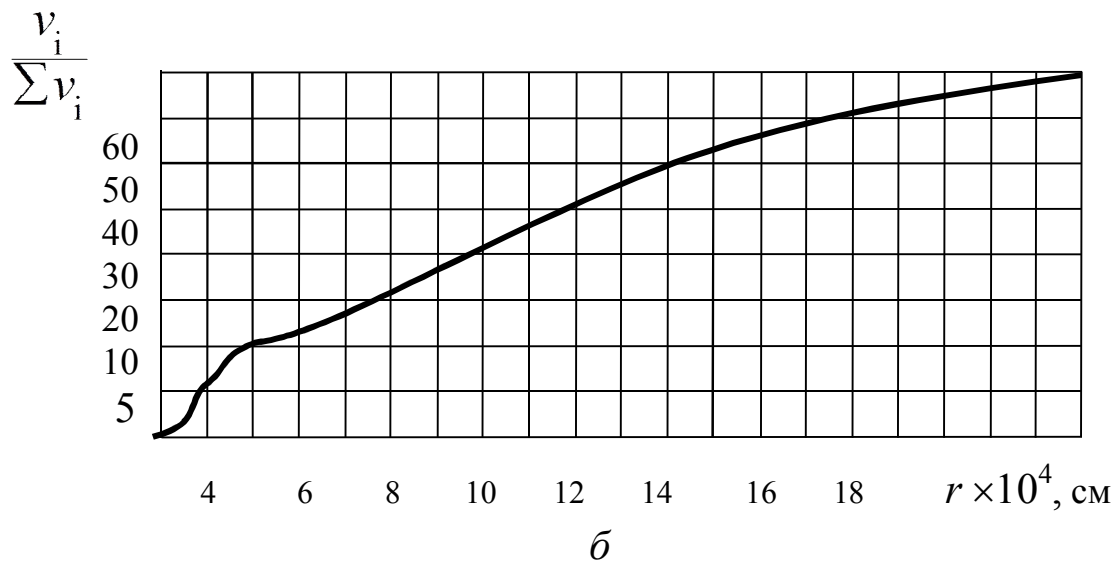
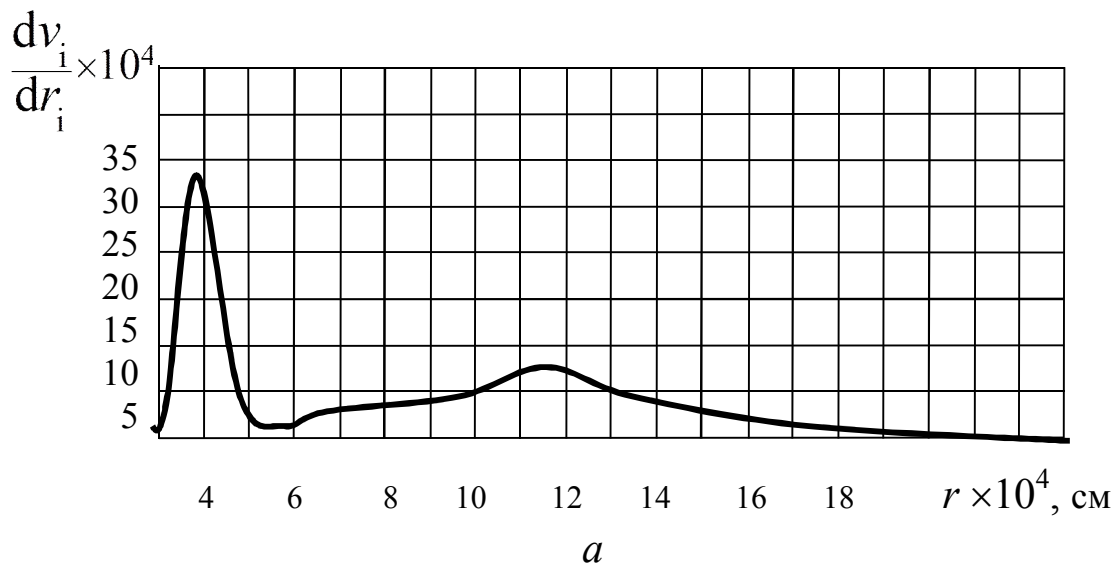


Рис. 1.1. Кривые распределения пор по радиусам:  
*a* – дифференциальная; *б* – интегральная

## 1.2. Испарение и кипение в пористых телах

Процесс кипения и испарения жидкости в пористых телах весьма сложен и обусловлен многими факторами.

С одной стороны, он зависит от характеристик пористой структуры: пористости, проницаемости, размера, формы и материала волокон, среднего радиуса пор, распределения пор по радиусу, толщины бумаги или картона. С другой стороны, определяется режимными характеристиками сушильного процесса:

характером подвода теплоты, давлением пара в цилиндрах, теплофизическими свойствами жидкости.

Сложность механизма теплообмена при кипении и испарении в пористых телах не позволяет получить надежные расчетные зависимости.

Имеющиеся экспериментальные данные довольно противоречивы. Увеличение толщины пористого тела по работам [35, 37] интенсифицирует теплосъем, а по данным [38] – наоборот. В то же время, в работе [41] отмечается, что толщина пористого тела не оказывает влияния на максимальную плотность теплового потока.

Известны экспериментальные и теоретические исследования по теплообмену в пористых телах [38–41, 45, 46], проведенные в условиях постоянного отвода теплоты. При построении физических моделей принималось допущение о равномерном переносе теплоты и влаги по толщине пористого тела. Однако при больших плотностях теплового потока наблюдается появление осушенных зон [41, 45, 46].

В работах [42, 43] приведены закономерности при кипении и испарении в пористых телах в случае подвода энергии при граничных условиях третьего рода. На основании опытных данных (рис.1.2) предложен специфический механизм теплообмена при кипении и испарении жидкости в пористом теле.

При интенсивном испарении (кипении) жидкости внутри пористого материала возникает градиент релаксируемого давления, который приводит к выбросу парокapельной смеси. Переход испарения жидкости из менисков вблизи поверхности пористого материала к объемному испарению внутри пор, когда их поверхность увеличивается в десятки раз, неизбежно приводит к существенному росту коэффициента теплообмена. Этот факт, также как и выброс микрокапель с поверхности волокнистого материала, наблюдался экспериментально [41, 45, 46].

При относительно небольших плотностях теплового потока испарение осуществляется с поверхности зеркала жидкости, а при высоких скоростях теплового потока в телах с капиллярно-пористой структурой происходит перенос двухфазной среды, состоящей из пара и капель жидкости.

Интенсивность испарения и кипения влаги существенно зависит от термического сопротивления и гидродинамики при движении пара внутри пористой структуры.

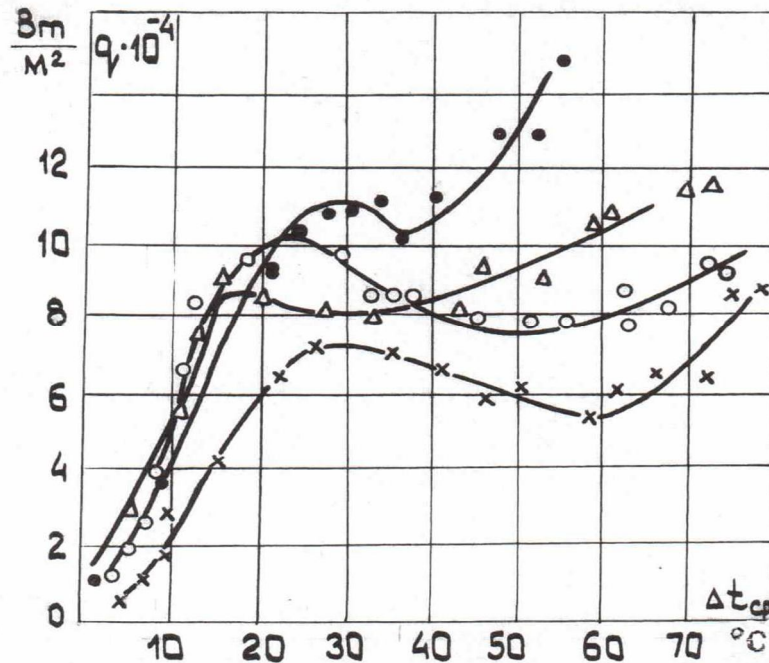


Рис. 1.2. Зависимость плотности теплового потока от среднего размера стенки:

толщина пористого тела, см: ● —  $0,85 \cdot 10^{-4}$ ;  
 $\Delta$  —  $1,00 \cdot 10^{-4}$ ; ○ —  $2,00 \cdot 10^{-4}$ ; × —  $4,00 \cdot 10^{-4}$

В результате анализа зависимости коэффициента теплоотдачи от удельного теплового потока выделены [44] три вида переноса теплоты:

а) через капиллярную структуру, полностью насыщенную жидкостью. Интенсивность процесса определяется термическим сопротивлением пористой структуры и сопротивлением на поверхности мениска. Уменьшение толщины пористой структуры до оптимального значения приводит к увеличению коэффициента теплообмена;

б) через капиллярную структуру, частично насыщенную жидкостью. Поверхность фазового перехода увеличивается в десятки раз. Основное термическое сопротивление при этом определяется гидродинамикой истечения пара через поры;

в) с помощью паровых пузырей в центрах парообразования



процесс пузырькового кипения жидкости начинается при малых плотностях теплового потока. Пузыри улучшают объемную смачиваемость пористого тела и способствуют образованию тонких пленок жидкости на всей поверхности структуры, т. е. помогают полю капиллярных сил смачивать поверхность теплообмена. Процесс удаления пузырей сопровождается разбрызгиванием микрокапель жидкости и попаданием их в выходящий поток пара.

Теплообмен в режиме фазового перехода по способам б и в сопровождается пульсациями давления пара внутри пористого тела и является периодически неустойчивым.

Результаты экспериментов [43, 44] свидетельствуют, что наибольший тепловой поток обеспечивал материал толщиной  $0,85 \cdot 10^{-3}$  м. В режиме кипения увеличение толщины пористого тела затрудняет отвод пара. При одинаковом давлении насыщенного пара плотность теплового потока в пористых телах в 1,5–2,5 раза выше, чем при кипении той же жидкости в большом объеме на гладкой горизонтальной поверхности.

Коэффициент теплообмена при испарении и кипении жидкости в капиллярно-пористых телах также в несколько раз превышает коэффициент теплообмена при кипении в большом объеме [44, 47].

В волокнистых материалах по мере увеличения плотности теплового потока вблизи поверхности нагрева происходит перегрев жидкости.

При высокоинтенсивном процессе сушки внутри материала возникает давление смеси, превышающее давление влажного воздуха в окружающей среде [48]. Наличие такого медленно релаксируемого давления вызывает молярное движение парогазовой смеси к поверхности материала.

Исходя из изотермической теории испарения жидкости из капилляров [43, 44] получено уравнение, позволяющее рассчитать избыточное давление  $P_x$ , когда температура жидкости превышает температуру кипения:

$$\ln \frac{P_x}{P_x - P_{н.п}} = \frac{r^2 (P_x^2 - P_0^2)}{16 \cdot \eta \cdot P_0 \cdot D},$$

где  $P_{н.п}$  – давление насыщенного пара, Па;  $P_6$  – атмосферное давление, Па;  $r$  – радиус капилляра, мкм;  $D$  – коэффициент диффузии, м<sup>2</sup>/с;  $\eta$  – вязкость паровоздушной смеси, (Н · м)/м<sup>2</sup>.

Радиус микрокапилляров при скорости  $C$  испарения из них жидкости находится из уравнения

$$r = \sqrt{\frac{16 \cdot \eta \cdot R \cdot T \cdot \rho \cdot C}{P_x^2 - P_6^2}},$$

где  $\rho$  – плотность паровоздушной смеси.

Массовый расход пара, перемещающегося в капиллярах, определяется из выражения

$$M = \frac{r^2 (P_x^2 - P_6^2)}{16 \cdot \eta \cdot R \cdot T \cdot \ell}.$$

Избыточное давление паров влаги в капиллярах можно вычислить по уравнению вида

$$P_x = \frac{P_{н.п}}{1 - e^{-\alpha}},$$

где

$$\alpha = \frac{R \cdot T \cdot \rho \cdot C}{P_6 \cdot D}.$$

Возникающее внутри пористой структуры материала релаксируемое избыточное давление существенно влияет на кинетику, интенсивность и эффективность сушки. В зависимости от характеристик пористой структуры материала находятся также границы форм связи влаги с волокнистой основой.

### 1.3. Формы связи влаги с материалом

Закономерности переноса теплоты и влаги в волокнистых материалах в значительной степени обусловлены структурой пористого материала. Это позволяет по характеру процессов

теплопереноса установить формы связи влаги с волокнистой основой. Из большого количества разнообразных методов исследований структуры пористого волокнистого материала дериватографический метод [3, 49] позволяет наиболее полно определить характер протекающих процессов. Он включает в себя комплекс из трех основных характеристик процесса: термограмму сушки, кинетику процесса и дериватограмму дифференциального изменения массы испаряемой влаги во времени.

Дериватографический метод исследований отличается от других своей комплексностью, так как позволяет по результатам экспериментов получить информацию, как о средних порах, так и о самой пористой структуре образца. Также можно определить объем макропор и микропор образца (по количеству влаги в порах) и удельную поверхность твердой фазы (по количеству адсорбированной воды). Кроме того, по дериватограмме можно количественно оценить степень однородности микропор по размерам.

Метод дериватографических исследований основан на закономерностях сушки образца при постоянных параметрах окружающей среды (температуре, давлении, влажности и скорости обдува).

Для изучения форм связи влаги с материалом автором использован дериватографический метод исследований, который позволяет по кинетической кривой сушки определить границы формы связи влаги с волокнистой основой и оптимальное количество затрат тепловой энергии для удаления влаги на каждой стадии сушильного процесса.

В экспериментах образец кровельного картона высушивался при постоянном режиме. При этом непрерывно с помощью самописца регистрировалась масса и температура образца, а также скорость испарения влаги в процессе термического обезвоживания картона. Изменения в затрате энергии при переходе от одной формы связи влаги с материалом к другой обуславливают появление на дериватограмме характерных точек, по которым можно определить как границы влагосодержаний, так и общее количество влаги определенной формы связи.

Результаты дериватографического метода исследований пористой волокнистой структуры кровельного картона приведены на рис. 1.3. Условия проведения экспериментов следующие: температура

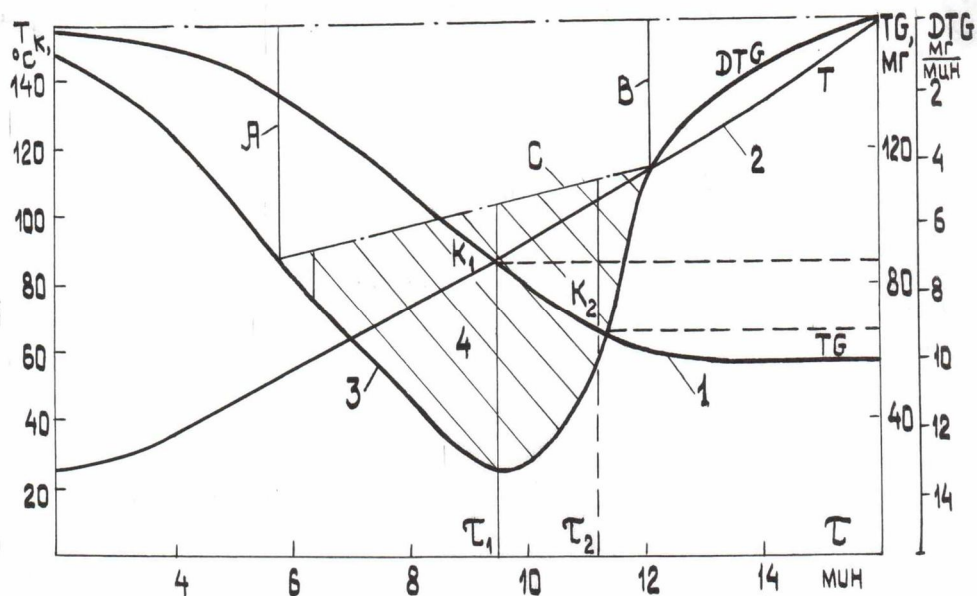


Рис. 1.3. Дериватограмма процесса конвективной сушки образца кровельного картона марки А-420:

1 – масса образца (TG); 2 – температура материала (T);  
 3 – дифференциальная масса или скорость изменения массы во времени (DTG); 4 – масса испаренной влаги в процессе сушки;  
 А, В, С – ограничительные линии действительного процесса сушки

греющей среды –  $150^{\circ}\text{C}$ ; влажность воздуха – 70 %; вес исходной навески – 156 мг; скорость нагрева образца –  $10^{\circ}\text{C}$  в минуту.

Из графика следует, что кривые изменения массы (кривая 1) и скорости изменения испаренной влаги (кривая 3) имеют точки перегиба, соответствующие первому и второму критическим значениям влагосодержания влажного материала в процессе его сушки.

Для кровельного картона марки А-420 критические влагосодержания оказались равными соответственно:

$U_{K1} = 0,491\text{ кг/кг}$ , что соответствует сухости  $T_{K1} = 67,1\%$ ;

$U_{K2} = 0,175\text{ кг/кг}$ , т. е. сухости  $T_{K2} = 55,1\%$ , а их соотношение

$U_{K1}/U_{K2} = 0,356$ .

Аналогичные значения получены при сушке кровельного картона других марок, которые изготавливались на картоноделательных машинах типа К-2, К-2М, К-3, К-3М.

Заштрихованная площадь 4, расположенная над дифференциальной кривой 3, позволяет оценить количество теплоты, затраченной на испарение влаги в любой момент времени.

Анализ полученных результатов свидетельствует, что общая теплота на сушку расходуется по отдельным периодам в следующем соотношении: при прогреве полотна – 1,3 %; в периоде постоянной скорости сушки – 50,6 %; в первом интервале второго периода сушки – 42,2 % , во втором интервале второго периода сушки – 5,1 %.

Выполненные эксперименты свидетельствуют, что при начальном влагосодержании картона равном 1,3–1,4 кг/кг длительность периодов сушки по времени процесса распределяется следующим образом: прогрев материала – 8,7 %; первый период сушки – 55,1 %; первый и второй интервалы второго периода сушки соответственно 24,1 % и 12,1 % от общей продолжительности процесса 224 секунды для картона марки А-420 и 196 секунд – для картона марки А-350.

Закономерности тепломассопереноса при сушке капиллярно-пористых волокнистых материалов зависят как от режимов процесса, так и от физико-химических свойств материала (рис. 1.4) и, в первую очередь, от форм связи влаги с материалом.

Как показали эксперименты, основная часть осмотической и макрокапиллярной влаги (62,2 %) в кровельном картоне испаряется в первом периоде сушки. При этом влагосодержание снижается от начального  $U_0$  до первого критического значения  $U_{К1}$ . Стыковая влага из макрокапилляров удаляется в начале второго периода сушки при снижении влагосодержания с 0,49 до 0,25 кг/кг и содержится в материале до 18,5 %. Влага микрокапилляров составляет 10 % и удаляется при снижении влагосодержания с 0,25 до 0,12 кг/кг. Адсорбционная связанная влага (поликапиллярная и полимолекулярная) в количестве 9,2 % испаряется в конце сушки, когда влагосодержание снижается с 0,12 кг/кг до равновесного влагосодержания  $U_p = 0,05$  кг/кг.

На основании этих данных для кровельного картона построена диаграмма форм связи влаги с волокнистой основой (рис. 1.5). Формы связи влаги с материалом [3, 49–51] определяют механизм и кинетику сушки на каждой стадии процесса. Они позволяют также составить уравнения, описывающие перенос влаги по отдельным интервалам сушки, снизить до минимума затраты энергии,

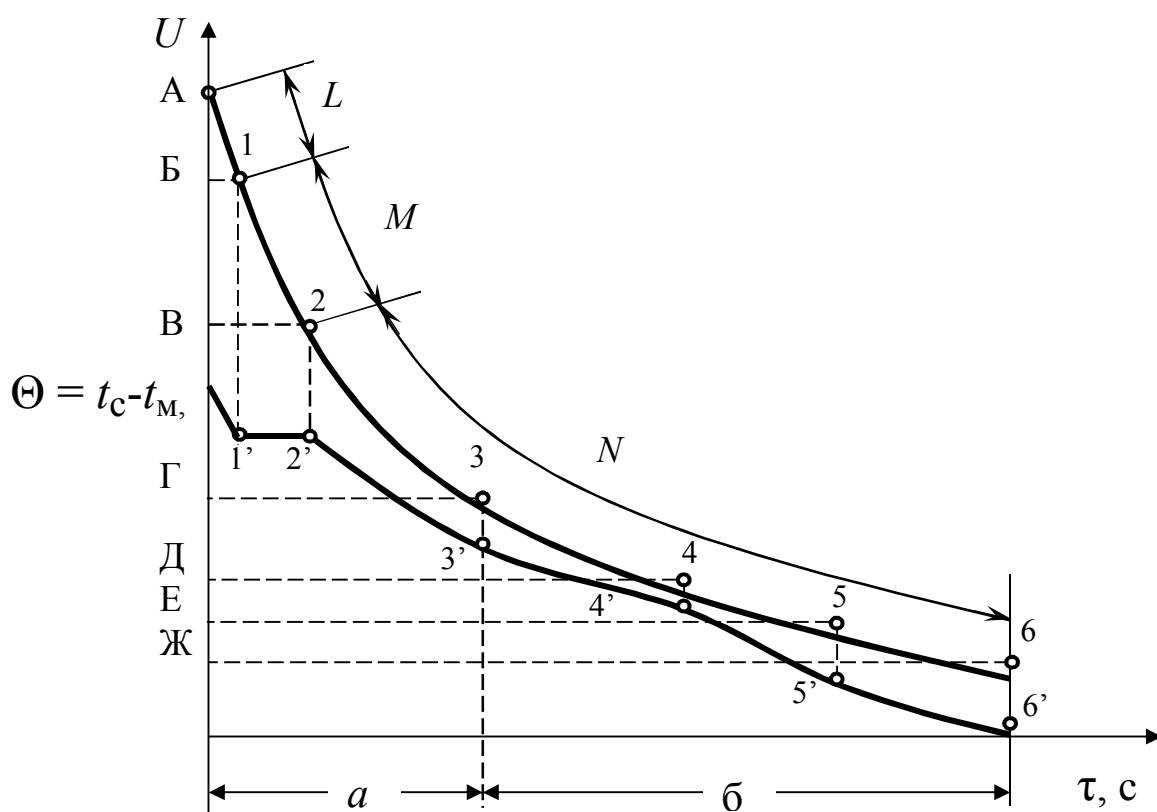


Рис. 1.4. Термограмма и кривая сушки капиллярно-пористых волокнистых материалов:

*a*, *б* – области влажного и гигроскопического состояния вещества;

1–6 – сингулярные точки;

АЖ – интервалы существования различных форм связи влаги;

АВ – осмотическая влага;

ВГ. – стыковая влага при  $r > 10^{-7}$  м;

ВГ. – стыковая влага при  $r > 10^{-7}$  м;

ГД – капиллярная влага в микропорах при  $r < 10^{-7}$  м;

ДЕ – влага поликапиллярной адсорбции,  $r = 1 \cdot 10^{-7} - 3 \cdot 10^{-10}$  м;

ЕЖ – влага поликапиллярной адсорбции,  $r = (3-5) \cdot 10^{-10}$  м;

АВ и ДЖ – физико-химическая форма связи;

БД – физико-механическая форма связи;

$t_c$ ,  $t_m$  – температура сушильного агента и материала;

$U$  – влагосодержание материала;

$L$  – период прогрева полотна;

$M$ ,  $N$  – первый и второй периоды сушки

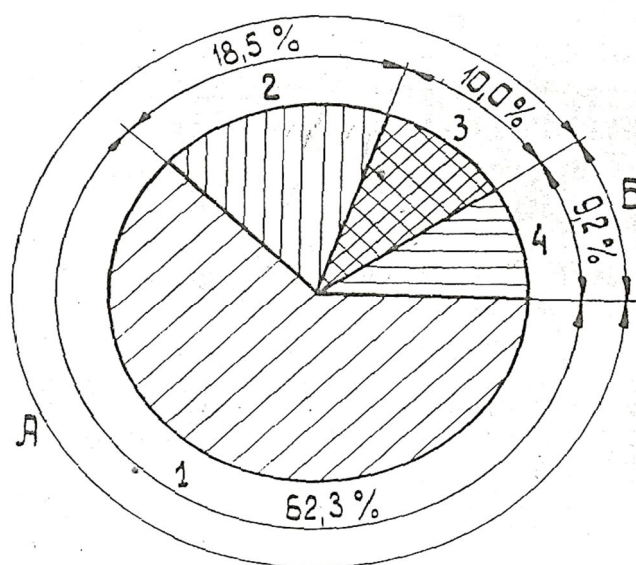


Рис. 1.5. Диаграмма форм связи влаги с основой кровельного картона:

- 1 – осмотическая и макрокапиллярная влага ( $U > 0,49$  кг/кг);
- 2 – стыковая влага ( $U = 0,25-0,49$  кг/кг);
- 3 – микрокапиллярная влага ( $U = 0,12-0,25$  кг/кг);
- 4 – адсорбционная влага: поликапиллярная и полимолекулярная (при  $U < 0,12$  кг/кг);
- А – физико-механическая форма связи;
- Б – физико-химическая форма связи

определить продолжительность процесса на каждой стадии, установить оптимальные температурные режимы сушки.

Например, для кровельного картона установлен следующий оптимальный тепловой режим сушки: Кт. С – Кв. С – Кт. С (контактная – конвективная – контактная сушка) при соответствующих температурах 140 – 180 – 160 °С.

Выявленные границы форм связи влаги с волокнистой основой позволяют научно обоснованно подойти к вопросу о сокращении затрат теплоты на каждой стадии сушильного процесса и интенсифицировать сушку.

На основе испытаний картоноделательных машин установлено, что в периоде прогрева процесс обезвоживания материала протекает с увеличением интенсивности сушки с 7,0 до 11,3

кг/(м<sup>2</sup>·ч). Период постоянной скорости сушки протекает с максимальной интенсивностью 11,3 кг/(м<sup>2</sup>·ч) и при постоянных коэффициентах массообмена  $\alpha_{mi} = 37,3$  м/с и  $\beta_{pi} = 23,7$  кг/(м<sup>2</sup> · Па · ч) [52].

Период падающей скорости сушки целесообразно разбить на три интервала в зависимости от формы связи влаги с материалом, а именно:  $U''_2 = 0,49-0,25$ ;  $U'''_2 = 0,25-0,12$  и  $U''''_2 = 0,12-0,05$  кг/кг.

Интенсивность сушки по интервалам меняется следующим образом: 11,3–10,4; 10,4–3,8 и 3,8–2,5 кг/(м<sup>2</sup> · ч). Из сравнения этих данных следует, что наиболее существенное снижение интенсивности сушки происходит во втором интервале второго периода сушки, когда удаляется микрокапиллярная и адсорбционная влага. Коэффициенты массообмена по интервалам сушки снижаются так: в первом интервале в 3,3 раза, во втором и третьем интервалах соответственно в 2,8 и 1,5 раза. Эти изменения обусловлены различными механизмами и закономерностями тепломассопереноса внутри материала в зависимости от характеристик пористой структуры и форм связи влаги с волокнистой основой.

Анализ полученных результатов приводит к выводу, что в процессе сушки волокнистого материала имеется существенное несоответствие между количеством теплоты, затрачиваемой на отдельных стадиях сушки, и длительностью процесса в пределах каждой формы связи влаги с материалом.

Выполненные испытания многих картоноделательных и бумагоделательных машин позволили установить закономерности изменения интенсивности сушки и коэффициентов массообмена, которые являются необходимыми для выполнения теплового расчета контактно-конвективных сушильных установок бумагоделательных и картоноделательных машин, в основе которых лежит кинетика сушки волокнистого материала.

#### **1.4. Кинетика процесса сушки**

Для действующих БКДМ с целью интенсификации сушки и снижения затрат теплоты целесообразно производить разбивку цилиндров по паровым группам в соответствии с формами связи влаги с материалом и с учетом характеристик пористой структуры полотна. Кроме того, на каждой стадии процесса необходимо



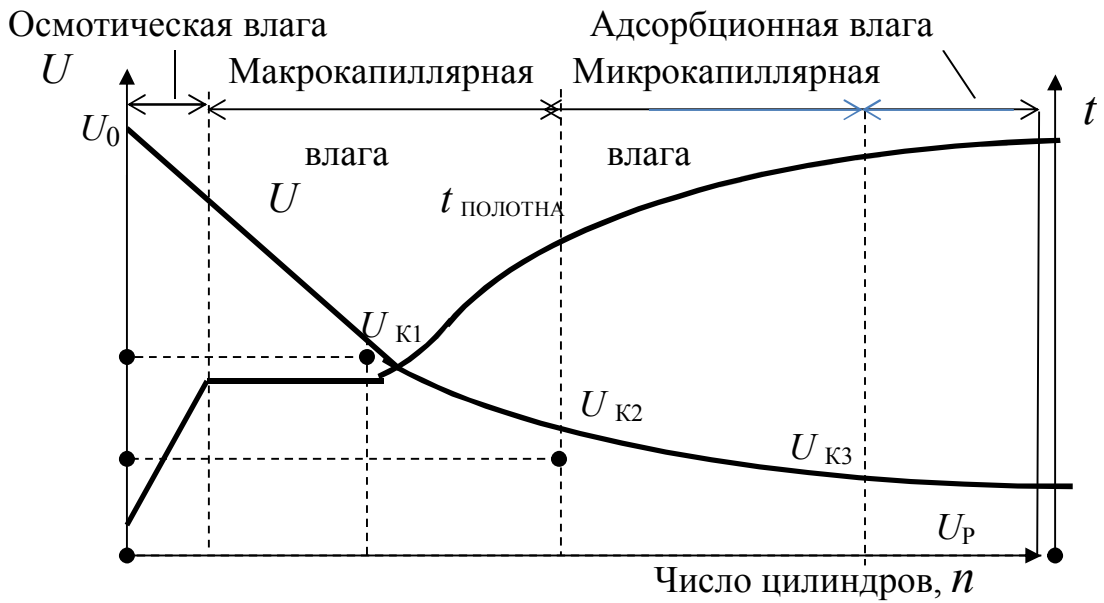


Рис. 1.6. Кинетика сушки полотна

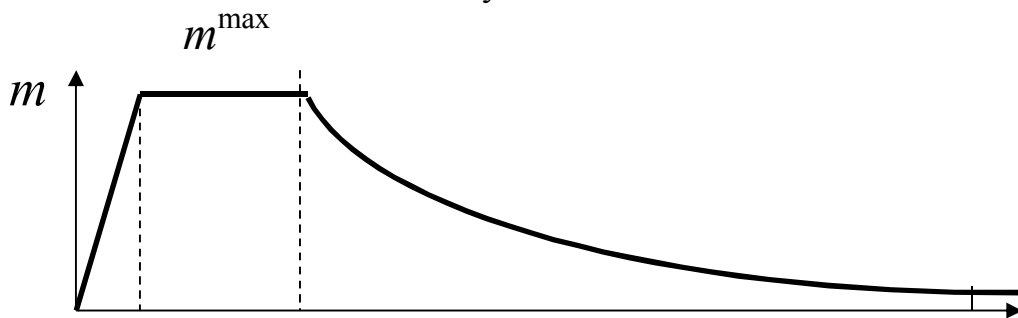


Рис. 1.7. Интенсивность сушки  $m$ , (кг влаги/ ( $\text{м}^2 \cdot \text{ч}$ ))

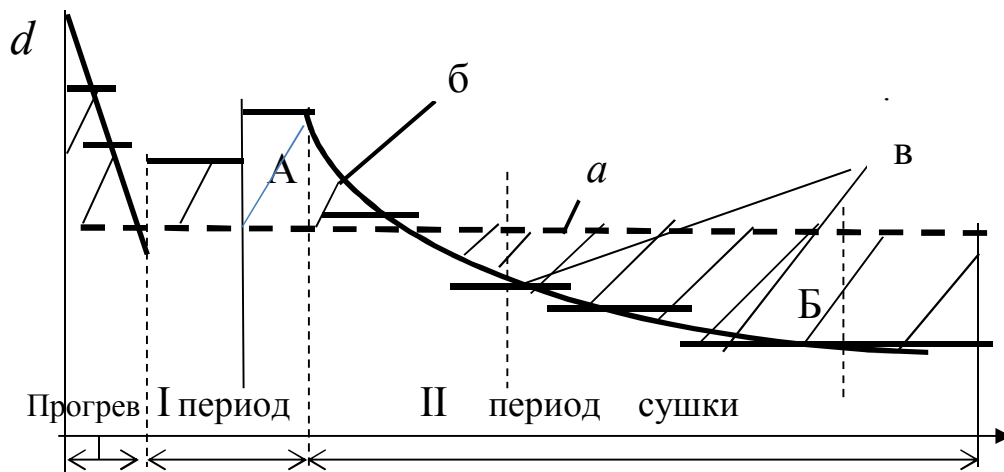


Рис. 1.8. Расход пара по цилиндрам:

$a$ ,  $b$  – распределение пара по цилиндрам при параллельной и последовательной схемам теплоснабжения;  $b$  – распределение пара по цилиндрам при шайбировании пароконденсаторопроводов; А – область снижения производительности; Б – перерасход пара

учитывать кинетику и закономерности сушки волокнистого материала. Закономерности сушки представлены на рис. 1.6–1.8.

Как показали тепловые расчеты сушильных установок, необходимо также обеспечить подачу на каждый цилиндр определенного количества пара, что не соблюдается на практике [3, 14, 24].

Из анализа графиков следует, что на первые цилиндры периода прогрева полотна и на цилиндры, работающие в начале второго периода сушки, требуется обеспечить больший расход пара, чем подается фактически. При недостаточном поступлении пара на эти цилиндры происходит снижение производительности машин. В конце сушки, когда из полотна удаляется микрокапиллярная и адсорбционная связанная влага, на каждый цилиндр следует подавать незначительный расход пара. Однако на эти цилиндры подается пара в 1,5–2 раза больше, чем требуется по расчету. В результате происходит перерасход пара и теплоты.

Таким образом, чтобы повысить производительность машин и снизить затраты теплоты на сушку, необходимо произвести, прежде всего, тепловой расчет сушильной части БДМ и КДМ и на его основе выполнить два условия:

1. Перераспределить количество цилиндров по паровым группам с учетом закономерностей сушки и форм связи влаги с материалом.
2. Перераспределить расход пара по цилиндрам с помощью регулирующих клапанов или дроссельных подпорных шайб фиксированного проходного сечения.

Повышение эффективности работы сушильных установок достигается также за счет соблюдения механизма тепло- и массопереноса на каждой стадии сушки волокнистых материалов.

### **1.5. Механизм тепло- и массопереноса в процессах сушки волокнистых материалов**

В процессе контактно-конвективной цилиндрической сушки пористого волокнистого материала каждый элемент влажного полотна периодически оказывается то на греющей поверхности цилиндров сушильной установки, то на межцилиндровом пробеге полотна. Испарение влаги с открытых поверхностей полотна происходит на участках контакта цилиндра с полотном и участках свободного пробега. Вследствие периодического пребывания

влажного полотна на греющей поверхности цилиндров и воздушных межцилиндровых пространствах, режим контактно-конвективной сушки влажного материала является осциллирующим. При этом на греющей поверхности цилиндров температура полотна повышается, а на участках его свободного пробега понижается. Схема контактной сушильной установки приведена на рис. 1.9, а теплообмен на сушильном цилиндре представлен на рис. 1.10. Изменения среднего влагосодержания  $U$  и средней температуры материала  $t$  в процессе сушки составляют кинетику этого процесса (рис. 1.11). На рис. 1.12 показаны характерные кривые распределения влагосодержания и температуры материала при различных способах сушки [3, 14, 24].

Закономерности  $U = f(\delta)$  и  $t = f(\delta)$  позволяют рассчитать продолжительность сушки до заданного конечного влагосодержания материала, количество испаряемой влаги и расход теплоты на сушку.

На кривой кинетики сушки (см. рис. 1.11) можно выделить следующие периоды сушки. *Период прогрева* (участок *а–б*) протекает с повышением температуры материала от начального значения  $\theta_M = 10\text{--}20^\circ\text{C}$  до температуры смоченного термометра  $t_M = 85\text{--}100^\circ\text{C}$ . При этом влагосодержание полотна уменьшается от начального значения  $U_0$  до промежуточного, а скорость сушки  $dU/dt$  увеличивается от нуля до максимального значения.

Участок *б–в* соответствует *первому периоду сушки*, протекающему с постоянной скоростью. В это время скорость сушки существенно зависит лишь от условий внешнего теплообмена.

Под действием градиента концентраций влага в данный период перемещается в жидком состоянии и испаряется только с поверхности материала. При этом влага, слабо связанная со структурой материала, успевает поступать из внутренних слоев к поверхности полотна. Внутри влажного материала она движется настолько быстро, что на его поверхности поддерживается состояние насыщения. Скорость сушки зависит от интенсивности подвода теплоты к поверхности испарения. Скорость массопереноса находится в равновесии со скоростью теплопереноса, а температура поверхности материала остается постоянной и равной температуре смоченного термометра.

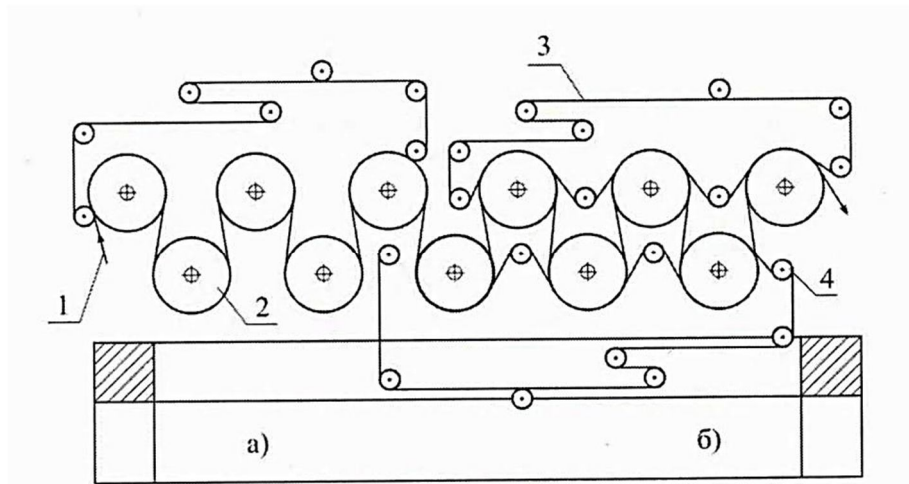


Рис. 1.9. Схема многоцилиндровой сушильной установки:  
*а* – «безобрывная» проводка полотна; *б* – традиционная проводка; *1* – полотно; *2* – сушильный цилиндр; *3* – сетка; *4* – натяжной ролик

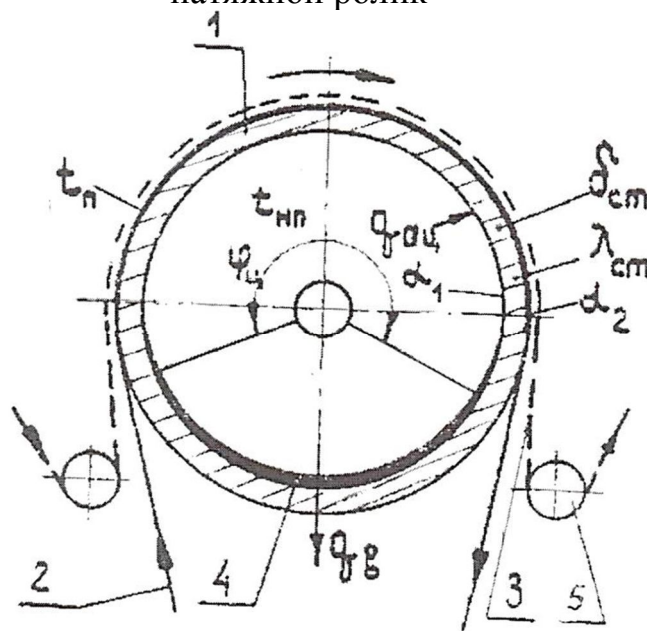


Рис. 1.10. Теплообмен на сушильном цилиндре:

*1* – стенка цилиндра; *2* – влажное полотно; *3* – прижимное сукно или сетка; *4* – слой конденсата; *5* – натяжной ролик;

$\varphi_{ц}$  – доля обхвата цилиндра полотном;  $t_{п}$ ,  $t_{н.п}$  – температуры высушиваемого полотна и насыщенного пара;  $\delta_{ст}$ ,  $\lambda_{ст}$  – толщина и теплопроводность стенки цилиндра;  $\alpha_1$ ,  $\alpha_2$  – коэффициенты теплообмена на внутренней и наружной поверхностях цилиндра;

$q_{a.ц}$  – удельный тепловой поток

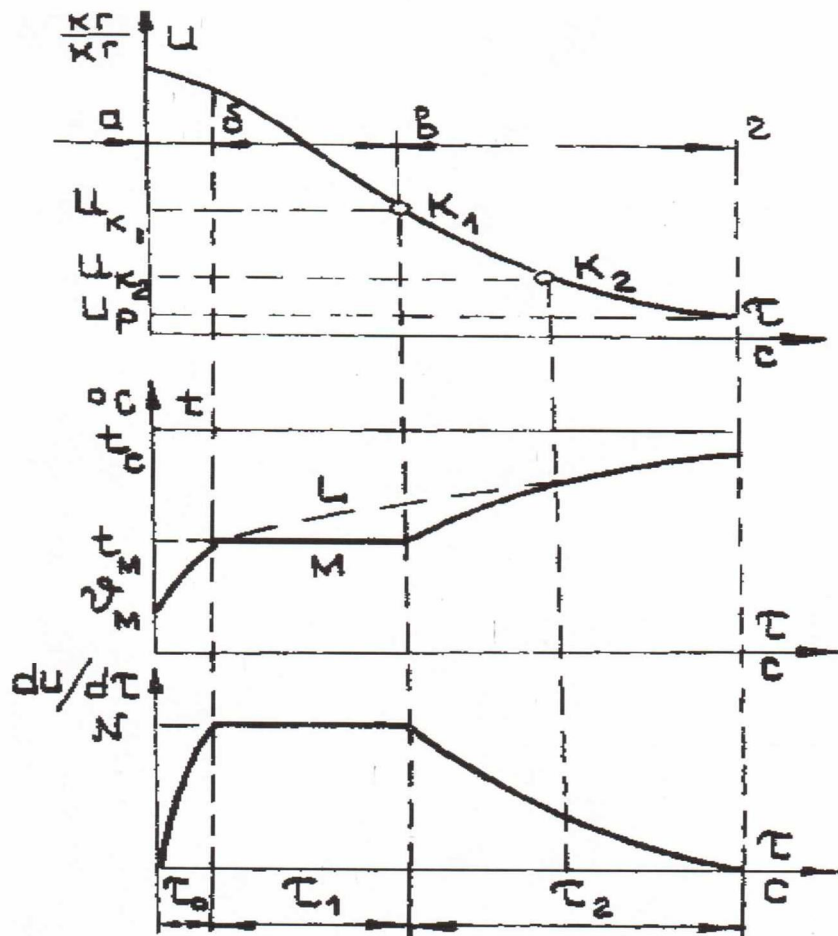


Рис. 1.11. Типичные кривые кинетики сушки, изменения температуры материала и скорости сушки.  
Режимы сушки:  $L$  – жесткий;  $M$  – мягкий

Парциальное давление водяных паров у поверхности испарения равно давлению насыщения при температуре смоченного термометра. Период постоянной скорости сушки продолжается до первого критического влагосодержания  $U_{к1}$ .

Величина первого критического влагосодержания материала определяется опытным путем и зависит от скорости сушки, толщины и пористости материала, а также факторов, влияющих на перенос влаги, таких как градиенты переноса теплоты и вещества внутри полотна. Значение  $U_{к1}$  увеличивается с возрастанием скорости сушки и уменьшением толщины материала.

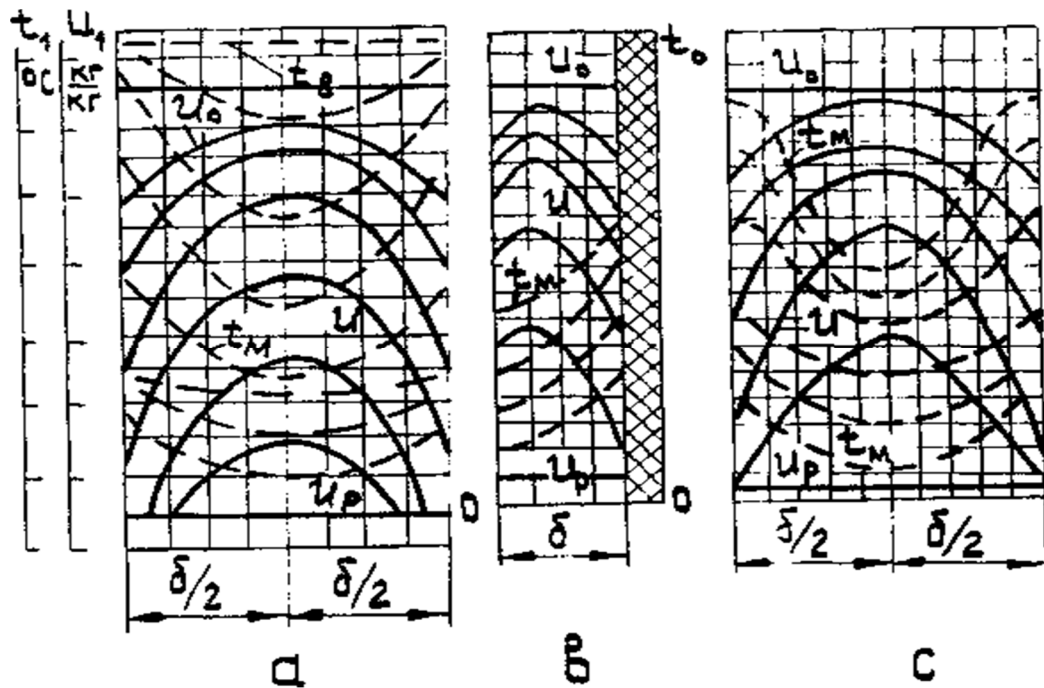


Рис. 1.12. Типичные кривые распределения влагосодержания и температур материала.

Способы подвода теплоты к полотну:

*a* – конвективный; *b* – контактный; *c* – радиационно-конвективный;  $\delta$  – толщина материала

В периоде падающей скорости сушки (участок *b–г*, рис. 1.11) температура полотна непрерывно повышается и приближается к температуре сушильного агента, а влагосодержание материала снижается до равновесного влагосодержания  $U_p$ . При этом скорость сушки убывает от максимального значения до нуля.

В этом периоде различают сушку с ненасыщенной поверхностью и сушку, контролируруемую внутренним движением влаги.

В первом случае движение влаги внутри твердой основы материала уже больше не может поддерживать состояние насыщения на всей поверхности сушки. Скорость сушки на ненасыщенной части поверхности и, следовательно, по всей поверхности высушиваемого материала уменьшается. При этом скорость сушки зависит от диффузии влаги с поверхности испарения. Когда скорость регулируется внутренним переносом

влаги, скорость сушки снижается. При высушивании материала до влагосодержания меньше 0,3 кг/кг этот процесс доминирует.

Изучение внутреннего переноса влаги [8, 16] указывает на существование нескольких контролируемых механизмов процесса, наиболее важными из которых считают диффузию, капиллярные силы и градиенты давлений, вызванные усадкой. Внутренний перенос влаги путем диффузии исследован наиболее широко; капиллярный поток и градиенты давления изучены недостаточно.

При удалении влаги из материала, главным образом за счет внутренней диффузии, скорость сушки прямо пропорциональна содержанию свободной влаги и коэффициенту диффузии, а время сушки изменяется пропорционально квадрату толщины материала. При соответствующих размерах пор в высушиваемом материале влага перемещается из области с высокой концентрацией в область с низкой концентрацией. Это обусловлено вследствие сил капиллярности и переноса влаги внутри материала.

Как показали эксперименты [49], в процессе сушки основным энергетическим превращением является передача материалу теплоты, необходимой для перевода влаги в парообразное состояние, и преодоления сил связи между молекулами жидкости и основой высушиваемого полотна. Наиболее прочной эта связь оказывается у мономолекулярного слоя воды, расположенного непосредственно около волокон. В процессе термического обезвоживания удаляется влага, которая имеет незначительную энергию связи с молекулами вещества.

Кроме того, эксперименты [9, 10] показали, что на скорость сушки большое влияние оказывает термовлагообмен. При конвективной сушке температура на поверхности материала, как правило, выше, чем внутри. При этом векторы теплового потока и термовлагообмена направлены внутрь материала. Это означает, что при конвективной сушке термовлагообмен замедляет сушку.

Тормозящее действие термовлагообмена сильно сказывается в начале процесса, когда холодный материал поступает в сушильную камеру с температурой значительно более низкой, чем температура среды в камере.

Когда материал достаточно прогрелся, температурный градиент внутри полотна уменьшается и, соответственно, снижается интенсивность теплового потока. При этом влияние термовлагопроводности уменьшается.

*Во втором периоде сушки* по мере снижения влагосодержания энергия связи оставшейся влаги с веществом материала оказывается больше, чем у ранее выделившейся влаги.

Следовательно, скорость влагообмена уменьшается, а скорость испарения влаги с поверхности практически остается прежней. Возникает дефицит влаги на поверхности. Наступает момент, когда вблизи поверхности материала остается влага с еще значительной энергией связи. Эта влага уже не может быть удалена при температуре испарения, соответствующей парциальному давлению водяных паров в среде сушильной камеры. С этого момента начинается перемещение теплового потока внутрь материала за счет повышения температуры теплоносителя. Это приводит к усилению термовлагообмена, и по мере развития этого процесса скорость сушки непрерывно снижается. Следовательно, *второй период сушки характеризуется углублением зоны испарения внутрь материала*. При этом влага от зоны испарения к поверхности движется уже не в жидком, а в парообразном состоянии.

Температура внутри материала выше температуры испарения, и в процессе продвижения пара от зоны испарения к поверхности полотно успевает прогреться за счет теплоты слоев, расположенных в этой зоне.

Наконец, третьей причиной возникновения потока влаги во втором периоде сушки может быть *градиент давления*. Уже в процессе прогрева материала температура влаги и воздуха повышается. Это приводит к возрастанию давления внутри пор. Давление водяных паров в периферийных слоях материала повышается меньше, чем в центральных слоях. Объясняется это тем, что воздух и пар, находящиеся в порах периферийных слоев, при своем движении к поверхности материала встречают меньшее гидродинамическое сопротивление по сравнению с сопротивлением, которое должны преодолеть пар и воздух, расположенные в порах центральных слоев. Следовательно, по толщине материала возникает градиент избыточного давления, направленный вглубь материала. Этот градиент давления создает свою составляющую общего потока влаги по направлению к поверхности материала.

Таким образом, в процессе сушки передвижение влаги внутри материала происходит в результате возникновения в нем *градиентов влагосодержания, температуры и давления*. На



каждой стадии сушки роль всех этих градиентов различна, что учитывается в методике теплового расчета сушильных установок.

### **1.6. Существующие методики теплового расчета сушильных установок БДМ и КДМ**

Аналитическое описание процессов внутреннего тепло- и массопереноса в процессах сушки волокнистых материалов выполнено А. В. Лыковым [9–12].

Имеющиеся в настоящее время методы расчета кинетики сушки позволяют с достаточной для инженерной практики точностью определить продолжительность сушки. Однако для пористых волокнистых материалов, структура которых имеет свою специфику, данная методика не может быть использована при расчете сушильной части бумагоделательных и картоноделательных машин.

Для сравнительного анализа различных способов сушки наиболее приемлемым методом расчета является метод обобщенных кривых, предложенный В. В. Красниковым [9]. Однако этот метод не позволяет определить тепловую эффективность и преимущества одного способа подвода тепла перед другим, найти интенсивность сушки для каждого периода сушки и в целом для всего процесса. Дальнейшим развитием методов расчета высокоинтенсивных процессов сушки влажных материалов является двухзональный метод расчета, который изложен в работах [7, 9, 53–57, 65].

#### ***Перемещение поверхности испарения вглубь материала***

В периоде уменьшающейся скорости сушки влажных материалов поверхность испарения постепенно перемещается вглубь материала. Этим создается дополнительное сопротивление перемещению теплового потока из окружающей среды к поверхности материала, а также диффузии водяных паров через сухой слой материала, в результате происходит замедление скорости сушки влажных материалов.

Математическая модель процесса сушки материала с углублением фронта фазового превращения приведена в [4, 58].

Расчет длительности процесса сушки картона или бумаги, определение полей температур и влагосодержания материала затрудняются тем обстоятельством, что коэффициент фазового

превращения, который лежит в основе решения, не является постоянной величиной. Он зависит не только от координат, времени, температуры и влагосодержания материала, но и от условий взаимодействия полотна с окружающей средой и является, по существу, режимным параметром процесса, а не физической константой. В этой связи весьма полезен метод решения сопряженных задач тепло- и массопроводности для двух зон материала с движущейся границей их раздела – фронтом фазового перехода свободной влаги (рис. 1.13).

В нестационарном процессе сушки бумаги или картона выделить четкие границы раздела фаз в материале не представляется возможным, так как процесс изменения влагосодержания происходит по всей глубине материала. Поэтому такой метод расчета не может быть использован для практических целей. Рассмотрим основные закономерности перемещения поверхности зоны испарения вглубь материала.

На рис. 1.14 показана схема процесса перемещения зоны испарения вглубь материала.

Уравнение теплового баланса и плотности теплового потока имеет следующий вид:

$$\frac{\nu}{\frac{1}{\alpha_1} + \frac{\delta_c}{\lambda_c}} d\tau = 3,6 \cdot m_r \cdot r \cdot \bar{U} \cdot \rho_c \cdot d\delta_c,$$

где  $\nu$  – потенциал теплообмена,  $\nu = (t_c - t_{п.и})$ , °С;  $t_c$  – температура окружающей среды, °С;  $t_{п.и}$  – температура на поверхности испарения, °С;  $\alpha_1$  – коэффициент теплоотдачи от окружающей среды к сухому слою материала, Вт/(м<sup>2</sup>·°С);  $\delta_c$  – толщина сухого слоя материала, м;  $\lambda_c$  – коэффициент теплопроводности сухого слоя, Вт/(м·°С);  $\tau$  – длительность сушки, ч;  $m_r$  – коэффициент, учитывающий увеличение расхода теплоты на прогрев сухого слоя материала;  $r$  – теплота парообразования, кДж/кг;  $\bar{U}$  – среднее влагосодержание материала, кг/кг;  $\rho_c$  – плотность сухого слоя материала, кг/м<sup>3</sup>.

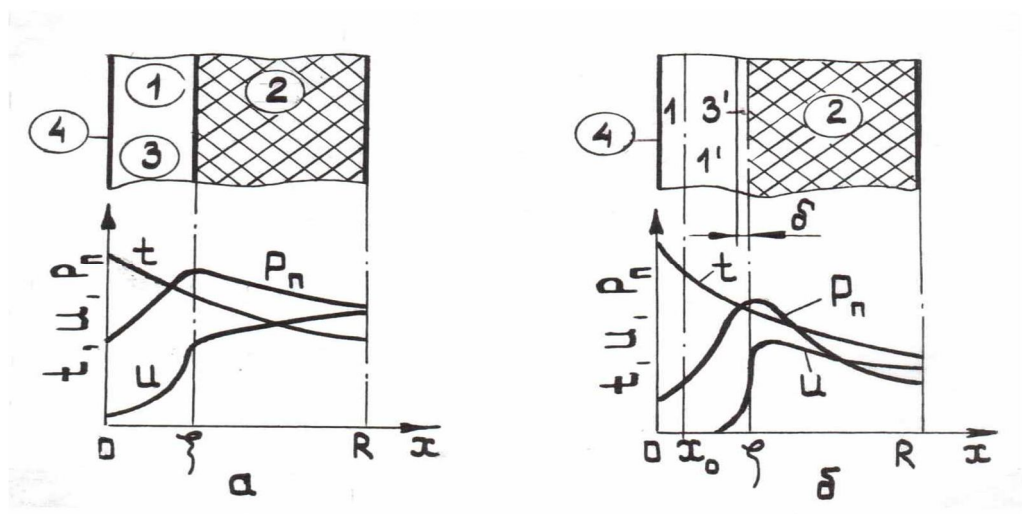


Рис. 1.13. Схема процесса сушки с углублением фронта фазового превращения свободной влаги:

$\alpha, \delta$  – сушка материала при температуре цилиндра  $t_{\text{ц}} < 100^{\circ}\text{C}$  и  $t_{\text{ц}} \geq 100^{\circ}\text{C}$ ;  $I$  и  $I'$  – область условно сухого материала;

$2$  – область влажного материала;  $3$  – граница зоны испарения;

$3'$  – зона кипения;  $4$  – нагреваемая поверхность полотна;

$P_{\text{п}}$  – парциальное давление пара;  $t$  – температура высушиваемого материала;  $U$  – влагосодержание материала;  $R$  – полутолщина материала;  $\xi$  – толщина сухого слоя

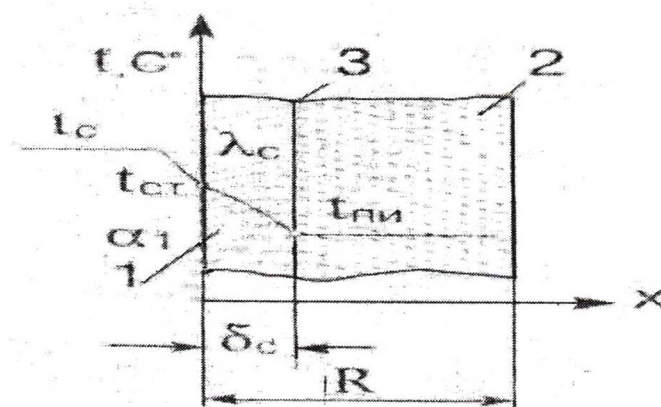


Рис. 1.14. Схема перемещения зоны испарения вглубь материала:

$1$  – сухая зона;  $2$  – влажная зона;  $3$  – поверхность испарения

где  $U_K$  – критическое влагосодержание материала, кг/кг.

Очевидно, что справедливо равенство между отношениями влагосодержаний  $(\bar{U}/U_K)$  и толщины сухого слоя  $\delta_c$  к полутолщине  $R$ , т. е.

$$\frac{\bar{U}}{U_K} = \frac{\delta_c}{R},$$

откуда имеем

$$\bar{U} = U_K \cdot \frac{\delta_c}{R},$$

Тогда

$$\frac{\nu}{\frac{1}{\alpha_1} + \frac{\delta_c}{\lambda_c}} d\tau = 3,6 \cdot m_r \cdot r \cdot U_K \cdot \frac{\delta_c}{R} \cdot \rho_c \cdot d\delta_c$$

или

$$\frac{R \cdot \nu \cdot d\tau}{3,6 \cdot m_r \cdot r \cdot U_K \cdot \rho_c} = \frac{\delta_c \cdot d\delta_c}{\alpha_1} + \frac{\delta_c^2 \cdot d\delta_c}{\lambda_c}.$$

Проинтегрируем это уравнение

$$\int_0^{\tau_c} \frac{R \cdot \nu \cdot d\tau}{3,6 \cdot m_r \cdot r \cdot U_K \cdot \rho_c} = \int_0^R \frac{\delta_c \cdot d\delta_c}{\alpha_1} + \int_0^R \frac{\delta_c^2 \cdot d\delta_c}{\lambda_c}.$$

После интегрирования получим:

$$\frac{R \cdot \nu \cdot \tau_c}{3,6 \cdot m_r \cdot r \cdot U_K \cdot \rho_c} = \frac{R^2}{2\alpha_1} + \frac{R^3}{3\lambda_c} = R^2 \left( \frac{1}{2\alpha_1} + \frac{R}{3\lambda_c} \right).$$

Длительность сушки при этом равна

$$\tau_c = \frac{3,6 \cdot m_r \cdot r \cdot U_K \cdot \rho_c \cdot R}{\nu} \left( \frac{1}{2\alpha_1} + \frac{R}{3\lambda_c} \right).$$

Как следует из полученного уравнения, длительность перемещения сухого слоя в пределах от 0 до  $R$  зависит главным образом от толщины материала, а также пропорциональна содержанию влаги в материале и обратно пропорциональна коэффициенту теплоотдачи, потенциалу теплообмена и коэффициенту теплопроводности.

Этот метод позволяет определить продолжительность процесса сушки. В нестационарном процессе сушки бумаги и картона выделить четкие границы раздела двух фаз в материале не представляется возможным, так как процесс изменения влагосодержания происходит по всей глубине материала.

В настоящее время при расчете современных контактных сушильных установок наиболее широко используется методика определения зависимости производительности бумагоделательных и картоноделательных машин от активной поверхности сушильных цилиндров, предложенная П. А. Жучковым [4, 5].

Повышение эффективности работы сушильной части БКДМ во многом определяется этой методикой теплового расчета контактно-конвективных сушильных установок. При контактной сушке приближенное уравнение теплопередачи с учетом нестационарности процесса можно записать:

для периода прогрева полотна

$$q_{\text{пр}} = K (t_{\text{н.п}} - t_{\text{пр}});$$

в первом периоде сушки

$$q_1 = K (t_{\text{н.п}} - t_{\text{п1}});$$

во втором периоде сушки средняя величина теплового потока вычисляется из выражения отдельно для каждого цилиндра в первой паровой группе по уравнению вида

$$q_2 = q_1 \cdot Z_I \cdot m_r,$$

где  $q$  – удельный тепловой поток на активной поверхности цилиндров;  $K$  – приведенный коэффициент теплопередачи от пара к влажному полотну;  $t_{\text{н.п}}$  – температура насыщенного пара при

данном давлении;  $t_{\text{ПР}}$  – средняя температура полотна в периоде прогрева;  $t_{\text{П1}}$  – температура полотна в первом периоде сушки;

$m_r$  – коэффициент, учитывающий относительную величину теплоты прогрева во втором периоде сушки;  $Z_i$  – среднеинтегральный коэффициент сушки.

Среднеинтегральный коэффициент сушки рассчитывается по уравнению

$$Z_i = \frac{(U_k - U_2)(1 - m)}{U_k - U_k^m \cdot U_2^{1-m}},$$

где  $m = 0,9$  – опытный показатель степени.

Приведенный коэффициент теплопередачи  $K$  определяется из уравнения

$$K = \frac{1-a}{\varphi_{\text{ц}}} \cdot \frac{1}{\frac{1}{\alpha_1} + \frac{\delta_{\text{СТ}}}{\lambda_{\text{СТ}}} + \frac{1-a}{\varphi_{\text{ц}}} \cdot \frac{1}{\alpha_2}},$$

где  $K$  – приведенный коэффициент теплопередачи;  $a$  – доля теплоты, отданной боковой поверхностью цилиндра воздуху;  $\varphi_{\text{ц}}$  – доля обхвата цилиндра полотном;  $\alpha_1$  – коэффициент теплообмена при конденсации пара на внутренней поверхности цилиндра;  $\alpha_2$  – коэффициент контактного теплообмена между стенкой цилиндра и влажным полотном;  $\delta_{\text{СТ}}$ ,  $\lambda_{\text{СТ}}$  – толщина и коэффициент теплопроводности стенки цилиндра.

Исследования [14, 24, 60] показали, что максимальные значения коэффициента теплообмена  $\alpha_1$  при конденсации пара в цилиндрах тихоходных машин находятся в пределах 3500–4000 Вт/(м<sup>2</sup>·°С), а для быстроходных машин (при скорости  $W_M > 400$  м/мин) – 2500–3500 Вт/(м<sup>2</sup>·°С). Коэффициент контактного теплообмена  $\alpha_2$  зависит от прижатия полотна к поверхности цилиндра и находится в пределах  $\alpha_2 = 400$ –600 Вт/(м<sup>2</sup>·°С).

Средний расход пара в одном цилиндре группы прогрева, кг/ч, вычисляется по уравнению

$$d_{\text{пр}}^{\text{P3}} = \frac{K (t_{\text{н.п}}^{\text{P3}} - t_{\text{пр}}) h_{\text{а.ц}}}{(i_{\text{п}}^{\text{P3}} - i_{\text{кнд}}^{\text{P3}}) \eta_3},$$

где  $h_{\text{а.ц}}$  – активная поверхность одного цилиндра;  $t_{\text{н.п}}^{\text{P3}}, t_{\text{пр}}$  – температура насыщенного пара в третьей паровой группе цилиндров и полотна в периоде прогрева;  $i_{\text{п}}^{\text{P3}}, i_{\text{кнд}}^{\text{P3}}$  – энтальпия пара и конденсата в третьей паровой группе;  $\eta_3$  – коэффициент сохранения теплоты в третьей группе цилиндров.

Расход пара в одном цилиндре первого периода во второй паровой группе, кг/ч, находится из уравнения

$$d_1^{\text{P2}} = \frac{K (t_{\text{н.п}}^{\text{P2}} - t_1) \cdot h_{\text{а.ц}}}{(i_{\text{п}}^{\text{P2}} - i_{\text{кнд}}^{\text{P2}}) \cdot \eta_2}.$$

Расход пара в цилиндрах второго периода сушки, кг/ч, определяется из выражения

$$d_2^{\text{P1}} = \frac{K (t_{\text{н.п}}^{\text{P1}} - t_1) \cdot h_{\text{а.ц}} \cdot m_r \cdot Z_i}{(i_{\text{п}}^{\text{P1}} - i_{\text{кнд}}^{\text{P1}}) \cdot \eta_1},$$

где  $t_{\text{н.п}}^{\text{P1}}, t_1$  – температура насыщенного пара в первой паровой группе цилиндров и полотна в первом периоде сушки;  $i_{\text{п}}^{\text{P1}}, i_{\text{кнд}}^{\text{P1}}$  – энтальпия пара и конденсата в первой паровой группе;  $\eta_1$  – коэффициент сохранения теплоты в первой паровой группе цилиндров.

Результаты расчетов расходов пара сводятся в таблицу. На основании полученных данных определяется расход пара на каждый цилиндр, каждую паровую группу, сушильную установку в целом и удельные расходы пара и теплоты на сушку полотна.

Общая продолжительность сушки бумаги или картона складывается из длительностей периода прогрева  $\tau_{\text{ПР}}$ , постоянной скорости сушки  $\tau_1$  и падающей скорости испарения влаги  $\tau_2$

$$\tau_{\text{С}} = \tau_{\text{ПР}} + \tau_1 + \tau_2.$$

Длительность периода прогрева материала определяется по уравнению [4, 61]

$$\tau_{\text{ПР}} = \frac{\rho_{\text{С}} (C_{\text{С.М}} + C_{\text{В}} \cdot U_0) \cdot (t_{\text{М1}} - t_{\text{МО}})}{[3,6 \cdot \alpha (t_{\text{И}} - \bar{t}_{\text{ПР}}) - \bar{m}_{\text{ПР}} \cdot r] S},$$

где  $\bar{m}_{\text{ПР}}$  – средняя интенсивность испарения влаги в периоде прогрева;  $\alpha$  – коэффициент конвективного теплообмена;  $t_{\text{МО}}$ ,  $t_{\text{М1}}$  – температура материала в начале и в конце периода прогрева;  $\bar{t}_{\text{ПР}}$  – средняя температура материала в периоде прогрева;  $t_{\text{И}}$  – температура источника теплоты;  $C_{\text{С.М}}$ ,  $C_{\text{В}}$  – удельные теплоемкости абсолютно сухого материала и воды;  $S$  – удельная поверхность испарения, м<sup>2</sup>/м<sup>3</sup>;  $U_0$  – начальное влагосодержание полотна.

Для определения средней интенсивности испарения влаги в периоде прогрева получено [4, 5] уравнение

$$\bar{m}_{\text{ПР}} = \beta_{\text{р}} \left[ \frac{g_{\text{М1}}^4 - g_{\text{О}}^4}{4(g_{\text{М1}} - g_{\text{О}})} - g_{\text{Н.В}}^3 \right],$$

где  $\beta_{\text{р}}$  – коэффициент массообмена, отнесенный к разности парциальных давлений;  $g_{\text{О}} = \frac{t_{\text{О}}}{100}$ ,  $g_{\text{М1}} = \frac{t_{\text{М1}}}{100}$  – приведенные значения начальной и конечной температур материала;



$\vartheta_{\text{Н.В}} = \frac{t_{\text{Н.В}}}{100}$  – приведенная температура насыщенного воздуха.

Длительность первого периода сушки

$$\tau_1 = \frac{U_0 - U_K}{v_1},$$

где  $U_K$  – критическое влагосодержание в первой критической точке;  $v_1$  – скорость сушки в первом периоде пропорциональна плотности теплового потока

$$v_1 = -\frac{dU}{d\tau} = \frac{3,6 \cdot \alpha_1 (t_{\text{И}} - t_{\text{П1}}) S}{r_1 \cdot \rho_c} = \frac{3,6 \cdot \alpha_1 \cdot \vartheta \cdot S}{r_1 \cdot \rho_c},$$

где  $t_{\text{П1}}$  – температура поверхности испарения в первом периоде сушки;  $\vartheta$  – теплообменный потенциал.

Длительность второго периода сушки находится из уравнения

$$\tau_2 = \frac{1}{(1-n)v_1} \left( U_K - U_K^n \cdot U_2^{1-n} \right),$$

где  $U_2$  – конечное влагосодержание материала;  $n$  – опытный показатель степени.

Критическое влагосодержание  $U_K$  и показатель степени  $n$  находятся из опытов сушки данного материала при постоянном режиме.

При контактной сушке температура на поверхности материала находится из уравнения

$$t_{\text{П.М}}^{\text{КНТ}} = t_{\text{Гр}} - \bar{m}_r \cdot \Omega^n \cdot \vartheta_{\text{КНТ}},$$

где  $t_{\text{П.М}}^{\text{КНТ}}$  – температура поверхности материала во втором периоде контактной сушки;  $t_{\text{ГР}}$  – температура греющей поверхности;  $\Omega = U/U_{\text{К2}}$  – относительное значение влагосодержания материала во втором периоде сушки;  $\mathcal{G}_{\text{КНТ}}$  – теплообменный потенциал во втором периоде контактной сушки.

При развитых процессах кипения и испарения суммарный массовый поток влаги во влажных слоях материала определяется уравнением

$$J_{\text{м}} = J_{\text{Ж}} + J_{\text{П}} = -a_{\text{Ж}} (\rho_{\text{с}} \cdot \partial U / \partial x + \delta \cdot \rho_{\text{с}} \cdot \partial t / \partial x + \delta_{\text{П}} \cdot \partial P / \partial x),$$

где  $J_{\text{Ж}}$ ,  $J_{\text{П}}$  – массовый поток переноса влаги внутри материала в виде жидкости и пара, кг/(м<sup>2</sup>·ч);  $a_{\text{Ж}}$  – коэффициент влагопроводности полотна, м<sup>2</sup>/ч;  $\rho_{\text{с}}$  – плотность абсолютно сухого материала, кг/м<sup>3</sup>;  $\delta_{\text{П}} = K_{\text{П}} / a_{\text{Ж}}$  – относительная величина коэффициента фильтрации;  $K_{\text{П}}$  – коэффициент фильтрации;  $\delta$  – коэффициент термовлагопроводности, 1/°С.

В периоде прогрева уравнение теплового баланса и теплообмена во время пребывания бумажного полотна на сушильном цилиндре имеет следующий вид [1, 2, 13, 20–22, 59]:

$$d q_{\text{КТ}} = \alpha_{\text{КТ}} (t_{\text{ГР}} - t_{\text{б}}) d \tau_{\text{Ц}} = (C_{\text{с.П}} + U_0 \cdot C_{\text{В}}) P_{\text{с.П}} \cdot d t_{\text{б}},$$

где  $\alpha_{\text{КТ}}$  – коэффициент контактного теплообмена;  $t_{\text{б}}$ ,  $t_{\text{ГР}}$  – соответственно температуры бумажного полотна и греющей поверхности цилиндра;  $C_{\text{с.П}}$  – теплоемкость сухого полотна;

$C_{\text{В}}$  – теплоемкость воды;  $\tau_{\text{Ц}}$  – длительность пребывания полотна на цилиндре;  $P_{\text{с.П}}$  – поверхностная плотность сухой массы материала;  $U_0$  – начальное влагосодержание материала на входе в цилиндр.

После преобразования уравнение выглядит следующим образом

$$\frac{dt_{\delta}}{t_{\text{гр}} - t_{\delta}} = \alpha_{\text{КТ}} \cdot d\tau / (C_{\text{с.п}} + U_0 \cdot C_w) P_{\text{с.п}} ;$$

$$\int_{t_{\delta 1}}^{t_{\delta 2}} \frac{dt_{\delta}}{t_{\text{гр}} - t_{\delta}} = \frac{\alpha_{\text{КТ}}}{(C_{\text{с.п}} + U_0 C_w) P_{\text{с.п}}} \int_0^{\tau_{\text{КТ}}} d\tau$$

откуда температура бумажного полотна во время его пребывания на сушильном цилиндре находится из уравнения вида

$$t_{\delta 2} = t_{\text{ц}} - \frac{t_{\text{ц}} - t_{\delta 1}}{\exp \left[ \frac{(1 - \varphi_1) \cdot (1 - \varphi_2) \cdot \alpha_{\text{КТ}} \cdot \tau_{\text{КТ}}}{3,6 \cdot P_{\text{сн}} \cdot (C_{\text{сн}} + U_0 \cdot C_w)} \right]}, \text{ } ^\circ\text{C},$$

где  $t_{\text{ц}}$  – температура сушильного цилиндра,  $^\circ\text{C}$ ;

$\alpha_{\text{КТ}}$  – коэффициент контактного теплообмена,  $\text{Вт}/(\text{м}^2 \cdot ^\circ\text{C})$ ;

$\tau_{\text{КТ}}$  – длительность контакта полотна с сушильным цилиндром, ч;

$\varphi_1$  – доля влаги, испаряющейся на сушильном цилиндре;

$\varphi_2$  – доля теплоты, участвующей в нагревании сушильной сетки

или сукна;  $t_{\delta 1}$ ,  $t_{\delta 2}$  – температура полотна на входе и выходе с цилиндра.

Как показали эксперименты [4, 13, 14, 24, 46, 60] на участках межцилиндрового пробега полотна испарение влаги происходит в основном за счет теплоты, аккумулированной влажным полотном в период его контакта с греющей поверхностью. При этом температура полотна значительно снижается, а при соприкосновении с последующим цилиндром вновь повышается до температуры насыщения.

Интенсивность испарения влаги на участках свободного пробега полотна является функцией нескольких переменных параметров: скорости движения полотна, начальной и конечной температур материала на данном участке, парциальных давлений пара  $P_{\text{п}}$  на

поверхности влажного материала и в воздухе  $P_B$ .

Анализ тепломассообмена на межцилиндровом пробеге полотна основан на совместном решении уравнений баланса теплоты и массообмена:

$$d q_{\delta} = m \cdot r \cdot d \tau = \varphi_K (C_{\text{СП}} + C_W \cdot U) P_{\text{СП}} \cdot d t_{\text{П}};$$

$$m = 2 \cdot \beta_P (P_{\text{П}} - P_B),$$

где  $m$  – интенсивность сушки;  $r$  – теплота парообразования;  $\tau$  – длительность пребывания полотна на участке межцилиндрового пробега;  $\varphi_K$  – коэффициент, учитывающий теплоотдачу полотна в окружающую среду;  $C_{\text{СП}}$ ,  $C_W$  – теплоемкости сухого материала и влаги;  $P_{\text{СП}}$  – поверхностная плотность сухой массы материала;  $U$  – среднее влагосодержание материала на участке;  $\beta_P$  – коэффициент массообмена, отнесенный к разности парциальных давлений на поверхности влажного материала и в воздухе.

Значение коэффициента массообмена находится из уравнения

$$\beta_P = \frac{\alpha_m}{R \cdot T},$$

где  $\alpha_m$  – коэффициент массообмена, отнесенный к разности концентраций влаги;  $R$  – газовая постоянная водяного пара;  $T$  – абсолютная температура пара.

Подставив первое уравнение во второе, получим уравнение баланса теплоты

$$\begin{aligned} m \cdot r \cdot d \tau &= 2 \cdot \beta_P (P_{\text{П}} - P_B) r \cdot d \tau = \\ &= \varphi_K (C_{\text{СП}} + C_W \cdot U_0) P_{\text{СП}} \cdot d t_{\text{П}}. \end{aligned}$$

Парциальные давления заменяются соответствующими температурами

$$\frac{P_n}{P_{нн}} = \left( \frac{t_n}{t_{нн}} \right)^3 = v^3;$$

$$P_{\Pi} = 1,0 \cdot v^3; \quad P_{O.B} = a^3 = \text{const};$$

$$2 \cdot \beta_p (v^3 - a^3) r \cdot d\tau = (C_{c\Pi} + C_w U_0) P_{c\Pi} \cdot dv.$$

Тогда имеет

$$\int_{v_0}^{v_1} \frac{dv}{v^3 - a^3} = \frac{2 \cdot \beta_p \cdot r}{P_{c\Pi} (C_{c\Pi} + U_0 C_w)} \int_0^{\tau_{cx}} d\tau.$$

После преобразований получим

$$\frac{2 \cdot \beta_p \cdot r \cdot \tau_{cx}}{P_{c\Pi} (C_{c\Pi} + C_w U_0)} = \ln \frac{(P_{no}^{0,33} - P_{ov}^{0,33})^2 \cdot [P_{nl}^{0,67} + (P_{nl} \cdot P_{ov})^{0,33} + P_{ov}^{0,67}]}{(P_{nl}^{0,33} - P_{ov}^{0,33})^2 \cdot [P_{no}^{0,67} + (P_{no} \cdot P_{ov})^{0,33} + P_{ov}^{0,67}]}$$

$$- 3,46 \left[ \arctg \frac{2 \cdot P_{no}^{0,33} + P_{ov}^{0,33}}{1,73 P_{ov}^{0,33}} - \arctg \frac{2 \cdot P_{nl}^{0,33} + P_{ov}^{0,33}}{1,73 P_{ov}^{0,33}} \right]$$

где  $r$  – теплота парообразования;  $\tau_{cx}$  – длительность пребывания полотна на участке межцилиндрового пробега;  $P_{O.B}$ ,  $P_{\Pi}$ ,  $P_{\Pi.0}$  – парциальные давления пара в окружающем воздухе, в конце участка свободного хода, у поверхности бумажного полотна, Па;  $U_0$  – среднее влагосодержание материала на участке свободного хода.

Из этого уравнения находится парциальное давление пара в конце участка свободного хода  $P_{\Pi} = 0,314$  МПа, по которому

определяется температура насыщенного пара, соответствующая температуре бумажного полотна  $t_{\text{пл}} = 69^\circ\text{C}$ .

На основании выполненных расчетов получены [14] термограммы сушки бумажного полотна и кинетические кривые сушки на многоцилиндровой установке, как при однорядном расположении сушильных цилиндров, так и при традиционном двухъярусном расположении (рис. 1.15).

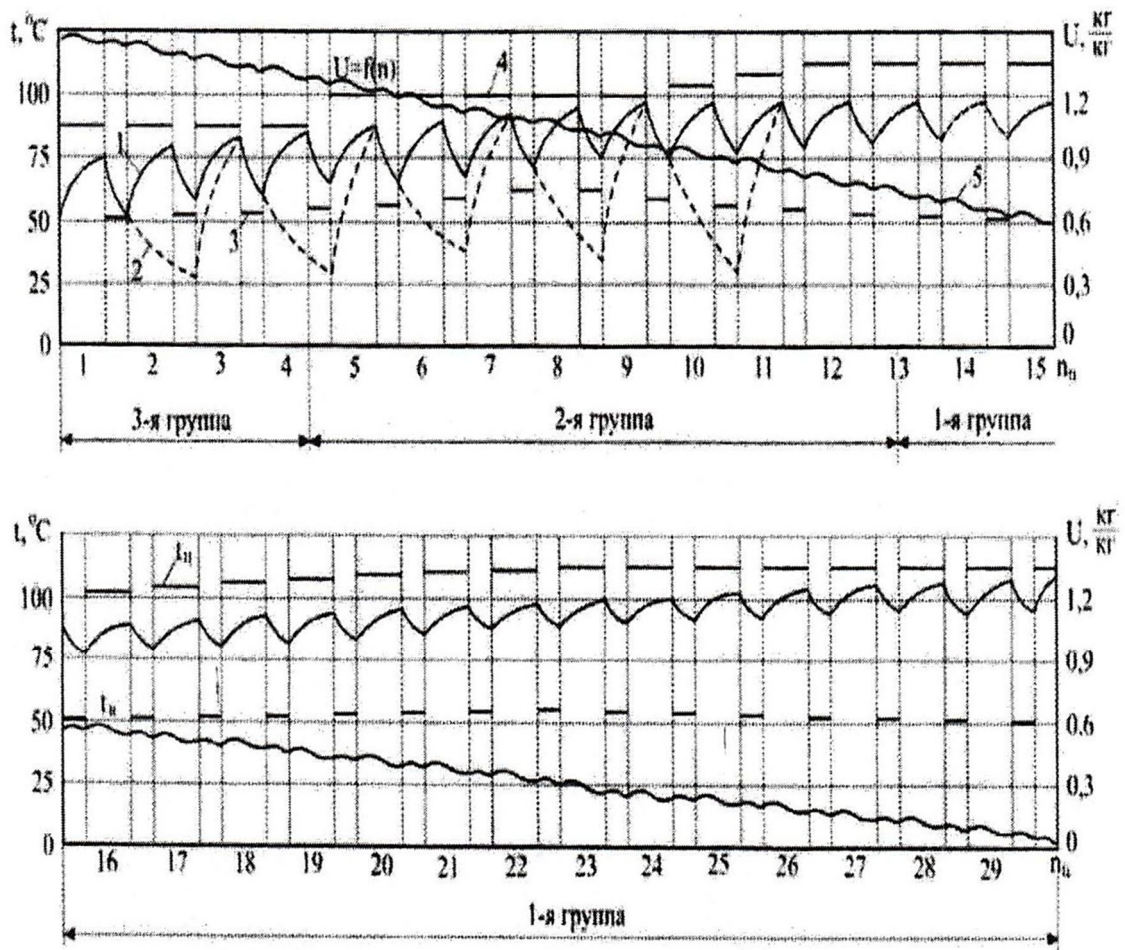


Рис. 1.15. Кинетические характеристики процессов сушки бумаги на многоцилиндровых сушильных установках бумагоделательных машин:

- 1, 2 – термограммы сушки при традиционной проводке полотна и при однорядном расположении сушильных цилиндров;
- 3 – температура воздуха в межцилиндровых пространствах;
- 4 – температура сушильных цилиндров; 5 – влагосодержание бумаги

Температурная кривая при традиционной проводке полотна имеет характерный вид: на участке контакта с цилиндром температура бумаги увеличивается, а на участках свободного хода полотна – уменьшается. Повышение температуры бумажного полотна во время пребывания на цилиндрах зависит от многочисленных факторов: длительности контакта, плотности бумаги, температуры греющей поверхности и других условий. Повышение температуры полотна для расчетного режима составило от 15 до 20 °С в зависимости от периодов сушки.

При однорядном расположении сушильных цилиндров условия теплообмена и массообмена резко меняются (кривая 2, рис. 1.15). Это обусловлено тем, что длительность пребывания полотна на участке свободного хода увеличивается более чем в 2 раза и, соответственно, снижается температура полотна до более низких значений – в предельном случае до температуры смоченного термометра. На графике также приведены: температуры сушильных цилиндров; температуры паровоздушной смеси в межцилиндровых пространствах; изменение влагосодержания влажного полотна бумаги в сушильной части машины.

Полученные результаты расчетов сравнивались с результатами технологических испытаний сушильной части бумагоделательной машины № 10 ОАО «Кондопога». При их сопоставлении было обнаружено удовлетворительное соответствие расчетных и экспериментальных данных.

Недостатки данной методики расчета состоят в следующем:

- неясно сколько влаги испаряется из полотна при нахождении его на нагретых цилиндрах и на участках межцилиндрового пробега;
- представленная методика не учитывает закономерности сушки и изменения коэффициентов переноса теплоты и влаги в полотне в процессе его высушивания;
- расчет очень громоздкий и сложный для практических целей.
- много технических допущений;
- отсутствуют уравнения для вычисления снижения влагосодержания полотна в процессе его сушки.

Таким образом, представленная методика приближенная и не может быть применима для повышения производительности машин и сокращения расхода теплоты на сушку. Методику теплового расчета сушильных установок необходимо усовершенствовать.

### 1.7. Дифференциальные уравнения сушки полотна в зависимости от механизма процесса

При высокотемпературной сушке картона и бумаги происходят фазовые превращения: кипение и конденсация водяного пара. Между ними имеет место переходная зона, которая обуславливает гистерезис процесса. С учетом этих трех зон фазового превращения и на основе экспериментальных данных необходимо усовершенствовать процессы тепломассопереноса (ТМП) при сушке пористых волокнистых материалов.

Известно, что перемещение влаги в материале происходит в виде жидкости и пара при наличии насыщенного и ненасыщенного слоя пористой структуры у греющей поверхности.

Соответственно будут и разные процессы тепломассопереноса. Интенсивность контактно-конвективной сушки картона и бумаги определяется внешними и внутренними условиями процессов, в зависимости от которых в материале протекают следующие механизмы тепломассопереноса: диффузионный, фильтрационный и фильтрационно-диффузионный [1, 3]. На каждой стадии сушки действует свой специфический механизм переноса теплоты и массы, который описывается соответствующими дифференциальными уравнениями.

В периоде прогрева материала перенос энергии и вещества протекает по диффузионному механизму ТМП. При этом под действием градиентов температуры  $\nabla t$  и влагосодержания  $\nabla U$  происходит существенное перераспределение влаги по толщине материала.

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

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

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



где  $x$ ,  $t$ ,  $U$  – текущие значения толщины, температуры и влагосодержания полотна;  $\tau$  – время процесса сушки;  $\alpha$ ,  $\alpha_m$ ,  $\delta_t$  – коэффициенты температуропроводности, влагопроводности и термоградиентный коэффициент.

Автором получены [3] аналитические решения этих уравнений для контактного и конвективного участков цилиндрической сушки картона и бумаги. Кривые распределения  $t$  и  $U$  имеют вид смещенной параболы.

*Первый период сушки* протекает с постоянной скоростью испарения влаги с поверхности материала. Макрокапиллярная структура материала у греющей поверхности полностью насыщена жидкостью. Влагосодержание снижается от начального  $U_0$  до первого критического значения  $U_{K1}$ . При этом удаляется осмотически связанная и *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, 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  $\nabla P$  с последовательно чередующимися циклами «кипение – конденсация».

В первом периоде сушки тепломассоперенос в полотне осуществляется по *фильтрационному механизму*, для которого дифференциальные уравнения запишутся так:

$$\frac{\partial t}{\partial \tau} = \frac{\alpha_P}{1-\Pi} \cdot \frac{\partial^2 P_{\text{п.п.}}}{\partial x^2};$$

$$\frac{\partial U}{\partial \tau} = \frac{K_P}{\rho_0} \cdot \frac{\partial^2 P_{\text{п.п.}}}{\partial x^2};$$

$$\frac{\partial P}{\partial \tau} = \frac{K_p}{\rho_0 \cdot \nu} \cdot \frac{\partial^2 P}{\partial x^2},$$

где  $\alpha_p$ ,  $K_p$  – коэффициенты конвективной диффузии и молярного переноса пара в макрокапиллярах;  $\rho_0$ ,  $\Pi$  – плотность и пористость абсолютно сухого материала;  $\nu$  – концентрация водяных паров в пористом волокнистом материале.

Аналитическое решение данных уравнений представлено в монографии А. В. Лыкова [9].

*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 II периода сушки* удаляется макрокапиллярная стыковая влага, которой содержится в материале до 13,5 %, а влагосодержание снижается от первого критического  $U_{K1}$  до второго критического влагосодержания  $U_{K2}$ .

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

При интенсивном объемном пузырьковом пульсационном кипении жидкости внутри макропор материала возникает градиент релаксируемого избыточного давления, который приводит к переносу двухфазной среды и выбросу паракапельной 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  $\nabla P$ , пар перемещается также по диффузионному механизму путем диффузии пара, связанной с перемешиванием и циркуляцией его внутри пор.

*В первом интервале II периода сушки* действует фильтрационно-

диффузионный механизм тепломассопереноса, для которого дифференциальные уравнения переноса теплоты, влаги и давления в материале имеют вид

$$\frac{\partial t}{\partial \tau} = \frac{a_P}{1-\Pi} \cdot \frac{\partial^2 P_{\text{п.п}}}{\partial x^2} + \frac{\varepsilon \cdot r}{(1-\Pi) C_0} \cdot \frac{\partial U}{\partial \tau} + \frac{\alpha_v (t_{\text{п.п}} - t)}{(1-\Pi) C_0 \cdot \rho_0} - \frac{\varepsilon' \cdot \lambda'}{(1-\Pi) C_0} \cdot \frac{\partial U}{\partial \tau};$$

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

$$\frac{\partial P}{\partial \tau} = \frac{K_P}{\Pi \cdot v} \cdot \frac{\partial^2 P_{\text{п.п}}}{\partial x^2} + \frac{\varepsilon \cdot r}{\Pi \cdot v} \cdot \frac{\partial U}{\partial \tau},$$

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

Второй интервал второго периода сушки связан с удалением из материала макрокапиллярной влаги в виде пара под действием градиента температуры  $\nabla t$  за счет термодиффузии. При этом происходит снижение влагосодержания от второго критического  $U_{K2}$  до третьего критического влагосодержания  $U_{K3}$ .

Контактный «сухой» слой материала и его термическое сопротивление значительно увеличиваются, а удельный тепловой поток 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  $\varepsilon$  увеличивается незначительно с 0,1 до 0,4. Зная  $\varepsilon$  и среднюю интенсивность испарения, легко рассчитать внутреннюю и внешнюю интенсивность парообразования.

Таким образом, во втором интервале II периода сушки перенос влаги происходит по диффузионному механизму, главным образом, в виде пара, образующегося 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 °С, то во втором интервале II периода сушки нет зон конденсации и переходной, а есть только зона кипения внутри микрокапилляров.

Во втором интервале II периода сушки перенос влаги происходит по диффузионному механизму, главным образом, в виде пара, образующегося во влажной области внутри материала.

Дифференциальные уравнения ТМП на этой стадии сушки следующие:

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

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

$$\frac{\partial P}{\partial \tau} = \frac{\varepsilon \cdot r}{\Pi \cdot v} \cdot \frac{\partial U}{\partial \tau}.$$

В третьем интервале II 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  $U_{K3}$  до равновесного влагосодержания  $U_p$ .

При неравномерном распределении температуры по толщине

материала будет существовать перепад общего давления  $\nabla P$ .

Лимитирующим фактором интенсивности сушки будет внутренняя диффузия. На этой стадии сушки сопротивление внутренней диффузии больше сопротивления удаления пара с открытой поверхности. Коэффициент фазового превращения меняется значительно в пределах от 0,4 до 1,0. При этом нет зоны конденсации и переходной зоны.

Дифференциальные уравнения тепломассопереноса на заключительной стадии сушки имеют вид

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

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

$$\frac{\partial P}{\partial \tau} = \frac{\varepsilon \cdot r}{\Pi \cdot v} \cdot \frac{\partial U}{\partial \tau}.$$

Таким образом, установлено, что на каждой стадии сушки действует свой *специфический механизм тепломассопереноса*. При этом процессы ТМП описываются соответствующими дифференциальными уравнениями.

Для периода прогрева полотна 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 [61, 62].

Прогрев и охлаждение влажного полотна, помещенного в среду с заданным тепловым состоянием, периодическое изменение температуры высушиваемого материала на цилиндрах и участках свободного пробега тесно связаны с нестационарной теплопроводностью. Теплопроводность однородного неограниченного полотна в нестационарных условиях описывается уравнением Фурье

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

где  $t$ ,  $x$ ,  $\tau$  – текущие значения температуры полотна, координаты и времени процесса сушки;  $a$  – коэффициент температуропроводности.

Решение данного уравнения при соответствующих начальных и граничных условиях имеет вид [61]

$$t_c - t = \sum_{n=1}^{\infty} \frac{(t_c - t_o) \cdot 2 \cdot \sin \mu_n}{\mu_n + \sin \mu_n \cdot \cos \mu_n} \times \\ \times \cos(\mu_n \cdot x) \cdot e^{-\mu_n^2 \cdot Fo}, \quad \text{где } t_o, t -$$

начальная и текущая температура полотна;

$t_c$  – температура окружающей среды;  $t_o$  – начальная температура полотна;  $Fo$  – критерий Фурье,

$$Fo = \frac{a \cdot \tau}{\delta^2};$$

$\mu_1, \mu_2, \mu_3, \dots, \mu_n$  – корни характеристического уравнения вида

$$\operatorname{ctg} \mu_n = \mu_n / Bi,$$

где  $Bi$  – критерий Био,

$$Bi = \frac{\alpha \cdot \delta}{\lambda},$$

$\delta$  – полутолщина полотна;  $\lambda$  – коэффициент теплопроводности полотна;  $\alpha$  – коэффициент теплоотдачи.

По приведенному решению составлены структурные схемы алгоритмов и программы для ЭВМ, на основании которых произведены численные расчеты прогрева влажного полотна при различных значениях коэффициента теплопроводности.

Постоянными в расчетах принимались: температура окружающей среды  $t_C = 140 \text{ }^\circ\text{C}$ ; начальная температура, теплоемкость и влажность полотна, соответственно,  $t_0 = 20 \text{ }^\circ\text{C}$ ,

$C_P = 1,718 \text{ кДж/(кг} \cdot \text{ }^\circ\text{C)}$ ;  $\rho = 326 \text{ кг/м}^3$ . Переменными величинами были:  $\alpha$  — коэффициент теплоотдачи,  $\text{Вт/(м}^2 \cdot \text{ }^\circ\text{C)}$ ;  $b = 2 \delta$  — толщина полотна, предварительно разбитая на 8 слоев, м;  $t$  — текущая температура слоя,  $^\circ\text{C}$ ;  $\tau$  — время процесса, с.

Результаты аналитического решения представлены графически на рис. 1.16, 1.17. Анализ графиков показывает, что когда имеет место очень большая интенсивность отвода теплоты от поверхности материала, то  $\alpha \rightarrow \infty$  и  $Bi \rightarrow \infty$ . Это означает, что температура поверхности полотна сразу становится равной температуре окружающей среды, а процесс нагрева (охлаждения) определяется физическими свойствами и размерами полотна (*внутренняя задача*).

При небольших значениях коэффициента теплоотдачи  $\alpha$  температура поверхности полотна почти не отличается от температуры на оси и критерий  $Bi$  незначителен. Это означает, что температура по толщине полотна распределяется равномерно и кривая температур остается параллельной оси  $X$  для любого момента времени. Касательные и температурные кривые в точках пересечения их с поверхностью должны пересекаться с осью абсцисс в бесконечности: при значении критерия  $Bi = 0$  имеем  $x_0 = (1/Bi) \rightarrow \infty$ .

Для данного случая процесс нагрева или охлаждения полотна определяется интенсивностью теплоотдачи на поверхности материала. Иначе говоря, процесс выравнивания профиля температуры в полотне происходит интенсивнее, чем отвод теплоты с поверхности (*задача становится внешней*).

И, наконец, когда критерий  $Bi$  находится в пределах от 0,1 до 100, то  $\mu_n$  есть функция  $Bi$ , т. е. зависит от толщины полотна.

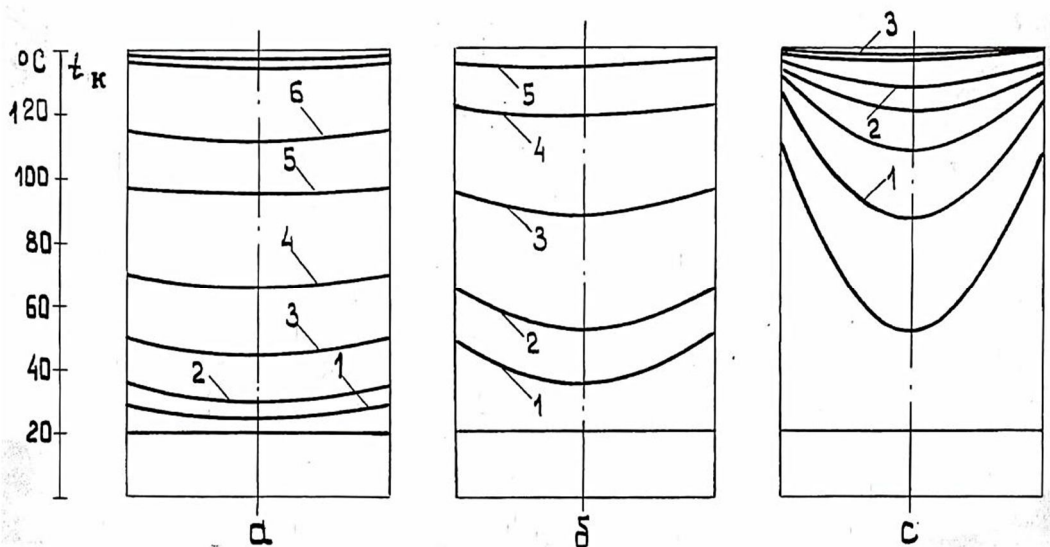


Рис. 1.16. Изменение температуры по толщине картона при его прогреве:

коэффициент теплоотдачи  $\alpha$ :  $a - 10$ ;  $b - 40$ ;  $c - 500$  Вт/(м<sup>2</sup>·°C);  
 $\lambda = 0,05$  Вт/(м·°C);  $\tau$ : 1 - 1 с; 2 - 2 с; 3 - 5 с;  
 4 - 10 с; 5 - 20 с; 6 - 30 с;  $t_k = 140$  °C;  $t_0 = 20$  °C;  
 $C_p = 1,718$  кДж/(кг·°C); толщина полотна  $b = 2 \delta$

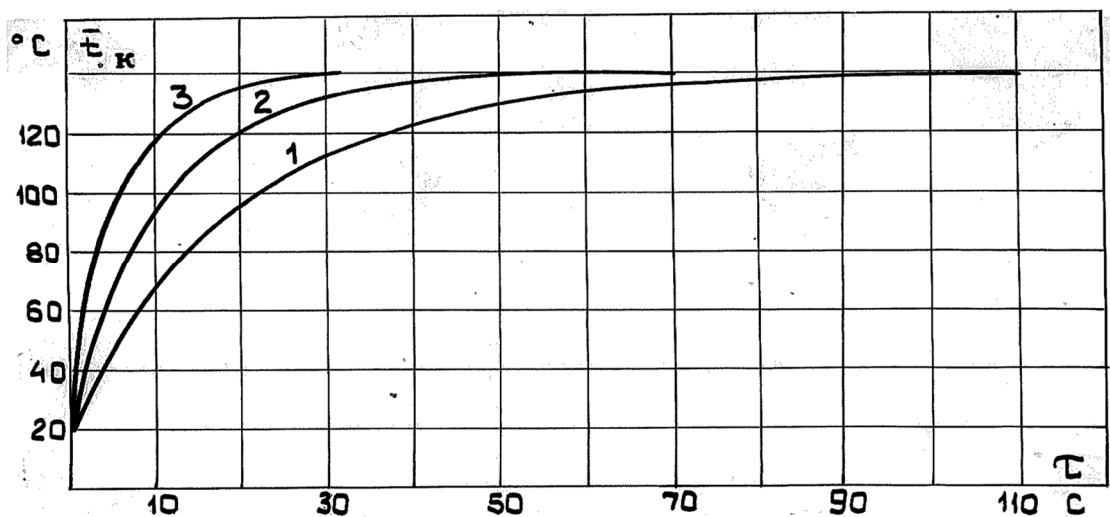


Рис. 1.17. Кинетика изменения температуры картона в процессе его прогрева:

коэффициент теплоотдачи  $\alpha$ : 1 - 10; 2 - 20; 3 - 40 Вт/(м<sup>2</sup>·°C);  
 $\lambda = 0,05$  Вт/(м·°C)



В этом случае интенсивность процесса нагревания или охлаждения материала определяется как внутренними, так и внешними условиями теплообмена.

На рис. 1.17 представлены графические зависимости нагрева материала при различных внешних условиях, т. е. при разных значениях коэффициента теплоотдачи  $\alpha$ . При малых скоростях движения материала на участках его свободного пробега может быть использована кривая распределения температур, полученная при  $\alpha = 10 \text{ Вт}/(\text{м}^2 \cdot ^\circ\text{С})$ . При скорости машин до 150 м/мин коэффициент теплоотдачи возрастает до  $40 \text{ Вт}/(\text{м}^2 \cdot ^\circ\text{С})$ , что соответствует ускоренному изменению температуры по сечению полотна.

В условиях контактного теплообмена коэффициент этого теплообмена находится в диапазоне значений от 500 до 700  $\text{Вт}/(\text{м}^2 \cdot ^\circ\text{С})$ . Для указанных условий аналитически получена графическая зависимость изменения средней температуры полотна от времени процесса. Из графика следует, что при толщине полотна 0,8 мм его прогрев происходит за весьма короткий промежуток времени  $\tau = 1 \text{ с}$ . Температура достигает максимума в течение 4 с, причем изменение коэффициента теплоотдачи  $\alpha$  незначительно сказывается на общем характере процесса. Это означает, что влагосодержание материала мало влияет на характер его прогрева, а скорость испарения влаги при сушке влажного полотна лимитируется прежде всего внутренним массопереносом вещества в виде жидкости и пара.

Из анализа полученных результатов расчета следует, что при контактной сушке бумаги и картона распределение температур по толщине полотна описывается уравнением смещенной параболы и с достаточной степенью точности соответствует экспериментальным значениям. Таким образом, аналитические исследования прогрева материала позволяют количественно оценить влияние конвективного теплообмена, теплопроводности и влажности полотна на интенсивность первой стадии сушки материала – периода прогрева.

Для первого периода сушки решения уравнений приведены в работах [4–6, 63, 64]. Для второго периода сушки решение дифференциальных уравнений отсутствует. Требуется их дополнительная проработка. Расчеты по приведенным выше дифференциальным уравнениям позволили определить температуру полотна во всех периода сушки (рис. 1. 18).

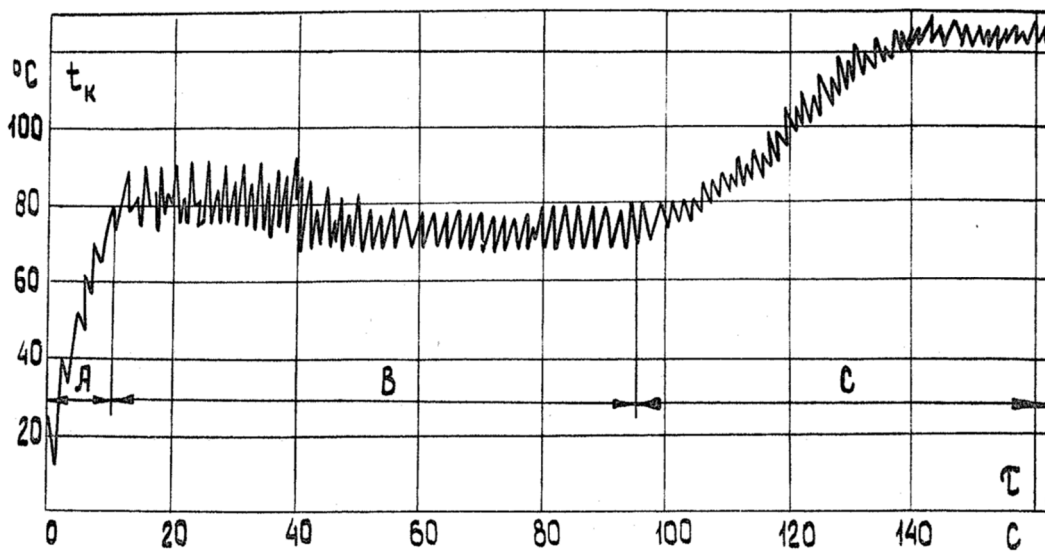


Рис.1.18. Изменение температуры полотна картона в процессе его сушки на цилиндрах картоноделательной машины:

*A, B, C* – период прогрева, первый и второй периоды сушки

Таким образом, установлено, что на каждой стадии сушки действует свой специфический механизм тепломассопереноса (ТМП), при этом процессы ТМП описываются соответствующими дифференциальными уравнениями.

Анализ изучения кинетики и механизма сушки картона и бумаги позволил научно обосновать и предложить более совершенные процессы ТМП, например, первый и второй периоды сушки полотна с односторонним подводом теплоты, который успешно апробирован в производственных условиях.

По температуре полотна рассчитываются удельные тепловые потоки, расход пара и теплота для каждого цилиндра, каждой паровой группы и сушильной установки в целом.

### ***Расчет поля влажности в сечении материала***

При испарении влаги с поверхности влажного материала в его сечении влага распределяется неравномерно: в центре влагосодержание  $U_{Ц}$  выше, чем на поверхности  $U_{П}$ . Вид распределения влаги параболический. Чем интенсивнее происходит испарение, тем больше возрастает градиент влагосодержания. Поля

влажности оказывают влияние на возникновение так называемых влажностных напряжений, которые приводят к короблению материала, растрескиванию и шелушению. Поэтому при выборе рациональных режимов сушки необходимо знать распределение поля влажности в сечении материала.

На рис. 1.19 приведена расчетная схема распределения влагосодержания в сечении материала.

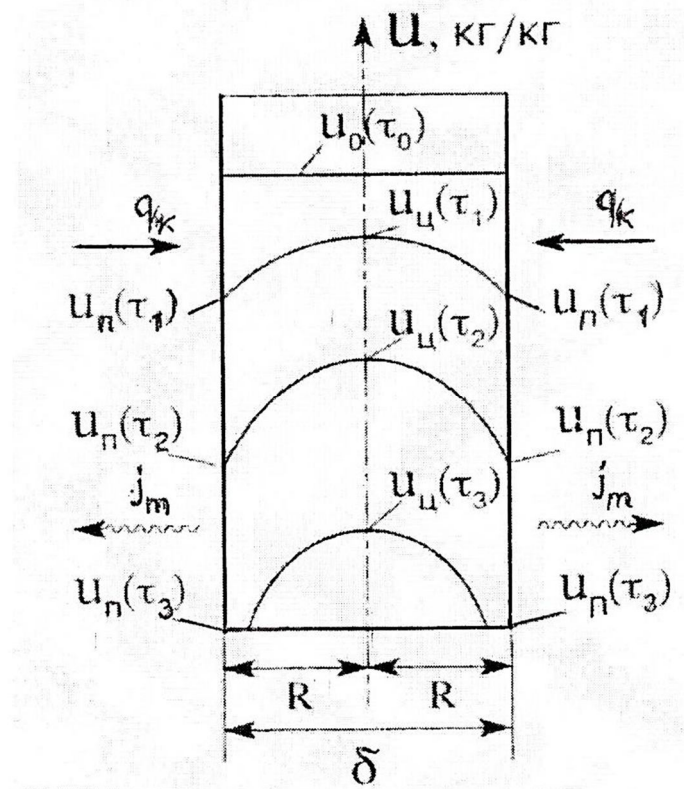


Рис. 1.19. Поле влажности в сечении материала при испарении влаги с обеих сторон:

$q_k$  – плотность теплового потока;  $j_m$  – плотность потока переноса влаги;  $R$  – полутолщина материала;  $U_{\text{Ц}}$ ,  $U_{\text{П}}$  – влагосодержание в центре и на поверхности материала

Характер изменения влагосодержания внутри материала описывается уравнением нестационарной влагопроводности, которое имеет следующий вид [60]:

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

где  $U$  – влагосодержание материала, кг/кг;  $\tau$  – длительность процесса, ч;  $\delta_t$  – термоградиентный коэффициент,  $1/^\circ\text{C}$ ;  $x$  – координата, м;  $a_m$  – потенциал влагопродности,  $\text{м}^2/\text{ч}$ .

Правая часть уравнения состоит из двух слагаемых, первое из них описывает перенос влаги по толщине материала под действием градиента влагосодержания  $(\partial U/\partial x)$ , второе под действием градиента температуры  $(\partial t/\partial x)$ . Так как поток массы влаги под действием градиента температуры незначителен, найдем решение уравнения следующего вида

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

Заменим это уравнение уравнением параболы

$$Y = -a x^2 + b, \quad (\text{a})$$

где  $a, b$  – постоянные величины.

При следующих граничных условиях находим постоянные  $a$  и  $b$ :

- 1) при  $x = 0$ ;  $Y = U_{\text{Ц}}$ ;  $b = U_{\text{Ц}}$ ;
- 2) при  $x = R$ ;  $Y = U_{\text{П}} = -a R^2 + U_{\text{Ц}}$ ;

откуда 
$$a = \frac{U_{\text{Ц}} - U_{\text{П}}}{R^2}.$$

После подстановки постоянных  $a$  и  $b$  в уравнение (a) получим:

$$U = -\left(\frac{U_{\text{Ц}} - U_{\text{П}}}{R^2}\right) x^2 + U_{\text{Ц}} = U_{\text{Ц}} - \left(\frac{U_{\text{Ц}} - U_{\text{П}}}{R^2}\right) x^2.$$

Продифференцируем это уравнение.

Первая производная равна

$$\frac{d U}{d x} = - 2 \left( \frac{U_{\text{Ц}} - U_{\text{П}}}{R^2} \right) x.$$

Вторая производная равна

$$\frac{\partial^2 U}{\partial x^2} = - 2 \left( \frac{U_{\text{Ц}} - U_{\text{П}}}{R^2} \right).$$

Так как частный дифференциал  $\left( \frac{\partial U}{\partial \tau} \right)$  примерно равен полному дифференциалу  $(d U / d \tau)$ , тогда

$$\frac{d U}{d \tau} = - 2 a_m \left( \frac{U_{\text{Ц}} - U_{\text{П}}}{R^2} \right)$$

или

$$\frac{U(\tau_1) - U(\tau_2)}{\tau} = - 2 a_m \left( \frac{U_{\text{Ц}} - U_{\text{П}}}{R^2} \right).$$

Процесс сушки включает в себя перенос влаги внутри материала (массоперенос) под действием градиента влагосодержаний

$(dU / dx)$  и испарение влаги с поверхности влажного материала (массообмен) под действием разности плотностей  $\beta_P (P_{\text{П}} - P_{\text{О.В}})$ .

Всегда соблюдается равенство между потоком влаги в сечении материала и потоком влаги при испарении с поверхности материала. Поэтому

$$\frac{\beta_P \cdot (P_{\text{П}} - P_{\text{О.В}})}{P_{\text{с.П}}} = - 2 a_m \left( \frac{U_{\text{Ц}} - U_{\text{П}}}{R^2} \right),$$

где  $\beta_P$  – коэффициент массообмена, отнесенный к разности парциальных давлений, кг/(м<sup>2</sup>.ч. Па);  $P_{\text{П}}$  – парциальное давление водяных паров у поверхности испарения, Па;  $P_{\text{О.В}}$  – парциальное

давление пара в окружающем воздухе, Па;  $P_{с.п}$  – масса одного квадратного метра полотна, кг/м<sup>2</sup>.

Отсюда выразим разность влагосодержаний между центральными и поверхностными слоями

$$\Delta U = U_{ц} - U_{п} = \frac{\beta_p (P_{п} - P_{о.в}) R^2}{2 \cdot a_m \cdot P_{с.п}}$$

Из полученного выражения следует, что перепад влагосодержаний между центром и поверхностью  $\Delta U = U_{ц} - U_{п}$  зависит как от интенсивности испарения влаги  $\beta_p (P_{п} - P_{о.в})$  и плотности материала  $P_{с.п}$ , так и от потенциала влагопереноса  $a_m$ . Но основным фактором все же является толщина материала  $\delta = 2R$ .

### 1.8. Универсальная методика теплового расчета сушильных установок БДМ и КДМ

Модернизация действующих контактных сушильных установок БДМ и КДМ основывается на методике их теплотехнического расчета [1–5], которая не отвечает современным требованиям переоснащения отрасли. При расчете быстроходных бумагоделательных машин, работающих с отключенными по пару и конденсату цилиндрами нижнего яруса, имеют место существенные расхождения по производительности (до 40 %) между фактическими и расчетными значениями.

Используемая в настоящее время методика теплового расчета сушильных установок [1–5] обладает рядом недостатков:

- производительность сушильных установок рассчитывается в зависимости от поверхности сушильных цилиндров;
- не учитывается конвективный теплообмен, который играет важную роль в современных сушильных установках с цилиндрами, расположенными в один ярус;
- для быстроходных одноярусных БДМ не учитывается роль отсасывающих валков в удалении влаги;
- в расчет введен среднеинтегральный коэффициент сушки  $Z$ , который меняется в широком диапазоне значений;
- отсутствует значение  $Z$  при сушке целлюлозы;

- для быстроходных бумагоделательных и картоноделательных машин коэффициенты теплообмена и теплопередачи соответственно составляют  $\alpha_2 = 1000 - 1300 \text{ Вт}/(\text{м}^2 \cdot ^\circ\text{С})$  и  $K = 500 - 800 \text{ Вт}/(\text{м}^2 \cdot ^\circ\text{С})$  вместо  $\alpha_2 = 500 - 600 \text{ Вт}/(\text{м}^2 \cdot ^\circ\text{С})$  и  $K = 350 - 440 \text{ Вт}/(\text{м}^2 \cdot ^\circ\text{С})$ , которые рекомендуются принимать в соответствии с [1, 4, 5];
- скорость современной бумагоделательной машины составляет  $W_M = 800-1000 \text{ м}/\text{мин}$ , а не  $200-700 \text{ м}/\text{мин}$ , как было раньше;
- не учитывается критическое влагосодержание в третьей критической точке  $U_{К.3}$ , значение которого устанавливает границу между микрокапиллярной влагой и адсорбционной связанной влагой, удаляемой из материала;
- не учитываются изменения коэффициентов тепломассообмена, которые существенно меняются в процессе сушки;
- не учитываются возможные отключения по пару и конденсату цилиндров нижнего яруса.

Для модернизации пароконденсатных систем БДМ и КДМ использована *универсальная методика теплового расчета сушильных установок* [33], которая устраняет многие из перечисленных выше недостатков. Она основана на расчете количества испаряемой влаги в *каждом сушильном цикле*, состоящим из двух участков. Первый из участков – это участок контакта полотна с греющей поверхностью цилиндра, второй участок – участок свободного пробега полотна на межцилиндровом пробеге. На каждом участке из влажного полотна испаряется определенное количество влаги.

Чтобы рассчитать эту влагу, необходимо иметь кинетическую кривую сушки материала, которая определяется экспериментальным путем на действующей сушильной установке. С этой целью отбираются образцы полотна до и после сушильной установки и после каждого третьего цилиндра. В лаборатории бумажного или картонного цеха производится определение этих образцов на влажность. Полученные результаты наносятся на график, который позволяет определить количество испаряемой влаги на каждом участке сушильного цикла, каждой стадии сушильного процесса и в каждом периоде сушки.

Кроме того, по кинетической кривой сушки определяются критические влагосодержания полотна  $U_{К.1}$ ;  $U_{К.2}$ ;  $U_{К.3}$  (например, для кровельного картона они соответственно равны  $U_{К.1} = 0,49$  кг/кг;  $U_{К.2} = 0,25$  кг/кг;  $U_{К.3} = 0,12$  кг/кг).

Из кинетической кривой находим изменение влагосодержания полотна в периоде его прогрева  $\Delta U_{ПР} = 0,1$  кг/кг и время прогрева  $\tau_{ПР} = 9 - 15$  с. Тогда влагосодержание полотна в начале первого периода сушки вычисляется по уравнению

$$U'_0 = U_0 - \Delta U_{ПР},$$

а продолжительность сушки

$$\tau_1 = (U'_0 - U_{К.1}) / v_1,$$

$v_1$  – скорость сушки материала в первом периоде, для кровельного картона  $v_1 = 0,008$  кг/(кг · с) найдено по кинетической кривой. Для газетной бумаги  $v_1 = 0,139$  кг/(кг · с).

Далее кинетическая кривая аппроксимируется экспоненциальной зависимостью  $U = f(\tau)$ .

Для машин типа К-2М, К-2, К-3, КП-22, предназначенных для выработки кровельного картона, эта зависимость во втором периоде сушки имеет вид

$$U_2 = 0,635 \cdot e^{-0,0282 \cdot \tau_2};$$

для машин типа К-3М, КДМ польской фирмы «Фампа» (ООО «Картон и упаковка») зависимость

$$U_2 = 0,457 \cdot e^{-0,01646 \cdot \tau_2};$$

для быстроходных бумагоделательных машин, вырабатывающих газетную бумагу, имеем

$$U_2 = 0,5755 \cdot e^{-0,30 \cdot K \cdot \tau_2},$$

где  $K$  – показатель скорости,  $K = W_M / 800$ .

Суммарная продолжительность сушки

$$\tau_C = \tau_{ПР} + \tau_1 + \tau_2.$$



Длина полотна, контактирующего с полотном, равна

$$\ell_{\text{КНТ}} = \pi \cdot D_{\text{Ц}} \cdot \varphi_{\text{Ц}},$$

где  $D_{\text{Ц}}$  – диаметр цилиндра;  $\varphi_{\text{Ц}}$  – угол обхвата цилиндра полотном.

По геометрическим размерам сушильной установки вычисляется длина свободного пробега полотна  $\ell_{\text{С.П}}$  между двумя ближайшими нагретыми цилиндрами.

Длина движения полотна в одном сушильном цикле составит

$$\ell_{\text{ЦИКЛА}} = \ell_{\text{КНТ}} + \ell_{\text{С.П.}}$$

Время прохождения полотна через один сушильный цикл

$$\tau_{\text{ЦИКЛА}} = \tau_{\text{КНТ}} + \tau_{\text{С.П}}$$

Скорость машины

$$W_{\text{М}} = 60 \cdot \ell_{\text{ЦИКЛА}} \cdot n_{\text{Ц}} / \tau_{\text{С}},$$

где  $n_{\text{Ц}}$  – количество цилиндров в сушильной установке

$$n_{\text{Ц}} = n_{\text{ПР}} + n_1 + n_2.$$

Количество цилиндров в каждом периоде сушки

$$n_{\text{ПР}} = \tau_{\text{ПР}} / \tau_{\text{ЦИКЛА}}; \quad n_1 = \tau_1 / \tau_{\text{ЦИКЛА}};$$

$$n_2 = \tau_2 / \tau_{\text{ЦИКЛА}}.$$

Производительность сушильной установки, кг/ч,

$$G_{\text{М}} = 60 \cdot W_{\text{М}} \cdot b_{\text{П}} \cdot P_{\text{С.П.}}$$

Количество испаряемой влаги в первом периоде сушки, кг/ч,

$$M_1 = V_1 \cdot G_{\text{М}} \cdot \tau_1.$$

Скорость испарения влаги во втором периоде сушки:  
для кровельного картона

$$V_2 = 0,008613 \cdot e^{(-0,018 \cdot \tau_2)};$$

для газетной бумаги

$$V_2 = 0,1739 \cdot e^{(-0,342 \cdot K \cdot \tau_2)}.$$

Средняя скорость испарения влаги во втором периоде сушки, который делится на  $n$  отрезков, составит

$$V_2^{CP} = (V_1 + V_2 + V_3 + \dots + V_n) / n.$$

Количество влаги, испаряемой во втором периоде сушки,

$$M_2 = V_2^{CP} \cdot G_M \cdot \tau_2.$$

Общее количество влаги, испаряемое в сушильной установке,

$$M = G_M \cdot (U_0 - U_2).$$

Влага, удаляемая из полотна в периоде прогрева,

$$M_{ПР} = M - (M_1 + M_2).$$

Интенсивность сушки полотна, кг влаги/(м<sup>2</sup> · °С),

$$m = M / (n_{Ц} \cdot h_{a. Ц}),$$

где  $h_{a. Ц}$  – активная поверхность одного цилиндра.

Теплота, затраченная на испарение влаги в каждом периоде сушки:

в периоде прогрева полотна

$$Q_{ПР} = M_{ПР} (C_{с.п} + C_w U_0) (t_1 - t_{п.о});$$

в первом периоде сушки

$$Q_1 = (M_1 \cdot r_1) / \psi_1;$$

во втором периоде сушки

$$Q_1 = M_2 (r_2 + \Delta q_M) / \psi_2.$$

Суммарное количество теплоты, затрачиваемой на испарение влаги,

$$Q_C = Q_{\text{пр}} + Q_1 + Q_2.$$

Удельные расходы:

теплоты на 1 т продукции, ГДж / т продукции,

$$q_{\text{уд}} = Q_C / G_M;$$

пара на 1 т продукции, т пара/т продукции,

$$d_{\text{уд}} = D_C / G_M;$$

пара на 1 тонну испаряемой влаги, т пара/т влаги,

$$d_{\text{вл}} = D_C / M.$$

По данной методике теплового расчета сушильных установок составлены алгоритмы и программы расчета на ЭВМ контактных сушильных установок.

От этих расчетов в значительной степени зависят показатели эффективности работы сушильных установок бумагоделательных и картоноделательных машин.

### **1.9. Показатели эффективности работы сушильных установок**

К основным показателям эффективности работы сушильных установок бумагоделательных и картоноделательных машин [89] относятся: удельные расходы теплоты и пара на единицу вырабатываемой продукции и на единицу испаряемой влаги из полотна; удельный расход воздуха на 1 тонну бумаги или картона. Кроме того, важным показателем является также производительность машины, которая зависит от интенсивности сушки полотна и удельного влагосъема.

В [4, 5] представлена методика теплового расчета сушильных установок бумагоделательных и картоноделательных машин. В

соответствии с этой методикой производительность сушильной установки  $G_M$ , кг/ч, рассчитывается по уравнению

$$G_M = 60 \cdot W_M \cdot b_{\Pi} \cdot P_{C.П},$$

где  $W_M$  – скорость движения полотна, м/мин;  $b_{\Pi}$  – обрезаемая ширина полотна, м;  $P_{C.П}$  – масса 1 м<sup>2</sup> сухого полотна, кг/ м<sup>2</sup>.

Активная поверхность цилиндра, м<sup>2</sup>,

$$h_{a. \text{ ц}} = \pi \cdot D_{\text{ц}} \cdot b_{\Pi} \cdot \varphi_{\text{ц}},$$

где  $\varphi_{\text{ц}}$  – угол обхвата цилиндра полотном;  $D_{\text{ц}}$  – диаметр цилиндра, м.

В зависимости от производительности установки определяется количество передаваемого тепла полотну, кДж/ч, по периодам сушки:

в периоде прогрева полотна

$$Q_{\text{ПР}} = (1/\psi_{\text{ПР}}) G_M (C_{C.П} + C_W U_0) (t_1 - t_0);$$

в первом периоде сушки

$$Q_1 = (1/\psi_1) G_M (U_0 - U_{K1}) r_1;$$

во втором периоде сушки

$$Q_2 = (1/\psi_2) G_M (U_{K1} - U_2) (r_2 + \Delta q_M).$$

где  $\psi_{\text{ПР}}$ ,  $\psi_1$ ,  $\psi_2$  – коэффициенты использования теплоты в периоде прогрева, первом и втором периодах сушки полотна;

$C_{C.П}$ ,  $C_W$  – теплоемкость сухого полотна и влаги;  $U_0$ ,  $U_{K1}$ ,  $U_2$  – влагосодержание полотна соответственно: перед сушкой, первое критическое и на накате машины;  $t_0$ ,  $t_1$  – температура полотна на входе в сушильную установку и в первом периоде сушки;

$r_1$ ,  $r_2$  – теплота парообразования в первом и втором периодах сушки;  $\Delta q_M$  – удельная величина теплоты прогрева полотна при

конечном влагосодержании  $U_2$ , отнесенная к 1 кг испаряемой влаги.

Суммарный расход тепла на сушку, ГДж/ч,

$$Q_c = Q_{\text{пр}} + Q_1 + Q_2.$$

Расход пара на сушку, кг/ч,

$$D_c = \left( \frac{Q_{\text{пр}}}{\eta_{\text{пр}}} + \frac{Q_1}{\eta_1} + \frac{Q_2}{\eta_2} \right) \left( \frac{1}{i_{\text{п}} - i_{\text{к}}} \right),$$

где  $\eta_{\text{пр}}$ ,  $\eta_1$ ,  $\eta_2$  – коэффициенты сохранения теплоты в первой, второй и третьей группах цилиндров;  $i_{\text{п}}$ ,  $i_{\text{к}}$  – энтальпии пара и конденсата на входе и выходе из сушильной установки.

Теоретические или расчетные удельные расходы на выработку одной тонны бумаги или картона:

теплоты

$$q_{\text{Б}}^{\text{Т}} = \frac{Q_c}{G_{\text{М}}}, \frac{\text{ГДж}}{\text{т продукции}};$$

пара

$$d_{\text{Б}}^{\text{Т}} = \frac{D_c}{G_{\text{М}}}, \frac{\text{т пара}}{\text{т продукции}}.$$

Количество испаряемой влаги из влажного полотна, кг влаги/ч,

$$M = G_{\text{М}}^{\text{АС}} (U_0 - U_2),$$

где  $G_{\text{М}}^{\text{АС}}$  – производительность машины по абсолютно сухому полотну, кг/ч,

$$G_{\text{М}}^{\text{АС}} = G_{\text{М}} \cdot T_2/100,$$

где  $T_2$  – сухость полотна на накате, %.

Интенсивность сушки бумаги (картона) или удельный влагосъем с 1 м<sup>2</sup> полотна, кг влаги/(м<sup>2</sup> · ч),

$$m = \frac{M}{n_{\text{ц}} \cdot h_{\text{ац}}},$$

где  $n_{\text{ц}}$  – число цилиндров в сушильной установке.

Удельный расход теплоты на 1 т испаряемой влаги

$$q_{\text{ВЛ}}^{\text{T}} = \frac{Q_{\text{C}}}{M}, \frac{\text{ГДж}}{\text{т влаги}}$$

Удельный расход пара на 1 т испаряемой влаги

$$d_{\text{ВЛ}}^{\text{T}} = \frac{D_{\text{C}}}{M}, \frac{\text{т пара}}{\text{т влаги}}$$

Расход воздуха на сушку

$$L_{\text{C}} = \frac{M}{d_5 - d_2}, \frac{\text{кг воздуха}}{\text{ч}}$$

где  $d_2, d_5$  – влагосодержание сушильного воздуха на входе и выходе из сушильной установки, кг влаги/кг воздуха.

Удельный расход воздуха на сушку 1 кг бумаги (картона)

$$\ell_{\text{В}} = \frac{L_{\text{C}}}{G_{\text{M}}}, \frac{\text{кг воздуха}}{\text{кг продукции}}$$

Коэффициент полезного действия процесса сушки с учетом возврата конденсата

$$\eta_{\text{C}} = \frac{M(i_{\text{П}}^{\text{ВТ}} - C_{\text{w}} \cdot t_{\text{ПО}})}{D(i_{\text{П}}^{\text{Р1}} - i_{\text{К}})},$$

где  $i_{\text{П}}^{\text{ВТ}}$  – энтальпия паров вторичного вскипания в последнем сепараторе;  $t_{\text{ПО}}$  – начальная температура полотна на входе в сушильную установку;  $i_{\text{П}}^{\text{Р1}}, i_{\text{К}}$  – энтальпия пара и конденсата на входе и выходе из сушильной установки.

### 1.10. Причины снижения эффективности работы сушильных установок БДМ и КДМ

На основании многочисленных расчетов сушильных установок ряда бумагоделательных и картоноделательных машин, работающих на производствах, теоретические удельные расходы теплоты и пара при выработке бумаги или картона составляют:

$q_{\text{Б}}^{\text{T}} = 4,19\text{--}5,03$  ГДж/т бумаги;  $d_{\text{Б}}^{\text{T}} = 2,0\text{--}2,4$  т пара / т бумаги.

Для целлюлозы эти показатели составляют:

$q_{\text{Ц}}^{\text{T}} = 3,35\text{--}4,19$  ГДж/т целлюлозы;  $d_{\text{Ц}}^{\text{T}} = 1,6\text{--}1,9$  т пара / т целлюлозы.

Как показали испытания многих работающих машин, фактические затраты теплоты и пара превышают теоретические на 30–60 %, что обусловлено следующими причинами:

использование на ряде машин параллельной схемы теплоснабжения;

разбивка цилиндров по паровым группам не соответствует закономерностям сушки;

расход пара на сушильные цилиндры не соответствует расчетному значению;

большое количество пролетного пара, который часто выполняет не тепловую, а механическую работу. Отработавший в сушильной установке пар используется для транспортировки конденсата от машины к баку-сборнику;

нестабильность теплового и гидравлического режимов работы сушильных установок;

низкие значения начальной сухости полотна перед сушильной установкой;

неудовлетворительный температурный график работы сушильных цилиндров;

несоблюдение закономерностей сушки и форм связи влаги с материалом;

отсутствие системы контроля и управления сушильным процессом;

низкий удельный влагосъем;

низкое качество выпускаемой продукции;

не используются авторские свидетельства и патенты;

частые обрывы полотна;

неудовлетворительный профиль влажности по ширине полотна, кромки полотна после сушки остаются влажными по сравнению с основной шириной полотна;

периодически меняется ассортимент выпускаемой продукции;

низкие значения давления пара по паровым группам и малые перепады давления между группами;

неудовлетворительная работа системы вентиляции БКДМ;

схемы пароконденсатных систем БДМ и КДМ не соответствуют современному уровню развития сушильной техники.

Эти же причины приводят к снижению производительности машин и интенсивности сушки бумаги и картона.

## **Глава 2. ПАРОКОНДЕНСАТНЫЕ СИСТЕМЫ И ОБОРУДОВАНИЕ СУШИЛЬНЫХ УСТАНОВОК БДМ И КДМ**

### **2.1. Тепловой баланс сушильной установки КДМ**

Целлюлозно-бумажная промышленность является весьма энергоемкой отраслью народного хозяйства. В настоящее время большую актуальность приобретает решение таких задач, как: повышение эффективности использования топливно-энергетических ресурсов, их рациональное и экономное расходование, уменьшение непроизводительных потерь теплоты [17–24, 28–30, 33–35, 96]. 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 волокнистых материалов.

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

Наиболее универсальной характеристикой экономичности сушки картона и бумаги является удельный расход теплоты, отнесенный к 1 кг испаряемой влаги.

На рис. 2.1, 2.2 представлены схемы компоновки сушильной части бумагоделательных и картоноделательных машин.



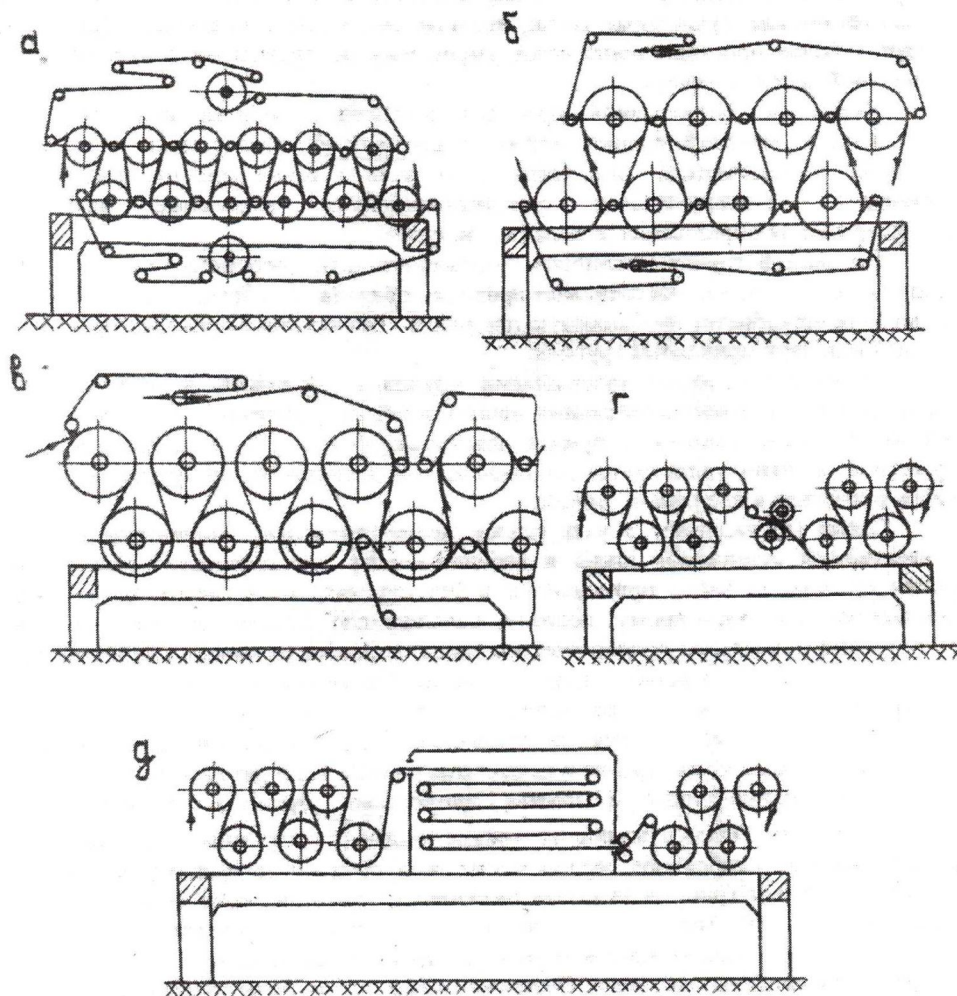


Рис.2.1. Схемы компоновок сушильной части бумагоделательных и картоноделательных машин:

- 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

*Тепловой баланс* сушильной части БДМ и КДМ может быть составлен двумя методами: по внешним (выходным) параметрам

материала и сушильного агента с учетом потерь теплоты в окружающую среду, а также по условиям тепломассообмена высушиваемого полотна на поверхностях греющих цилиндров и участках межцилиндровых пробегов полотна.

Применительно к испытанию промышленных сушильных установок более рационально составлять тепловой баланс [66–68] по внешним параметрам:

$$\begin{aligned}
 Q_c &= Q_{\text{исп}} + Q_{\text{в}} + Q_{\text{н.м}} + Q_{\text{огр}} + Q_{\text{л}} = \\
 &= (i_{\text{н.п}} - C_w \cdot t_{\text{м0}}) + \frac{1000}{d_2 - d_0} C_{\text{в}} (t_{\text{в2}} - t_{\text{в0}}) + \\
 &+ \frac{1}{U_0 - U_2} (C_{\text{с.м}} + C_w \cdot U_2) (t_{\text{м2}} - t_{\text{м0}}) + \\
 &+ \frac{K_{\text{огр}} \cdot H_{\text{огр}}}{M} + \frac{\alpha_{\text{л}} \cdot H_{\text{отк}}}{M} (\bar{t}_{\text{в}} - t_{\text{окр}}),
 \end{aligned}$$

где  $Q_c$ ,  $Q_{\text{исп}}$  – удельные затраты теплоты на сушку и испарение влаги;  $Q_{\text{в}}$ ,  $Q_{\text{н.м}}$  – удельные затраты теплоты на нагрев сушильного воздуха и материала;  $Q_{\text{огр}}$ ,  $Q_{\text{л}}$  – потери теплоты в окружающую среду конвекцией и излучением;  $i_{\text{н.п}}$  – энтальпия вторичного пара, образующегося из влаги полотна;  $C_{\text{с.м}}$ ,  $C_w$ ,  $C_{\text{в}}$  – 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;  $K_{огр}$  – коэффициент теплопередачи через ограждения;  $\bar{t}_в, t_{окр}$  – средние значения температуры воздуха в камере и окружающей среды;  $M$  – количество испаренной влаги;  $\alpha_{л}$  – коэффициент лучеиспускания ограждений.

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

$$Q_{пол} = Q_{исп} + Q_{н.м} = (i_{н.п} - C_w \cdot t_{м0}) + \frac{1}{U_0 - U_2} (C_{с.м} - C_w \cdot U_2) (t_{м2} - t_{м0}).$$

Удельный расход греющего пара

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

где  $i_{п}, i_{кнд}$  – энтальпия греющего пара и удаляемого конденсата.

Коэффициент эффективности сушильной установки

$$\varphi = \frac{q_{пол}}{q_c};$$

коэффициент полезного действия сушильной установки

$$\eta_c^T = \varphi \cdot \eta_t,$$

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

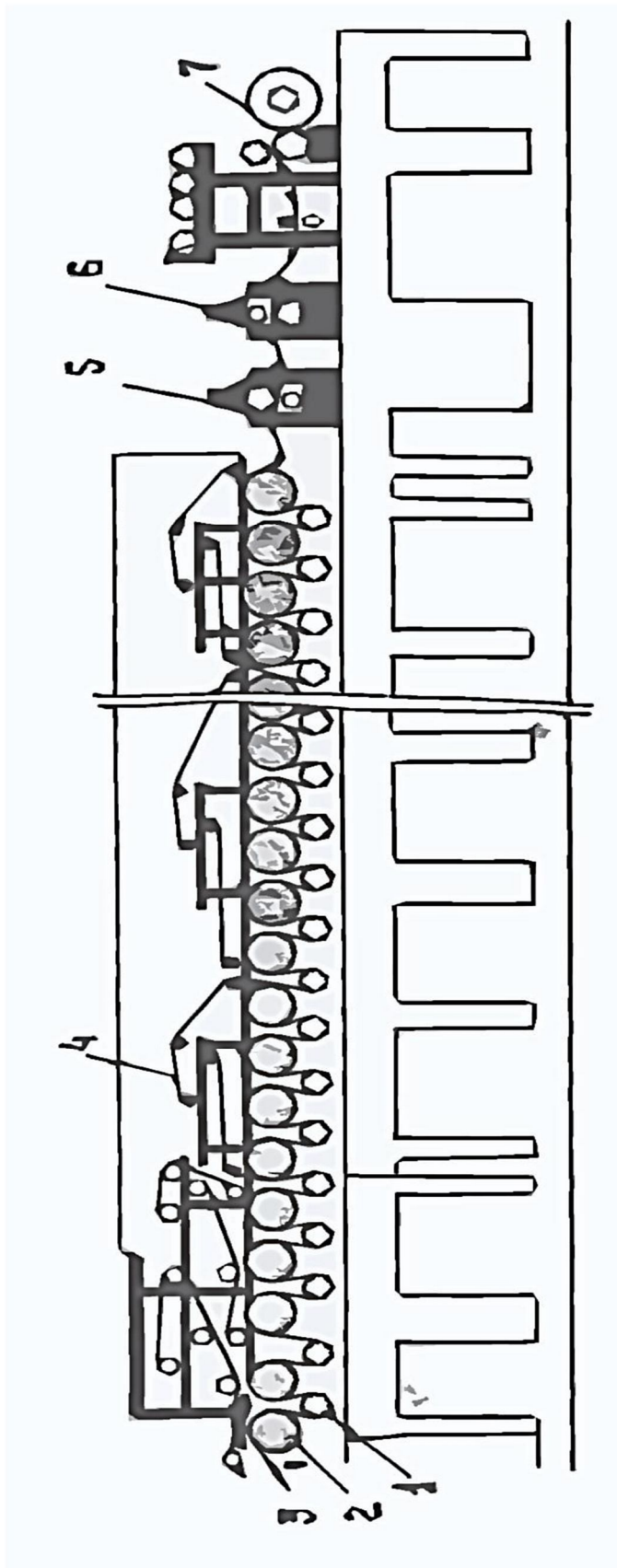


Рис. 2.2. Схема сушильной части скоростной бумагоделательной машины с «безобрывной» проводкой бумажного полотна:

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

Анализ этих уравнений показывает, что удельный расход теплоты на сушку картона или 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, выполненные без учета затрат теплоты на нагрев воздуха в вентиляционной системе, показали, что удельный расход греющего пара в сушильных установках БДМ и КДМ составляет  $d_{\text{вл}} = 1,5\text{--}1,7$  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 при проведении исследований по составлению тепловых балансов промышленных сушильных установок [66–68].

С целью изучения распределения теплоты, поступающей в сушильную установку, были проведены балансовые испытания картоноделательных машин типа: К-2, К-2М, К-3, К-3М, КДМ польской фирмы «Фампа», КП-22, установленных на ряде ведущих картонно-рубериоидных заводах. Тепловой баланс одной из таких машин приведен на рис. 2.3.

Исследования теплового баланса картоноделательной машины показали, что значительное количество теплоты (64,7 %), затраченной на сушку, поступает в сушильные цилиндры с греющим паром. Некоторое количество теплоты (18,8 %) подается с сушильным воздухом сначала в теплоуловитель первой ступени (ТУ-1), а затем под вентиляционный колпак сушильной установки. Часть теплоты (5,5 %) подсасывается с воздухом через неплотности ограждающих поверхностей установки. Остальные поступления теплоты в сушильную часть КДМ составляют: теплота, вносимая с поступающим материалом, – 1,6 %; теплота, выделенная подшипниками, – 3,3 %; теплота регенерации в теплоуловителе первой ступени ТУ-1 – 2,0 %; теплота регенерации в теплоуловителе второй ступени ТУ-2 – 4,1 %.

Основными потерями теплоты в контактных сушильных установках являются потери тепловой энергии с отработанным влажным воздухом в количестве 79,8 %, из которых на долю водяных паров приходится – 64,6 %, а сухого воздуха – 15,2 %;. Остальные потери теплоты составляют: с отводимым конденсатом – 10,1 %;

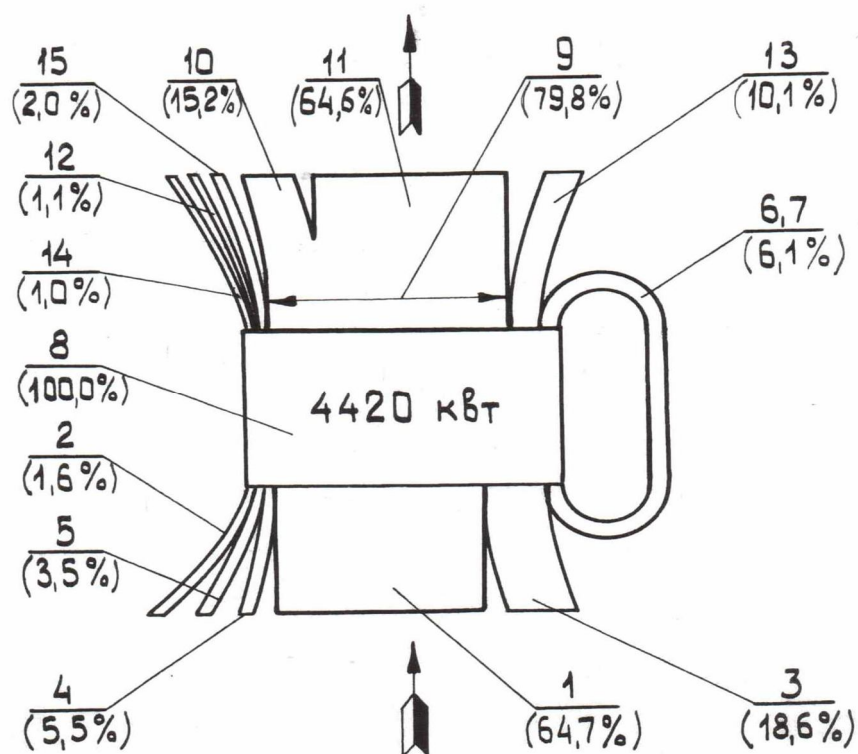


Рис. 2.3. Диаграмма теплового баланса картоноделательной машины типа К-2М:

1 – теплота, поступающая с паром; 2 – теплота, вносимая с влажным материалом; 3 – теплота, вносимая с воздухом, поступающим на сушку; 4 – теплота, вносимая с воздухом, поступающим под колпак; 5 – теплота, выделенная в подшипниках; 6, 7 – теплота регенерации; 8 – теплота, подведенная к сушильной установке; 9 – теплота, выбрасываемая в атмосферу с паровоздушной смесью; 10, 11 – теплота, выбрасываемая в атмосферу с сухим воздухом и водяными парами; 12 – потери теплоты в окружающую среду; 13 – теплота, отводимая с конденсатом; 14 – теплота пролетного пара; 15 – теплота, удаляемая с уходящим полотном

в окружающую среду – 1,0 %; с пролетным паром – 1,0%; с уходящим полотном – 2,0 %; теплота, переданная в теплоуловителе ТУ-1, – 2 %; теплота, переданная в теплоуловителе ТУ-2, – 4,1 %.

Аналогичные результаты получены и на других КДМ и БДМ [1–6, 23, 26–30].

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, т. е. 23–27 % от теплоты, расходуемой на испарение 1 кг влаги.

Практически в условиях эксплуатации БДМ и КДМ действительный удельный расход теплоты на сушку превышает теоретический на 10–50 %.

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 картона и снижению производительности установок.

Приведенный анализ теплового баланса позволяет наметить следующие основные направления по снижению удельных расходов теплоты в процессе сушки. Целесообразно нагревать массу волокнистого материала в сеточной или прессовой частях машины до 45–55 °С [69, 70], на трубопроводах отвода конденсата от машин установить рекуперативные теплообменные аппараты. Кроме того рекомендуется усовершенствовать сепарационные устройства и устройства для удаления конденсата из цилиндров [1–5].

С целью снижения содержания пролетного пара и перераспределения расхода пара по сушильным цилиндрам целесообразно: разработать систему групповых подпорных дроссельных шайб фиксированного проходного сечения, устанавливаемых на трубопроводах отвода конденсата от паровых групп сушильных цилиндров; усовершенствовать схемы теплоснабжения и конструкции многоцилиндровых сушильных установок; оптимизировать тепловой режим сушки и утилизировать теплоту низкого потенциала отработавшего влажного воздуха.

Тепловой коэффициент полезного действия  $\eta_c^T$  характеризует долю полезно использованной тепловой энергии только количественно. В процессе сушки значительные потери теплоты связаны с термодинамической необратимостью [4], определяемой суммарным изменением энтропии воздуха  $\Delta S_B$ , теплоносителя  $\Delta S_T$  и высушиваемого материала  $\Delta S_M$ :

$$\sum \Delta S_i = \Delta S_B + \Delta S_T + \Delta S_M,$$

С целью разработки эффективных энергосберегающих способов и устройств сушки целесообразно выполнить энтропийно-

эксергетический анализ сушильных установок, позволяющий выявить в любой системе узлы с наибольшей необратимостью тепловых процессов. Эксергетический анализ применяют для решения двух основных задач: установления максимальных термодинамических возможностей и вычисления безвозвратных потерь энергии в результате необратимости процессов и циклов.

Энтропийно-эксергетический метод оценки эффективности работы сушильной установки учитывает не только количество, но и качество использованной энергии (температуру и давление теплоносителя).

Эксергетический КПД на сушку наиболее полно отражает сущность процесса с учетом работоспособности системы:

$$\eta_{\text{С}}^{\text{экс}} = \frac{E_{\text{П}} - \sum \Delta L_i}{E_{\text{П}} + N},$$

$E_{\text{П}}$  – полная эксергия теплоносителя, подводимого к сушильной установке;  $N$  – расход электрической энергии;  $\sum \Delta L_i$  – суммарные потери эксергии различных теплоносителей.

Суммарные потери эксергии в сушильной установке определяют по формуле

$$\sum \Delta L_i = T_0 \sum \Delta S_i,$$

где  $\sum \Delta S_i$  – суммарное изменение энтропии всех тел, участвующих в процессе;  $T_0$  – абсолютная температура окружающей среды.

Необратимые процессы сушки полотна бумаги или картона сопровождаются потерей работоспособности системы, т. е. деградацией той системы, в которой они происходят. Соответствующее возрастание энтропии  $\sum \Delta S_i$  пропорционально потере работоспособности системы  $\sum \Delta L_i$ .

В сушильной установке БДМ или КДМ потери работоспособности системы находятся из уравнения вида

$$\begin{aligned} \sum \Delta L_i = \sum \Delta E_{\text{П}} = \Delta E_{\text{Т}} + \Delta E_{\text{Н}} + \Delta E_{\text{В}} + \\ + \Delta E_{\text{М}} + \Delta E_{\text{О}} + N, \end{aligned}$$

где  $\sum \Delta E_{\text{П}}$  – суммарные потери эксергии;  $\Delta E_{\text{Т}}$  – потеря эксергии вследствие гидродинамического сопротивления движению



сушильного агента;  $\Delta E_{\text{H}}$  – потери эксергии, связанные с необратимостью теплообмена в процессе сушки;  $\Delta E_{\text{B}}$ ,  $\Delta E_{\text{M}}$ ,  $\Delta E_{\text{O}}$  – потери эксергии с уходящим из установки влажным воздухом, материалом и потери в окружающую среду;  $N$  – затраты электрической энергии на сушку.

В общем случае потеря эксергии теплоносителя определяется из выражения

$$\Delta E_{\text{T}} = T_{\text{O}} \cdot q_{\text{C}} \left( \frac{1}{T_{\text{T}}''} - \frac{1}{T_{\text{T}}'} \right),$$

где  $T_{\text{T}}'$ ,  $T_{\text{T}}''$  – абсолютные температуры теплоносителя на входе и выходе из сушильной установки;  $q_{\text{C}}$  – суммарный удельный расход теплоты на сушку материала.

Потери эксергии с необратимостью теплообмена находятся из уравнения

$$\Delta E_{\text{H}} = T_{\text{O}} \left[ q_{\text{исп}} \left( \frac{1}{T_{\text{ВЛ}}} - \frac{1}{T_{\text{T}}} \right) + q_{\text{B}} \left( \frac{1}{T_{\text{B}}} - \frac{1}{T_{\text{T}}} \right) + q_{\text{M}} \left( \frac{1}{T_{\text{M}}} - \frac{1}{T_{\text{T}}} \right) \right],$$

где  $T_{\text{T}}$ ,  $T_{\text{ВЛ}}$ ,  $T_{\text{B}}$ ,  $T_{\text{M}}$  – средние абсолютные значения температур теплоносителя, испаряемой влаги, воздуха и материала;  $q_{\text{исп}}$ ,  $q_{\text{B}}$ ,  $q_{\text{M}}$  – удельные расходы теплоты на испарение влаги, нагрев воздуха и материала.

Потери эксергии с влажным воздухом и материалом на выходе из установки можно найти из выражений:

$$\Delta E_{\text{B}} = q_{\text{B}} \left( 1 - \frac{T_{\text{O}}}{T_{\text{B}}} \right);$$

$$\Delta E_{\text{M}} = q_{\text{H.M}} \left( 1 - \frac{T_{\text{O}}}{T_{\text{M}}} \right).$$

При излучении наружных ограждений сушильной установки в окружающую среду потери эксергии составят

$$\Delta E_o = q_{огр} \left( 1 - \frac{T_o}{T_T} \right).$$

Из анализа приведенных выше уравнений следует, что потери эксергии находятся в прямой зависимости от расхода теплоносителя, разности температур между теплоносителем и полотном, воспринимающим теплоту, а также зависят от гидродинамического сопротивления сушильной установки.

Наибольшая потеря эксергии происходит в результате перехода высокопотенциальной энергии острого пара в низкопотенциальную энергию, что характерно для сушильных установок.

Выполненные численные расчеты показали, что затраты эксергии на испарение влаги составляют 27 %, потери эксергии на необратимость процесса – 61 %, в окружающую среду – 5 %, с выходящим полотном – 2 %, с воздухом – 3 %, на преодоление гидравлического сопротивления – 2 %.

Эксергетические показатели не являются единственными и полными критериями эффективности работы сушильных установок. Они не учитывают габаритных и массовых характеристик устройств, а также качество вырабатываемой продукции.

Оптимальный вариант конструкции сушильной установки и эффективность ее работы должны соответствовать наибольшему эксергетическому КПД при минимальных габаритных размерах и массе, которые определяются интенсивностью процесса сушки, тепловыми режимами работы и качеством исходного композиционного состава волокнистого сырья.

Эффективность сушки бумаги и картона существенно зависит от схемы пароконденсатной системы сушильных установок бумагоделательных и картоноделательных машин.

## **2.2. Схемы теплоснабжения сушильных установок**

Пароконденсатные системы (ПКС) БДМ и КДМ предназначены для обеспечения сушильных цилиндров теплотой за счет подвода к ним пара и отвода конденсата. С помощью ПКС поддерживается необходимый температурный график сушки по длине машины, обеспечивается ее проектная производительность. Кроме того, от ПКС и режима ее работы зависят расходы тепловой и электрической

энергии на сушку, стабильность работы машины, а также физико-механические показатели готовой продукции.

Различают три вида пароконденсатных систем: с параллельным снабжением паром сушильных цилиндров, групповым или каскадным перепуском пара по паровым группам цилиндров с последовательным соединением групп и комбинированным снабжением пара с помощью паровых эжекторов (термокомпрессоров).

На тихоходных машинах наиболее простой и эффективной является *схема параллельного включения цилиндров* в систему пароснабжения и отвода конденсата (рис. 2.4). При этом все сушильные цилиндры подключаются к одному общему магистральному паропроводу и общему конденсатопроводу. На главном паропроводе имеется регулирующий клапан с байпасной линией, а также может находиться расширитель для отделения конденсата от пара. На каждом подводящем к цилиндру паропроводе устанавливаются запорные вентили, а на конденсатных стояках, кроме вентиля, имеются устройства различной конструкции для удаления конденсата.

В главный паропровод машин подается пар из отборов турбин (или из котельной) с температурой, превышающей температуру насыщенного пара на 10–20 °С. Из общего паропровода пар направляется в сушильные цилиндры, где он конденсируется. Образовавшийся конденсат сливается в конденсатный бак и далее возвращается в котельную.

Параллельная схема снабжения цилиндров паром является наиболее гибкой в управлении и позволяет установить любое заданное по условиям сушки распределение давления и температуры насыщенного пара в отдельных цилиндрах. Для упрощения системы регулирования давления сушильные цилиндры могут быть разбиты на отдельные паровые группы с общим регулируемым паровпускным вентиляем. При этом после каждой группы цилиндров устанавливают дополнительный трубопровод для отвода конденсата, а после каждого цилиндра – индивидуальный конденсатоотводчик поплавкового типа.

*Параллельная схема имеет следующие недостатки:*

возможность применения параллельной схемы теплоснабжения ограничена скоростью машины (до 400 м/мин);

в схеме параллельного теплоснабжения на конденсатопроводе каждого цилиндра должны быть установлены устройства для удаления конденсата: конденсатные горшки, термодинамические клапаны или другие устройства и приборы;

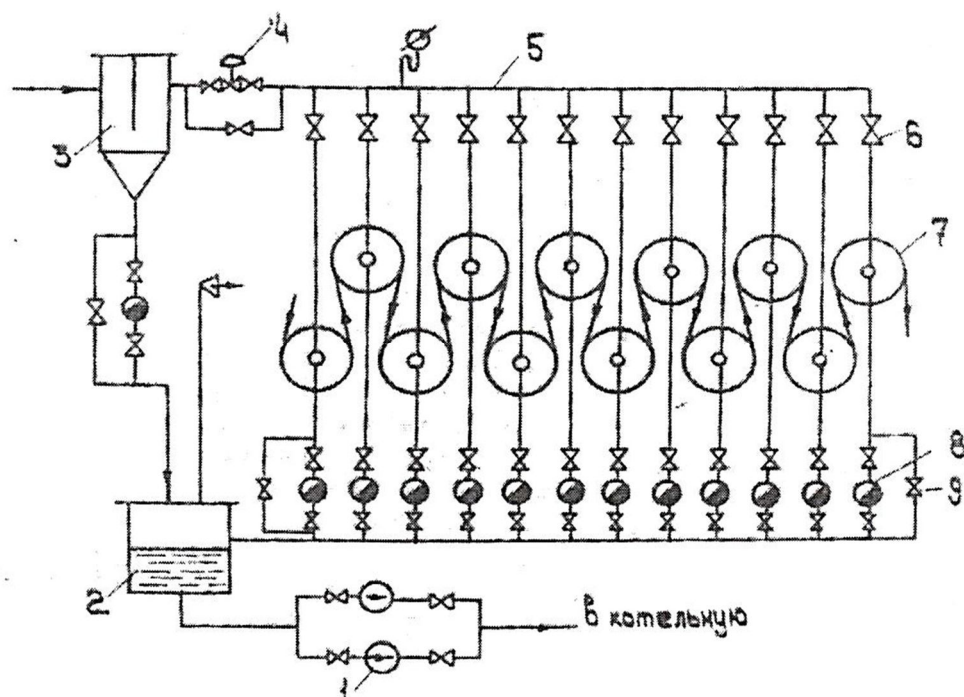


Рис. 2.4. Схема параллельного пароснабжения и отвода конденсата из сушильной части бумагоделательной машины:  
 1 – конденсатные насосы; 2 – конденсатный бак; 3 – сепаратор (водоотделитель) пара; 4 – автоматический клапан – регулятор давления пара; 5 – машинный паропровод; 6 – запорные вентили; 7 – сушильные цилиндры; 8 – устройства для удаления конденсата

эта схема имеет более низкий КПД по сравнению с другими схемами; в условиях эксплуатации схема работает со значительным перерасходом пролетного пара.

В настоящее время наибольшее распространение получила *групповая схема теплоснабжения* сушильных цилиндров с каскадным распределением давления и последовательным перепуском пара по отдельным паровым группам (рис. 2.5). Такая схема теплоснабжения является универсальной и применяется для скоростных и тихоходных, широкоформатных и узкоформатных бумагоделательных, картоноделательных машин и пресспатов.

Схема включает в себя общий и индивидуальные паропроводы, конденсатопроводы, сепараторы, пароводяной теплообменный аппарат, вакуумный и конденсатный насосы и запорную арматуру.

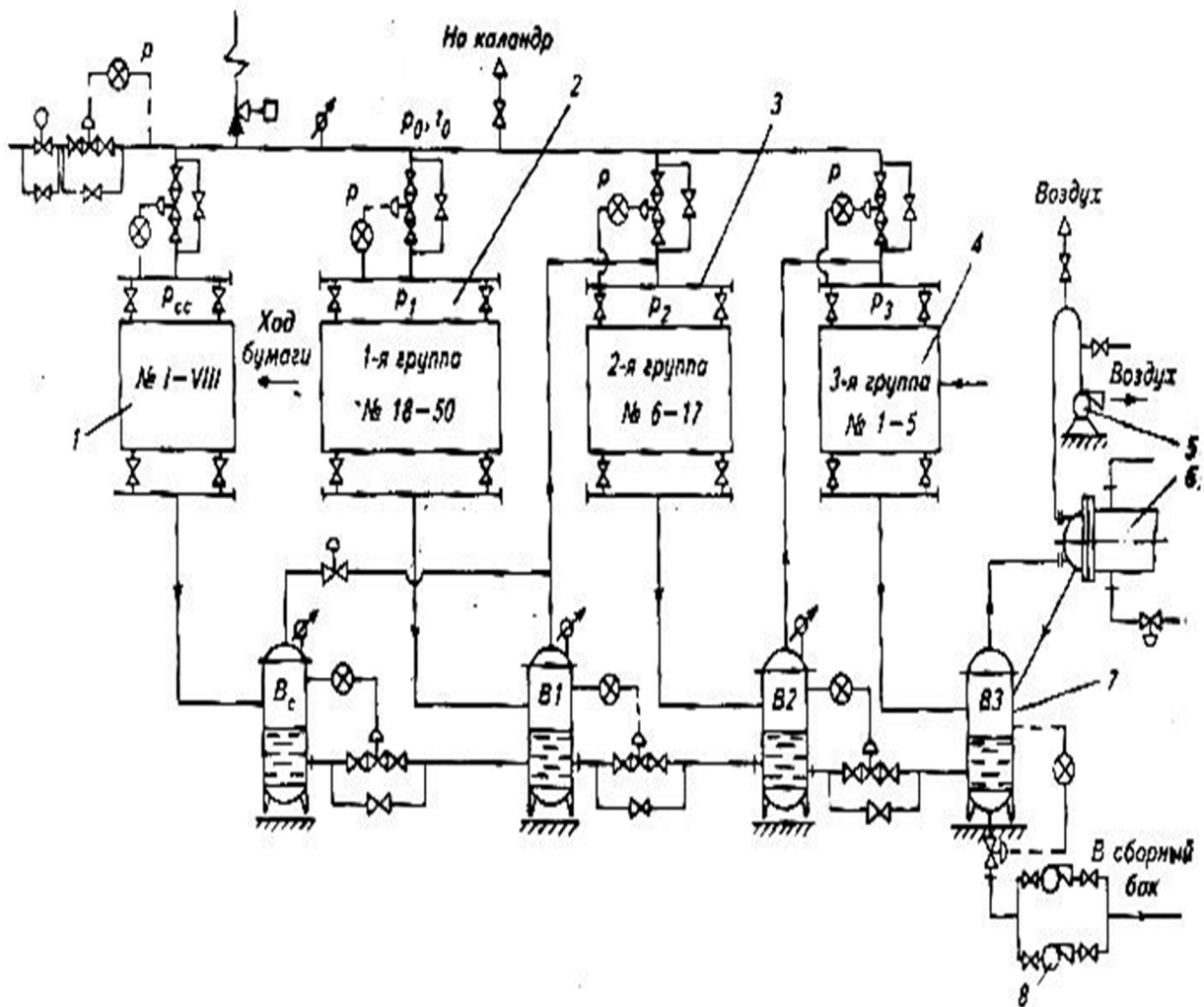


Рис.2.5. Схема группового (каскадного) пароснабжения и отвода конденсата из групп сушильных цилиндров:

1 – группа цилиндров для сушки сукна; 2, 3, 4 – первая, вторая, третья соответственно группы сушильных цилиндров; 5 – вакуум-насос; 6 – пароводяной теплообменный аппарат; 7 – водоотделители; 8 – конденсатные насосы

При этом отделяемый в водоотделителях (сепараторах) из пароконденсатной смеси пролетный пар, а также пар вторичного вскипания конденсата используется в группах цилиндров, в которых поддерживается более низкое давление.

На главном паропроводе устанавливают измерительную диафрагму для измерения расхода пара, поступающего на сушку полотна.

Имеются ответвления пара на технологические нужды, а также к калориферам теплорекуперационных установок. Имеются также задвижка с электроприводом для дистанционного отключения пара

при длительных остановках; предохранительный клапан; ответвления пара к коллекторам сушильных групп. Кроме того, может быть предусмотрен расширитель для отделения попутного конденсата от пара.

Из распределительных групповых коллекторов пар подводится к каждому цилиндру. Трубопроводы подвода пара и отвода конденсата имеют запорные вентили для отключения цилиндров, а также эластичные сильфонные компенсаторы. Кроме того, на каждом отводящем конденсатопроводе от сушильного цилиндра может быть установлено устройство (вапоскоп) для визуального наблюдения за движением удаляемой пароконденсатной смеси.

Каждая паровая группа имеет индивидуальный подвод свежего пара с индивидуально установленными регулируемыми клапанами. Все сушильные цилиндры объединены в несколько паровых групп с общими паропроводами и конденсатопроводами.

Сукносушильные цилиндры, если они есть в схеме машины, составляют, как правило, самостоятельную паровую группу.

Свежий пар давлением  $P_1$  поступает в первую паровую сушильную группу (цилиндры № 18–50), где частично конденсируется и отдает свою теплоту парообразования сушильным цилиндрам. Давление пара в паровых группах цилиндров изменяется регулирующим клапаном в зависимости от влажности полотна на накате. Образовавшаяся в цилиндрах пароконденсатная смесь направляется в водоотделитель (сепаратор) В1, где происходит ее разделение на пар и конденсат.

Пар направляется на вторую паровую группу, а конденсат под действием перепада давления перепускается во второй водоотделитель В2. В случае необходимости в сушильную группу дополнительно подается свежий пар из главного паропровода.

Аналогичной схемой подвода пара и отвода конденсата оборудована и вторая сушильная группа (цилиндры № 6–17). Из цилиндров второй паровой сушильной группы пролетный пар и пар вторичного вскипания поступает с давлением  $P_2$  на питание в третью паровую группу (цилиндры № 1–5). Из третьей паровой группы пароконденсатная смесь поступает в водоотделитель В3, куда перепускается конденсат из водоотделителя В2. В водоотделителе В3 происходит разделение смеси на конденсат, который конденсатными насосами перекачивается в бак сбора конденсата и далее возвращается в котельную, и паровоздушную смесь, которая с помощью вакуум-насоса направляется в пароводяной теплообменный аппарат.

Теплообменник служит для конденсации водяных паров, содержащихся в смеси. Конденсат возвращается в водоотделитель, а неконденсирующиеся газы выбрасываются в атмосферу.

Разделение сушильных цилиндров на паровые группы целесообразно производить в соответствии с периодами сушки.

*Недостатком пароконденсатной схемы с последовательным соединением* сушильных групп является трудность регулирования перепадов давления между отдельными группами, они устанавливаются самопроизвольно и зависят от расхода пара и гидравлических сопротивлений в системе.

Исследования ПКС свидетельствуют, что тепловой и гидравлический режимы работы сушильных установок весьма неустойчивы.

Нестабильность работы ПКС обусловлена следующими причинами: неравномерным расходом пара по длине сушильной части машины, особенно в периодах прогрева и уменьшающейся скорости сушки; частичным или полным заполнением цилиндров конденсатом; наличием в сушильных цилиндрах неконденсирующихся газов.

Нарушения теплового и гидравлического режимов работы многоцилиндровых контактно-конвективных сушильных установок проявляются в колебаниях электрической нагрузки на привод машины и частоты вращения приводных сушильных групп, что приводит к частым обрывам бумажного или картонного полотна; неравномерной сушке по ширине полотна; повышенной влажности полотна на накате.

Существенное влияние на работу сушильных установок оказывает наличие воздуха в цилиндрах и ПКС. Это обусловлено различными теплофизическими свойствами водяного пара и неконденсирующихся газов, которые при конденсации располагаются у внутренней поверхности цилиндров и значительно уменьшают теплоотдачу. Для удаления воздуха и других неконденсирующихся газов необходимо производить продувку цилиндров паром. В цилиндрах первой и второй сушильных групп продувка осуществляется пролетным паром, а в цилиндрах третьей паровой группы (последней по ходу пара) необходимо предусматривать несколько больший расход пара (на 5–10 %), превышающий расход пара на сушку.

Воздух, содержащийся в паровоздушной смеси, удаляется в атмосферу, а пар конденсируется в пароводяном теплообменнике.

Для регулярного удаления конденсата из сушильных цилиндров при проектировании и эксплуатации пароконденсатной системы машин

необходимо предусматривать и поддерживать перепады давлений пара между сушильными группами.

Перепады давления между паровыми группами следует поддерживать не менее 0,04–0,05 МПа при удалении конденсата черпаками и неподвижными сифонами, а если применяются вращающиеся сифоны, то перепады давления между группами увеличиваются до 0,07–0,1 МПа.

Как показывают испытания многих машин, с точки зрения влияния на кинетику сушки, а также на качественные показатели высушиваемого материала каскадная схема теплоснабжения сушильных цилиндров не имеет явно выраженных преимуществ. Однако в последнее время совершенно необоснованно применяется разбивка цилиндров на четыре и даже пять последовательно включенных паровых групп, что приводит лишь к усложнению гидравлической схемы отвода конденсата, нарушению устойчивости теплоснабжения и заполнению отдельных цилиндров переохлажденным конденсатом. По мнению автора, наиболее рационально разделение сушильных групп по пароснабжению на три группы в соответствии с периодами сушки. Третья группа соответствует периоду прогрева полотна, вторая группа – первому периоду сушки и первая группа – второму периоду сушки.

Устойчивость удаления конденсата достигается при этом установкой после каждого цилиндра или группы цилиндров регулируемых дроссельных клапанов с различным проходным сечением.

Весьма перспективной схемой пароснабжения паровых групп цилиндров является *комбинированная схема теплоснабжения с применением парозежекторов (термокомпрессоров)*. Применение термокомпрессоров в пароконденсатной схеме (рис. 2.6) позволяет обеспечить независимость пароснабжения на входе пара в данную паровую группу от других групп.

Для подачи паров вскипания в инжектор и возврата их во входной паропровод сушильной группы, необходимо подключить инжектор к паровой магистрали, давление в которой должно быть в 3–4 раза выше, чем в основной магистрали.

Устойчивая работа инжектора зависит от давления инжектирующего пара, расхода паров вскипания и от перепада давления в сушильной группе. Кроме того, за счет смешения



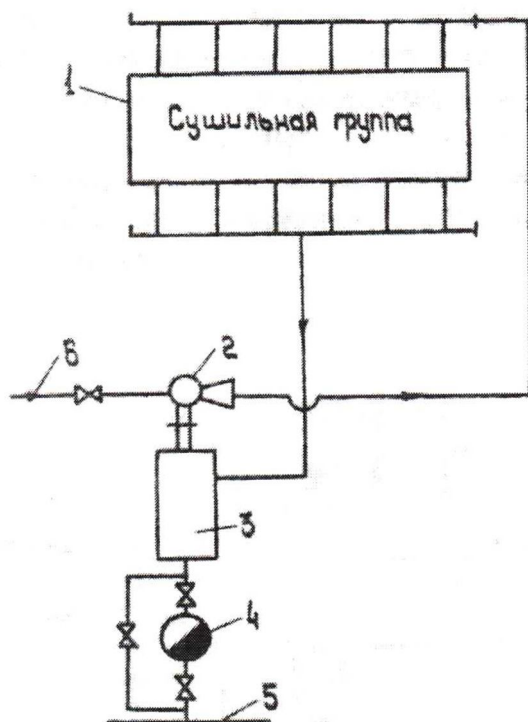


Рис. 2.6. Замкнутая схема пароснабжения сушильных цилиндров с применением термокомпрессора:

1 – паровая группа сушильных цилиндров; 2 – термокомпрессор; 3 – сепаратор (водоотделитель); 4 – устройство для удаления конденсата; 5 – конденсатопровод; 6 – паропровод свежего пара

вторичного пара, поступающего из сепаратора, с паром высокого давления от главного паропровода в данной сушильной группе цилиндров давление смеси пара повышается, в результате чего повышается производительность машин. Такие схемы пароснабжения широко используются за рубежом.

По эффективности использования теплоты пара данная схема особых преимуществ не имеет. Однако она привлекает к себе внимание тем, что с ее помощью можно устанавливать необходимые температурные графики сушки, так как данная схема автономна, и не связана с другими паровыми группами.

*Недостатки схем с парозежекторами:*

термокомпрессоры работают нестабильно при изменении расходов и параметров пара, что может быть вызвано изменением выработки

продукции на машине различного ассортимента в течение суток, месяца, года;

управление схемой усложняется для обслуживающего персонала;  
сложность расчета конструктивных характеристик термокомпрессоров.

Имеются также схемы с использованием термокомпрессоров, в которых сжатый пар направляется в последующие сушильные группы цилиндров.

### **2.2.1. Расчет тепловой схемы сушильной части машины**

Для гидравлического расчета схемы сушильной части необходимо знать расходы пара, пароводяной смеси и конденсата в различных ее элементах. Расчет тепловой схемы осуществляется на основе теплового расчета сушильной части. Этот расчет схемы позволяет определить расход пара на сушильную установку, что в свою очередь дает возможность оценить проектное значение КПД сушильной установки.

Следует отметить, что расход пара на теплообменник может достигать значительных величин, тогда как это обстоятельство подчас не учитывается, особенно при реконструкции старых машин с переводом их на групповое парораспределение.

На рис. 2.7 приведена принципиальная тепловая схема сушильной части машины, состоящей из трех паровых групп основных цилиндров. Причем цилиндры третьей паровой группы служат для прогрева полотна, на цилиндрах второй группы высушивается полотно в первом периоде сушки, а цилиндры первой паровой группы предназначены для сушки материала во втором периоде.

Определение расходов пара и тепла через различные элементы тепловой схемы должно начинаться с определения расхода пара на каждый цилиндр сушильной части на основе известных из теплового расчета количеств отводимого тепла и заданных величин продувки.

Средний расход пара в одном цилиндре группы прогрева, кг/ч, вычисляется по уравнению

$$d_{\text{пр}}^{\text{P3}} = \frac{K (t_{\text{н.п}}^{\text{P3}} - t_{\text{пр}}) h_{\text{а.ц}}}{(i_{\text{п}}^{\text{P3}} - i_{\text{кнд}}^{\text{P3}}) \eta_3},$$

где  $h_{\text{а.ц}}$  – активная поверхность одного цилиндра;  $t_{\text{н.п}}^{\text{P3}}$ ,  $t_{\text{пр}}$  – температура насыщенного пара в третьей паровой группе цилиндров и полотна в периоде прогрева;  $i_{\text{п}}^{\text{P3}}$ ,  $i_{\text{кнд}}^{\text{P3}}$  – энтальпия пара и

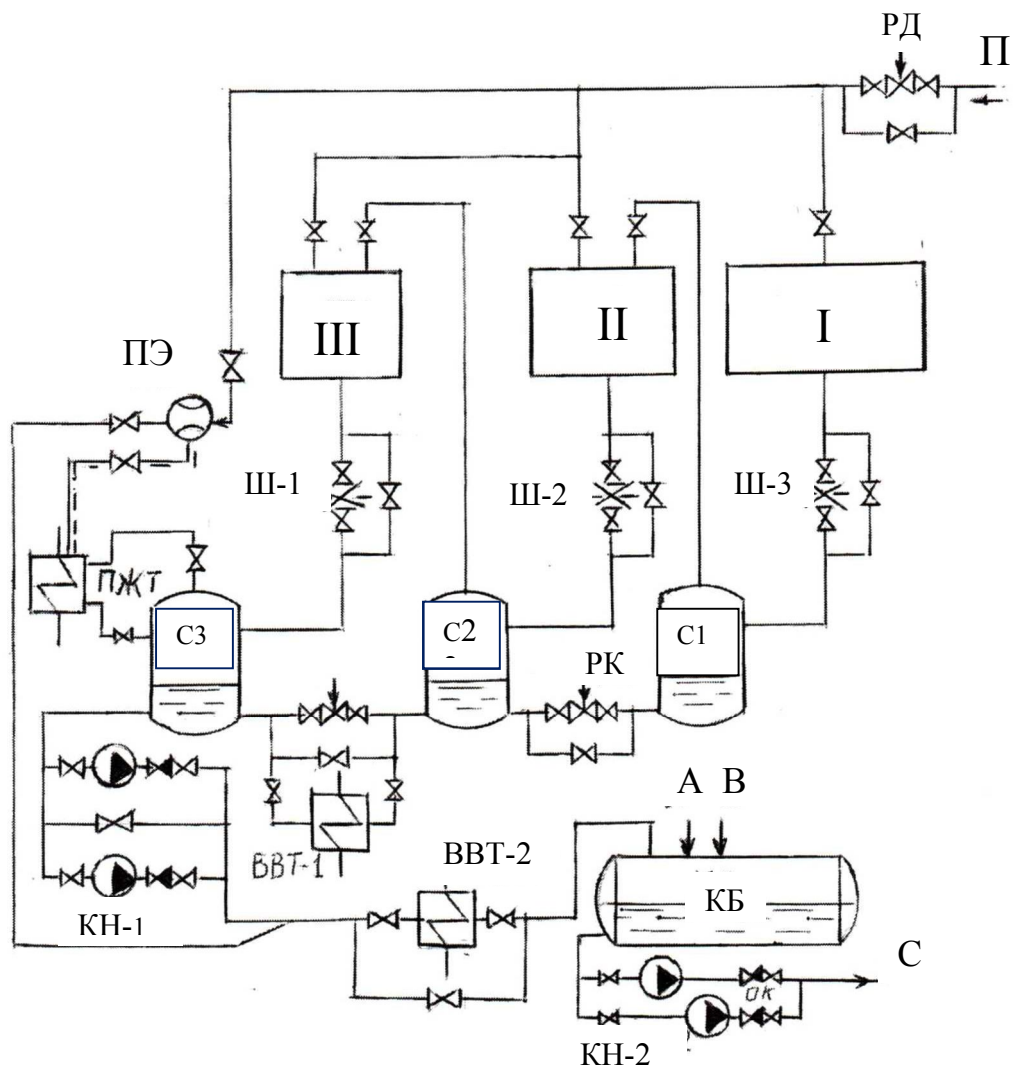


Рис. 2.7. Принципиальная схема пароконденсатной системы сушильных установок бумагоделательных и картоноделательных машин:

I, II, III – паровые группы сушильных цилиндров; C1, C2, C3 – сепараторы (водоотделители); ПЖТ (ПЖТ) – пароводяной (парожидкостный) теплообменный аппарат; ВВТ – водо-водяной теплообменный аппарат; Ш-1–3 – дроссельная подпорная шайба; ПЭ – паровой эжектор; КБ – конденсатный бак; РД – регулятор давления; КН – конденсатный насос; РК – регулирующий клапан; А – подвод конденсата от калориферов; В – подвод конденсата с производства; С – подача конденсата в котельную; П – поступление пара из котельной

конденсата в третьей паровой группе;  $\eta_3$  – коэффициент сохранения теплоты в третьей группе цилиндров.

Расход пара в одном цилиндре первого периода во второй паровой группе, кг/ч, находится из уравнения

$$d_1^{P2} = \frac{K (t_{н.п}^{P2} - t_1) h_{а.ц}}{(i_{п}^{P2} - i_{кнд}^{P2}) \eta_2}$$

Расход пара в цилиндрах второго периода сушки, кг/ч, определяется отдельно для каждого цилиндра в первой паровой группе по уравнению

$$d_2^{P1} = \frac{K (t_{н.п}^{P1} - t_1) h_{а.ц} \cdot m_r \cdot Z_i}{(i_{п}^{P1} - i_{кнд}^{P1}) \eta_1},$$

Здесь  $t_{н.п}^{P1}$ ,  $t_{н.п}^{P2}$ , – температура насыщенного пара в первой паровой группе цилиндров при давлении  $P_1$  и  $P_2$ ;  $t_1$  – температура полотна в первом периоде сушки;  $i_{п}^{P1}$ ,  $i_{п}^{P2}$ ,  $i_{кнд}^{P1}$ ,  $i_{кнд}^{P2}$  – энтальпия пара и конденсата в первой паровой группе при давлении  $P_1$  и  $P_2$ ;

$\eta_1$ ,  $\eta_2$  – коэффициенты сохранения теплоты в первой группе цилиндров при давлении  $P_1$  и  $P_2$ ;  $h_{а.ц}$  – активная поверхность основного цилиндра;  $m_r$  – коэффициент, учитывающий увеличение удельного расхода теплоты на испарение влаги во втором периоде сушки;  $Z_i$  – среднеинтегральный коэффициент сушки.

Величина продувки на каждую паровую группу цилиндров, а следовательно, и на каждый цилиндр определяется следующим образом.

Продувка на цилиндры, работающие в третьей паровой группе, принимается порядка 10 % от расхода пара на эту группу без продувки  $D_3$ . Тогда расход пара на цилиндры третьей паровой группы с учетом продувки, кг/ч, составит

$$D_3^{пр} = 1,1 \cdot D_3.$$

Расход пара на сушильные цилиндры второй паровой группы с учетом продувки, кг/ч, находится из уравнения

$$D_2^{\text{пр}} = D_2 + D_3^{\text{пр}},$$

где  $D_2$  – расход пара на вторую паровую группу цилиндров без продувки (определяется из теплового расчета сушильной установки).

Величина продувки второй паровой группы и каждого цилиндра этой группы, %, составит

$$\zeta_2 = \frac{D_2^{\text{пр}} - D_2}{D_2} 100.$$

Расход пара на сушильные цилиндры первой паровой группы с учетом продувки, кг/ч, находится из уравнения

$$D_1^{\text{пр}} = D_2^{\text{пр}} + D_1,$$

где  $D_1$  – расход пара на первую паровую группу цилиндров без продувки (определяется из теплового расчета сушильной установки).

Величина продувки первой паровой группы и каждого цилиндра этой группы, %, составит

$$\zeta_1 = \frac{D_1^{\text{пр}} - D_1}{D_1} 100.$$

На основании полученных данных определяется расход пара на каждый сушильный цилиндр с учетом продувки, каждую паровую группу, сушильную установку в целом.

Результаты расчетов расходов пара по цилиндрам без продувки и с учетом продувки сводятся в таблицу и наносятся на график (рис. 2.8).

Из графика следует, что необходимо обеспечить неравномерное поступление расхода пара по цилиндрам, что не соблюдается на работающих сушильных установках. Наибольший расход пара следует подавать на цилиндры, работающие в периоде прогрева, и цилиндры в начале второго периода сушки. Незначительный расход пара надо подавать на цилиндры в конце сушки полотна. Однако сюда

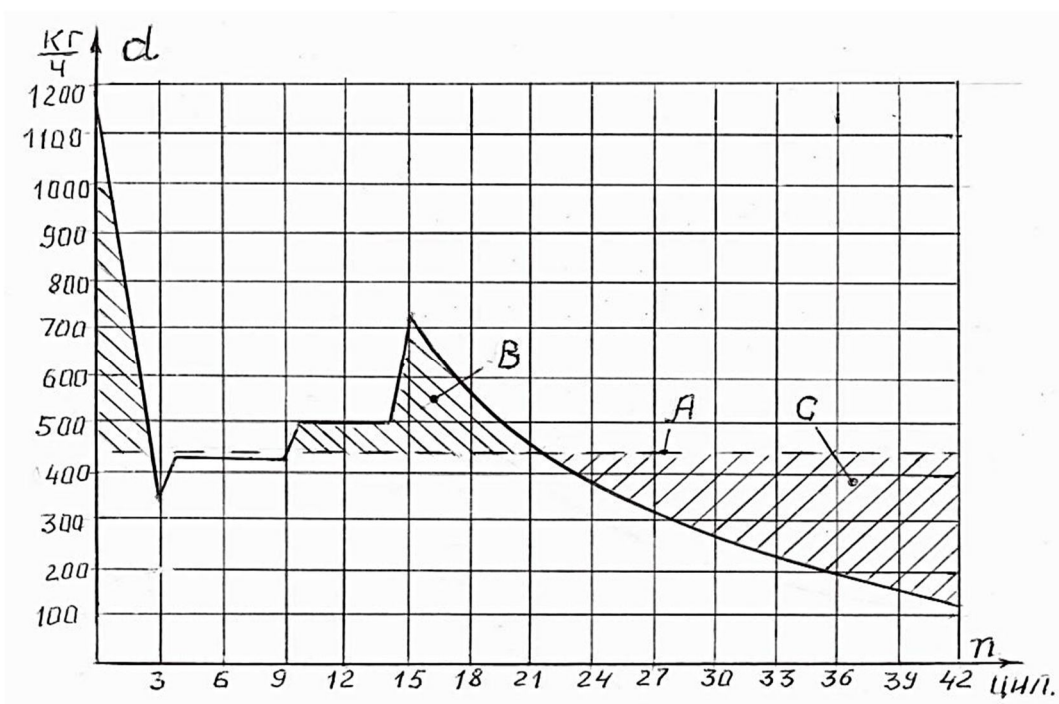


Рис. 2.8. Необходимый расход пара в цилиндры сушильных установок бумагоделательных и картоноделательных машин в соответствии с тепловым расчетом:

$A$  — среднее значение расхода пара на каждый цилиндр при параллельной схеме теплоснабжения;  $B$  — недостаток поступления пара на цилиндры;  $C$  — перерасход пара на цилиндры в конце сушки

следует подавать пар более высоко потенциала, т. е. с более высокой температурой. В противном случае сушильные установки будут работать с пониженной производительностью и большим количеством пролетного пара.

Чтобы получить максимальную производительность машины и минимальные удельные затраты теплоты на сушку продукции необходимо произвести перераспределение цилиндров по паровым группам в соответствии с периодами сушки полотна и обеспечить перераспределение расхода пара по цилиндрам в соответствии с требуемым расходом.

Перераспределение расхода пара по цилиндрам достигается двумя способами: либо с помощью установки регулирующих клапанов на каждый цилиндр, либо с помощью подпорных дроссельных шайб фиксированного проходного сечения на группы цилиндров [79, 80].

Второй вариант лучше, так как требует значительно меньших капитальных затрат.

В соответствии с графической зависимостью расхода пара по цилиндрам далее необходимо объединить некоторые цилиндры по дополнительным конденсатопроводам. В такие подгруппы следует объединить цилиндры с примерно одинаковым расходом пара. На каждую такую подгруппу следует рассчитать общий расход пара, расход пролетного пара и расход конденсата. Затем, на каждую подгруппу цилиндров установить подпорную дроссельную шайбу определенного проходного сечения [4].

Трубопроводы для отвода смеси пара и конденсата от групп цилиндров направить в соответствующие сепараторы. На каждый сепаратор рассчитать общее поступление пара, пролетного пара и конденсата. Определить количество паров вторичного вскипания, которые позволяют сократить расход свежего пара на машину.

По суммарному расходу пролетного пара и образовавшихся паров вторичного вскипания, а также с учетом удельного объема пара при данном давлении рассчитывают объемы сепараторов и его габариты. Из последнего сепаратора №3 отводится суммарный расход пара при давлении около 0,1 МПа на парожидкостный теплообменник. По этим параметрам производится тепловой, конструктивный и гидравлический расчеты теплообменного аппарата.

В результате теплового расчета определяется поверхность теплообмена аппарата, в соответствии с которым выбирается стандартный теплообменник [71] или по конструктивным характеристикам аппарат изготавливается на производстве силами предприятия.

По расходу удаляемого конденсата из сепаратора №3 и температуре конденсата 95–110 °С рассчитывается поверхность теплообмена теплообменного аппарата (водо-водяного) для охлаждения конденсата до температуры 75–90 °С. Подбирается стандартный теплообменник.

Для отвода воздуха из пароконденсатной системы предусматривается паровой струйный эжектор, который отсасывает паровоздушную смесь из парожидкостного теплообменника.

### ***Краткое описание принципиальной схемы***

Разработка схемы пароконденсатной системы БДМ (КДМ или пресспата) основывается на тепловом, гидравлическом и конструктивном расчетах. Эти расчеты позволяют учесть

закономерности сушки: кинетику сушки, формы связи влаги с полотном, интенсивность сушки в различных периодах. На основании этих расчетов с учетом закономерностей сушки осуществляется распределение цилиндров по паровым группам, распределение расходов пара по цилиндрам, определение необходимого объема сепараторов и т. д.

В результате этого, внедрение такой пароконденсатной системы (см. рис. 2.7) позволяет достичь максимальной для данной сушильной установки производительности машины и снизить удельные затраты теплоты до значений, близких к теоретическим.

Весь пар, необходимый для сушки полотна (бумаги, картона), подается на первую паровую группу. Как правило, в первую паровую группу объединяют последние цилиндры, на которых из полотна удаляется микрокапиллярная и адсорбционная влага. В первой паровой группе конденсируется необходимое количество пара, передавая полотну теплоту парообразования.

Использование теплоты парообразования позволяет повысить эффективность сушки по сравнению с нагревом цилиндров пролетным паром. Затем конденсат с оставшимся паром через дроссельные подпорные шайбы поступает в сепаратор №1. Здесь происходит разделение пароконденсатной смеси на пар и конденсат. Кроме того, в сепараторе происходит вскипание конденсата, и образуются пары вторичного вскипания. Из сепаратора № 1 конденсат под разностью давлений перетекает в сепаратор № 2, а пролетный пар и пары вторичного вскипания поступают на питание цилиндров второй паровой группы, которая работает по аналогичному принципу.

Таким образом, в сепараторе №3 оказывается минимальное количество пара (от 50 до 200 кг/ч), в основном это пары вторичного вскипания. Этот пар утилизируется в пароводяном теплообменнике (ПВТ), нагревая охлаждающую воду с 12 до 52 °С. При конденсации пара его объем сокращается в 1600 раз. В результате давление в сепараторе снижается до значения ниже атмосферного. При таком давлении температура конденсата не превышает 98 °С, что создает благоприятные условия для работы конденсатных насосов. Для этих же целей между сепараторами №2 и №3 расположен водо-водяной теплообменный аппарат (ВВТ-1) расчетной поверхности. Дальнейшая утилизация теплоты отводимого конденсата производится в водо-водяном теплообменнике (ВВТ-2).

Для наиболее эффективной работы сушильной установки из пароконденсатной системы необходимо удалять скапливающийся



воздух. Обычно это достигается с помощью вакуумных насосов. Для этих целей рекомендуется более простой, дешевый и надежный способ – периодическое использование пароструйного эжектора.

Для контроля параметров сушки рекомендуется установить минимальное количество контрольно-измерительных приборов: расходомеры по пару, конденсату и воде, термометры и манометры на сепараторах и паропроводах, термометры на водоводах и конденсатопроводах. Для контроля температуры сушильных цилиндров рекомендуется использование термопар, зачеканенных в конденсатопровод каждого цилиндра. Простота и наглядность этого способа позволяют наиболее оперативно реагировать на изменения процессов, происходящих в сушильных цилиндрах и на их поверхности в процессе сушки полотна.

Установка системы шайб на конденсатопроводах позволяет ступенчато приблизить расходы пара на каждый цилиндр (или группу цилиндров) к теоретическим расходам, а следовательно, снизить удельные затраты теплоты на сушку и повысить производительность машины. Эта же цель может быть достигнута за счет установки регулирующих клапанов на паропровод каждого цилиндра. Но этот способ очень дорог, менее надежен и требует постоянного контроля и обслуживания, а его эффективность незначительно превосходит эффективность шайбирования.

В схеме используются и другие недорогие, но эффективные мероприятия и устройства, позволяющие стабилизировать тепловой и гидравлический режимы работы сушильной установки. К ним можно отнести: разделение конденсатопроводов по уровню расположения цилиндров; установку регулирующих клапанов между сепараторами для исключения подпора сушильных цилиндров; применение вапоскопов для визуального наблюдения за сливом конденсата из цилиндров; использование сильфонных компенсаторов на трубопроводах подачи пара и отвода конденсата от цилиндров.

Предлагаемая принципиальная схема будет рассчитана на максимальную для данных условий производительность и минимальный удельный расход тепла. В общем случае обеспечивается необходимый температурный график, который имеет вид кривой, требуемой по регламенту продукции. При помощи главной паровой задвижки эта кривая может быть перемещена относительно оси температур вверх или вниз. Регулировка сушильного процесса достигается при помощи вентиля, установленных на паропроводах каждого цилиндра. Кроме того, за счет различных вариантов объединения цилиндров в паровые группы

можно изначально создать *необходимый* по технологии температурный график.

Таким образом, предлагаемая схема пароконденсатной системы (см. рис. 2.7) учитывает и устраняет недостатки существующих схем, позволяет достичь максимальной для данных условий производительности машины и снизить удельные затраты теплоты до минимума. Кроме того, схема позволяет полностью исключить пролетный пар в конденсатопроводе от машины и обеспечить максимальный процент возврата конденсата. Простота и надежность схемы гарантируют её длительную и безаварийную эксплуатацию при *минимальных финансовых вложениях*.

Определение расхода пара, пароводяной смеси и конденсата на любом участке пароконденсатной схемы позволяет выполнить гидравлический расчет сушильной части машины, снизить удельные расходы пара и теплоты, интенсифицировать процесс сушки, повысить производительность машины.

На основе теплового расчета схемы и известных расходов пара по цилиндрам и отдельным группам цилиндров может быть выполнен гидравлический расчет сушильной установки. Целью гидравлического расчета установки является определение необходимого перепада давления между паровым и конденсатным коллекторами. На основании этого подбираются устройства для отвода конденсата из цилиндров.

Особенности и закономерности сушки картона изучены [3, 17, 24, 28, 30] на картоноделательных машинах типа К-2, К-2М, К-3М. Образцы влажного картона отбирались с лицевой стороны сушильной установки после каждого пятого цилиндра.

Влажные образцы взвешивались на лабораторных весах типа ВЛКТ-500 с точностью до 0,01 г, после чего высушивались в сушильном шкафу при температуре 95–100 °С до равновесного состояния. Расчетами определялось текущее влагосодержание образца кровельного картона в зависимости от времени сушки.

При проведении экспериментов начальное влагосодержание картона, поступающего в сушильную часть машин, составляло 1,3–1,4 кг/кг, а конечная влажность картона на накате – 3,4–4,4 %. При этом масса высушиваемого картона марки Б–350 колебалась в пределах 332–385 г/м<sup>2</sup>, а картона марки А–420 была равной 395–418 г/м<sup>2</sup>. Результаты кинетики и скорости сушки кровельного картона на действующих машинах представлены графически на рис. 2.9–2.15. Кинетика сушки бумаги представлена также на рис. 2.16.

Кинетические кривые сушки, полученные при промышленных испытаниях машин, позволяют определить основные характеристики реального процесса, которые могут быть использованы при разработке единой методики теплового расчета сушильной части быстроходных и тихоходных машин.

Продолжительность пребывания полотна на каждом цилиндре исследуемых машин составила 2,9–3,5 с, а на участке свободного хода – 1,1–1,5 с.

Анализ полученных кинетических кривых показал, что при существующим тепловом режиме работы машин период прогрева заканчивается на первых двух-трех цилиндрах. Первый период сушки оказался весьма продолжительным и протекал на 20–25 цилиндрах. Критическое влагосодержание кровельного картона при контактной сушке составило 0,491 кг/кг, что согласуется с данными [1, 3–5].

На основе кинетических кривых сушки методом графического дифференцирования получены кривые скорости сушки (см. рис. 2.9). Уменьшение скорости сушки во втором периоде происходит по сложной кривой с наличием двух точек перегиба: второй критической точки картона с влажностью 20,0 % и третьей критической точки, для которой влажность составила 10,7 %. Первый участок кривых скорости сушки соответствует перемещению микрокапиллярной влаги, второй участок – перемещению адсорбционной влаги.

В результате обработки экспериментальных данных получена обобщенная графическая зависимость средней температуры от среднего текущего влагосодержания полотна в течение всего процесса сушки (см. рис. 2.12). Это позволяет выполнить тепловой расчет сушильных установок либо по температурам, либо по влагосодержаниям высушиваемого материала.

Во всех опытах при сушке пористого кровельного картона наблюдались три критические точки: первая при  $U_{K1} = 0,491$  кг/кг; вторая –  $U_{K2} = 0,25$  кг/кг; третья –  $U_{K3} = 0,12$  кг/кг.

Первое критическое влагосодержание  $U_{K1}$  служит разграничением первого и второго периода сушки, второе критическое влагосодержание  $U_{K2}$  является границей, в которой макрокапиллярная влага сменяется удалением микрокапиллярной влаги. В процессе сушки материала и снижения его влагосодержания с критического значения  $U_{K3}$  до равновесного  $U_p$  удаляется адсорбционная связанная влага. При этом в указанном интервале второго периода сушки для удаления наиболее связанной влаги из

материала необходимо обеспечить подачу пара на цилиндры с более высоким потенциалом температуры.

Сравнительный анализ (см. рис. 2.15) свидетельствует, что аналитическая зависимость, приведенная на графике, аппроксимирует кинетику сушки картона на машине с точностью до 6 %.

Для высокоскоростных бумагоделательных машин кинетика сушки бумаги (см. рис. 2.16) зависит от многих переменных величин, входящих в представленную на графике (см. рис. 2.15) аналитическую зависимость.

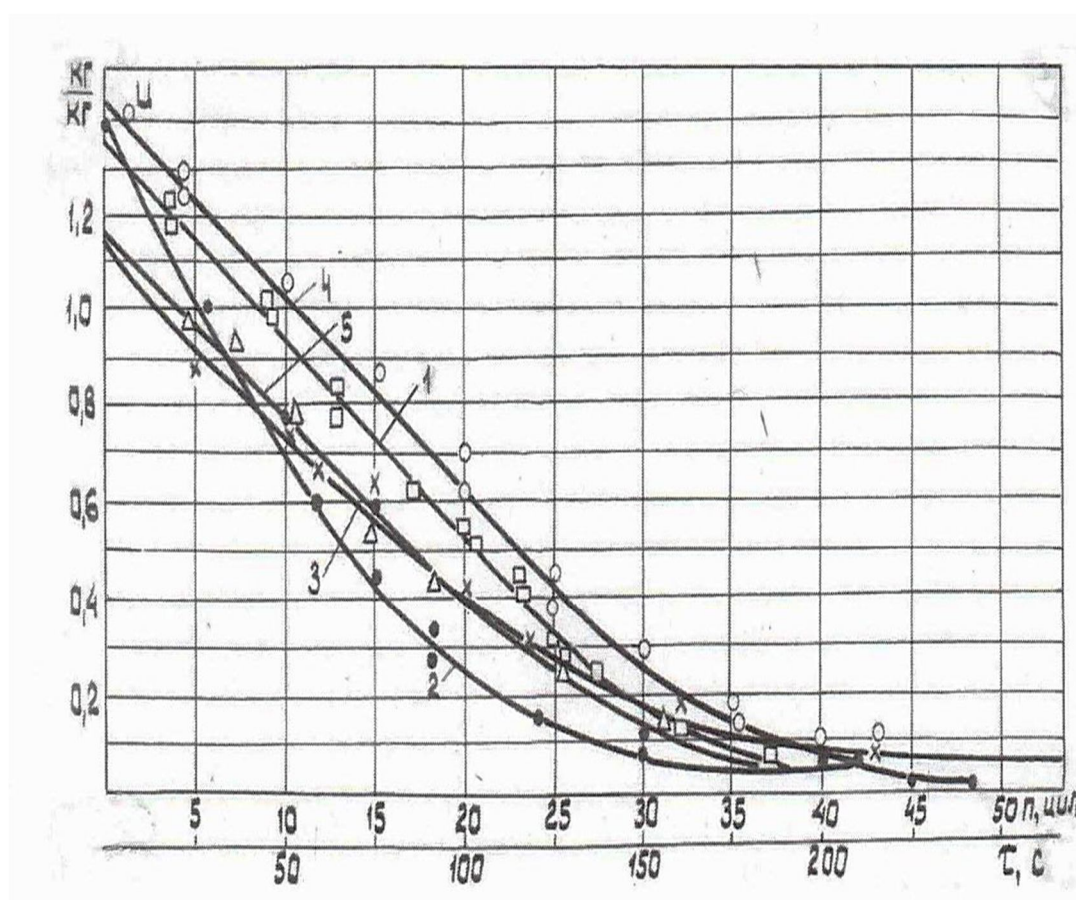


Рис. 2.9. Кинетика сушки кровельного картона на картоноделательных машинах:  
1 – К-2; 2 – К-3; 3 – К-3М; 4 – КДМ Киевского комбината «Стройиндустрия»; 5 – КДМ Одесского рубероидного завода

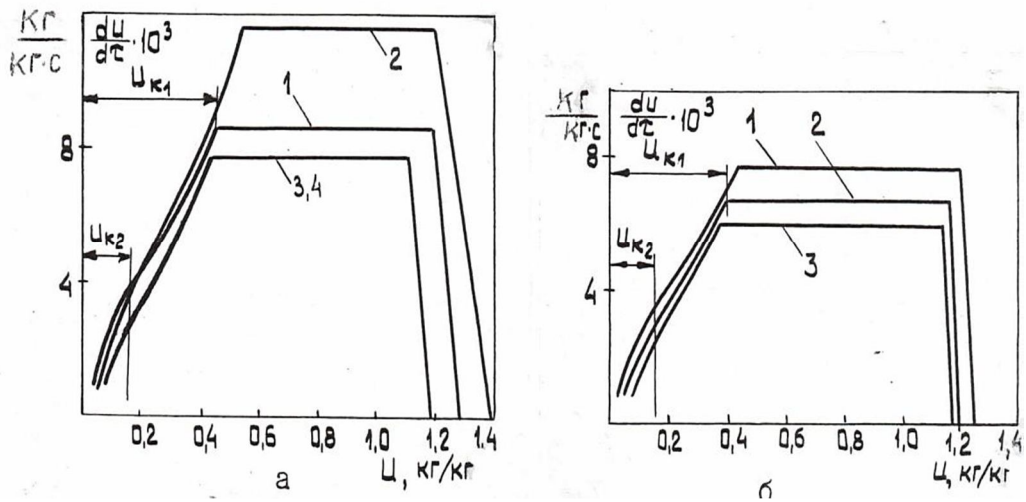


Рис. 2.10. Кривые скорости сушки кровельного картона на машинах:

*а* – 1 – К-2; 2 – К-2М; 3, 4 – К-3М и КДМ Одесского рубероидного завода; *б* – 1 – 350; 2 – 400; 3 – 450 г/м<sup>2</sup>

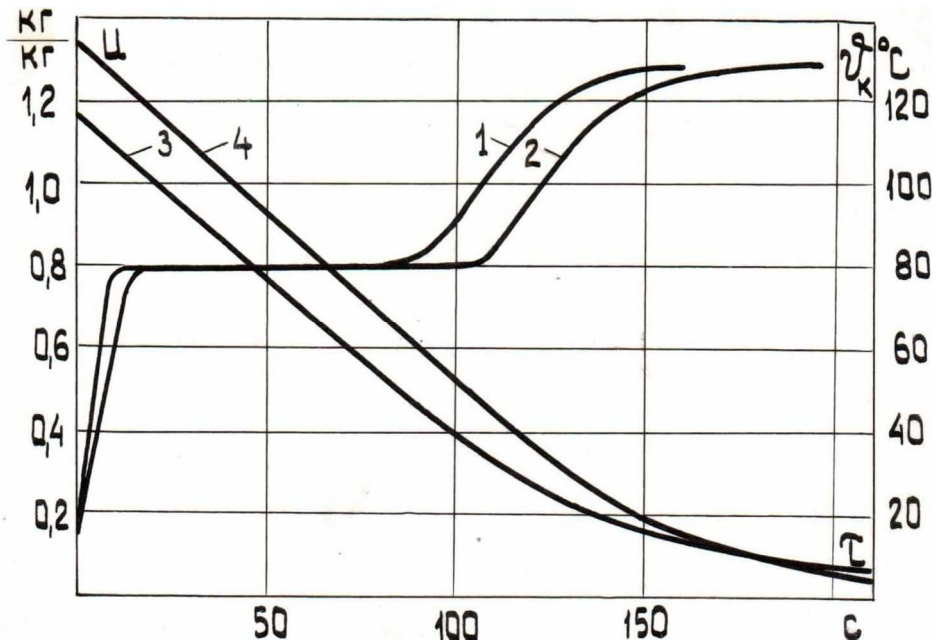


Рис. 2.11. Кинетика (3, 4) и термограммы (1, 2) сушки кровельного картона на машинах:

1, 3 – К-3М (картон марки Б-350); 2, 4 – К-2 (картон марки А-420)

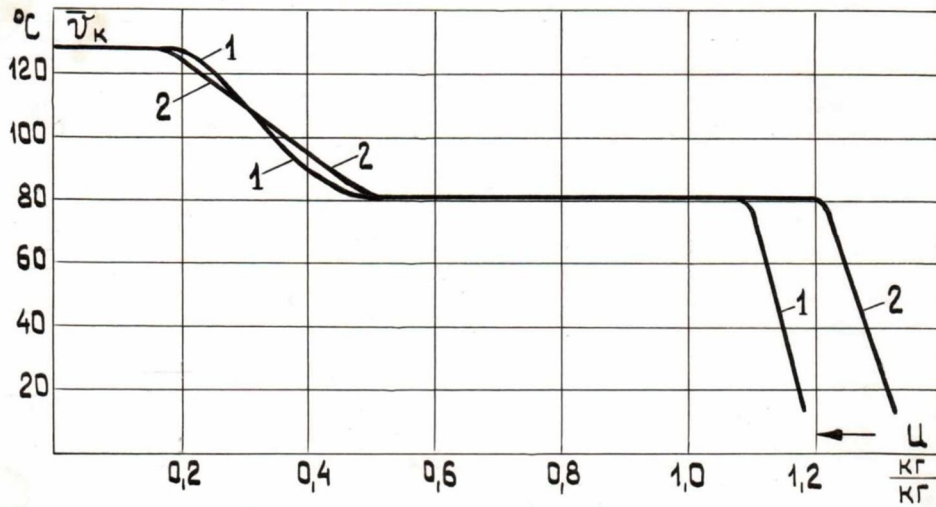


Рис. 2.12. Обобщенная характеристика сушки кровельного картона на машинах:

1 – К-3М (картон марки Б-350); 2 – К-2 (картон марки А-420)

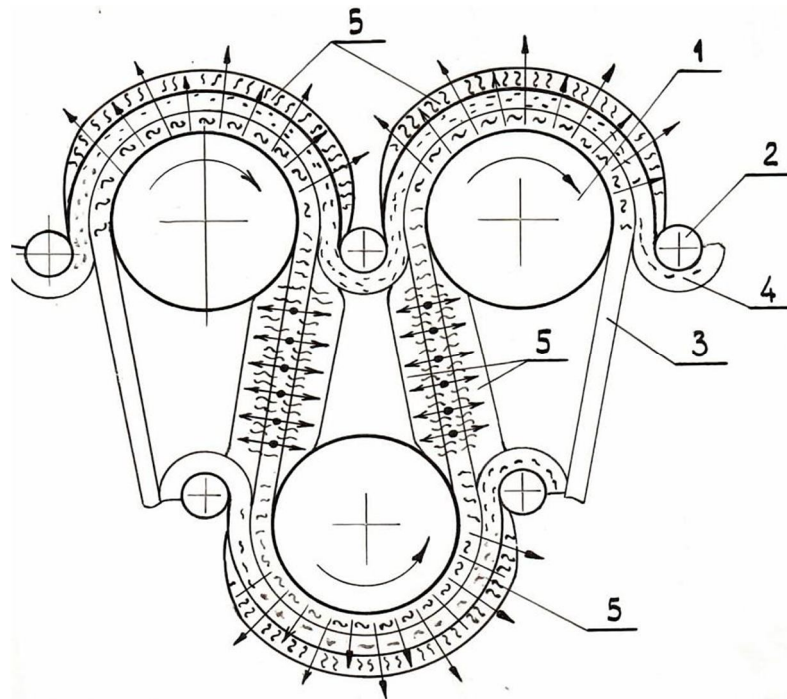


Рис. 2.13. Диаграмма потоков испаряемой влаги при контактной сушке кровельного картона:

1 – сушильный цилиндр; 2 – направляющий валик; 3 – полотно; 4 – прижимное сукно (или сетка); 5 – зона выхода водяных паров



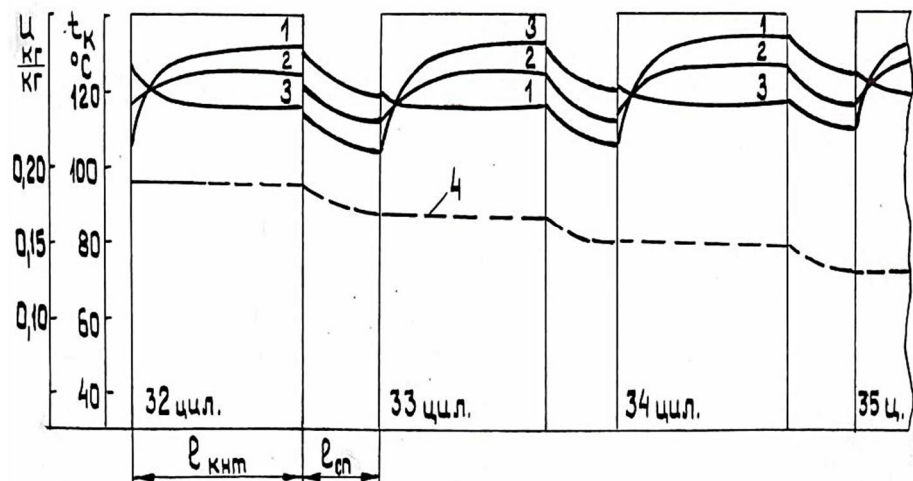


Рис. 2.14. Кривые изменения температур и влагосодержания при сушке кровельного картона:

1, 3 – температура на поверхности полотна; 2 – температура в центральных слоях полотна; 4 – влагосодержание картона

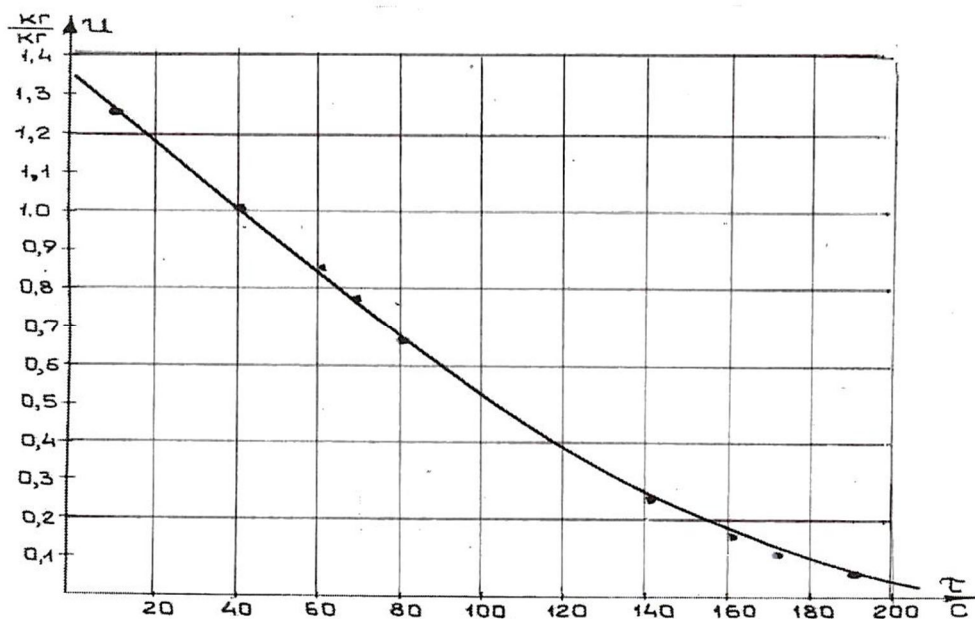


Рис. 2.15. Кинетика сушки кровельного картона:

• – на машине типа К-3М; ————— – по формуле [3]:

$$U_0 - U(x, \tau) = \frac{2\sqrt{am \cdot \tau}}{\lambda(U) \cdot (1 + \sqrt{Lu})} \cdot q(\Delta t) \cdot \text{ierfc} \left( \frac{X}{2\sqrt{am \cdot \tau}} \right)$$

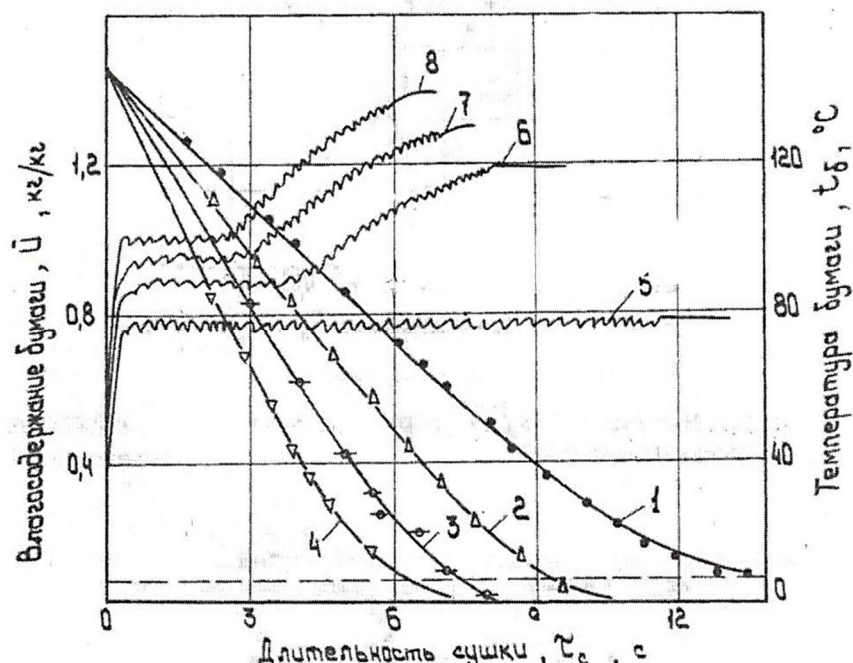


Рис. 2.16. Кинетика и термограммы сушки бумаги массой  $50 \text{ г/м}^2$  при скорости машины  $1000 \text{ м/мин}$  и температурах цилиндров  $t_{\text{гр}}$ : 1, 5 –  $80 \text{ }^\circ\text{C}$ ; 2, 6 –  $110 \text{ }^\circ\text{C}$ ; 3, 7 –  $140 \text{ }^\circ\text{C}$ ; 4, 8 –  $170 \text{ }^\circ\text{C}$

Для тихоходных и среднескоростных бумагоделательных и картоноделательных машин кинетика сушки материала определяется также тепловой схемой сушильных установок и режимами их эксплуатации.

### 2.2.2. Расчет трубопроводов пароконденсатной системы сушильных установок БДМ и КДМ

Расчет диаметров трубопроводов пароконденсатной системы производится по уравнению

$$d = \sqrt{\frac{4 \cdot G \cdot \nu}{3600 \cdot \pi \cdot \omega}}, \text{ м,}$$

где  $G$  – расход теплоносителя, кг/ч;  $\nu$  – удельный объем теплоносителя находится по приложению П.1,  $\text{м}^3/\text{кг}$ ;  $\omega$  – скорость движения теплоносителя, м/с.



Рекомендуемые значения скоростей основных видов теплоносителей приведены в табл. 2.1. [72–76].

Таблица 2.1

**Рекомендуемые скорости теплоносителей в трубопроводах и каналах теплообменных аппаратов**

Теплоноситель	Скорость, м/с
Маловязкие жидкости (вода, бензин, керосин)	1,0–3,0
Вязкие жидкости (масла, органические теплоносители, растворы солей)	0,2–1,0
Конденсат	0,5–1,0
Запыленные газы при атмосферном давлении (воздух)	6–12
Не запыленные газы при атмосферном давлении	12–16
Газы под давлением	15–30
Водяной пар: сухой насыщенный	30–50
влажный насыщенный	15–30
перегретый	40–75

Диаметр паропроводов перегретого пара, м, рассчитывается по формуле

$$d_{\text{п.п}} = \sqrt{\frac{4 \cdot D_{\text{п.п}} \cdot \upsilon_{\text{п.п}}}{3600 \cdot \pi \cdot \omega_{\text{п.п}}}},$$

где  $D_{\text{п.п}}$  – расход перегретого пара, кг/ч;  $\upsilon_{\text{п.п}}$  – удельный объем перегретого пара, м<sup>3</sup>/кг, находится по термодинамическим таблицам перегретого пара;  $\omega_{\text{п.п}}$  – скорость перегретого пара, определяется по табл. 2.1.

Диаметр паропровода сухого насыщенного пара, м, вычисляется по уравнению вида

$$d_{н.п} = \sqrt{\frac{4 \cdot D_{н.п} \cdot v''}{3600 \cdot \pi \cdot \omega_{н.п}}},$$

где  $D_{н.п}$  – расход сухого насыщенного пара, кг/ч;  $v''$  – удельный объем сухого насыщенного пара, м<sup>3</sup>/кг, находится по приложению П.1;  $\omega_{н.п}$  – скорость сухого насыщенного пара, определяется по табл. 2.1.

Диаметр конденсатопровода, м, находится по формуле

$$d_{кнд} = \sqrt{\frac{4 \cdot G_{кнд} \cdot v'}{3600 \cdot \pi \cdot \omega_{кнд}}}.$$

Диаметр трубопровода при движении двухфазной смеси (пара и конденсата) находится следующим образом. Сначала определяются проходные сечения отдельно для сухого насыщенного пара и отдельно для конденсата по уравнениям

$$f_{н.п} = \frac{v''}{3600 \cdot \omega_{н.п}} \cdot D_{н.п}^2, \text{ м}^2;$$

$$f_{кнд} = \frac{v'}{3600 \cdot \omega_{кнд}} \cdot G_{кнд}^2, \text{ м}^2.$$

Затем вычисляется суммарное проходное сечение для перемещения по трубопроводу двухфазной смеси из пара и конденсата

$$f_{\Sigma} = f_{н.п} + f_{кнд}, \text{ м}^2.$$

Суммарная поверхность трубопровода равна

$$f_{\Sigma} = \frac{\pi \cdot d^2}{4}, \text{ м}^2.$$

Отсюда и вычисляется диаметр трубопровода, по которому движется смесь из пара и конденсата,

$$d = \sqrt{\frac{4 \cdot f_{\Sigma}}{\pi}}, \text{ м.}$$

По рассчитанным диаметрам трубопроводов с помощью по приложению П.2 выбираются условные диаметры трубопроводов.

Основными *элементами* пароконденсатной системы сушильных установок БДМ и КДМ являются: сушильные цилиндры; устройства для удаления конденсата из цилиндров; водоотделители (сепараторы); теплообменные аппараты; конденсатоотводчики; конденсатные насосы; приборы контроля и управления за процессом сушки.

### 2.3. Сушильный цилиндр

Сушильный цилиндр является основным элементом в схемах сушильных установок БДМ и КДМ. С помощью сушильного цилиндра передается теплота влажному полотну для его нагревания и испарения влаги. Кроме того, сушильный цилиндр способствует приданию необходимых потребительских свойств готовой продукции.

Конструкция сушильного цилиндра представлена на рис. 2.17.

Основными частями цилиндра являются корпус и соединенные с ним болтами торцевые крышки с цапфами.

Корпус и крышки отливаются из серого или высокопрочного чугуна. В крышке лицевой стороны имеется герметично закрытый люк овальной формы, необходимый для проникновения в цилиндр человека для проведения монтажа и ремонта устройства, для отвода конденсата и внутреннего осмотра цилиндра. На крышке лицевой стороны цилиндра имеется канавка для заправочных канатиков. На цапфу приводной стороны насаживается зубчатое колесо паразитного привода. Внутренняя поверхность цилиндра растачивается, а наружная поверхность шлифуется. Цилиндр подвергается динамической балансировке и гидравлическому испытанию на давление в 1,5 раза превышающее рабочее.

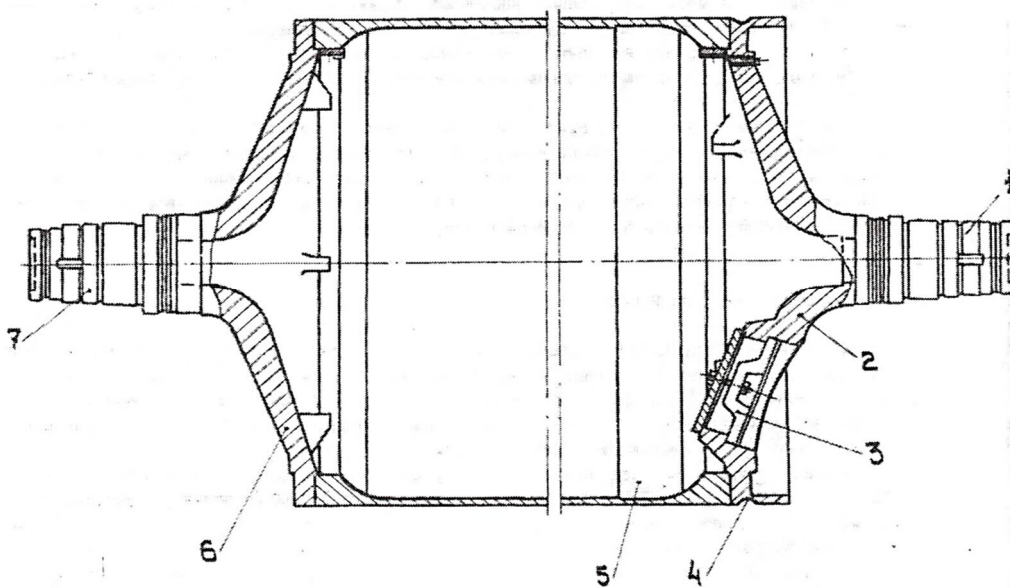


Рис. 2.17. Сушильный цилиндр:

1 – лицевая цапфа; 2 – лицевая торцевая крышка; 3 – смотровой люк; 4 – канавка для заправочных канатиков; 5 – углубление для наконечника сифона; 6 – приводная торцевая крышка; 7 – приводная цапфа

В опорах цилиндров устанавливают роликоподшипники. Они работают в условиях повышенной температуры (до 150–170°C), вследствие нагрева от цапф, через которые проходит пар.

Подшипники сушильных цилиндров подключаются к системе циркуляционной смазки. Для компенсации температурных расширений сушильного цилиндра одна из опор (лицевая) делается «плавающей».

При изготовлении корпуса цилиндра контролируется конусообразность, бочкообразность и седлообразность поверхности, которые не должны превышать 0,5 мм на 1 м образующей поверхности. Длина цилиндра делается несколько больше ширины бумажного (картонного) полотна для получения равномерного профиля влажности.

Наиболее распространенными в настоящее время являются цилиндры диаметром 1,50 м, для скоростных машин применяются цилиндры диаметром 1,812 м, а в последние годы стали применять цилиндры диаметром 2,20 м.

На каждом сушильном цилиндре устанавливают шабер для очистки поверхности цилиндра от волокон, пыли и клея с целью улучшения

теплопередачи от греющей поверхности бумажному полотну, а также предотвращения наматывания бумаги на цилиндр. Корпус шабера представляет собой стальную балку коробчатой конструкции, к которой крепится держатель лезвия. С помощью пневмоцилиндров, устанавливаемых на лицевой и приводной сторонах машины, может выполняться подъем и опускание шаберов, а также прижим ножей шаберов к поверхности цилиндров. Шаберы, как правило, имеют возвратно-поступательное движение с частотой колебания 6–10 ходов в минуту.

В конце сушильной части машины устанавливаются холодильные цилиндры, которые служат для охлаждения полотна с 85–90°С до 50–55°С и увеличения влажности бумаги (на 1,5–2,5 %) за счет конденсации водяного пара на поверхности цилиндров. В результате этого бумага приобретает большую пластичность. Охлаждение и увлажнение бумаги способствуют лучшему ее уплотнению на каландрах, уменьшению разности в гладкости сеточной и наружной сторон полотна, снижается также электризация полотна. Рекомендуется поддерживать температуру цилиндров в пределах 35–40 °С за счет циркуляции воды в полости цилиндра. Поверхность холодильного цилиндра хромируется. В некоторых схемах предусматривают два режима работы холодильных цилиндров: они могут работать в режиме как холодильных, так и сушильных цилиндров.

Сушильные цилиндры – это сосуды, работающие под давлением более 0,07 МПа, поэтому на них распространяются правила устройства и безопасной их эксплуатации.

Корпус цилиндра, помимо проверки механических свойств и химического состава материала, должен подвергаться металлографическим исследованиям (контроль макро- и микроструктуры в состоянии после термической обработки).

С целью увеличения производительности машин и придания полотну пористой структуры в сушильных установках применяют стальные цилиндры с двойной стенкой (рис.2.18), которые могут работать при давлении 1,0 МПа.

Сушильные (лощильные) цилиндры большого диаметра применяются на бумагоделательных машинах для выработки бумаги односторонней гладкости, на самосъемочных машинах, вырабатывающих тонкие санитарно-гигиенические виды бумаги, и на картоноделательных машинах, вырабатывающих

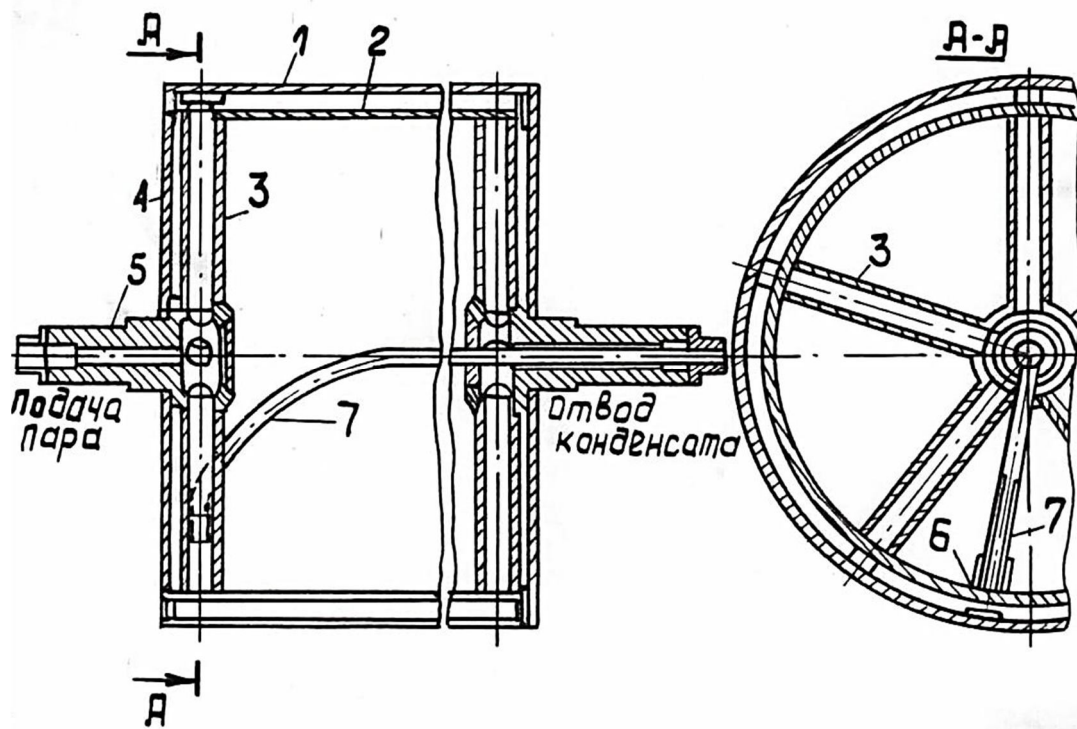


Рис.2.18. Стальной сушильный цилиндр с двойной стенкой:  
 1,2 – наружная и внутренняя стенка; 3 – пустотелые спицы;  
 4 – щиток; 5 – полый вал; 6 – наконечник сифонной трубки;  
 7 – сифонная трубка для удаления конденсата

высококачественный картон с высокой односторонней гладкостью, например хром-эрзац.

**Лощильный цилиндр** обеспечивает высокую гладкость поверхности бумаги, соприкасающейся с ним, и высокий съем воды при сушке. Лощильные цилиндры (в зависимости от производительности машины) имеют диаметр от 3 до 6 м, стандартными диаметрами являются: 3600; 4250; 6000 мм. Обычно лощильные цилиндры применяются для машин с обрезной шириной полотна до 4200 мм.

Конструкция лощильного цилиндра представлена на рис. 2.19.

Цилиндр состоит из корпуса, торцевых крышек и центрального полого вала с цапфами. Крышки соединены с корпусом и валом болтами. В обеих крышках, а также в центральном полом валу имеются люки, необходимые для проведения монтажных работ и внутреннего осмотра. Корпус цилиндра отливается из чугуна с

высокими прочностными характеристиками и высокой теплопроводностью.

Внутренняя поверхность цилиндра выполняется с кольцевым зазором, чем достигается увеличение эффективной поверхности нагрева, а также ликвидация сплошной конденсатной пленки на внутренней поверхности цилиндра и улучшение отвода конденсата. Конденсат в этом случае отводится через сифонные трубки, входящие в канавки между ребрами.

Производительность сушки на лоцильном цилиндре с внутренней ребристой поверхностью на 15–20 % выше, чем на гладкостенном цилиндре.

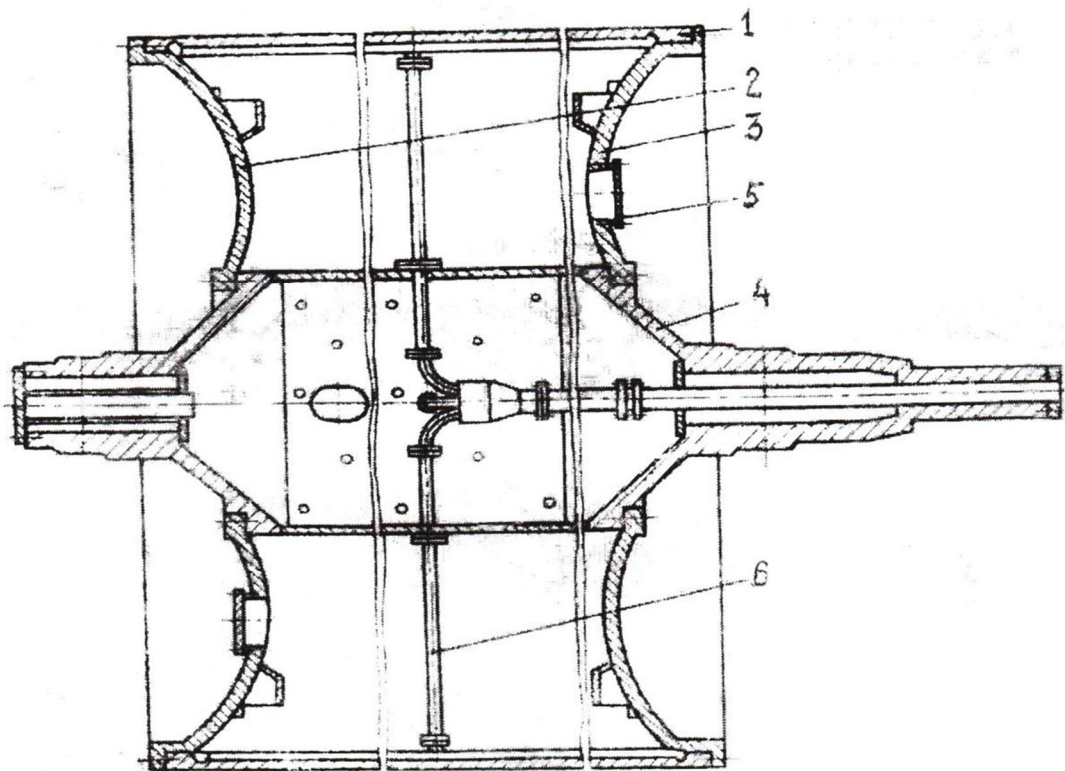


Рис. 2.19. Лоцильный цилиндр:

1 – корпус цилиндра; 2 – крышка лицевой стороны; 3 – крышка приводной стороны; 4 – центральный полый вал; 5 – крышка люка; 6 – устройство для отвода конденсата

Наружная поверхность цилиндра шлифуется и полируется. Окончательная обработка цилиндра производится при подаче в него пара, бомбировка цилиндра проводится с учетом того, что в процессе

эксплуатации его поверхность, находящаяся в контакте с полотном, охлаждается им, а участки, примыкающие к крышкам, имеют более высокую температуру. Пар в лоцильный цилиндр подается через цапфу лицевой стороны и отверстия в центральном полом валу.

Конденсат отводится через сифонные трубки, сборные коллекторы, установленные вдоль образующих цилиндра, и радиальные сифонные трубки – в центральную трубку, проходящую через цапфу приводной стороны.

Цилиндр подвергается статической балансировке. Внутри цилиндров смонтированы устройства для удаления конденсата.

### ***Расчет на прочность элементов цилиндровой сушильной установки***

В связи с возможным повышением производительности БДМ и КДМ, связанной с переводом работы сушильных установок и цилиндров на более высокое давление (с 0,3 до 0,5 МПа), следует провести расчет на прочность всех элементов пароконденсатной системы: сушильных цилиндров, сепараторов, теплообменных аппаратов.

Расчет элементов и узлов на прочность является неотъемлемой частью инженерного расчета любого теплообменного оборудования, обеспечивающего условия для его надежной и безопасной работы, и регламентируется утвержденными нормами [29, 30].

Элементы и узлы оборудования должны выдерживать напряжения, возникающие от внутреннего и внешнего давления, от собственной массы конструкции, включая массу находящейся в аппарате рабочей среды, от термических деформаций.

При проектировании устройств и аппаратов производят выбор конструкционных материалов, а затем расчетом определяют размеры частей, узлов, деталей, которые обеспечивают их прочность в процессе эксплуатации и при пробных испытаниях.

При определении допускаемых напряжений в сосудах, работающих под давлением, пользуются коэффициентом запаса прочности, правильный выбор которого не только обеспечивает безопасную работу оборудования, но и способствует уменьшению расхода конструкционных материалов.



### **Расчет на прочность цилиндрического корпуса сушильных цилиндров, сепараторов и теплообменных аппаратов**

Толщина стенки корпуса (обечаек) перечисленного выше оборудования и труб определяется по формуле

$$S = \frac{P \cdot D_B}{2 \cdot \varphi \cdot \sigma_{\text{доп}} - P} + C, \text{ см,}$$

где  $D_B$  – номинальный внутренний диаметр цилиндра, см;

$P$  – расчетное избыточное давление, кг/см<sup>2</sup>;  $\varphi$  – коэффициент прочности сварного шва;  $\sigma_{\text{доп}}$  – допустимое напряжение материала цилиндра, кг/см<sup>2</sup>;  $C$  – поправка на коррозию, см.

Внутренний диаметр цилиндра  $D_B$  определяется конструктивным расчетом. Расчетное (избыточное) давление  $P$  представляет собой разность между абсолютным давлением среды  $P_a$ , заключенной в цилиндрическом корпусе, и барометрическим давлением  $P_b$

$$P = P_a - P_b .$$

Коэффициент прочности сварного шва  $\varphi$  зависит от типа шва и способа сварки. Численное значение коэффициента:

$\varphi = 0,75$  – для стыкового одностороннего шва при ручной сварке;  $\varphi = 0,95$  – для стыкового шва с подваркой с противоположной стороны;  $\varphi = 1,0$  – для стыкового двухстороннего шва.

Величина допускаемого напряжения материала цилиндра определяется по формуле

$$\sigma_{\text{доп}} = \sigma'_{\text{доп}} \cdot \eta,$$

где  $\sigma'_{\text{доп}}$  – номинальное допускаемое напряжение, принимаемое в зависимости от выбранного материала и температуры стенки. При температуре стенки до 250°C: для стали 10 номинальное допускаемое напряжение составляет  $\sigma'_{\text{доп}} = 11,2$  кг/мм<sup>2</sup>; для стали 20 и 20К –

$$\sigma'_{\text{доп}} = 13,2 \text{ кг/мм}^2.$$

Поправочный коэффициент  $\eta$  учитывает особенности конструкции корпуса (обечайки) и влияние температурных условий.

Для обечаек сварных без отверстий или с укрепленными отверстиями: не обогреваемых –  $\eta = 1,0$ ; обогреваемых –  $\eta = 0,9$ .

Для обечаек сварных с неукрепленными отверстиями: не обогреваемых –  $\eta = 0,95$ ; обогреваемых –  $\eta = 0,85$ .

Поправка  $C = C_1 + C_2$ , где  $C_1$  – учитывает наличие отрицательного допуска по толщине стенки в соответствии со стандартами или техническими условиями на поставку.  $C_1$  принимается в пределах 0,05–0,1 см.  $C_2$  учитывает уменьшение толщины стенки в процессе эксплуатации за счет коррозии и определяется по формуле

$$C_2 = v_K \cdot \tau,$$

где  $v_K = 0,01\text{--}0,05$  – скорость проникновения коррозии, см/сек;

$\tau = 10\text{--}12$  – срок эксплуатации цилиндра (в годах).

### ***Расчет выпуклых крышек и днищ сепараторов и теплообменников***

Основные типы выпуклых крышек и днищ приведены на рис. 2.20–2.22.

Номинальная длина стенки выпуклого днища, см, рассчитывается по формуле

$$S = \frac{P \cdot D_{\text{в}}}{4 \cdot \sigma_{\text{доп}} Z - P} \cdot \frac{D_{\text{в}}}{2 \cdot h_{\text{в}}} + C, \quad (\text{a})$$

где  $D_{\text{в}}$  – номинальный внутренний диаметр днища или

крышки, см;  $P$  – расчетное избыточное давление, кг/см<sup>2</sup>;  $\sigma_{\text{доп}}$  – допустимое напряжение материала днища или крышки, кг/см<sup>2</sup>;  $Z$  – коэффициент, учитывающий ослабление днища или крышки

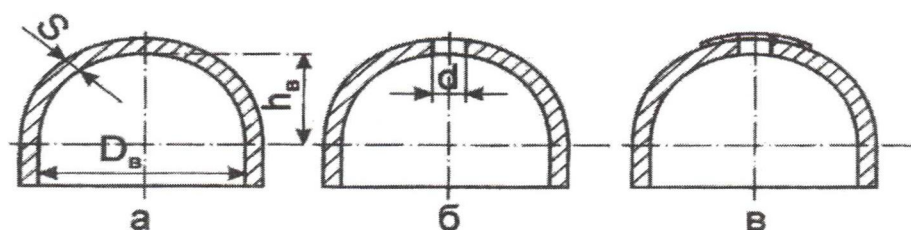


Рис. 2.20. Сферические днища и крышки:  
 а – глухие; б – с неукрепленным отверстием; в – с отверстием,  
 укрепленным накладкой

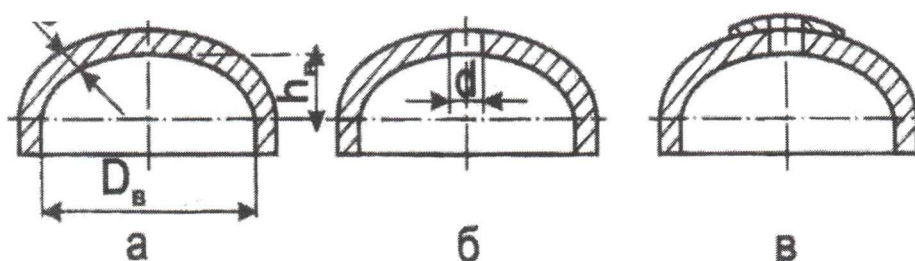


Рис. 2.21. Эллиптические днища и крышки:  
 а – глухие; б – с неукрепленным отверстием; в – с отверстием,  
 укрепленным накладкой

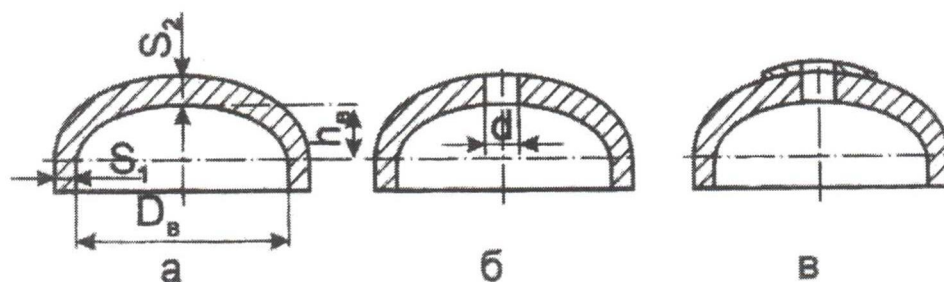


Рис. 2.22. Выпуклые днища и крышки со стенкой переменной  
 толщины:  
 а – глухие; б – с неукрепленным отверстием; в – с отверстием,  
 укрепленным накладкой

отверстием;  $h_в$  – высота выпуклой части днища до внутренней поверхности днища или крышки, см;  $C$  – поправка на коррозию, см. Формула действительна при соблюдении следующих условий:

$$\frac{h_{\text{в}}}{D_{\text{в}}} \geq 0,2; \quad \frac{S-C}{D_{\text{в}}} \leq 0,1; \quad \frac{d}{D_{\text{в}}} \leq 0,6.$$

Во всех случаях толщина днища или крышки должна приниматься больше расчетной толщины цилиндрического борта.

Величины  $D_{\text{в}}$ ,  $P$ ,  $C$  определяются как для цилиндрического корпуса.

Допускаемое напряжение материала днища или крышки рассчитывается по формуле

$$\sigma_{\text{доп}} = \sigma'_{\text{доп}} \cdot \eta,$$

где  $\eta = 1,05$  – для днищ и крышек, находящихся под внутренним давлением;  $\eta = 0,75$  – для днищ и крышек в глухом исполнении, находящихся под наружным давлением.

Величина коэффициента  $Z$  принимается по формуле:

$$Z = 1,0 \quad \text{при} \quad \frac{d}{\sqrt{D_{\text{в}} \cdot (S-C)}} \leq 0,4;$$

$$Z = \frac{2}{1,25 \cdot \frac{d}{\sqrt{D_{\text{в}} \cdot (S-C)}} + 1,5} \quad \text{при} \quad 0,4 \leq \frac{d}{\sqrt{D_{\text{в}} \cdot (S-C)}}.$$

Для отверстий овальной формы за величину  $d$  принимается размер по наибольшей оси. Если в днище или крышке имеется несколько отверстий, то определение коэффициента  $Z$  производится по отверстию, имеющему наибольший диаметр. Для глухих днищ и крышек, а также днищ и крышек с укрепленными отверстиями коэффициент принимается  $Z = 1,0$ .

Высота выпуклой части днищ и крышек эллиптической формы обычно принимается  $h_{\text{в}} = (0,25 - 0,3) D_{\text{в}}$ .

Расчет выпуклого днища или крышки с переменной толщиной стенки производится по формуле (а), при этом за расчетную толщину

стенки принимается среднеарифметическое значение из минимальной и максимальной толщины  $S = 0,5 (S_1 + S_2)$ .

Толщина  $S_1$  должна быть не менее толщины стенки цилиндрического борта.

Важным дополнением к сушильному цилиндру служит устройство для удаления конденсата из внутренней полости цилиндра.

#### 2.4. Устройства для удаления конденсата из цилиндров

При поступлении пара в объем сушильного цилиндра, наружная поверхность которого охлаждается высушиваемым полотном, происходит конденсация водяного пара. Различают два режима наличия устойчивого расположения конденсата в полости цилиндров: отстойное и кольцеобразное. Между ними возможно промежуточное состояние – называемое переходным режимом (рис. 2.23).

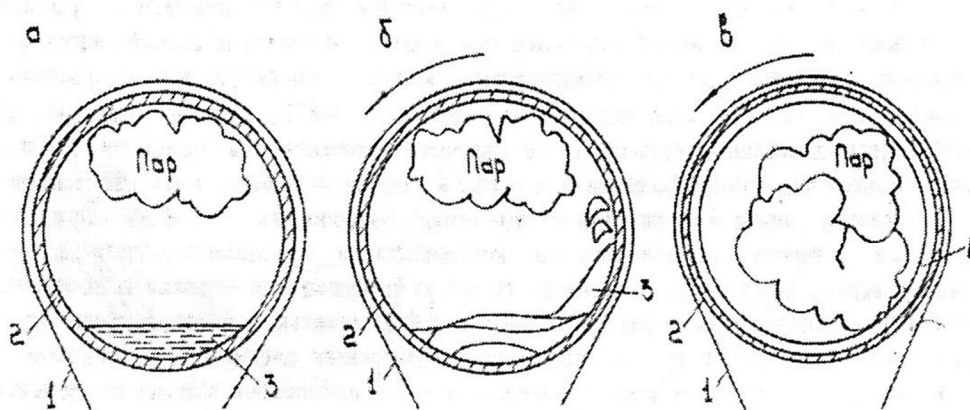


Рис. 2.23. Расположение конденсата в полости сушильных цилиндров:

*а* – при отстойном конденсатообразовании; *б* – при переходном режиме; *в* – при кольцевом образовании конденсата;

*1* – бумажное полотно; *2* – сушильный цилиндр; *3* – конденсат;  
*4* – конденсатное кольцо

*При отстойном режиме* водяной пар конденсируется на внутренней поверхности цилиндра, а затем под действием силы гравитации конденсат стекает и в нижней части цилиндра располагается в виде сегмента, который при работе машины

несколько смещается в сторону вращения цилиндра. Такой режим конденсатообразования и расположения конденсата соответствует низкой скорости картоноделательных и бумагоделательных машин (при скорости машин 350–400 м/мин).

При более высокой скорости машин конденсат под действием центробежной силы располагается у внутренней поверхности цилиндра в виде *конденсатного кольца*. Как показали исследования, конденсат в полости цилиндра распределяется неравномерно – в нижней части цилиндра конденсатное кольцо имеет бóльшую толщину по сравнению с верхней частью.

По толщине кольца имеется градиент скорости: у внутренней поверхности скорость конденсатного кольца примерно такая же, как и у поверхности цилиндра, а на противоположной поверхности кольца – меньше.

При достижении критической скорости наступает переходный режим, при котором конденсатное кольцо разрушается, и гидравлический режим переходит в режим удаления отстойного конденсата. Затрачиваемая мощность на привод сушильных цилиндров зависит как от скорости машины, так и от расположения конденсата в цилиндрах. По мере повышения скорости машины потребляемая мощность увеличивается до тех пор, пока наблюдается отстойное расположение конденсата; как только в цилиндре образуется конденсатное кольцо, потребляемая мощность резко уменьшается в связи с сокращением мощности на трение между конденсатом и внутренней поверхностью цилиндра.

Конденсатное кольцо создает достаточно высокое термическое сопротивление тепловому потоку от конденсирующегося пара к внутренней стенке. Например, при толщине 1 мм неподвижного конденсатного кольца температура может снижаться (в зависимости от величины теплового потока) на 4–8°C. Поэтому при разработке устройств удаления конденсата необходимо стремиться к наиболее полному и регулярному удалению конденсата, а также к разрушению конденсатного кольца.

Выбор схемы и конструкции конденсатоудаляющих устройств определяется *главным образом*, расположением конденсата в сушильном цилиндре. Если расположение конденсата отстойное, то могут применяться *черпаки* и *неподвижные сифоны*, Если же конденсат в цилиндре располагается в виде кольца, то тогда возможно применение *вращающихся* или *неподвижных сифонов*. Необходимо также учитывать, что сопротивление теплопередаче вращающегося

кольца конденсата в 3 раза меньше сопротивления теплопередаче неподвижного кольца такой же толщины.

*Черпаки* по своему конструктивному оформлению могут быть одно- и двурогими, они выполняются в виде спирали и крепятся болтами к торцевой крышке цилиндра приводной стороны (рис. 2.24).

В нижнем положении спиральной частью черпак забирает конденсат, а когда находится в верхней полуокружности цилиндра, конденсат выливается в кольцевое пространство цапфы цилиндра.

Форма черпака является определяющей, как в отношении расхода мощности, так и полноты удаления конденсата. Черпаки могут работать только при низкой скорости машины, когда имеет место отстойное расположение конденсата. Недостатком удаления конденсата черпаками является то, что черпаки работают только при вращении цилиндров. Черпак и цилиндр совместно работают как насос с периодической подачей конденсата в конденсатопровод.

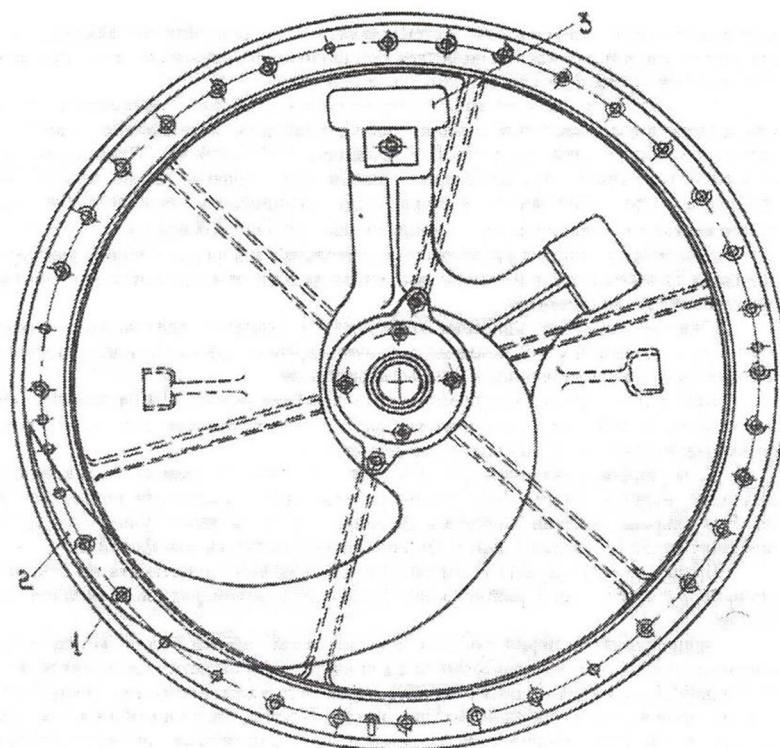


Рис. 2.24. Спиральный однорогий черпак с двумя противовесами для удаления конденсата из сушильного цилиндра:

1 – сушильный цилиндр; 2 – черпак; 3 – противовес

Важным условием устойчивого удаления конденсата из полости сушильных цилиндров является наличие достаточного перепада давлений между цилиндром и конденсатопроводом  $\Delta P = P_{\text{Ц}} - P_{\text{К}}$ . Как показывает опыт эксплуатации машин с ковшевым способом удаления конденсата, перепад давлений должен быть  $\Delta P = 0,02-0,03$  МПа.

На среднеходных и быстроходных машинах применяются неподвижные или вращающиеся сифоны. Принцип действия сифонов основан на выдавливании конденсата вследствие перепада давлений. Так как при этом через трубку вместе с конденсатом удаляется пролетный пар, в головке сифона, прилегающей к внутренней стенке цилиндра, устанавливают дроссельную шайбу [79, 80, 94], задерживающую пар и пропускающую конденсат.

*Неподвижный сифон* (рис. 2.25) представляет собой трубку, на одном конце которой имеется наконечник, опущенный в слой конденсата, а другой конец трубки с помощью промежуточной камеры присоединяется к кольцеобразному пространству в цапфе цилиндра или к паровой головке. Положение наконечника относительно внутренней поверхности корпуса можно регулировать с помощью специальных болтов.

Во время пуска машины сифон прогревается значительно быстрее корпуса цилиндра, поэтому существует опасность задевания наконечника за стенку цилиндра. Вследствие этого сифон следует устанавливать с определенным зазором, а для предотвращения повреждения цилиндра при случайном соприкосновении наконечник выполняется из температуростойкого алюминия.

В последних конструкциях наконечники сифонов выполняют в виде плавающих фторопластовых втулок, обеспечивающих наименьший зазор между сифоном и внутренней поверхностью цилиндра порядка 1,5–2,0 мм.

Плавающая втулка компенсирует также температурные расширения сифона и исключает износ цилиндра. При отстойном расположении конденсата неподвижный сифон устанавливается с наклоном  $15^\circ$  в направлении вращения цилиндра.

Наконечник сифона расположен в углублении в корпусе с целью уменьшения толщины слоя конденсата и улучшения теплопередачи от конденсирующегося пара к внутренней стенке цилиндра.

Кроме того, при кольцеобразном расположении конденсата на насадку сифона дополнительно действует динамическое давление



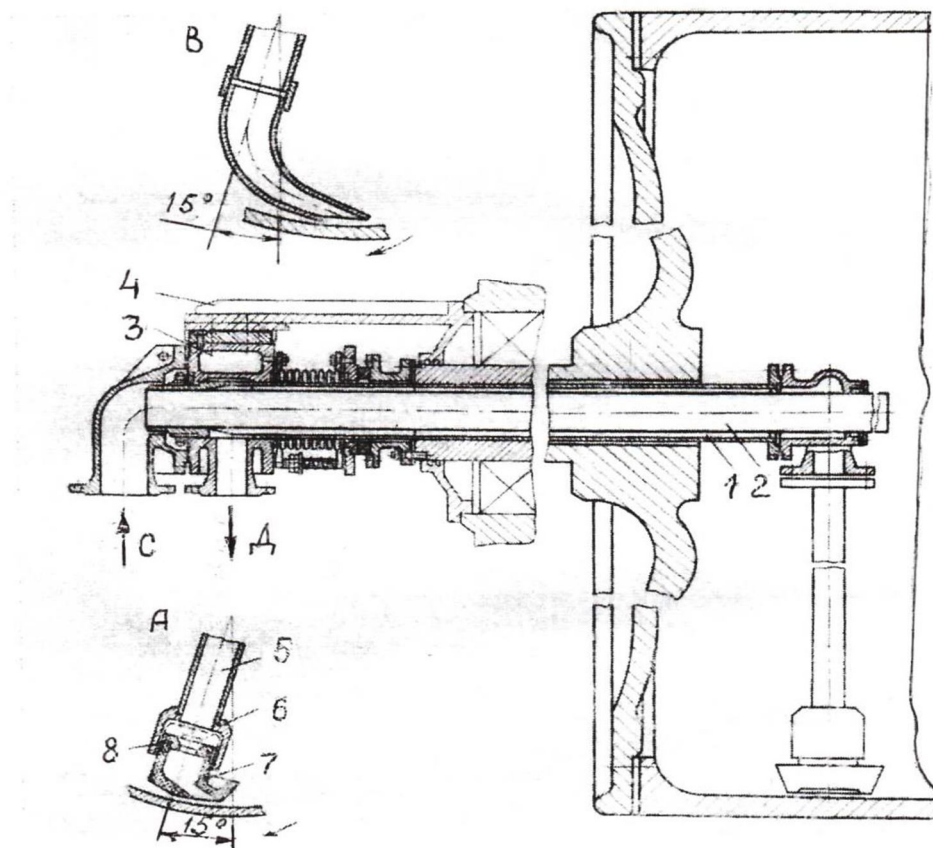


Рис.2.25. Паровая головка с неподвижным сифоном:  
*А* – с плавающей насадкой сифона; *В* – с неподвижным наконечником сифона; *С* – подвод пара; *Д* – отвод конденсата;  
*1* – труба для отвода конденсата; *2* – пароподводящая труба;  
*3* – корпус; *4* – кронштейн; *5* – труба; *6* – стакан; *7* – плавающий насадок

движущегося кольца  $\Delta P_D$ , которое способствует более полному удалению конденсата.

Если перепад давления недостаточен, то тогда конденсат накапливается в цилиндре, нарушается тепловой режим работы сушильной установки. Если же этот перепад слишком большой, то тогда через сушильный цилиндр проходит значительное количество пролетного пара. При этом пар используется неэффективно (не на сушку материала, а на транспорт конденсата от машины к конденсатному баку).

*Вращающиеся сифоны* применяются для удаления конденсата из сушильных цилиндров быстроходных машин, когда конденсат в цилиндрах располагается в виде кольца.

Вращающийся сифон (рис. 2.26) состоит из сифонной трубки, один конец которой заканчивается насадкой, упирающейся в цилиндр, а другой конец проходит по центру полой цапфы цилиндра и заканчивается в паровой головке. Крепление вращающегося сифона производится опорной регулируемой штангой, заканчивающейся конусной пружиной. Имеются конструкции со спиральными сифонными трубками, компенсирующие их термическое расширение.

Во вращающихся сифонах насадка плотно прилегает к внутренней поверхности цилиндра, а зазор для поступления конденсата может регулироваться с помощью специальных болтов.

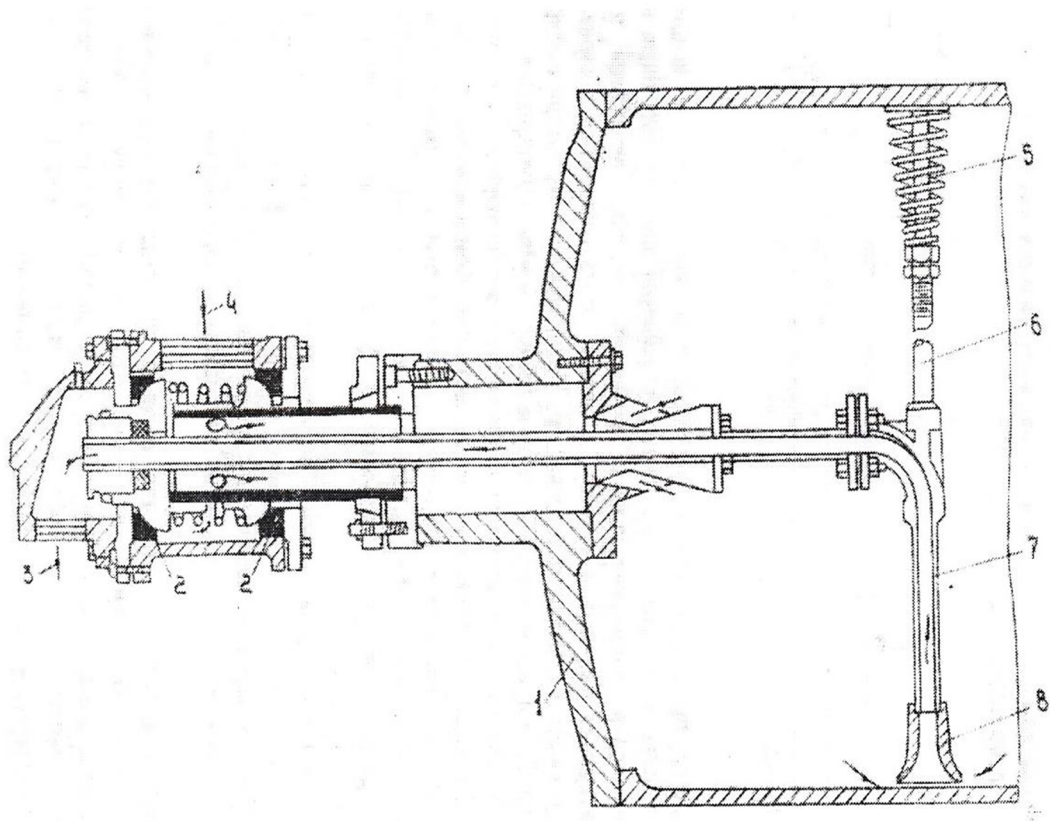


Рис. 2.26. Вращающийся сифон и паровая головка сушильного цилиндра:

- 1 – сушильный цилиндр; 2 – графитовые уплотнительные кольца;  
3 – отвод конденсата; 4 – подвод пара; 5 – распорная пружина;  
6 – штанга; 7 – сифонная трубка; 8 – насадка

Достоинством вращающихся сифонов является их надежное крепление в цилиндре. Есть возможность устанавливать несколько сифонов по длине цилиндров в любом месте, как это делается в лоцильных цилиндрах. Существенным недостатком вращающихся сифонов является то, что для удаления конденсата требуется большой перепад давлений, что обусловлено действием центробежной силы на столб конденсата, находящегося в сифонной трубке. Данные перепады давлений не всегда удается поддерживать в пароконденсатной системе, поэтому происходит заполнение цилиндров конденсатом.

Выбор способа удаления конденсата из сушильных цилиндров является весьма важным условием обеспечения стабильной работы сушильных установок бумагоделательных и картоноделательных машин.

## **2.5. Водоотделитель (сепаратор)**

Одним из основных элементов в пароконденсатной системе БДМ и КДМ является водоотделитель (сепаратор), который служит для разделения смеси, выходящей из сушильной группы, на пар и конденсат. Водоотделитель представляет собой цилиндрический сосуд со сферическими торцевыми крышками (рис. 2.27). Внутри водоотделителя между штуцерами, по которым подается пароконденсатная смесь и отводится вторичный пар, установлена паровая перегородка, необходимая для разделения смеси на пар и конденсат.

Водоотделитель имеет: водоуказательное стекло для визуального наблюдения за уровнем конденсата в баке; регулятор для автоматического поддержания уровня конденсата в сосуде; предохранительный клапан; штуцера для манометра и термометра; задвижку для спуска конденсата и патрубков, соединенный со всасывающей линией конденсатного насоса. На нагнетательной линии конденсата имеется клапан с пневматическим приводом, который соединен с регулятором уровня.

Основные элементы водоотделителя (корпус, крышки, соединительные фланцы, болты) обязательно должны быть рассчитаны на прочность, что обеспечивает безопасность эксплуатации сосуда, работающего под давлением.

Необходимо отметить, что первым признаком удовлетворительной работы пароконденсатной системы сушильной части машины является поддержание постоянного уровня конденсата в водоотделителе.

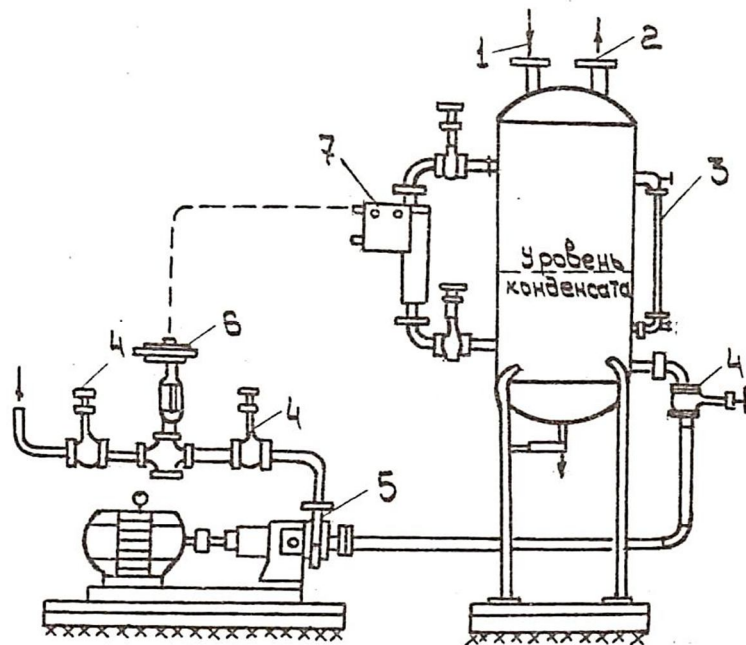


Рис. 2.27. Водоотделитель с конденсатным насосом:  
 1 – пароконденсатная смесь; 2 – сухой насыщенный пар;  
 3 – водоуказательное стекло; 4 – задвижки; 5 – конденсатный насос;  
 6 – пневматический клапан; 7 – регулятор уровня конденсата

Основной тепловой характеристикой работы водоотделителя является тепловое напряжение парового пространства  $q_V$ , которое представляет собой отношение расхода теплоты, выделяющейся при испарении конденсата к паровому объему водоотделителя. Обычно тепловое напряжение водоотделителя составляет  $q_V = 140\text{--}150 \text{ кВт/м}^3$ .

Паровой объем водоотделителя группы цилиндров,  $\text{м}^3$ , рассчитывается по уравнению

$$V_C^{\text{П}} = 0,8 \frac{D_{\Sigma} \cdot v''}{R},$$

где  $v''$  – удельный объем сухого насыщенного пара при давлении в сепараторе,  $\text{м}^3/\text{кг}$ ;  $R$  – отношение объемного расхода пара к объему водоотделителя, требуемого для сепарации пара, в расчетах принимается  $R = 800\text{--}1000 \text{ м}^3 / (\text{м}^3 \cdot \text{ч})$ ;

$D_{\Sigma}$  – суммарный расход пролетного пара  $D_{\text{ПР.П}}$  и паров вторичного вскипания  $D_{\text{ВСК}}$ ,

$$D_{\Sigma} = D_{\text{ПР.П}} + D_{\text{ВСК}}, \text{ кг/ч.}$$

Количество паров вторичного вскипания, образующихся в сепараторе, определяется по формуле

$$D_{\text{ВСК}} = \frac{i'_{P1} - i'_{P2}}{x_2 \cdot r_2} G_{\text{К}},$$

где  $i'_{P1}$ ,  $i'_{P2}$  – энтальпия конденсата при давлениях  $P_1$  и  $P_2$ , кДж/кг;  $r_2$  – теплота парообразования при давлении  $P_2$ , кДж/кг;  $x_2$  – степень сухости пара в сепараторе, принимаемая равной  $x_2 = 0,95$ ;  $G_{\text{К}}$  – расход конденсата в объеме сепаратора, кг/ч.

Как показывают расчеты, количество образовавшихся паров вторичного вскипания при перепаде давлений  $\Delta P = 0,05\text{--}0,08$  МПа составляет 2–5 % от расхода конденсата, поступающего в сепаратор. Остальной пар, необходимый для обеспечения последующих групп сушильных цилиндров, является пролетным и насыщенным паром, дополнительно подаваемый (если необходимо) из главного паропровода.

Водяной объем сепаратора находится в зависимости от его парового объема

$$V_{\text{С}}^{\text{В}} = 0,135 \cdot V_{\text{С}}^{\text{П}}.$$

Полный объем сепаратора равен

$$V_{\text{С}} = V_{\text{С}}^{\text{П}} + V_{\text{С}}^{\text{В}}.$$

## 2.6. 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. 2.28).

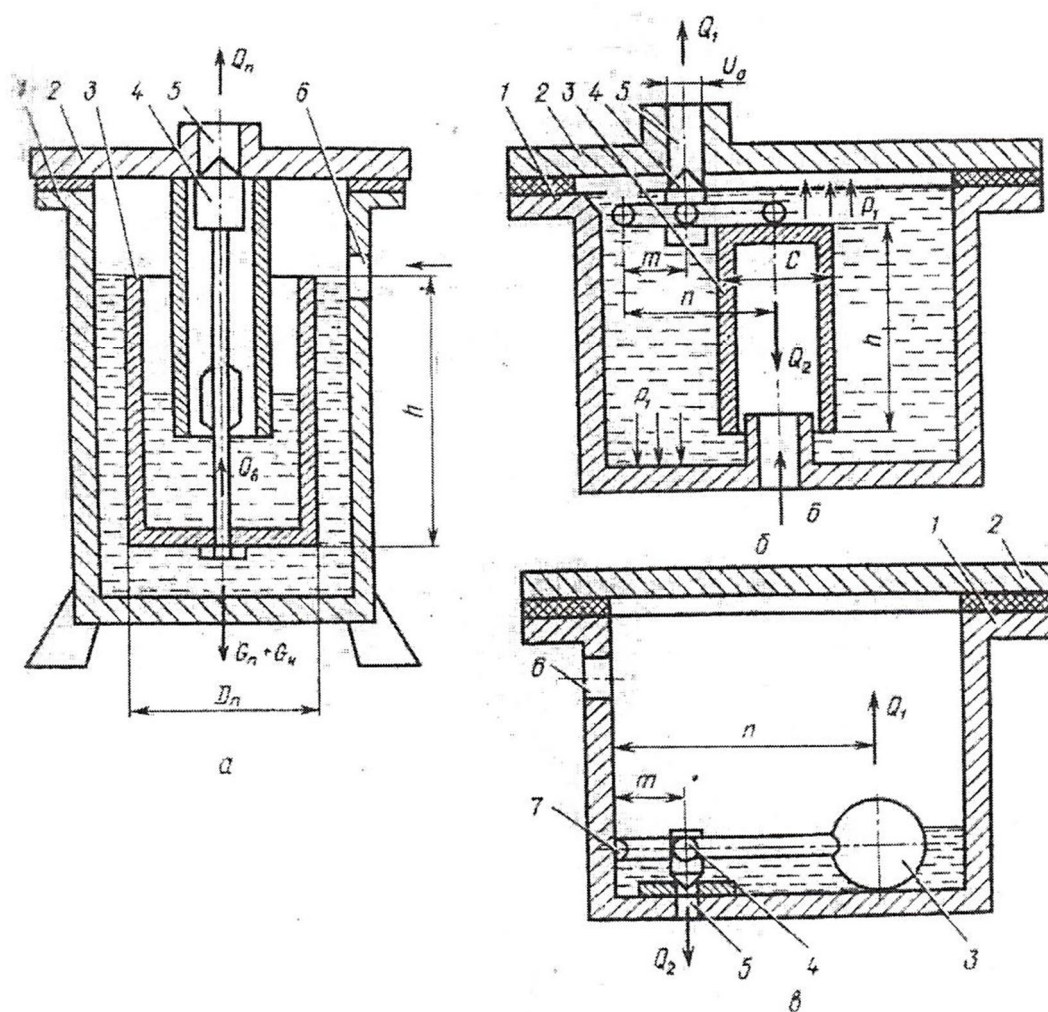


Рис. 2.28. Поплавковые конденсатоотводчики:  
 а – с открытым поплавком; б – с опрокинутым поплавком;  
 в – с закрытым поплавком; 1 – корпус; 2 – крышка; 3 – поплавок;  
 4 – клапан; 5 – выход конденсата; б – входной патрубок пара;  
 7 – неподвижная опора



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. 2.28, б), 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 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. 1–3 приложения П.3 и на рисунках 3.1 П и 3.2 П.

На рис. 2.29 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. 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.

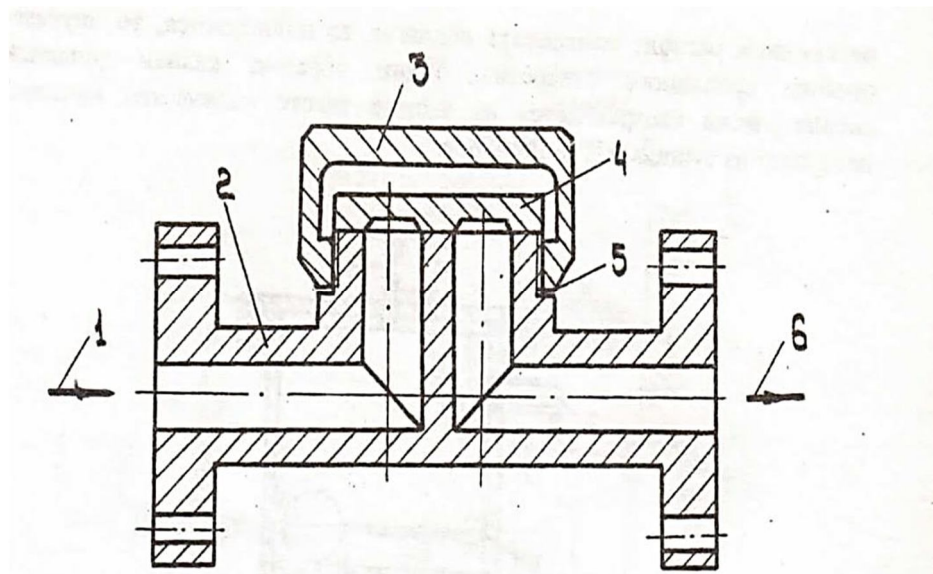


Рис. 2.29. Термодинамический конденсатоотводчик:  
 1 – пароконденсатная смесь; 2 – корпус клапана; 3 – накидная гайка;  
 4 – клапан; 5 – прокладка; 6 – конденсат

*Подпорная дроссельная шайба* является простейшим устройством для отвода конденсата. Она устанавливается на сливном трубопроводе (рис. 2.30), когда давление греющего пара не превышает 0,6 МПа.

Непременным условием 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, необходимого для обеспечения последующих групп цилиндров. Если же это последняя группа, то количество пролетного пара принимается 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,



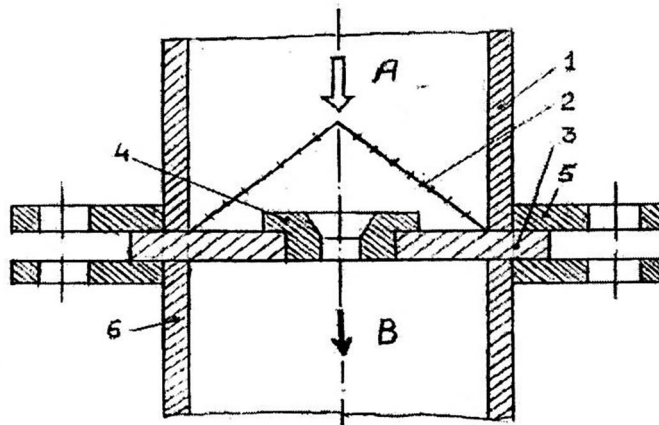


Рис.2.30. Конденсатоотводчик в виде подпорной шайбы:  
 A – подвод смеси пара и конденсата; B – отвод конденсата;  
 1 – паропровод; 2 – защитная сетка; 3 – подпорная шайба;  
 4 – съемный ниппель; 5 – фланец; 6 – конденсатопровод

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 пароконденсатной смеси диаметр дроссельной подпорной шайбы находится по уравнению [5]

$$d_{\text{ш}} = 0,89 \cdot \sqrt{\frac{D \left[ (1 - x_{\text{ш}}) \sqrt{v'} + \frac{x_{\text{ш}}}{\varepsilon} \sqrt{v''} \right]}{\mu \cdot \sqrt{\Delta P_{\text{ш}}}}}, \text{ мм,}$$

где  $D$  – расход пара, кг/ч;  $v'$ ,  $v''$  – удельный объем смеси конденсата и сухого насыщенного пара при давлении  $P_1$ , м<sup>3</sup>/кг;  
 $x_{\text{ш}} = (x + x_{\text{с}})$  – величина продувки цилиндров паром  $x$  с учетом самовскипания конденсата в шайбе,  $x_{\text{с}} = 0,01$ ;  $\mu$  – 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;  $\varepsilon$  – поправочный

коэффициент на расширение пара, который определяется по уравнению,

$$\varepsilon = \sqrt{\frac{P_1}{\Delta P_{\text{III}}} \cdot \frac{K}{K-1} \cdot \left[ \left( \frac{P_2}{P_1} \right)^{\frac{2}{K}} - \left( \frac{P_2}{P_1} \right)^{\frac{K+1}{K}} \right]},$$

где  $K = \frac{\lg\left(\frac{P_1}{P_2}\right)}{\lg\left(\frac{v_2}{v_1}\right)} = 1,06$  — условный показатель адиабаты.

Коэффициент расхода  $\mu$  определяется в зависимости от величины продувки  $X$  сушильных цилиндров паром,  $\mu = 0,8-1,0$ .

Термостатические сифонные конденсатоотводчики (рис. 2.31) применяют при рабочем давлении до 0,6 МПа.

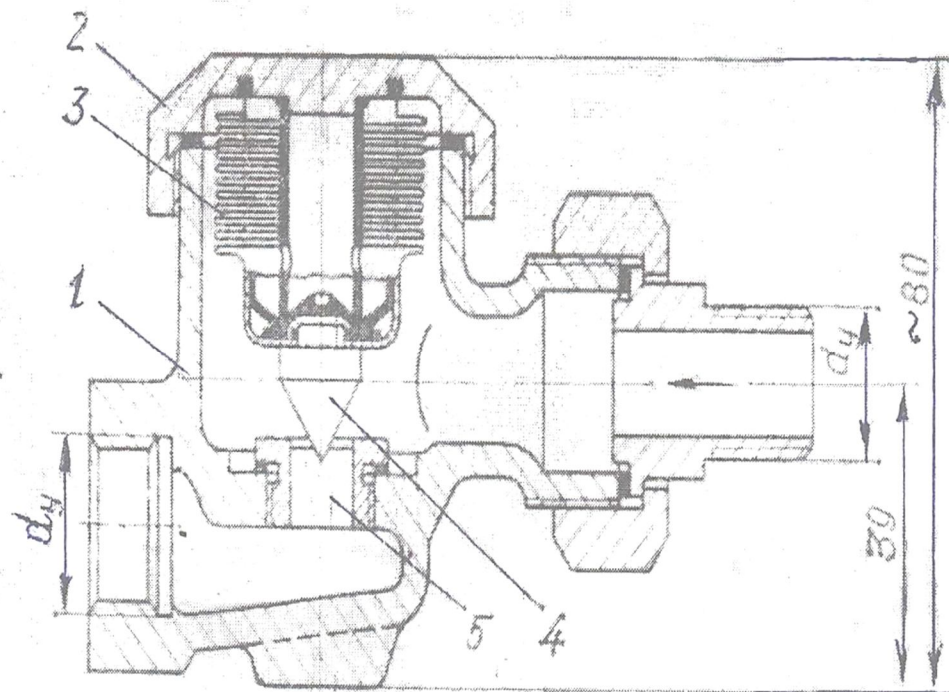


Рис. 2.31. Термостатический сифонный конденсатоотводчик:  
1 — корпус; 2 — крышка; 3 — сифон; 4 — клапан; 5 — седло клапана

Принцип действия термостатического конденсатоотводчика основан на использовании подвижного сильфона, который изготавливается из латуни в виде гармошки. Сильфон прикрепляется к крышке, а нижняя часть сильфона соединена с головкой клапана.

Пространство сильфона заполнено легкокипящей жидкостью из смеси этилового (25 %) и пропилового (75 %) спиртов.

При поступлении пара в конденсатоотводчик сильфон нагревается, спиртовая смесь вскипает и в сильфоне 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 сильфоне конденсируются, внутреннее давление паров в сильфоне снижается, гармошка сокращается и клапан открывается. Вследствие высокой чувствительности сильфона к изменению температуры, потери пара при удалении конденсата невелики.

Термостатические сильфонные конденсатоотводчики изготавливают двух размеров с проходными диаметрами отверстий 15 и 20 мм с пропускной способностью по конденсату до 1000 кг/ч.

Технические характеристики термостатических конденсатоотводчиков, представлены в табл.4 приложения П.3.

## **2.7. Теплообменные аппараты**

Теплообменные аппараты предназначены для передачи теплоты от одной рабочей среды к другой.

В пароконденсатных системах сушильных установок бумагоделательных и картоноделательных машин применяются следующие теплообменные аппараты:

- пароводяной теплообменник (ПВТ) для утилизации теплоты пара, удаляемого из последнего сепаратора № 3;
- водо-водяной теплообменник (ВВТ-1), устанавливаемый между сепараторами № 1 и 2. Он служит для снижения температуры конденсата со 122 до 80 °С;
- водо-водяной теплообменник (ВВТ-2), устанавливаемый на главном конденсатопроводе от машины (после конденсатного насоса) и предназначенный для охлаждения конденсата от 100 до 70 °С;
- калориферы системы вентиляции машин для дополнительного нагрева сушильного воздуха и воздуха общеобменной вентиляции;

- теплорекуперационные агрегаты системы вентиляции машин: теплоуловители первой (ТУ-1) и второй ступеней (ТУ-2). Они служат для утилизации теплоты паровоздушной смеси, удаляемой из-под колпака сушильной установки;
- скрубберы – третья ступень утилизации теплоты от паровоздушной смеси к воде.

Рассмотрим подробнее первые четыре теплообменника, а устройства для утилизации теплоты паровоздушной смеси рассмотрим в разделе «Расчет системы вентиляции сушильной установки и цеха».

Для каждого теплообменного аппарата необходимо выполнить тепловой, конструктивный и гидравлический расчеты, которые необходимы для выбора теплообменных аппаратов по приложениям П.5, П.7, П.8.

### 2.7.1. Пароводяной теплообменный аппарат (ПВТ)

На рис. 2.32 приведена конструкция горизонтального пароводяного теплообменного аппарата жесткого типа с прямыми стальными или латунными трубами. Основные их размеры приведены в приложении П.5.

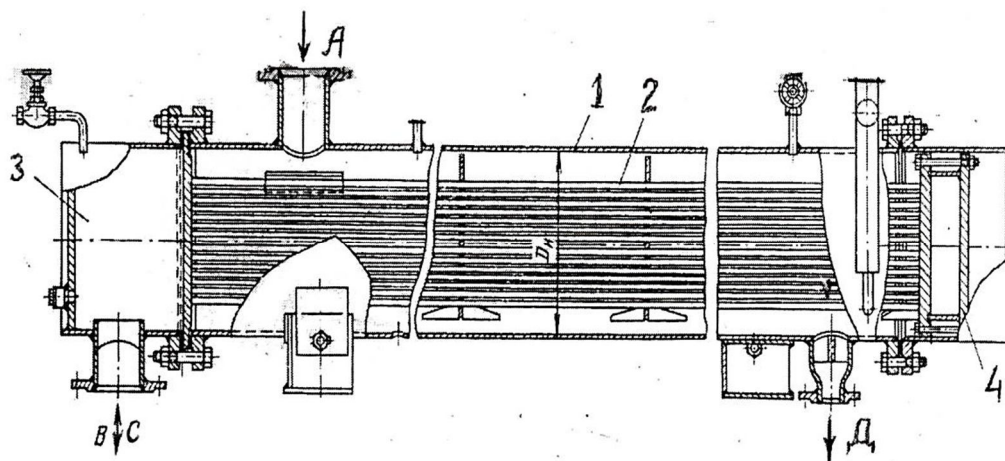


Рис. 2.32. Горизонтальный пароводяной теплообменник (ПВТ) с плоскими днищами по ОСТ 34-531–68:

*A* – вход пара; *B*, *C* – вход и выход воды; *D* – выход конденсата;  
*1* – корпус; *2* – трубный пучок; *3* – левая водяная камера с перегородкой; *4* – правая водяная камера

Корпуса этих теплообменников выполняются из стальных труб, а поверхность нагрева из латунных труб марки Л-68 диаметром 16×1 мм или из стальных труб диаметром 16×1,4 мм. Длина трубок – 3 м. Трубные решетки приварены к корпусу аппарата.

Греющий пар через патрубок *A* поступает в межтрубное пространство, где установлены направляющие перегородки и, конденсируясь, отдает свою теплоту парообразования через стенки труб к нагреваемой воде. Конденсат стекает по наружным стенкам трубок и через патрубок *D* удаляется из аппарата. Нагреваемая вода через патрубок *B* поступает в левую водяную камеру 3, проходит внутри трубок в правую водяную камеру 4, поворачивает на 180°, проходит по второй половине трубного пучка и через патрубок *C* выходит из аппарата.

Число ходов по стороне воды может быть I, II, IV. Для обеспечения многократного движения воды в водяных камерах устанавливаются разделительные перегородки.

### ***Тепловой расчет теплообменного аппарата***

Целью теплового расчета теплообменника является определение поверхности теплообмена и выбора стандартного теплообменного аппарата или выполнение в дальнейшем конструктивного расчета, необходимого для изготовления теплообменника силами предприятия.

Расчетная схема подключения пароводяного теплообменного аппарата представлена на рис. 2.33.

Уравнение теплопередачи теплообменного аппарата можно представить следующим образом

$$Q = K \cdot F \cdot \Delta t, \text{ Вт,}$$

где  $Q$  – количество передаваемой теплоты в аппарате;  $F$  – поверхность теплообмена;  $\Delta t$  – среднелогарифмический температурный напор.

Отсюда находится искомая поверхность нагрева аппарата, м<sup>2</sup>,

$$F = \frac{Q}{K \cdot \Delta t}. \quad (\text{a})$$

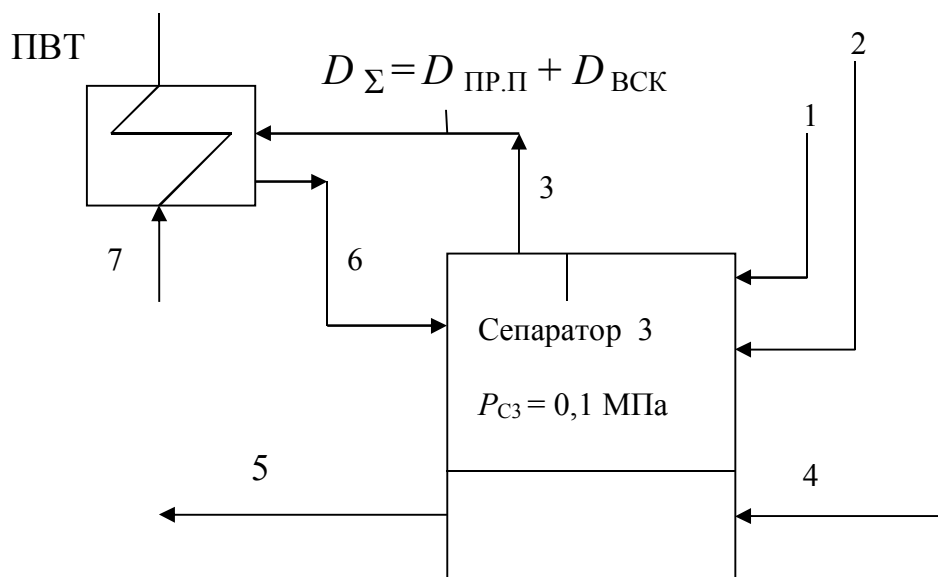


Рис. 2.33. Расчетная схема подключения пароводяного теплообменника (ПВТ):

1, 2 – подвод пароконденсатной смеси от последней паровой группы сушильных цилиндров в сепаратор № 3; 3 – отвод пролетного пара и паров вторичного вскипания от сепаратора № 3 к теплообменнику; 4 – подвод конденсата от сепаратора № 2; 5 – отвод конденсата от сепаратора № 3 к конденсатному насосу; 6 – слив конденсата от теплообменника в сепаратор № 3; 7 – подача охлаждающей воды на теплообменник

Тепловая нагрузка пароводяного теплообменника определяется из уравнения теплового баланса аппарата

$$Q = D_{\Sigma} (i'' - i') \eta = G_2 C_{P2} (t_2'' - t_2'),$$

где  $D_{\Sigma} = D_{ПР.П} + D_{ВСК}$  – суммарный расход пара на теплообменник, равный сумме расхода пролетного пара, затраченного на продувку цилиндров последней паровой группы, и расхода паров вторичного вскипания, образующихся в сепараторе № 3, кг/с;  $i''$ ,  $i'$  – энтальпия сухого насыщенного пара и конденсата при давлении пара в сепараторе № 3, кДж/кг;  $\eta$  – коэффициент использования теплоты,

который принимается равным  $\eta = 0,97-0,98$ ;  $G_2$  – расход нагреваемой воды, кг/с;  $C_{P2}$  – теплоемкость воды при ее средней температуре, кДж/(кг °С);  $t_2, t_2''$  – температура воды на входе и выходе из теплообменника, принимаются  $t_2 = 12$  °С и  $t_2'' = 52$  °С соответственно.

Расход пара на продувку  $D_{\text{пр.п}}$  цилиндров последней паровой группы принимается 5 – 10 % от расхода вторичного пара на эту группу  $D_3$ .

Расход паров вторичного вскипания  $D_{\text{вск}}$ , образующихся в сепараторе № 3, рассчитывается по уравнению

$$D_{\text{вск}} = \frac{i'_{P2} - i'_{P3}}{x_3 \cdot r_3} G_K,$$

где  $i'_{P2}, i'_{P3}$  – энтальпия конденсата при давлениях в паровых группах  $P_2$  и  $P_3$ , кДж/кг;  $r_3$  – теплота парообразования при давлении  $P_3$ , кДж/кг;  $x_3$  – степень сухости пара в сепараторе, принимаемая равной 0,95;  $G_K$  – расход конденсата в объеме сепаратора № 3, кг/ч.

Среднелогарифмический температурный напор высчитывается по уравнению

$$\Delta t_{\text{ср}} = \frac{t_2'' - t_2'}{t_{\text{н.п}} - t_2'} \ln \frac{t_{\text{н.п}} - t_2''}{t_{\text{н.п}} - t_2'}$$

где  $t_{\text{н.п}}$  – температура насыщенного пара при давлении  $P_3$ , °С.

Расход нагреваемой воды  $G_B$ , проходящей через теплообменник, определяется из уравнения

$$G_B = \frac{3600 \cdot Q}{C_{P2} (t''_2 - t'_2)}, \text{ кг/ч. } -$$

Коэффициент теплопередачи от пара к нагреваемой воде рассчитывается с учетом всех термических коэффициентов

$$K = \frac{1}{\frac{1}{\alpha_1^P} + \frac{\delta}{\lambda} + \frac{1}{\alpha_2^P}}, \frac{\text{Вт}}{\text{м}^2 \cdot ^\circ\text{С}}$$

где  $\alpha_1^P$  – расчетный коэффициент теплоотдачи при пленочной конденсации пара на наружной поверхности труб,  $\text{Вт}/(\text{м}^2 \cdot ^\circ\text{С})$ ;

$\delta$  – толщина стенки труб, м;  $\lambda$  – коэффициент теплопроводности материала труб,  $\text{Вт}/(\text{м} \cdot ^\circ\text{С})$ ;  $\alpha_2^P$  – коэффициент теплоотдачи от внутренней стенки труб к воде,  $\text{Вт}/(\text{м}^2 \cdot ^\circ\text{С})$ .

Коэффициент теплоотдачи при пленочной конденсации на наружной поверхности труб можно рассчитать по формуле Нуссельта:

$$\alpha_1 = C \cdot 4 \sqrt{\frac{\rho^2 \cdot \lambda^3 \cdot g \cdot r \cdot 10^3}{\mu \cdot L \cdot (t_{\text{н.п}} - t_{\text{с}})}}, \frac{\text{Вт}}{\text{м}^2 \cdot ^\circ\text{С}}$$

где  $C$  – коэффициент, учитывающий влияние расположения труб: для вертикальных труб  $C = 0,943$ , для горизонтальных –  $C = 0,728$ ;

$\rho_1$ ,  $\text{кг}/\text{м}^3$  – плотность пленки конденсата,  $\lambda_1$  – коэффициент теплопроводности пленки,  $\text{Вт}/(\text{м} \cdot ^\circ\text{С})$ ,  $\mu_1$  – динамическая вязкость пленки конденсата,  $\text{Па} \cdot \text{с}$ .  $g$  – ускорение свободного падения,  $\text{м}^2/\text{с}$ ;

$r$  – теплота парообразования,  $\text{кДж}/\text{кг}$ ;  $L$  – определяющий линейный размер, м: для вертикальных труб – их высота  $H$ , для горизонтальных – наружный диаметр  $d_{\text{н}}$ ;  $t_{\text{н.п}}$ ,  $t_{\text{с}}$  – температуры насыщенного пара при давлении  $P_3$  и стенки трубки,  $^\circ\text{С}$ .



Средняя температура воды определяется по формуле

$$t_{\text{в}}^{\text{ср}} = \frac{t_2'' + t_2'}{2}.$$

Температура стенки находится из выражения вида

$$t_{\text{с}} = \frac{t_{\text{н.п}} + t_{\text{в}}^{\text{ср}}}{2}.$$

Температура пленки конденсата рассчитывается по уравнению

$$t_{\text{пл}} = \frac{t_{\text{н.п}} + t_{\text{с}}}{2}.$$

По температуре пленки  $t_{\text{пл}}$  с помощью приложения П.6 определяются теплофизические величины для пленки конденсата  $\rho$ ,  $\mu$ ,  $\lambda$ ,  $\nu$ ,  $\alpha$ . Теплота парообразования  $r$  находится по приложению П.1 в зависимости от давления пара  $P_3$ .

С учетом различных факторов, снижающих теплообмен, расчетное значение коэффициента теплоотдачи от конденсирующегося пара к стенкам трубок определяется по формуле

$$\alpha_1^P = \varphi_1 \cdot \varphi_2 \cdot \alpha_1,$$

где  $\varphi_1$  – коэффициент, учитывающий влияние состояния поверхности труб и чистоты пара: для относительно чистого пара (из отборов турбин, редуционно-охладительных установок), принимается  $\varphi_1 = 0,8-0,85$ , для вторичного пара (после сепараторов, выпарных установок) –  $\varphi_1 = 0,6$ ;  $\varphi_2$  – коэффициент, учитывающий влияние наличия в паре неконденсирующихся газов (воздуха) и неравномерность обтекания потоком пара трубного пучка; принимается равным  $\varphi_2 = 0,6-0,8$ .

Коэффициент теплоотдачи от внутренней стенки трубы к воде  $\alpha_2$  рассчитывается по формуле конвективного теплообмена при скорости

движения воды  $\omega_2 = 1,5-2,5$  м/с (рекомендуется). При этих условиях режим течения воды внутри труб будет турбулентным и расчет  $\alpha_2$  производится по формуле Михеева [76]

$$\alpha_2 = 0,021 \cdot \frac{\lambda_2}{d_{\text{вн}}} \cdot \text{Re}^{0,8} \cdot \text{Pr}_{\text{П}}^{0,43} \cdot \left( \frac{\text{Pr}_{\text{П}}}{\text{Pr}_{\text{С}}} \right)^{0,25}, \frac{\text{Вт}}{\text{м}^2 \cdot ^\circ\text{С}},$$

где  $\text{Re} = \omega_2 \cdot d_{\text{вн}} / \nu$  – число Рейнольдса;  $\text{Pr}_{\text{П}} = \nu_2 / \alpha_2$  – число Прандтля; индекс П означает, что теплофизические величины для воды находятся при средней температуре потока  $t_2^{\text{CP}}$ , индекс С – при температуре стенки;  $\lambda_2$  – коэффициент теплопроводности воды, Вт/(м · °С);  $\nu_2$  – кинематическая вязкость для воды, м<sup>2</sup>/с;  $\alpha_2$  – коэффициент температуропроводности воды при ее средней температуре, м<sup>2</sup>/с;  $\omega_2$  – скорость потока воды, м/с;  $d_{\text{вн}}$  – внутренний диаметр труб, м.

Расчетный коэффициент теплоотдачи от внутренней стенки трубы к воде определяется из выражения

$$\alpha_2^P = \varphi_3 \cdot \alpha_2,$$

где  $\varphi_3$  – коэффициент, учитывающий образование слоя накипи на внутренней поверхности труб, принимается равным  $\varphi_3 = 0,75-0,85$ .

Требуемая поверхность теплообмена аппарата  $F$  определяется по формуле (а). Затем, по приложению П.5 подбирается стандартный теплообменный аппарат.

### ***Конструктивный расчет аппарата***

Целью конструктивного расчета является определение габаритных размеров теплообменника: диаметра корпуса, длины трубок, количество ходов по воде, количество трубок, а также определение диаметров патрубков для воды, пара и конденсата.

Для аппаратов с прямыми трубками количество трубок в одноходовом теплообменнике  $n_{1X}$  определяется из уравнения расхода

$$n_{1X} = \frac{4 \cdot G_2}{\pi \cdot d_B^2 \cdot \omega_2 \cdot \rho_2}.$$

Если число ходов в аппарате  $Z$ , то общее количество труб в трубной доске составит

$$m = n_{1X} \cdot Z.$$

При разбивке труб в трубной доске по вершинам равностороннего треугольника диаметр трубной доски составит:

$$D_{\text{тр}} = 1,05 \cdot t \sqrt{\frac{m}{\eta_{\text{тр}}}},$$

где  $t$  – шаг между трубками по диагонали,  $t = 2 d_H$ ;  $\eta$  – коэффициент заполнения трубной доски трубами: для двух ходов по воде – 0,8; четырех ходов – 0,7.

Высота труб в аппарате находится из выражения

$$H = \frac{F}{\pi \cdot d_H \cdot m},$$

где  $d_H$  – наружный диаметр труб.

Если расхождение полученной высоты  $H$  с ранее принятой высотой труб при выполнении теплового расчета составляет более 30 %, то расчет следует повторить и найти новые значения  $F$  и  $H$ . Соотношение высоты трубной части аппарата и диаметра корпуса аппарата рекомендуется обеспечивать  $H/D_{\text{тр}} = 2-4$ .

Диаметры патрубков для прохода рабочих сред (пара, конденсата и воды) рассчитываются по формуле

$$d = \sqrt{\frac{4 \cdot G}{3600 \cdot \pi \cdot \omega \cdot \rho}},$$

где  $G$  – расход рабочей среды, кг/ч;  $\omega$  – скорость среды, м/с;  $\rho$  – плотность теплоносителя, кг/м<sup>3</sup>.

Скорости движения воды, пара и конденсата принимаются в соответствии с табл. 2.1. По найденной величине диаметра  $d$  для каждой среды и по сортаменту подбираются стандартные трубы по приложению П.2.

### ***Гидравлический расчет пароводяного теплообменного аппарата***

Общие потери напора при движении воды в трубном пространстве определяются по уравнению

$$\Delta P_{02} = \Delta P_{\text{ТР}} + \Delta P_{\text{М}}, \text{ Па.}$$

Потери напора на трение по стороне нагреваемой воды, движущейся внутри труб, определяются по уравнению Дарси

$$\Delta P_{\text{ТР}} = \xi \cdot \frac{\ell \cdot Z}{d_{\text{ВН}}} \cdot \frac{\rho_2 \cdot \omega_2^2}{2}, \text{ Па.}$$

Здесь  $\ell$  – длина труб в одном ходу;  $Z$  – число ходов по воде;  $d_{\text{ВН}}$  – внутренний диаметр труб;  $\rho_2$  – плотность воды при ее средней температуре;  $\omega_2 = 2,0$  м/с – скорость движения воды в трубном пространстве;  $\xi$  – коэффициент сопротивления трения, определяемый по уравнению Никурадзе,

$$\xi = 0,032 + \frac{0,221}{\text{Re}^{0,237}}.$$

Здесь  $\text{Re} = \frac{\omega_2 \cdot d_{\text{ВН}}}{\nu_2}$  – число Рейнольдса.

Потери напора на местные сопротивления по стороне движения воды определяются по формуле Вейсбаха

$$\Delta P_M = \sum \psi_i \cdot \frac{\rho_2 \cdot \omega_2^2}{2}, \text{ Па.}$$

Коэффициенты местных сопротивлений по стороне движения воды в трубах следующие:

вход в водяную камеру	$\psi_1 = 1,5;$
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	$\psi_5 = 1,5;$
Итого:	$\sum \psi_i.$

Затраты мощности на перекачку воды

$$N_2 = \frac{G_2 \cdot \Delta P_{02}}{3600 \cdot \rho_2 \cdot \eta_H}, \text{ Вт.}$$

Здесь  $\eta_H = 0,7$  – коэффициент полезного действия водяного насоса.

### 2.7.2. Водно-водяной теплообменник (ВВТ)

В пароконденсатных системах сушильных установок БДМ и КДМ для утилизации теплоты конденсата широко используются горизонтальные секционные водо-водяные трубчатые теплообменные аппараты (ВВТ), конструкция которых представлена на рис. 2.34.

Конструктивные характеристики этих теплообменников приведены в приложении П.7.

Секция теплообменника состоит из цилиндрического корпуса, выполненного из стальной трубы, внутри корпуса расположена поверхность теплообмена из латунных трубок марки Л-68 диаметром 16×14 мм, длиной 2 или 4 м, завальцованных в трубных досках. Теплообменник выполнен жесткой конструкции. Трубные решетки

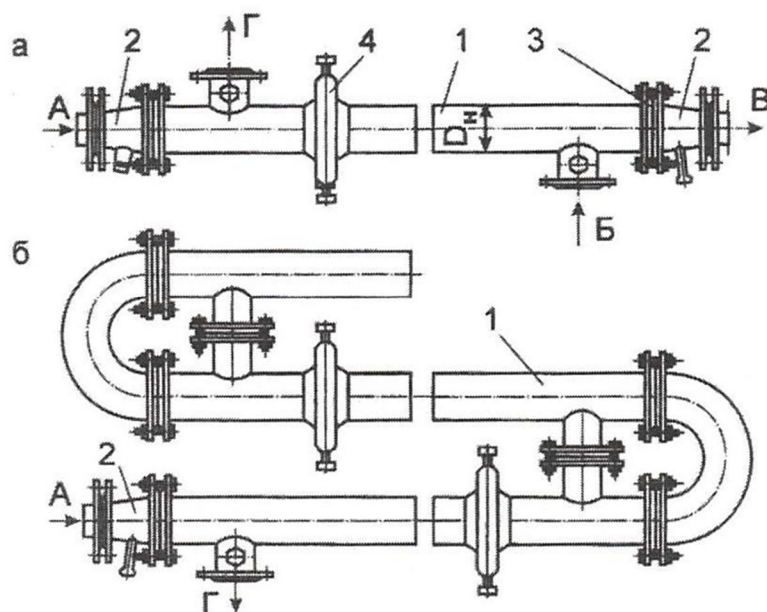


Рис. 2.34. Горизонтальный секционный водо-водяной теплообменник с линзовыми компенсаторами:

а – одна секция; б – схема сборки многосекционного теплообменника; А, Б – вход нагреваемой воды и конденсата; В, Г – выход нагреваемой воды и конденсата; 1 – корпус; 2 – входной и выходной переходы; 3 – трубная решетка; 4 – линзовый компенсатор

приварены к корпусу аппарата. Для устранения температурных расширений на корпусе аппарата установлены линзовые компенсаторы.

Нагреваемая вода поступает через патрубок А, проходит внутри трубок последовательно все секции аппарата. Греющая среда – конденсат поступает через патрубок Б в межтрубное пространство пучка и движется противоток. Число секций определяется расчетом. Число трубок в секции аппарата от 7 до 140, что соответствует диаметрам корпуса секции от 83 до 309 мм, поверхности теплообмена от 1,32 до 26,4 м<sup>2</sup>. Рабочее давление в трубках до 1 МПа, в корпусе – до 0,6 МПа.

### ***Тепловой расчет водо-водяного теплообменника***

Расчетная схема подключения пароводяного теплообменного аппарата представлена на рис. 2.35.

Средняя температура конденсата

$$t_1^{\text{CP}} = \frac{t_1' + t_1''}{2}, \text{ } ^\circ\text{C};$$

средняя температура нагреваемой воды

$$t_2^{\text{CP}} = \frac{t_2' + t_2''}{2}, \text{ } ^\circ\text{C};$$

средняя температура стенки трубы

$$t_c^{\text{CP}} = \frac{t_1^{\text{CP}} + t_2^{\text{CP}}}{2}, \text{ } ^\circ\text{C}.$$

При выполнении прямого теплового расчета водо-водяного теплообменника уравнение теплового баланса записывается в виде

$$Q = G_1 \cdot C_{P1} \cdot (t_1' - t_1'') \cdot \eta = G_2 \cdot C_{P2} \cdot (t_2'' - t_2'),$$

где  $Q$  – тепловая нагрузка аппарата, Вт;  $G_1, G_2$  – массовый расход греющего конденсата и нагреваемой воды, кг/с;  $C_{P1}, C_{P2}$  – теплоемкости конденсата и воды, Дж/(кг · °C);  $t_1', t_1''$  и  $t_2', t_2''$  – температуры конденсата и воды на входе и выходе из теплообменника, °C;  $\eta$  – коэффициент использования, учитывающий потери теплоты в окружающую среду, принимается  $\eta = 0,98$ .

Отсюда определяется расход охлаждающей воды, кг/с,

$$G_2 = \frac{G_1 \cdot C_{P1} (t_1' - t_1'')}{C_{P2} (t_2'' - t_2')}.$$

Температурный напор рассчитывается по общепринятой методике в соответствии со схемой движения рабочих сред.

Для противотока можно записать:

$$\Delta t_0 = t_1'' - t_2'; \quad \Delta t_M = t_1' - t_2''.$$

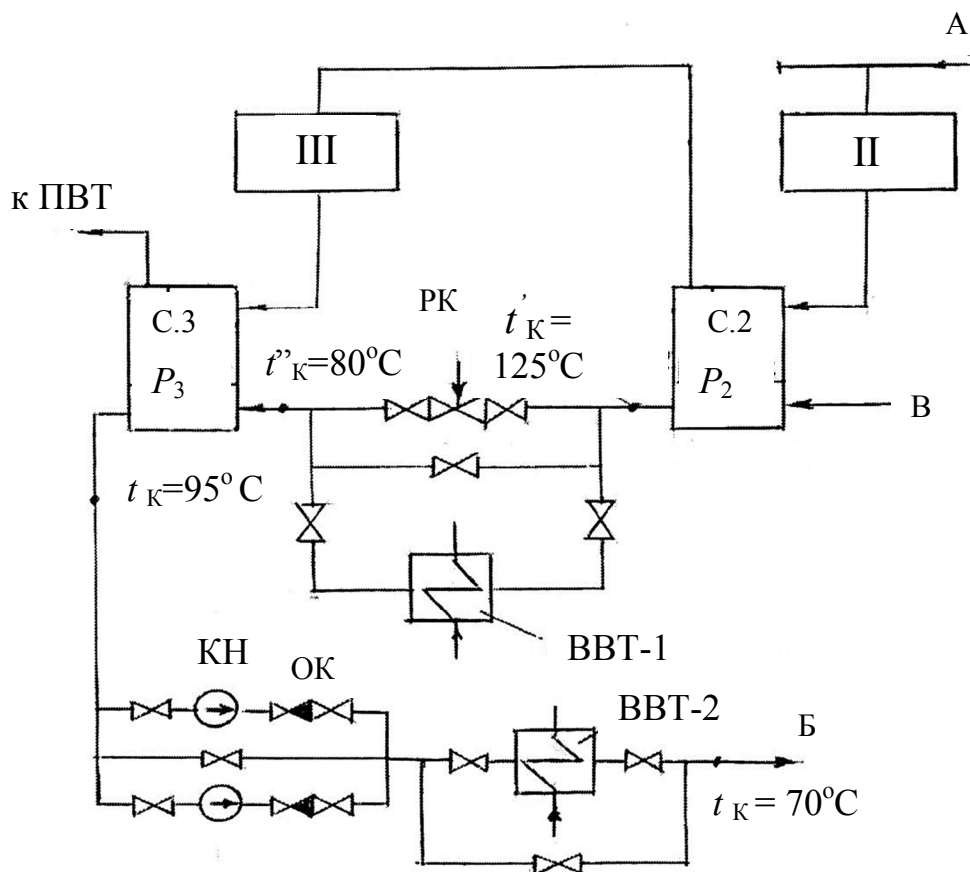


Рис. 2.35. Расчетная схема подключения водо-водяных теплообменных аппаратов ВВТ-1 и ВВТ-2:

ВВТ-1, ВВТ-2 – водо-водяные теплообменники для охлаждения конденсата; ПВТ – пароводяной теплообменник; II, III – вторая и третья паровые группы сушильных цилиндров; С.2, С.3 – сепараторы №2 и №3; РК – регулирующий клапан; ОК – обратный клапан; КН – конденсатный насос; А – подвод насыщенного пара ко второй паровой группе; Б – отвод конденсата от машины; В – подвод конденсата от первого сепаратора во второй;  $t_{\text{к}}$  – температура конденсата

При  $\Delta t_{\text{б}}/\Delta t_{\text{м}} \geq 0,6$  средний температурный напор рассчитывается как среднеарифметическое значение, т. е.

$$\Delta t_{\text{ср}} = \frac{\Delta t_{\text{б}} + \Delta t_{\text{м}}}{2}, \text{ } ^\circ\text{C}.$$



При  $\Delta t_{\delta} / \Delta t_{\mathcal{M}} < 0,6$  средний температурный напор рассчитывается как среднелогарифмическое значение, т. е.

$$\Delta t_{\text{ср}} = \frac{\Delta t_{\delta} - \Delta t_{\mathcal{M}}}{\ln \left( \frac{\Delta t_{\delta}}{\Delta t_{\mathcal{M}}} \right)}, \text{ } ^{\circ}\text{C}.$$

Коэффициент теплопередачи в общем случае рассчитывается с учетом всех термических сопротивлений

$$K = \frac{1}{\frac{1}{\alpha_1} + \frac{\delta}{\lambda} + \frac{1}{\alpha_2}}, \frac{\text{Вт}}{\text{м}^2 \cdot \text{ } ^{\circ}\text{C}},$$

где  $\alpha_1$  – коэффициент теплоотдачи от конденсата к наружной поверхности труб, Вт/(м<sup>2</sup>·°C);  $\delta$  – толщина стенки труб, м;  $\lambda$  – коэффициент теплопроводности материала труб, Вт/(м·°C);  $\alpha_2$  – коэффициент теплоотдачи от внутренней стенки трубы к воде, Вт/(м<sup>2</sup>·°C).

Влияние загрязнений и неполноты обтекания потоками поверхности теплообмена учитываются поправочным коэффициентом  $\varphi$ , равным 0,7–0,8,

$$K_p = \varphi \cdot K.$$

Частные значения коэффициентов теплоотдачи  $\alpha_1$  и  $\alpha_2$  рассчитываются по соответствующим критериальным зависимостям конвективного теплообмена.

Коэффициент теплоотдачи  $\alpha_1$  при движении конденсата в межтрубном пространстве рассчитывается по формуле конвективного теплообмена при рекомендуемой скорости движения конденсата

$\omega_1 = 0,4\text{--}1,0$  м/с. При такой скорости режим течения конденсата в межтрубном пространстве аппарата будет турбулентным и расчет производится по формуле Михеева [76]

$$\alpha_1 = 0,021 \cdot \frac{\lambda_1}{d_{\text{Э}}} \cdot \text{Re}^{0,8} \cdot \text{Pr}_{\text{П}}^{0,43} \left( \frac{\text{Pr}_{\text{П}}}{\text{Pr}_{\text{С}}} \right)^{0,25}, \frac{\text{Вт}}{\text{м}^2 \cdot \text{°C}},$$

где  $\text{Re} = \omega_1 \cdot d_{\text{Э}} / \nu_1$  – число Рейнольдса;  $\text{Pr}_{\text{П}} = \nu_1 / \alpha_1$  – число Прандтля; индекс П означает, что теплофизические величины для конденсата находятся при средней температуре потока  $t_1^{\text{CP}}$ , индекс С – при температуре стенки;  $\lambda_1$  – коэффициент теплопроводности конденсата, Вт/(м · °С);  $\nu_1$  – кинематическая вязкость для конденсата, м<sup>2</sup>/с;  $\alpha_1$  – коэффициент температуропроводности конденсата при его средней температуре, м<sup>2</sup>/с;  $\omega_1$  – скорость потока конденсата в межтрубном пространстве, м/с;  $d_{\text{Э}}$  – эквивалентный диаметр аппарата, м.

Эквивалентный диаметр труб по стороне охлаждаемого конденсата находится из выражения

$$d_{\text{Э}} = \frac{4 \cdot f_1}{\Pi}, \text{ м},$$

где  $f_1$  – проходное сечение межтрубного пространства;  $\Pi$  – смоченный периметр,  $\Pi = \pi \cdot d_{\text{Н}} \cdot n$ ;  $d_{\text{Н}}$  – наружный диаметр труб, м;  $n$  – число труб в теплообменнике.

Проходное сечение межтрубного пространства, в котором движется конденсат, находится из уравнения

$$f_1 = \frac{\pi \cdot D_{\text{В}}^2}{4} - n \frac{\pi \cdot d_{\text{Н}}^2}{4},$$

где  $D_{\text{В}}$  – внутренний диаметр корпуса теплообменника, м.

Средняя температура охлаждаемого конденсата

$$t_1^{\text{CP}} = \frac{t_1' + t_1''}{2}, \text{°C};$$

средняя температура нагреваемой воды

$$t_2^{CP} = \frac{t_2' + t_2''}{2}, \text{ } ^\circ\text{C};$$

средняя температура стенки трубы

$$t_C^{CP} = \frac{t_1^{CP} + t_2^{CP}}{2}, \text{ } ^\circ\text{C}.$$

Коэффициент теплоотдачи от внутренних стенок трубок к нагреваемой воде  $\alpha_2$  рассчитывается по формуле конвективного теплообмена. При рекомендуемой скорости движения воды внутри труб равной  $\omega_2 = 1,5\text{--}2,5$  м/с режим течения будет турбулентным, и расчет производится по критериальной зависимости

$$\alpha_2 = 0,021 \cdot \frac{\lambda_2}{d_{\text{ВН}}} \cdot \text{Re}^{0,8} \cdot \text{Pr}_{\text{П}}^{0,43} \left( \frac{\text{Pr}_{\text{П}}}{\text{Pr}_{\text{С}}} \right)^{0,25}, \frac{\text{Вт}}{\text{м}^2 \cdot \text{ } ^\circ\text{C}},$$

где  $\text{Re} = \omega_2 \cdot d_{\text{ВН}} / \nu_2$  – число Рейнольдса;  $\text{Pr}_{\text{П}} = \nu_2 / \alpha_2$  – число Прандтля; индекс П означает, что теплофизические величины для воды находятся при средней температуре потока  $t_2^{CP}$ , индекс С – при температуре стенки;  $\lambda_2$  – коэффициент теплопроводности воды, Вт/(м · °С);  $\nu_2$  – кинематическая вязкость для воды м<sup>2</sup>/с;  $\alpha_2$  – коэффициент температуропроводности воды при ее средней температуре, м<sup>2</sup>/с;  $\omega_2$  – скорость потока воды, м/с;  $d_{\text{ВН}}$  – внутренний диаметр труб, м.

Поверхность нагрева теплообменного аппарата определяется по уравнению

$$F = \frac{Q}{K_p \cdot \Delta t}, \text{ м}^2.$$

По поверхности теплообмена с помощью табл. 1 или 2 приложения П.7 выбираем стандартный теплообменник, для которого известны диаметр корпуса  $D_K$ , количество трубок в пучке, живое сечение

трубного пучка для движения воды  $f_2$  и межтрубного пространства для движения конденсата  $f_1$ .

Далее производится конструктивный расчет теплообменника.

### ***Конструктивный расчет водо-водяного теплообменника***

Из уравнения расхода воды необходимое число секций теплообменника, включенных параллельно, определяется из выражения

$$n_2 = \frac{G_2}{3600 \cdot \omega_2 \cdot f_2 \cdot \rho_2},$$

где  $\rho_2$  – плотность воды при средней температуре  $t_2^{CP}$ , определяемая по таблице приложения П.6.

Общая длина трубок теплообменника определяется по величине поверхности нагрева

$$L = \frac{F}{n \cdot \pi \cdot d_H}, \text{ м.}$$

При принятой длине одной секции  $\ell = 2$  м общее количество последовательно включенных секций составит

$$m = \frac{L}{\ell}.$$

Диаметр патрубка для подвода и отвода конденсата, м,

$$d_k = \sqrt{\frac{4 \cdot G_1}{3600 \cdot n_1 \cdot \pi \cdot \omega_1 \cdot \rho_1}},$$

где  $n_1$  – число параллельно включенных секций;  $\omega_1 = 0,7$  м/с – рекомендуемая скорость движения конденсата в подводящих и

отводящих патрубках;  $\rho_1$  – плотность конденсата при его средней температуре, определяемая по таблице приложения П. 6.

Далее выбираем стандартную трубу с условным диаметром  $D_y$ , мм, по приложению П. 2.

Диаметр патрубка для подвода и отвода воды, м,

$$d_{\text{в}} = \sqrt{\frac{4 \cdot G_2}{3600 \cdot n_1 \cdot \pi \cdot \omega_2 \cdot \rho_2}},$$

где  $\omega_2 = 2$  м/с – рекомендуемая скорость движения воды в подводящих и отводящих патрубках;  $\rho_2$  – плотность воды при ее средней температуре воды, определяемая по таблице приложения П.6.

Далее выбираем стандартную трубу с условным диаметром  $D_y$ , мм, по приложению П.2.

### *Гидравлический расчет*

Гидравлический расчет теплообменника выполняется как по стороне конденсата, так и по стороне воды.

Общие потери напора при движении конденсата в межтрубном пространстве определяются по уравнению

$$\Delta P_{01} = \Delta P_{\text{тр}} + \Delta P_{\text{м}}, \text{ Па.}$$

Потери напора на трение по стороне конденсата определяются по уравнению Дарси

$$\Delta P_{\text{тр}} = \xi \cdot \frac{\ell \cdot m}{d_{\text{э}}} \cdot \frac{\rho_1 \cdot \omega_1^2}{2}, \text{ Па.}$$

Здесь  $\ell$  – длина одной секции;  $m$  – число последовательно соединенных секций;  $d_{\text{э}}$  – эквивалентный диаметр;  $\rho_1$  – плотность конденсата при его средней температуре;  $\omega_1 = 0,7$  м/с – скорость движения конденсата в межтрубном пространстве;  $\xi$  – коэффициент сопротивления трения, определяемый по уравнению Блазиуса,

$$\xi = \frac{0,3164}{\text{Re}^{0,25}}$$

Здесь  $\text{Re} = \frac{\omega_1 \cdot d_{\text{Э}}}{\nu_1}$  – число Рейнольдса.

Потери напора на местные сопротивления по стороне движения конденсата определяются по формуле Вейсбаха

$$\Delta P_{\text{М}} = \sum \psi_i \cdot \frac{\rho_1 \cdot \omega_1^2}{2}, \text{ Па.}$$

Коэффициенты местных сопротивлений по стороне движения конденсата следующие:

вход в межтрубное пространство  $m \cdot \psi_1 = m \cdot 1,5;$

выход из межтрубного пространства  $m \cdot \psi_2 = m \cdot 1,5;;$

переход из одной секции в другую

в межтрубном пространстве  $(m - 1) \cdot \psi_3 = (m - 1) \cdot 2,5.$

Итого:  $\sum \psi_i.$

Затраты мощности на перекачку конденсата

$$N_1 = \frac{G_1 \cdot \Delta P_{01}}{3600 \cdot \rho_1 \cdot \eta_{\text{Н}}}, \text{ Вт.}$$

Здесь  $\eta_{\text{Н}} = 0,7$  – коэффициент полезного действия конденсатного насоса.

Общие потери напора при движении воды в трубном пространстве определяются по уравнению

$$\Delta P_{02} = \Delta P_{\text{ТР}} + \Delta P_{\text{М}}, \text{ Па.}$$

Потери напора на трение по стороне воды определяются по уравнению Дарси

$$\Delta P_{\text{ТР}} = \xi \cdot \frac{\ell \cdot m}{d_{\text{ВН}}} \cdot \frac{\rho_2 \cdot \omega_2^2}{2}, \text{ Па}$$

Здесь  $\ell$  – длина одной секции;  $m$  – число последовательно соединенных секций;  $d_{\text{ВН}}$  – внутренний диаметр труб;  $\rho_2$  –

плотность воды при ее средней температуре;  $\omega_2 = 2$  м/с – скорость движения воды в трубном пространстве;  $\xi$  – коэффициент сопротивления трения, определяемый по уравнению Блазиуса,

$$\xi = \frac{0,3164}{\text{Re}^{0,25}}.$$

Здесь  $\text{Re} = \frac{\omega_2 \cdot d_{\text{вн}}}{\nu_2}$  – число Рейнольдса.

Потери напора на местные сопротивления по стороне движения воды определяются по формуле Вейсбаха

$$\Delta P_{\text{м}} = \sum \psi_i \cdot \frac{\rho_2 \cdot \omega_2^2}{2}, \text{ Па.}$$

Коэффициенты местных сопротивлений по стороне движения воды в трубах следующие:

вход в трубы  $m \cdot \psi_1 = m \cdot 1,5;$

выход из труб  $m \cdot \psi_2 = m \cdot 1,5;$

поворот на  $180^\circ$  между последовательно

включенными секциями  $(m - 1) \cdot \psi_3 = (m - 1) \cdot 2,5.$

Итого:  $\sum \psi_i.$

Затраты мощности на перекачку воды

$$N_2 = \frac{G_2 \cdot \Delta P_{02}}{3600 \cdot \rho_2 \cdot \eta_{\text{н}}}, \text{ Вт.}$$

Здесь  $\eta_{\text{н}} = 0,7$  – коэффициент полезного действия водяного насоса.

### 2.7.3. 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 больший 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. 2.36.

В соответствии со схемой 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 с пролетным паром поступает 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.

Примеры конструкций ребренных калориферов, применяемых в системах вентиляции, приведены на рис. 2.37.

Технические характеристики калориферов трех моделей: КП 2, КП 3, КП 4 Костромского завода вентиляционно-отопительного и энергосберегающего оборудования представлены в табл. 1,2,3 приложения П.8.



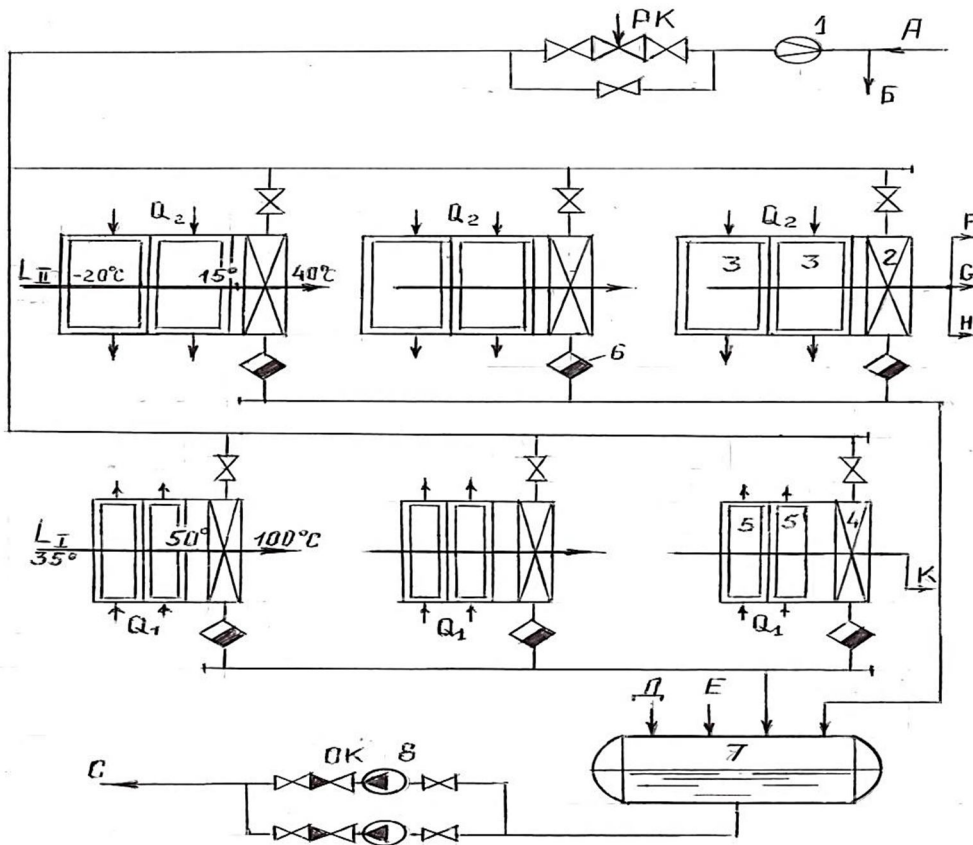


Рис. 2.36. Схема установки калориферов в системе вентиляции высокоскоростной бумагоделательной машины:

$A$  – подача пара на калориферы;  $B$  – подача пара на паровые группы сушильных цилиндров;  $C$  – отвод конденсата от машины в котельную;  $D$  – поступление пара с паровых групп сушильных цилиндров;  $E$  – слив конденсата с бойлеров;  $L_I$  – подача воздуха на сушку;  $L_{II}$  – подача воздуха на общеобменную вентиляцию цеха;  $F$  – подача воздуха под 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 теплорекуперационном теплообменнике;  $3$  – теплорекуперационный теплоуловитель второй ступени;  $4$  – калорифер после первой ступени утилизации теплоты в теплорекуперационном теплообменнике;  $5$  – теплорекуперационный теплоуловитель первой ступени;  $6$  – конденсатоотводчик;  $7$  – бак сбора конденсата;  $8$  – конденсатный насос; РК – регулирующий клапан; ОК – обратный клапан

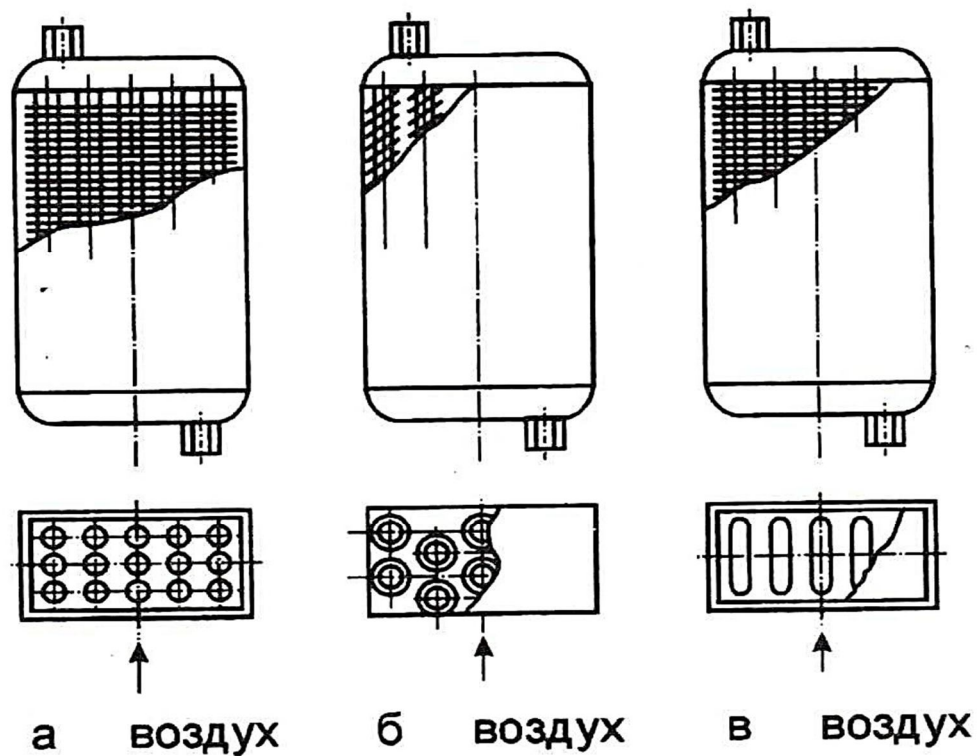


Рис. 2.37. Конструкции калориферов:

*а* – оребренные сплошными пластинами на круглых трубах;

*б* – оребренные навивной лентой;

*в* – оребренные сплошными пластинами на плоских трубах

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 КП 2, КП 3, КП 4 имеют соответственно два, три и четыре ряда теплопередающих элементов. Элемент теплопередающей поверхности состоит из двух трубок, насаженных друг на друга: внутренней стальной трубки диаметром  $16 \times 1,2$  мм и наружной – алюминиевой трубки с накатанным на ней оребрением.

Практически возможно их одновременное параллельное и последовательное соединение (рис. 2.38).

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

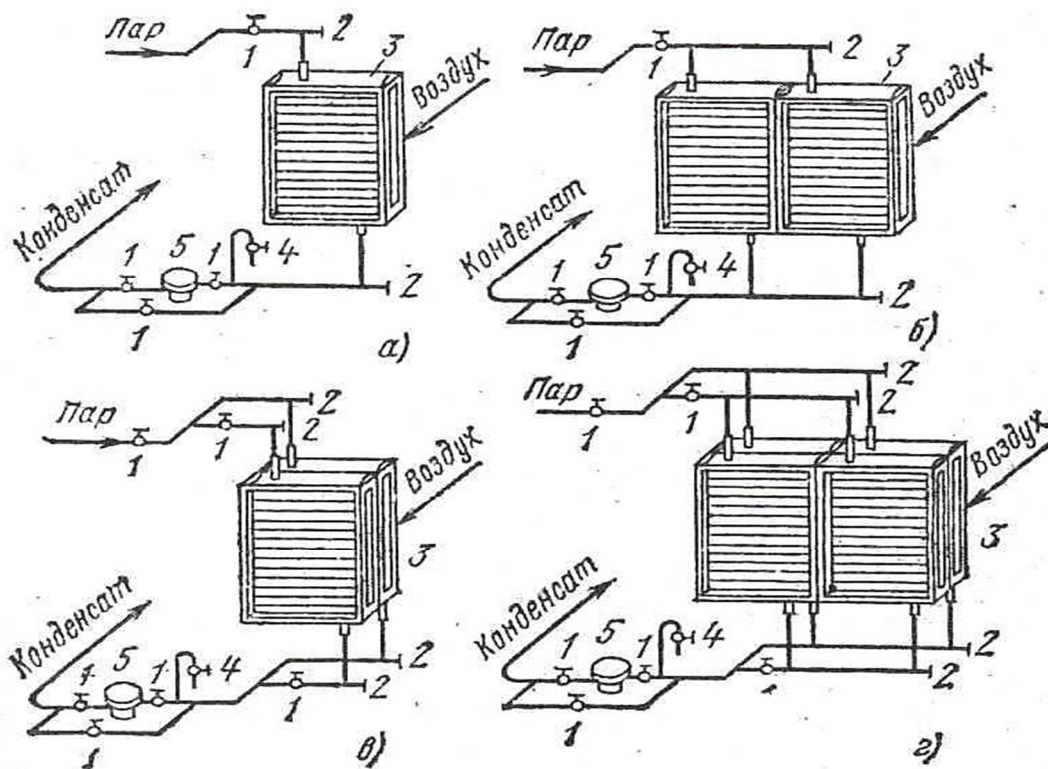


Рис.2.38. Схемы подключения калориферов к паровой сети:  
*а* – одного; *б* – двух, установленных параллельно по воздуху; *в* – двух, установленных последовательно по воздуху; *г* – четырех, установленных одновременно параллельно и последовательно по воздуху; *1* – вентили; *2* – тройники с пробкой; *3* – калориферы; *4* – воздушные краны; *5* – конденсатоотводчики

конденсат с температурой 130–150°C. Выбор типоразмера калорифера для получения необходимой температуры сушильного и вентиляционного воздуха производится на основе теплового расчета системы вентиляции.

Поверхность теплообмена калориферов  $H_K$  рассчитывается по уравнению теплопередачи

$$H_K = \frac{Q_K}{K \cdot \Delta t},$$

где  $Q_K$  – теплопроизводительность калорифера, кДж/ч;  $K$  – коэффициент теплопередачи от пара к воздуху, Вт/(м<sup>2</sup>·°C);  $\Delta t$  – среднелогарифмический температурный напор, °C.

Теплопроизводительность калорифера определяется из уравнения теплового баланса теплообменного аппарата

$$Q_K = D (i'' - i') \eta = G_B \cdot c_{pB} (t_B'' - t_B'), \text{ кДж/с},$$

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;  $\eta$  – коэффициент использования теплоты, принимается 0,97–0,98;  $C_{pB}$  – теплоемкость воздуха при постоянном давлении, кДж/(кг·°C);  $t_B'$ ,  $t_B''$  – температура воздуха на входе и выходе из калорифера, °C.

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

$$D = \frac{Q_K}{(i'' - i') \eta}.$$

Среднелогарифмический температурный напор, °C, вычисляется по уравнению

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

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

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

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

Меньший температурный напор  $\Delta t_M$  представляет разность между температурой насыщенного пара  $t_{Н.П}$  при соответствующем давлении и температурой воздуха на выходе из калорифера  $t''_{В2}$

$$\Delta t_M = t_{Н.П} - t''_{В2}.$$

В условиях противотока движения сред при использовании в качестве теплоносителя охлаждаемой воды (или конденсата) один из температурных напоров  $\Delta t_{\sigma}$  рассчитывают как разность температур воды (или конденсата) на входе  $t'_{В1}$  и воздуха на выходе из калорифера  $t''_{В2}$ , т. е.

$$\Delta t_{\sigma} = t'_{В1} - t''_{В2},$$

а другой температурный напор  $\Delta t_M$  — между температурой воды на выходе  $t''_{В1}$  и воздуха на входе в калорифер  $t'_{В2}$ , т. е.

$$\Delta t_M = t''_{В1} - t'_{В2}.$$

Коэффициент теплопередачи  $K$  определяется в зависимости от массовой скорости воздуха  $(\omega \cdot \rho)$ , кг/(м<sup>2</sup>·с). Для оребренных, пластинчатых калориферов массовая скорость воздуха принимается

$$(\omega \cdot \rho) = (3-5) \text{ кг/(м}^2 \cdot \text{с)}.$$

При проектировании калорифера новой конструкции массовая скорость воздуха принимается равной

$$(\omega \cdot \rho) = (7-12) \text{ кг/(м}^2 \cdot \text{с)}.$$

Коэффициент теплопередачи рассчитывается по формуле

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

Значения опытных коэффициентов  $\alpha$  (числитель) 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- 01VЗ – КПС-12- 01VЗ	17,56/0,405...
КПБ-10- 01VЗ – КПБ-12- 01VЗ	16,50/0,405

Живое сечение для прохода воздуха

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

где  $L_{\text{с.в}}$  – массовый расход воздуха через калориферную установку, кг/ч;  $(\omega \cdot \rho)$  – массовая скорость воздуха, кг/(м<sup>2</sup>·с).

Число параллельно включенных калориферов

$$n = f_{\text{ж.с}} / f_{\text{ж.с}}^{\text{К}},$$

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

## 2. 8. Конденсатные насосы

В системах теплоснабжения бумагоделательных и картоноделательных машин хорошо зарекомендовали себя при их эксплуатации вертикальные многоступенчатые центробежные конденсатные насосы типа CR и CRE фирмы «Grundfos».

Конденсатные насосы данного типа (рис. 2.39) являются высокоэффективными, мощными, надежными, бесшумными и компактными насосными агрегатами с электронным регулированием частоты вращения. Цены на насосы ниже рыночных. Они хорошо работают при температуре конденсата до 120°С. Такие насосы используются для перекачки основного конденсата от машин к бакам-сборникам конденсата. Кроме того, они успешно работают как водяные насосы, прокачивающие охлаждающую воду через

пароводяной теплообменный аппарат (ПВТ) и два водо-водяных теплообменных аппарата (ВВТ-1 и ВВТ-2).

Конденсатные насосы фирмы «Grundfos» работают в широком диапазоне производительностей от 0,8 до 200 м<sup>3</sup>/ч и напоре от 20 до 220 м вод. ст. с высоким КПД до 80 %.

В то же время, отечественные конденсатные насосы типа Кс 12-50, Кс 20-50 выпускаются с производительностью только 12 м<sup>3</sup>/ч и более, что является неприемлемым решением при работе сушильных частей бумагоделательных и картоноделательных машин малой и средней производительности. Такие конденсатные насосы имеют большую производительность и работают периодически.

На рис. 2.40 и 2.41 представлены сводные графики характеристик для выбора конденсатных насосов типа CR и CRE фирмы «Grundfos». Заказать насосы такого типа можно в компании «Единый сервисный Центр» в Москве, Санкт-Петербурге и других городах России. Часто приходилось заказывать насосы типа CR5-7 (рис. 2.42), характеристика которого приведена на рис. 2.43. Насосы типа CRE применяются для повышенного давления конденсата. Например, их можно использовать для редуционно-охлаждающих устройств (РОУ) и охлаждающих устройств (ОУ), питания паровых котлов. Буква Е в маркировке данного оборудования, обозначает, что эти установки относятся к так называемой серии «Е-насосов», то есть снабжены электродвигателями с электронной регулировкой частоты вращения.

*Насос типа CR (или CRN)* представляет собой вертикальный многоступенчатый центробежный насос с нормальным всасыванием, со стандартным электродвигателем фирмы «Grundfos». Насос состоит из основания и головной части. Промежуточные камеры и цилиндрический кожух соединены между собой, а также с основанием и головной частью насоса при помощи стяжных болтов. В основании имеются соосно расположенные всасывающий и напорный патрубки. Номенклатура насосов включает 13 типоразмеров с различным значением расхода, несколько сотен типоразмеров с различными значениями давления. Все насосы оснащены торцевым уплотнением вала, не требующим технического обслуживания

*Насосы CRE, CRNE* созданы на основе насосов CR, CRN и принадлежат к семейству «Е-насосов».





Рис. 2.39. Насосы типа CR, CRN

Отличительной особенностью этого типа насосов являются электродвигатели с частотным регулированием скорости вращения.

Насосы с частотным регулированием рекомендуется выбирать, если требуется:

- контроль производительности в зависимости от параметров потребления;
- поддержание постоянного давления;
- диспетчеризация;

Преимущества применения насосов с частотным регулированием:

- энергосбережение;
- удобная эксплуатация;
- возможность изменения рабочих характеристик и контроль производительности.



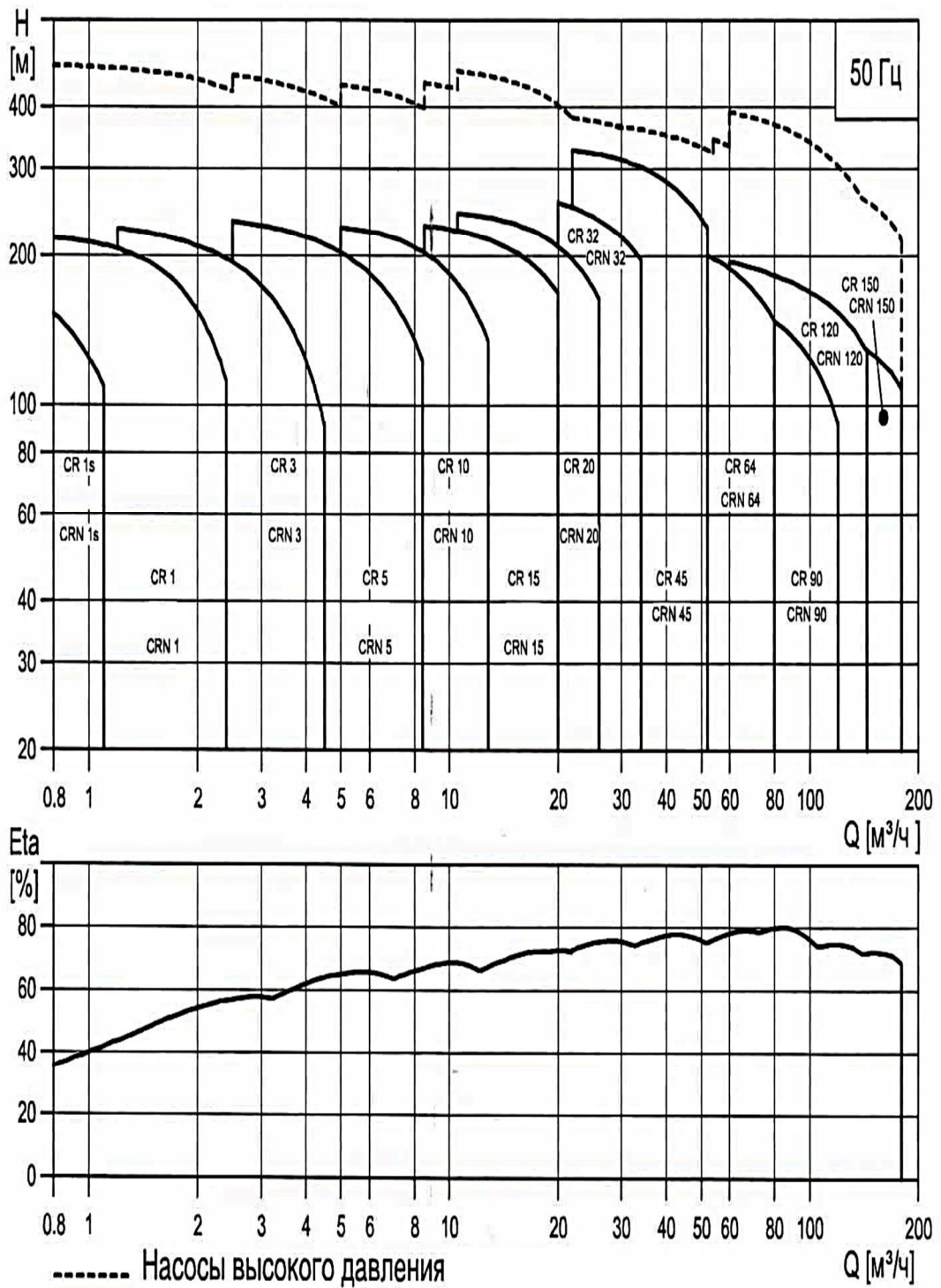


Рис. 2.40. Сводный график характеристик насосов CR, CRN:  
Eta – КПД насоса

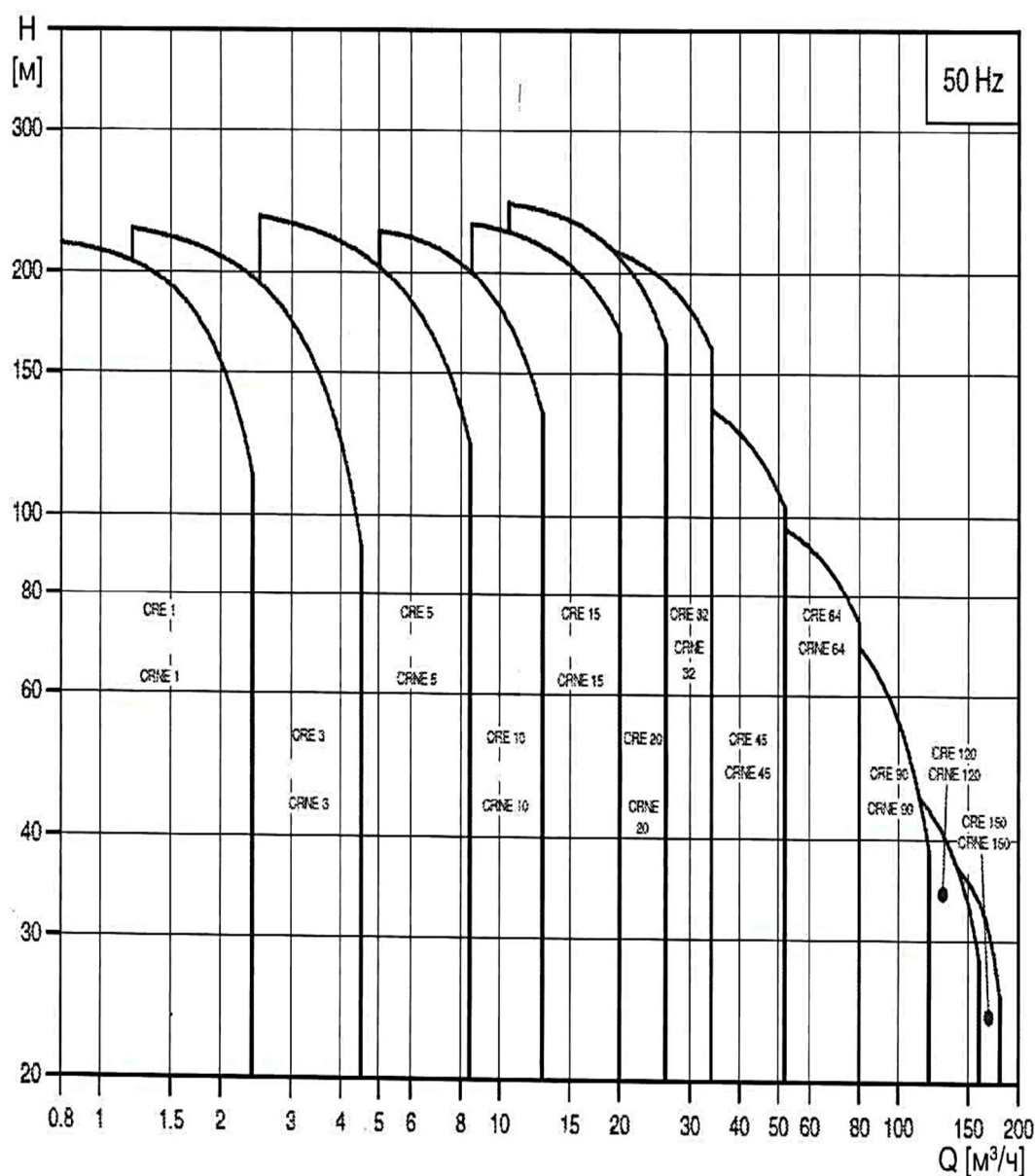


Рис. 2.41. Сводный график характеристик насосов CRE

Двигатели с частотным регулированием отличаются от обычных двигателей:

- наличием встроенного пропорционально-интегрального регулятора;
- наличием входов для подачи внешних управляющих сигналов;
- возможностью установки заданных значений непосредственно на электродвигателе;

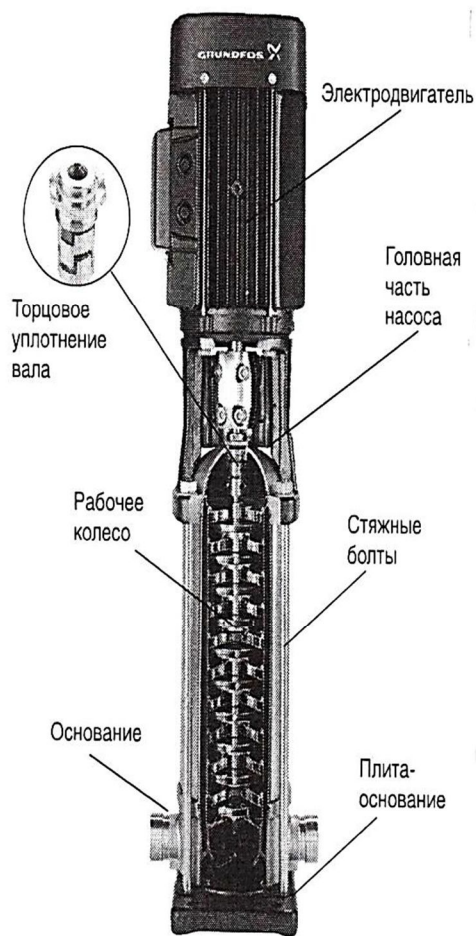


Рис. 2.42. Насос CR

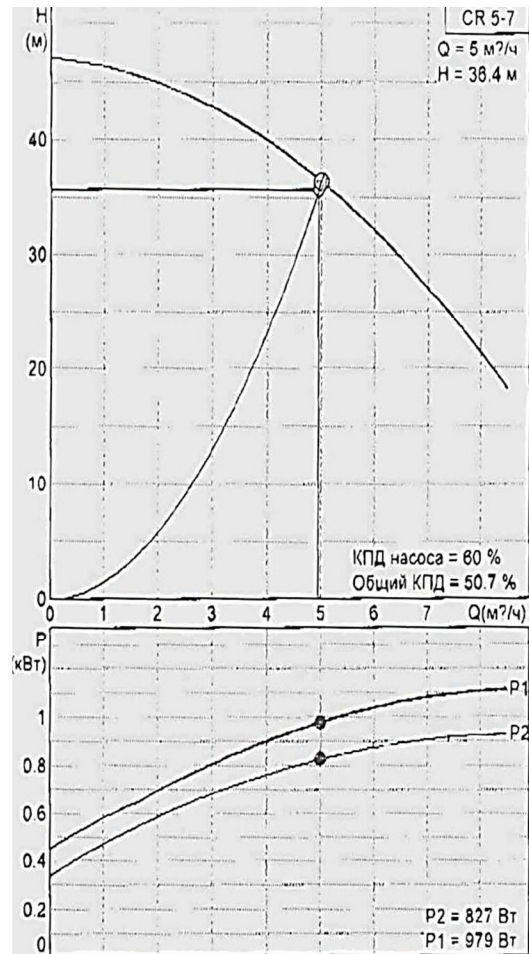


Рис. 2.43. Характеристика насоса CR 5-7

- возможностью дистанционного управления с помощью дистанционного управления K100 фирмы «Grundfos».

С помощью частотного регулирования электродвигатели модели MGE могут плавно менять частоту вращения. Таким образом, насосы получают возможность эксплуатации в любой рабочей точке в пределах диапазона между минимальной и максимальной рабочей характеристикой.

Материалы, из которых изготовлена конструкция: нержавеющая сталь, причем основание, а также головная часть выполнены из чугуна, вспомогательные уплотнения сделаны из пропиленового каучука EPDM, а торцевое уплотнение вала – из NQCE. Марка частотного преобразователя представлена электродвигателями

MGE или MMGE производства компании «Grundfos». Данные двигатели полностью соответствуют требованиям, предъявляемым в нашей стране к установкам подобного рода, и разработаны в соответствии со стандартами, признанными в Европе.

Техническая характеристика насоса CR5-7 следующая: номинальная подача – 57 м<sup>3</sup>/ч; номинальный напор 33,3 м вод. ст.; максимальный гидростатический напор – 47 м вод. ст.; число рабочих колес – 7 шт. Материал корпуса насоса – чугун, рабочее колесо изготовлено из нержавеющей стали, максимальное давление – 2,5 МПа; диапазон температур жидкости – (–20)–120 °С; номинальная мощность электродвигателя – 1,1 кВт; полный вес насоса – 33,1 кг; цена насоса по прайс-листу около 721 евро; срок поставки – до трех недель.

## **2.9. 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 [31, 117].

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 преимущественной 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 (БДМ) 760–820 м/мин составляет 400–525 суток.

Срок службы сеток марки СМ-1, состоящих из одних мононитей, 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 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  $(1,5\text{--}3) 10^3 \text{ Н/м}$ .

При работе синтетические сетки загрязняются компонентами бумажной массы, что приводит к снижению их проницаемости. Поэтому их рекомендуется подвергать очистке. Очистка производится нагретым сжатым воздухом при давлении  $(5\text{--}10) 10^5 \text{ Па}$  с помощью сеткоподувных 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 высокоскоростных 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.

### ***Сеткопродувные камеры***

С целью поддержания исходных фильтрационных свойств одежды применяются *сеткопродувные камеры*, устанавливаемые над верхней и под нижней сетками. Кроме очистки сушильных сеток от загрязнений и снижения их влажности, применение сеткопродувных камер позволяет активизировать воздухообмен в межцилиндровых пространствах, повысить интенсивность испарения влаги на участках свободного хода полотна, а также регулировать его профиль влажности, 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. 2.44) представляет собой фигурный короб, располагающийся между цилиндрами около сетководящего 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, образующими зоны регулирования расхода воздуха, подаваемого к выходному отверстию со скоростью 30–40 м/с.

В нижней части камеры располагается вал с секторами, установленными под разным углом таким образом, чтобы при повороте вала закрывались или открывались прорези, через которые поступает воздух в распределительное устройство.

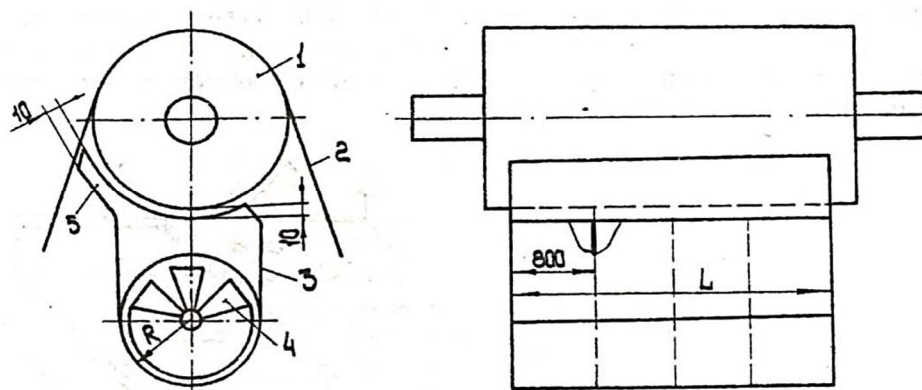


Рис. 2.44. Сеткоподувная камера КСН-1:

1 – сетководущий вал; 2 – сушильная сетка; 3 – корпус камеры;  
4 – заслонка; 5 – сопло

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 90–100°С. Основные конструктивные и режимные параметры сеткоподувных камер типа КСН-1 приведены в приложении П.4.

Воздухораспределительное устройство сеткоподувной 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



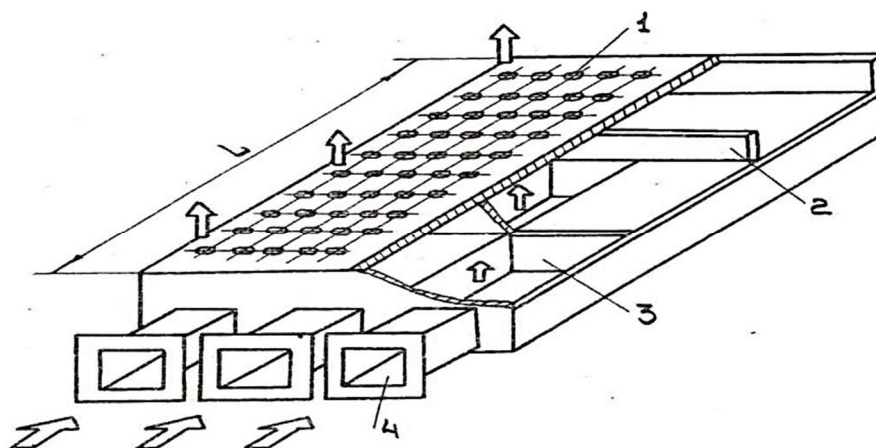


Рис. 2.45. Сеткоподувная камера КСН-3:  
 1 – перфорированное днище; 2 – перегородка; 3 – выход воздуха;  
 4 – подвод воздуха

полотна в межцилиндровых пространствах.

Сеткоподувные камеры КСН-3 (рис. 2.45) имеют аналогичную конструкцию и отличаются от рассмотренных тем, что воздухораспределительное перфорированное устройство имеет плоскую форму и камера устанавливается на прямых участках свободного хода сушильных сеток.

## 2.10. Вентиляционные системы машин

Модернизация пароконденсатных систем сушильных установок бумагоделательных и картоноделательных машин проводится с целью сокращения затрат теплоты на сушку и повышения производительности машин. 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 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.



### 2.10.1. 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  $\varphi$ ; 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  $P_{П}$

$$P_B = P_B + P_{П}, \text{ Па.}$$

*Относительной влажностью влажного воздуха*  $\varphi$  называется отношение действительной плотности водяного пара  $\rho_{П}$  в ненасыщенном воздухе к максимально возможной плотности  $\rho_{Н.П}$  в условиях полного насыщения воздуха водяными парами при данной температуре

$$\varphi = \frac{\rho_{П}}{\rho_{Н.П}} \cdot 100 = \frac{P_{П}}{P_{Н.П}} \cdot 100, \%$$

*Влагосодержанием воздуха*  $d$  называется масса водяных паров, содержащихся в 1 кг абсолютно сухого воздуха

$$d = \frac{\rho_{П}}{\rho_B} \cdot 10^3 = 622 \frac{P_{П}}{P_B - P_{П}}, \text{ г влаги/кг сухого воздуха.}$$

*Температура точки росы*  $t_{Т.Р.}$  – температура, до которой нужно охладить ненасыщенный воздух при постоянном влагосодержании, чтобы он стал насыщенным.

Энтальпия влажного воздуха выражает количество теплоты, содержащейся в 1 кг влажного воздуха. Энтальпия влажного воздуха представляет сумму энтальпий сухой части воздуха и водяных паров

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

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

### 2.10.2. *I–d-диаграмма влажного воздуха и процессы изменения состояния воздуха*

Для определения параметров влажного воздуха, выполнения тепловых расчетов и выбора оптимальных режимов работы систем вентиляции и кондиционирования воздуха применяется *I–d*-диаграмма влажного воздуха, построенная проф. Л.К. Рамзиным (см. приложение П.9). На оси абсцисс диаграммы (рис. 2.46) 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 ( $t_{с} = \text{const}$ ) нанесены под некоторым углом к горизонту. Линии относительной влажности воздуха ( $\phi = \text{const}$ ) на диаграмме представляют кривые, расходящиеся от начала координат.

Область диаграммы, расположенная выше кривой  $\phi = 100$  %, относится к состоянию ненасыщенного воздуха водяными парами и является рабочей частью диаграммы при построении процессов изменения состояния влажного воздуха. Область, расположенная ниже линии  $\phi = 100$  %, 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.

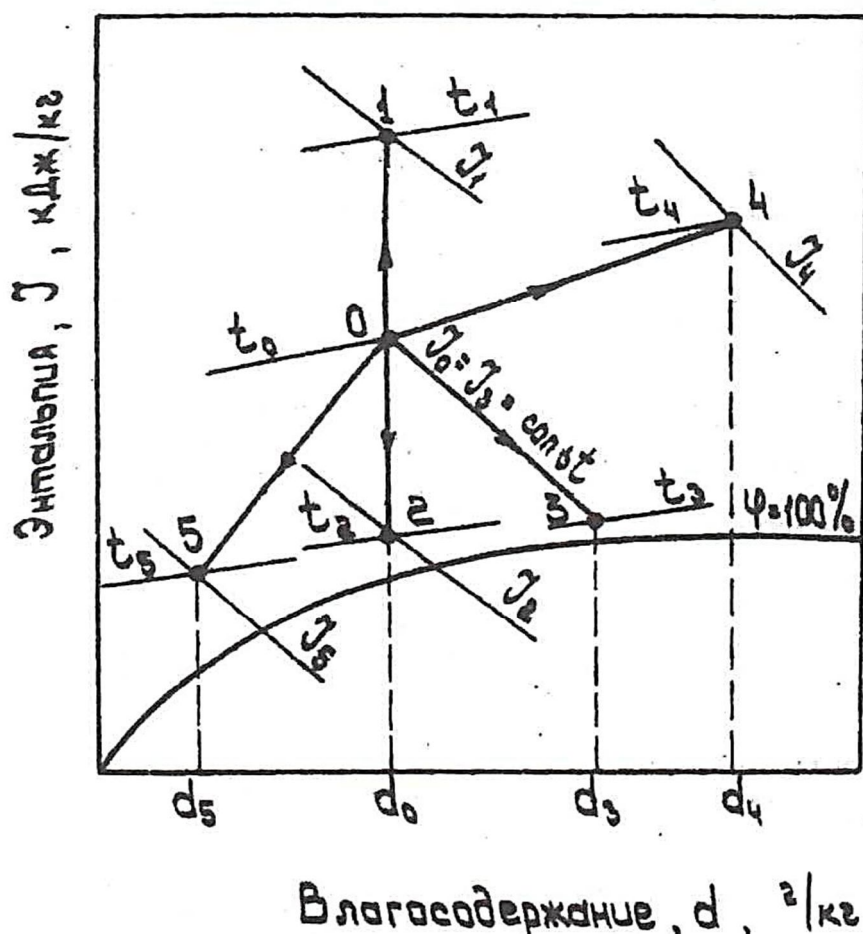


Рис. 2.46. Процессы изменения состояния влажного воздуха:  
 0–1 – нагревание воздуха; 0–2 – охлаждение воздуха;  
 0–3 – адиабатическое охлаждение и увлажнение воздуха;  
 0–4 – одновременное нагревание и увлажнение воздуха;  
 1–5 – одновременное охлаждение и осушение воздуха

Значения давлений, в Па, отложены по правой оси ординат.

На  $I-d$ -диаграмме можно построить различные процессы, часто весьма сложные термодинамические процессы сушки. Однако в основе этих 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  $I-d$ -диаграмме.

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

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

Температура, соответствующая состоянию насыщения, называется *точкой 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  $I_0 = I_3 = \text{const}$  с увеличением влагосодержания  $d$  и с уменьшением температуры. Теплосодержание воздуха остается величиной постоянной, так как с уменьшением теплосодержания 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 тепла и влаги, изображается линией 0–4. Такие процессы протекают в многоцилиндровых сушильных установках.

5. Одновременное охлаждение и осушение воздуха (процесс 0–5) характеризуется уменьшением теплосодержания и влагосодержания  $I_5 < I_0$ ,  $d_5 < d_0$ . Такие процессы могут протекать 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  $I-d$ -диаграмме изображается прямой AC (рис. 2.47).

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:

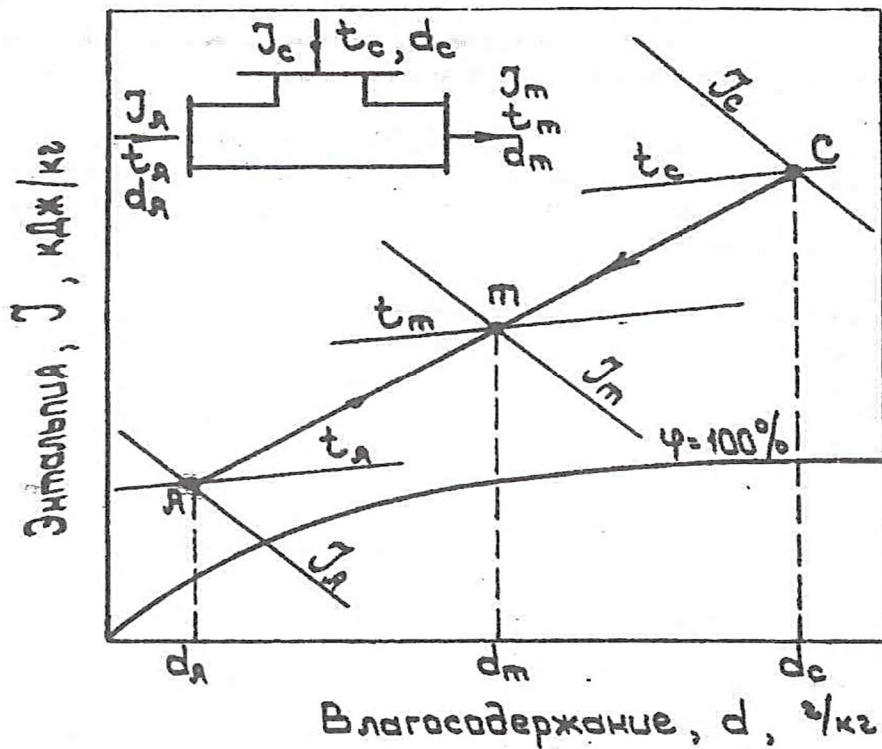


Рис. 2.47. Процесс смешения потоков воздуха с параметрами  $A$  и  $C$

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

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:  
Влажесодержание

$$d_m = \frac{K \cdot d_A + d_C}{K + 1}, \text{ г пара/ кг воздуха;}$$

температуру

$$t_m = \frac{K \cdot t_A + t_C}{K + 1}, ^\circ\text{C};$$

энтальпию

$$I_m = \frac{K \cdot I_A + I_C}{K + 1}, \text{ кДж/ кг воздуха.}$$

### 2.10.3. 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, с целью 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 БКДМ предназначена для следующих целей:

- ассимиляции водяных паров нагретым воздухом и удалении его 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 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 установок.

Для решения этих задач производства 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. 2.48) 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.

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 повысить 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 и 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 и тремя ступенями утилизации теплоты в зависимости от параметров, расходов паровоздушной смеси и потребностей предприятия в теплой воде.

*Обследована работа* вентиляционной системы бумагоделательной машины № 8 (австрийской фирмы «Фойт») ОАО «Кондопога».

На рис. 2.49 приведена схема технологической вентиляции быстроходной бумагоделательной машины по выпуску газетной бумаги. Закрытая вентиляционная камера укрывает сушильную часть машины, состоящую из 51 бумагосушильного цилиндра диаметром 1,8 м. При скорости привода 970 м/мин производительность машины

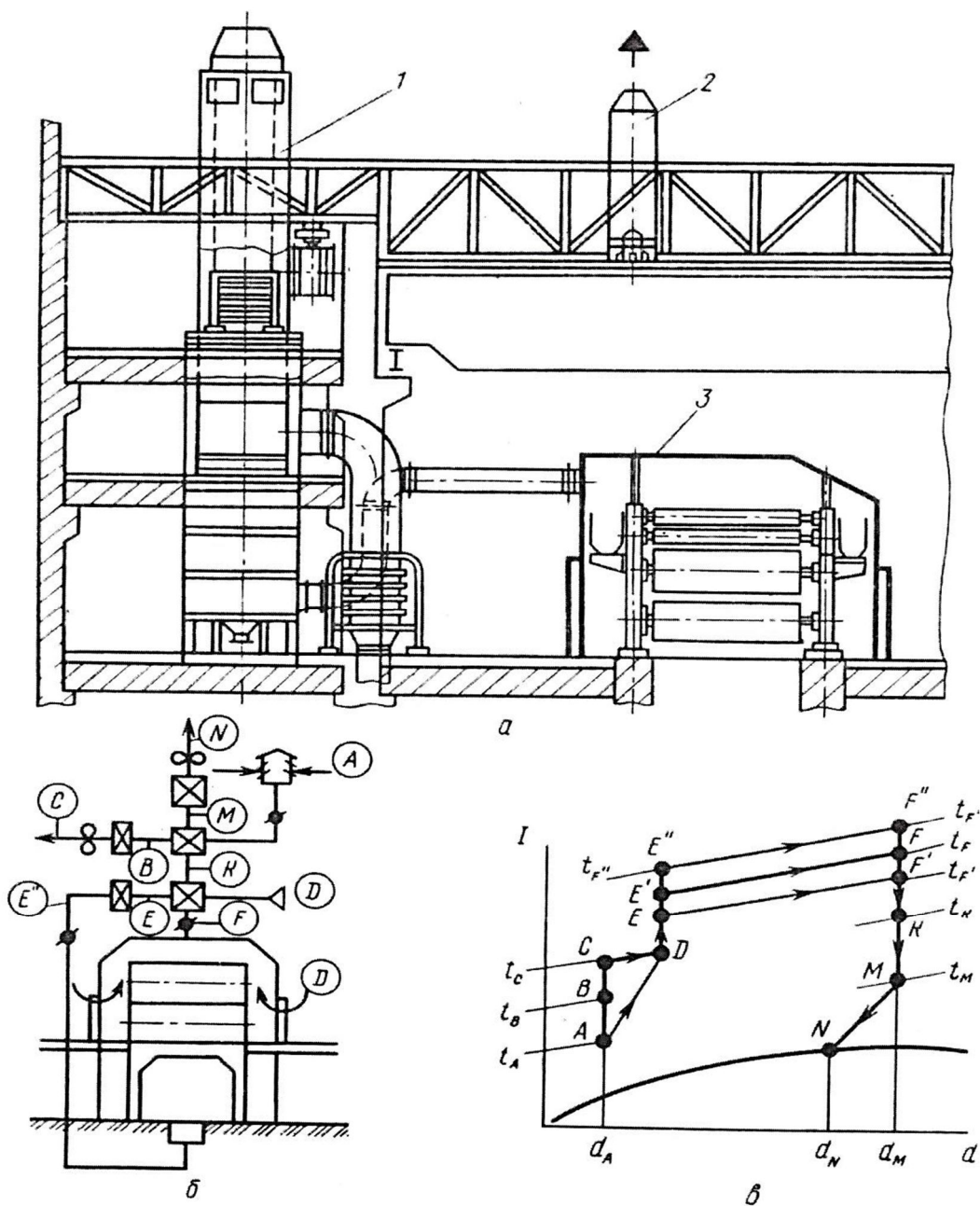


Рис. 2.48. Сушильная часть бумагоделательной машины с укрытием закрытого типа (а), схема вентиляции сушильной части (б) и процесс изменения состояния влажного воздуха

на  $I-d$ -диаграмме (в):

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



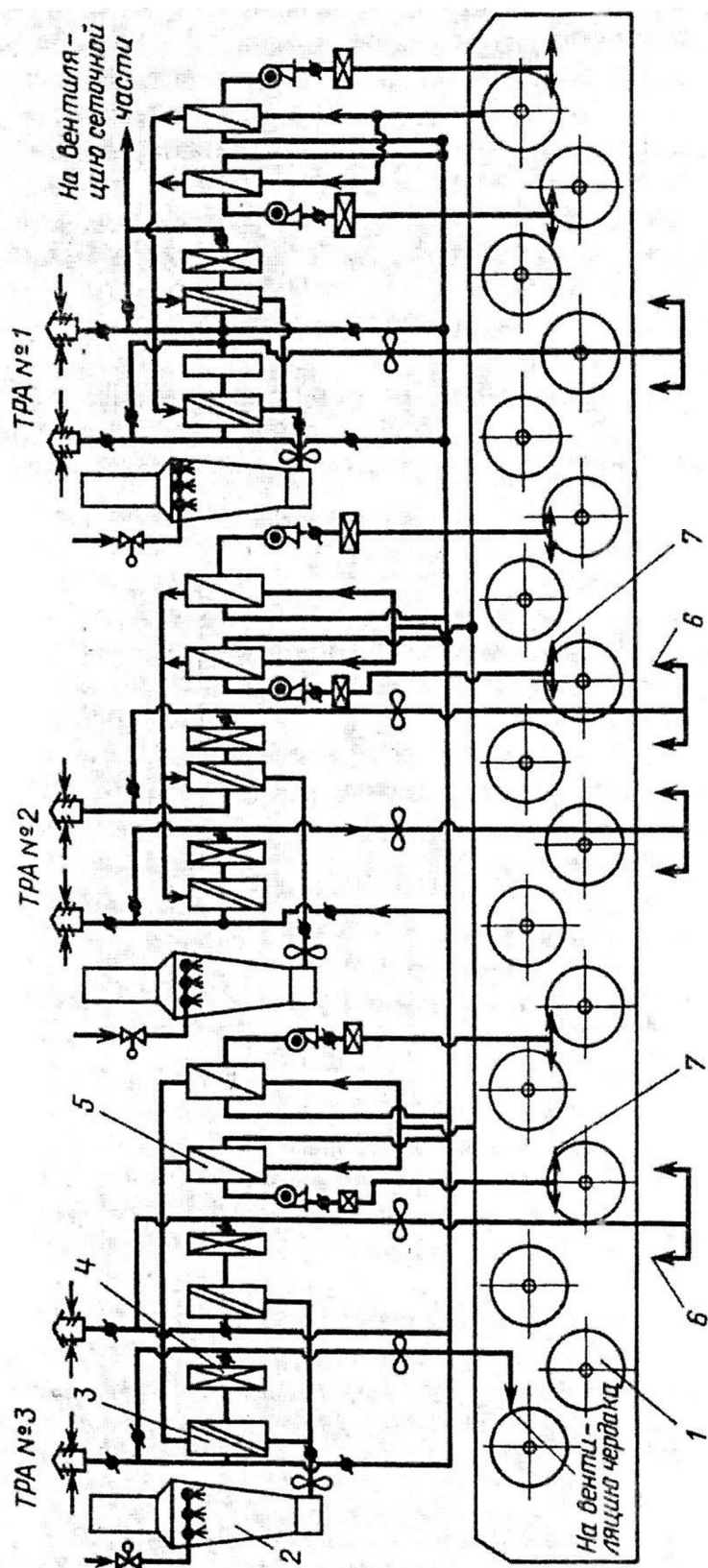


Рис. 2.49. Схема технологической вентиляции современной бумагоделательной машины:  
 1 – бумагоделательная машина; 2 – скрубберы; 3 – теплоуловители второй ступени;  
 4 – калориферы; 5 – теплоуловители первой ступени; 6 – воздух на общеобменную вентиляцию;  
 7 – сушильный воздух, подаваемый в воздухораспределительные камеры

составляла 22 т газетной бумаги за час. При этом масса полотна составляла  $45 \text{ г/м}^2$ , а ширина полотна – 8,4 м.

Паровоздушная смесь в количестве  $400\ 000 \text{ м}^3/\text{ч}$  при температуре  $105^\circ\text{C}$  направляется тремя потоками в три параллельно включенных теплорекуперационных агрегата, в которых смесь последовательно проходит первую и вторую ступени теплоуловителей, а затем скрубберы. В схеме вентиляции машины сушильный воздух в количестве  $313\ 300 \text{ м}^3/\text{ч}$  с температурой  $100^\circ\text{C}$  направляется в сеткопродувные камеры, расположенные около сушильных сеток, из которых струями вытекает нагретый воздух.

Из теплорекуперационного агрегата № 1 (ТРА-1) сушильный воздух направляется в воздухораспределительные камеры на вентиляцию сеточной части машины. Предусмотрены также линии подачи воздуха в чердачное помещение (в подшивной потолок) и на общеобменную вентиляцию.

В схеме вентиляции сушильной части машины выполнена горизонтальная компоновка теплорекуперационных, калориферных установок и скрубберов (рис. 2.50). Достоинством такой схемы движения паровоздушной смеси является очистка поверхностей теплоуловителей первой и второй ступеней (ТУ-1 и ТУ-2) и скрубберов от волокна. 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.

Получены следующие результаты обследования системы вентиляции сушильной установки: суммарная степень утилизации теплоты на машине составила 21 %, из которых на долю первой ступени экономии теплоты в теплоуловителе ТУ-1 приходится 5 %, во второй ступени (в ТУ-2) утилизируется 5 % и в скруббере – 11 %.

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 занижена тепловая эффективность работы ТУ-1 и ТУ-2.

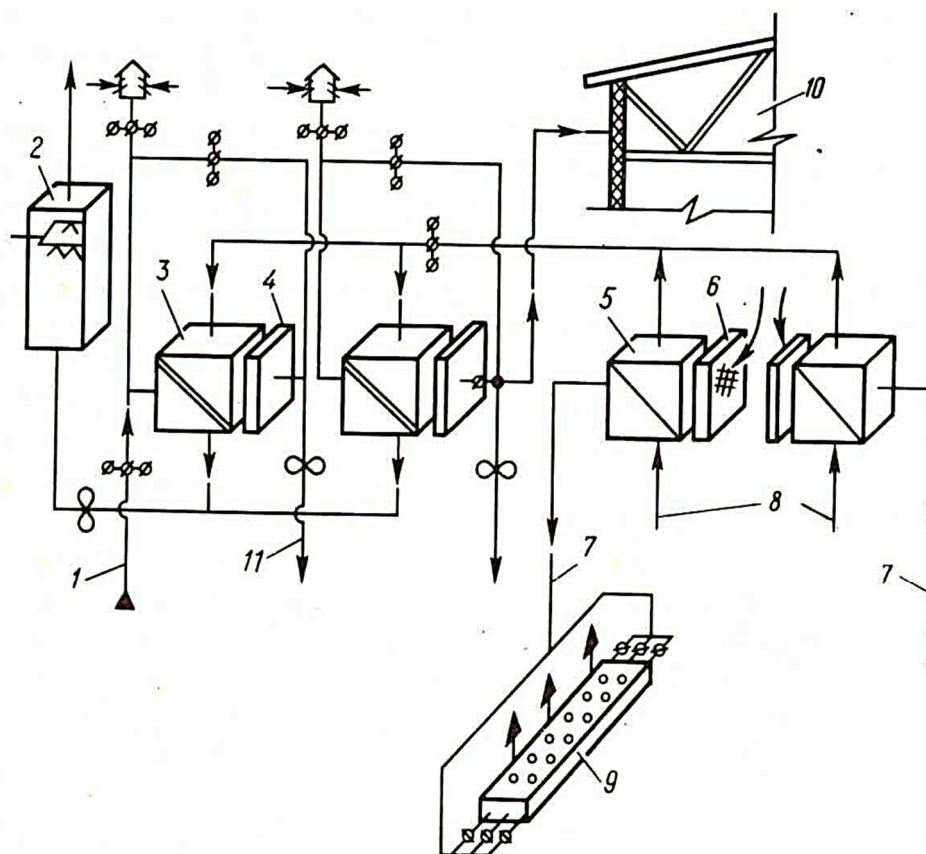


Рис. 2.50. Схема теплорекуперационного агрегата вентиляционной системы высокоскоростной бумагоделательной машины:  
 1 – линия рециркуляции воздуха; 2 – скруббер; 3 – теплоуловители второй ступени; 4 – калориферы; 5 – теплоуловители первой ступени; 6 – фильтры для очистки сушильного воздуха;  
 7 – сушильный воздух; 8 – отработавшая паровоздушная смесь;  
 9 – сеткопродувная камера; 10 – чердачное помещение; 11 – воздух общеобменной вентиляции

- Отсутствует система регенерации теплоты отработавшей паровоздушной смеси.
- Прижим влажного полотна к верхним цилиндрам осуществляется синтетической сеткой по системе «слалом». В период эксплуатации машины сетка загрязняется волокнами и влагой, как следствие, снижается воздухопроницаемость сетки. В результате этого, ухудшается воздухообмен в межцилиндровых

пространствах, снижается интенсивность испарения влаги из полотна и падает производительность сушильной установки.

- Профиль влажности по ширине полотна ухудшается 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 сушильных частей бумагоделательных машин и тепловые расчеты, сушильные установки машин могут работать при большей производительности.

При этом увеличивается количество влаги, удаляемой из полотна. Однако система вентиляции ограничивает увеличение скорости и производительности машин. Поэтому требуется усовершенствование систем технологической вентиляции машин.

*Полузакрытая система* вентиляции (рис. 2.51) для машин средней производительности состоит из открытого вентиляционного колпака, закрывающего только верхнюю часть сушильной установки, подвижных щитов, закрывающих проемы с приводной стороны, вытяжной и приточной системы для общеобменной вентиляции. Вытяжная система состоит из вентилятора и теплоуловителя. Приточная система включает в себя приточную шахту, калориферы и вентиляционную сеть.

Воздух, необходимый для вентиляции сушильной части, под действием разрежения забирается из зала, проходит по сушильной части, 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.

На некоторых машинах сушильная часть может иметь только первые приводные группы цилиндров, а вместо сукносушильных цилиндров установлены *сукнопродувные валики* (рис. 2.52) различной конструкции взамен обычных сукноведущих.

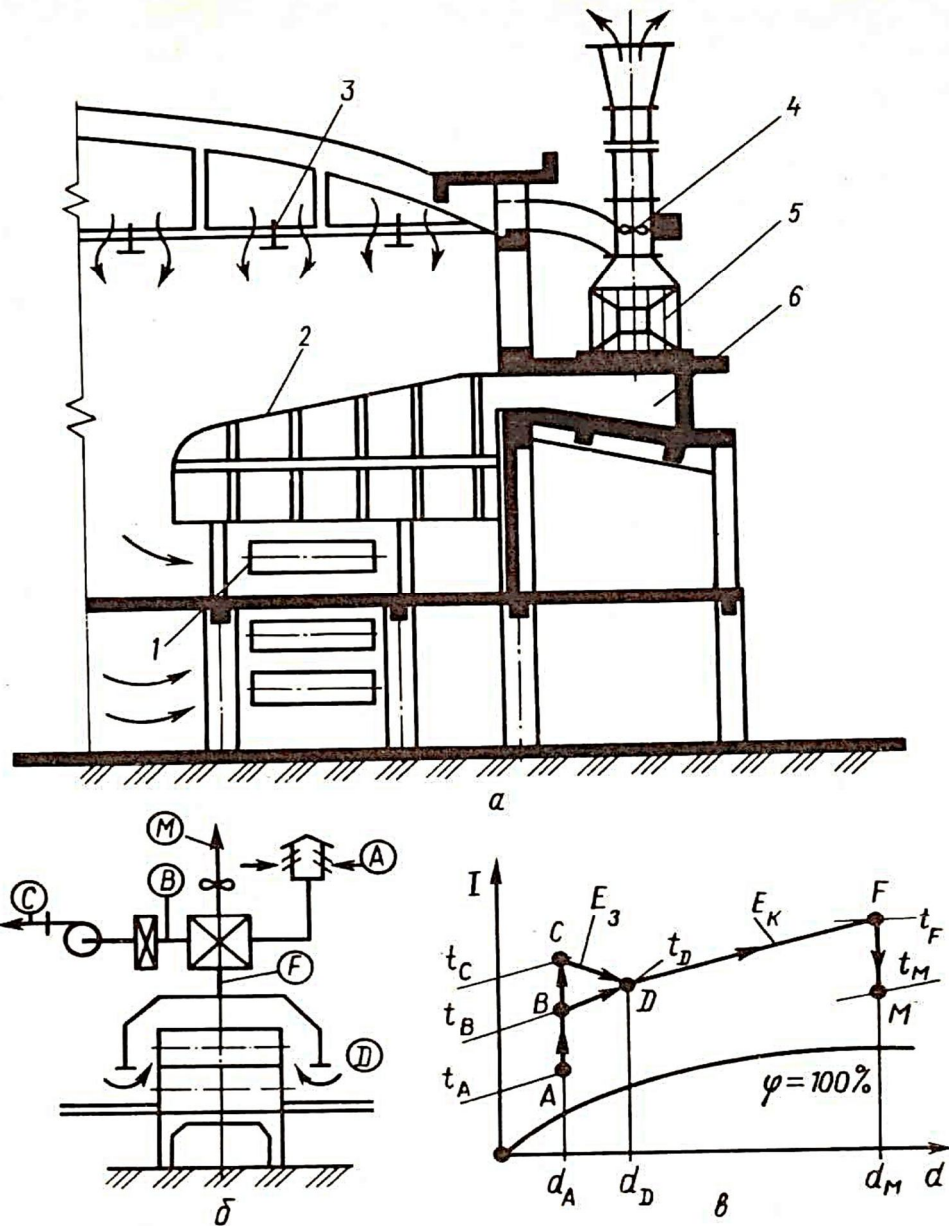


Рис. 2.51. Полузакрытая сушильная часть бумагоделательной машины (а); (б) – схема вентиляции и процессы изменения состояния воздуха на  $I-d$ -диаграмме (в):  
 1 – сушильная часть машины; 2 – укрытие контактной установки;  
 3 – подача воздуха в машинный зал; 4 – осевой вентилятор;  
 5 – теплоуловитель; 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



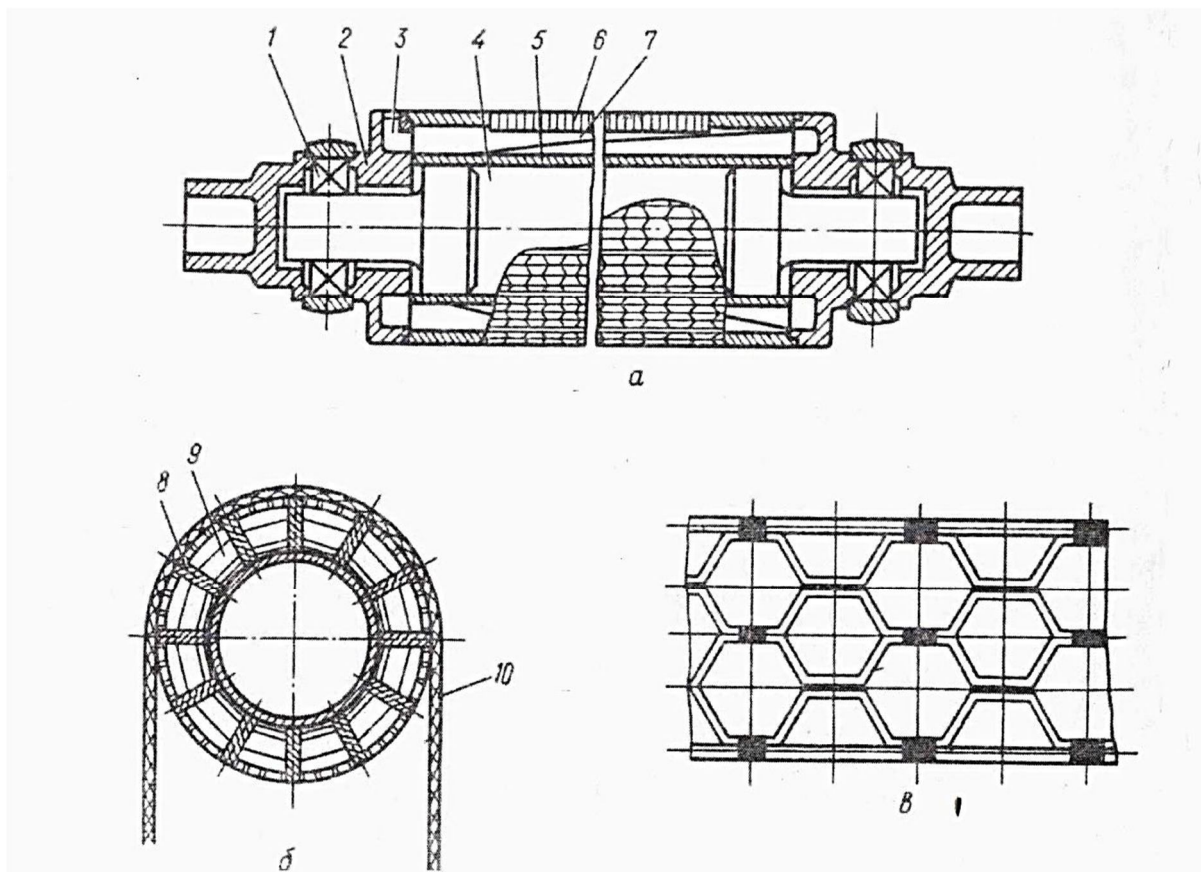


Рис.2.52. Сукнопродувной валик сотовой конструкции:  
*а* – продольный разрез валика; *б* – поперечный разрез валика;  
*в* – элемент поверхности валика; 1 – подшипниковая опора валика;  
 2 – торцевая крышка; 3 – отверстие; 4 – цапфа; 5 – внутренняя  
 оболочка; 6 – оболочка валика; 7 – пластина; 8 – радиальная  
 перегородка; 9 – продольный канал; 10 – одежда сушильной части

Сукнопродувные валики сотовой конструкции применяются для подачи воздуха в межцилиндровое пространство, активизации воздухообмена, а также для выравнивания профиля влажности бумажного полотна.

Сукнопродувной 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 м<sup>3</sup>/ч на 1 м его ширины.

Воздух, нагретый до температуры 90–110 °С, под небольшим давлением 2–5 кПа проходит через толщу сукна и высушивает его. Такие сукнопродувные валики эффективно работают на БДМ ФГУП «Гознак» при выработке качественной продукции.

*Системы вентиляции открытого типа* (рис. 2.53) применяются на старых малопроизводительных машинах. 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 воздух до температуры 25–40 °С 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.

Независимо от системы вентиляции сушильной части в межцилиндровых участках могут создаваться паровые «карманы» и зоны застоя 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.

На машинах средней и малой производительности проведено *обследование* вентиляции с полужакрытой и открытой системой (БДМ, ПО «Брянская бумажная фабрика»; пресспата типа ОМ-8, ОАО «Марийский ЦБК»; БДМ-4, ФГУП «Гознак»; БДМ, ОАО «Полотняно-Заводская бумажная фабрика»). Изучен также психрометрический режим изменения состояния воздуха в межцилиндровых пространствах сушильной установки.

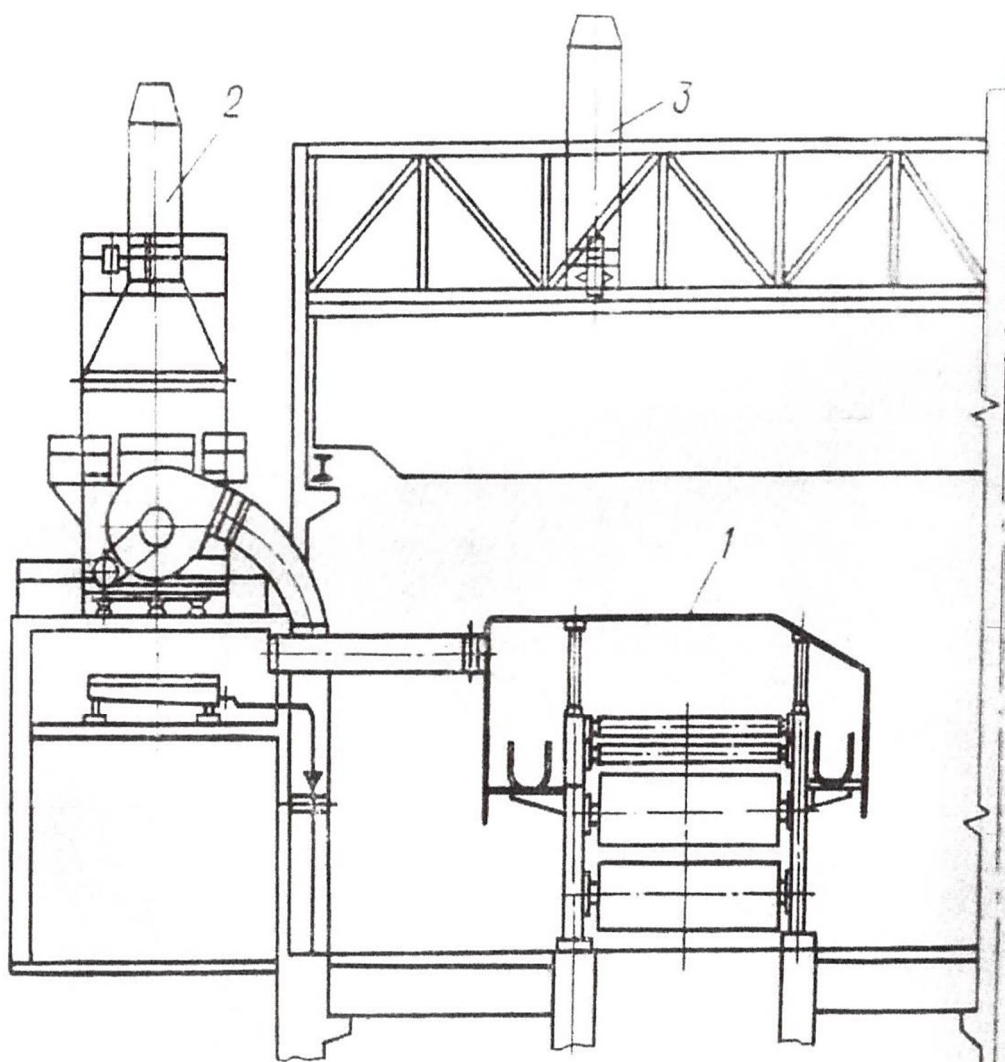


Рис. 2.53. Система вентиляции открытого типа:  
 1 – укрытие открытого типа; 2 – теплорекуперационный агрегат  
 типа ВРА; 3 – вытяжная установка

Психрометрический режим воздуха в межцилиндровых пространствах влияет на интенсивность и равномерность испарения влаги с поверхности полотна.

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 на ВРА обусловлено 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 волокнами и влагой, как следствие, снижается ее воздухопроницаемость. Отсутствуют сеткопродувные камеры. В результате этого 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 система регенерации теплоты отработавшей паровоздушной смеси.

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

Как показали результаты обследования машин и тепловые расчеты, сушильные установки могут работать при большей производительности.

Системы вентиляции сушильных частей машин не рассчитаны на работу в этих условиях. Поэтому часто требуются усовершенствования 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»).

На рис. 2.54 приведена *приточно-вытяжная система вентиляции скоростной широкоформатной бумагоделательной машины.*

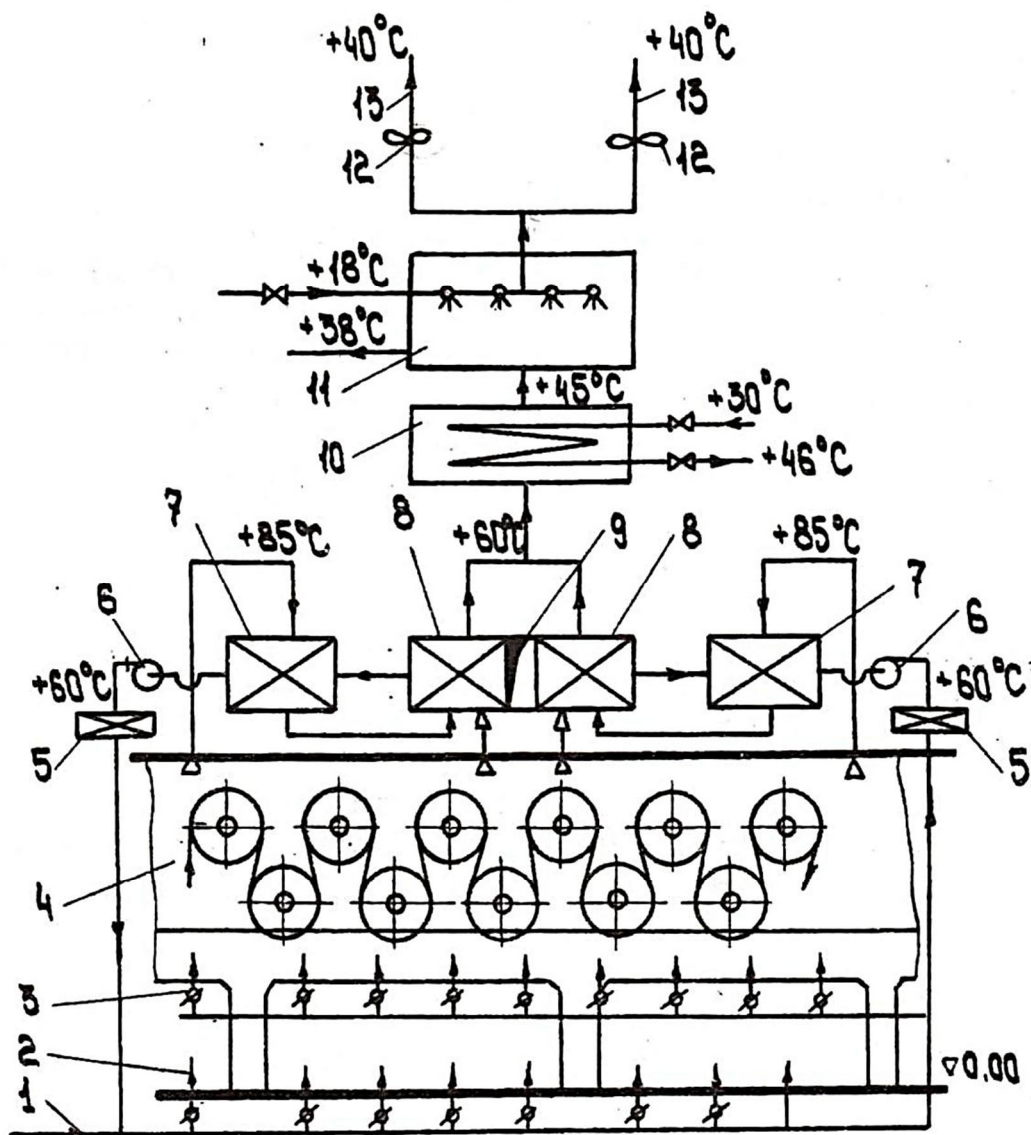


Рис. 2.54. Схема вентиляции современной сушильной части бумагоделательной машины:

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

Система вентиляции состоит из вентиляционного колпака, вытяжной и приточной систем, а также воздухораспределительных устройств.

Вытяжная система состоит из нескольких отсасывающих воздуховодов, осевых вентиляторов, с помощью которых удаляется в атмосферу паровоздушная смесь. В тракты вытяжной вентиляции включены также теплоуловители 1-й и 2-й ступеней и скруббер.

Приточная система включает в себя центробежные вентиляторы, калориферы, систему воздуховодов, 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.

В сушильной части 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 сеткопродувных камер.

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. 2.55) 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 по образующей трубы в шахматном порядке. Расход воздуха по длине трубы регулируется двумя поворотными заслонками, расположенными внутри трубы, а общий расход воздуха – 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. 2.56), в которых струи инжектирующего воздуха подсасывают часть воздуха из сушильной части и образующая смесь направляется в межцилиндровое пространство. Рабочие сопла инжектора располагаются на его

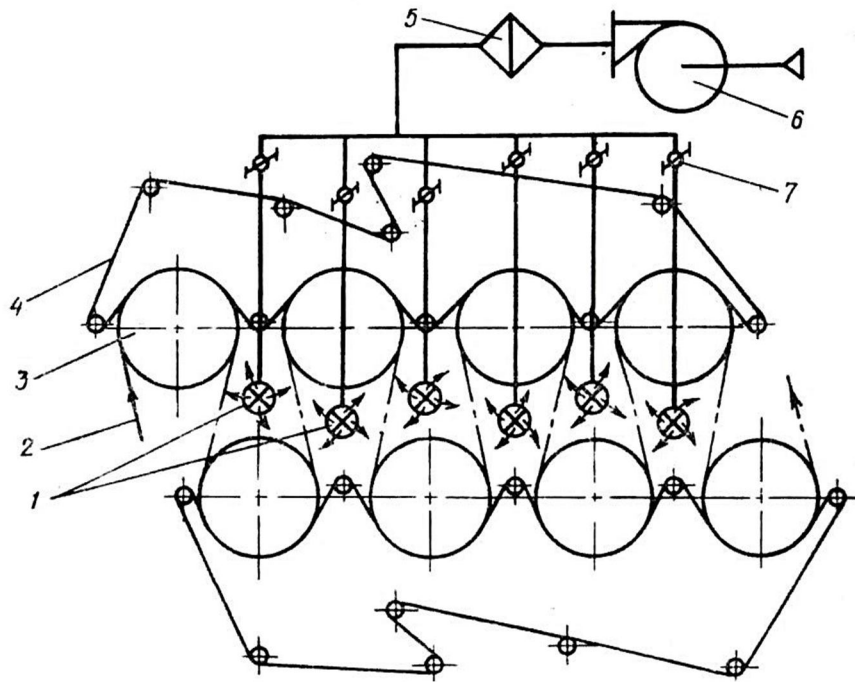


Рис. 2.55. Схема продувки межцилиндровых пространств нагретым воздухом:

1 – продувочная перфорированная труба; 2 – полотно бумаги;  
 3 – сушильный цилиндр; 4 – сушильная сетка; 5 – калорифер;  
 6 – центробежный вентилятор; 7 – заслонка

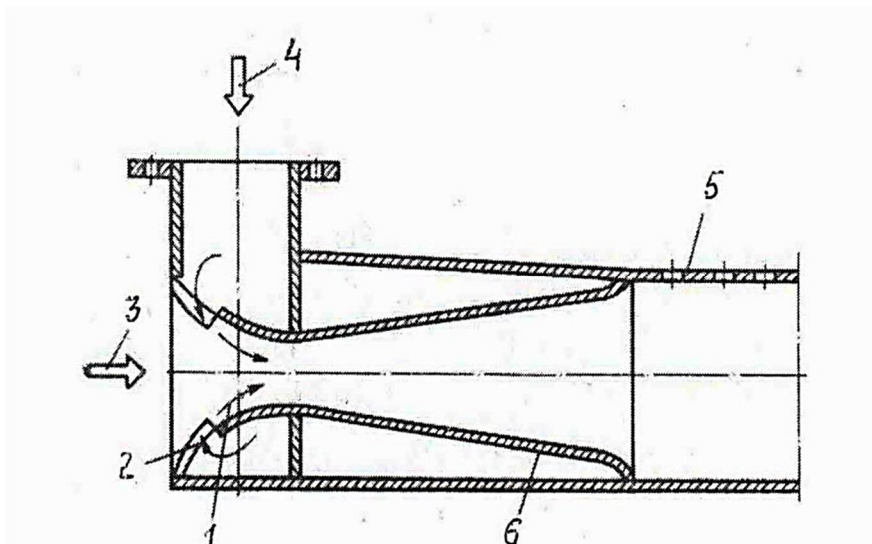


Рис. 2.56. Схема инжектора продувочной трубы:

1 – конфузор; 2 – сопло; 3 – подвод свежего воздуха;  
 4 – подсасываемый воздух; 5 – продувочная труба; 6 – диффузор

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. В продувочных трубах кратность инъекции обычно принимается равной 2–4. Наибольший эффект от продувочных труб достигается при их установке в «карманах» цилиндров, на которых протекает период постоянной скорости сушки.

Характеристики центробежных и осевых вентиляторов, применяемых для системы вентиляции бумагоделательных и картоноделательных машин, приведены в табл. 1, 2 приложения П.10. Физические свойства сухого воздуха представлены в приложении П.11.

Для выполнения тепловых расчетов и выбора оптимальных режимов работы системы вентиляции проведено *обследование* работы вентиляционной установки высокоскоростной широкоформатной бумагоделательной машины.

Результаты обследования системы вентиляции машины приведены на  $I-d$ -диаграмме (рис. 2.57).

В зимний период года наружный воздух подогревается сначала в теплоуловителе второй ступени (процесс А–0), а затем в калориферах (процесс 0–1). Подогретый до 40 °С воздух распределяется так: 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 (на 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



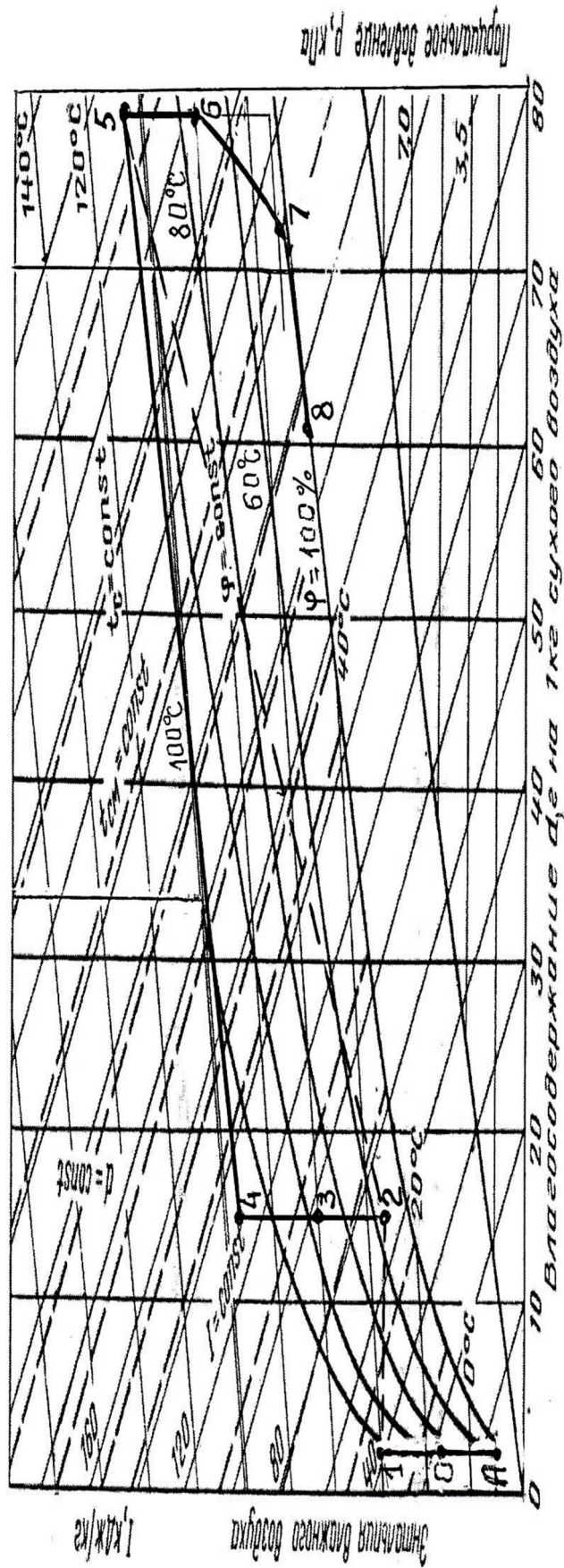


Рис. 2.57. Изменение состояния влажного воздуха в вентиляционной системе

высокоскоростной широкоформатной бумагоделательной машины:

Процессы: (A-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

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.

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

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 %.

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 большой коэффициент теплопередачи. Эффективность рекуперации теплоты существенно зависит от степени очистки поверхностей теплообмена от волокнистых отложений, что достигается установкой соответствующих фильтров.

На рис. 2.58 приведена применяемая в настоящее время на многих новых предприятиях принципиальная схема рекуперации тепла отработанного в сушильных установках воздуха.

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 скорости, 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 схему. На рис. 2.59 представлен

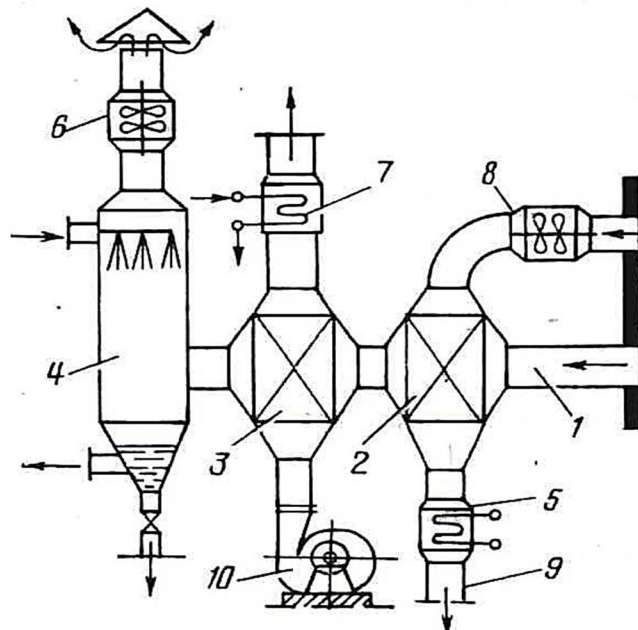


Рис. 2.58. Принципиальная схема рекуперации тепла, отработанного в сушильных установках воздуха:

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

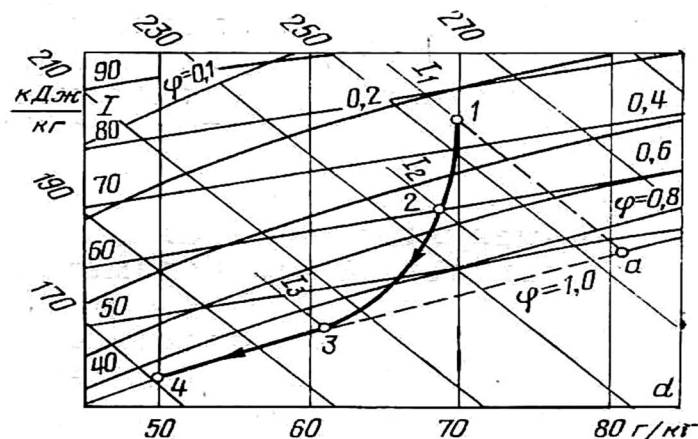


Рис. 2.59. Термодинамический процесс утилизации теплоты паровоздушной смеси в трехступенчатой установке: процессы утилизации теплоты: (1–2) – в ТУ-1; (2–3) – в ТУ-2; (3–4) – в скруббере



термодинамический процесс утилизации теплоты паровоздушной смеси в трехступенчатой установке.

#### 2.10.4. Расчет теплоуловителей для системы вентиляции сушильной установки и цеха

Поверхность теплоуловителей первой и второй ступеней определяется по формуле

$$F = \frac{Q}{3,6 \cdot K_p \cdot \Delta t}, \text{ м}^2,$$

где  $Q$  – количество теплоты, передаваемой в теплоуловителе, кДж/ч;  $K_p$  – расчетный коэффициент теплопередачи, Вт/(м<sup>2</sup>·°С);  $\Delta t$  – температурный напор, °С.

Количество передаваемого тепла в теплообменном аппарате находится из уравнения теплового баланса теплоуловителя

$$Q = L_{\text{см}} \cdot (I_{\text{см}}^{\text{нач}} - I_{\text{см}}^{\text{к}}) \cdot \eta = L_{\text{в}} \cdot (I_{\text{в}}^{\text{вых}} - I_{\text{в}}^{\text{вх}}), \text{ кДж/ч},$$

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

Коэффициенты теплоотдачи со стороны паровоздушной смеси  $\alpha_1$  и со стороны воздуха  $\alpha_2$  являются величинами одного порядка и по абсолютным значениям невелики. Это позволяет термическим сопротивлением  $\delta/\lambda$  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.

В трубчатых теплоуловителях коэффициент теплоотдачи при движении паровоздушной смеси внутри труб определяется из уравнения

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

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

$$d_{вн} = 0,038 \text{ м}; Re = \frac{\omega_{см} \cdot d_{вн}}{\nu_{см}} \text{ – критерий Рейнольдса};$$

$\omega_{см}$  – скорость движения паровоздушной смеси в трубах, м/с;  
 $\nu_{см}$  – коэффициент кинематической вязкости смеси, м<sup>2</sup>/с, при ее средней температуре, находится по приложению П. 11.

Коэффициент теплоотдачи конвекцией при поперечном омывании коридорных пучков  $\alpha_2$  определяется по формуле

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

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

равный  $d_{н} = 0,038 \text{ м}; Re = \frac{\omega_{в} \cdot d_{н}}{\nu_{в}}$  – критерий Рейнольдса;

$\omega_{в}$  – скорость движения воздуха в межтрубном пространстве,

м/с;  $\nu_B$  – коэффициент кинематической вязкости воздуха, м<sup>2</sup>/с, при его средней температуре;  $C_Z$  – 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, определяется изменением теплосодержания паровоздушной смеси от начального состояния до состояния насыщения

$$Q_c = L_{см} (I_{см}^{нач} - I_{см}^H) \text{ кДж/ч.}$$

Количество теплоты, переданное в насыщенной зоне, определяется изменением теплосодержания паровоздушной смеси на линии насыщения

$$Q_H = L_{см} (I_{см}^H - I_{см}^K) \text{ кДж/ч,}$$

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  $t_{\text{В}}^{\text{ВХ}}$  и на выходе  $t_{\text{В}}^{\text{ВЫХ}}$ , известных начальных параметрах паровоздушной смеси определяется ее конечное теплосодержание:

$$I_{\text{СМ}}^{\text{К}} = I_{\text{СМ}}^{\text{НАЧ}} - \left( \frac{L_{\text{В}}}{L_{\text{СМ}}} \right) c_{\text{РВ}} \left( t_{\text{В}}^{\text{ВЫХ}} - t_{\text{В}}^{\text{ВХ}} \right)$$

где  $L_{\text{В}}$  – массовый расход приточного воздуха, кг/ч;  $c_{\text{РВ}}$  – теплоемкость воздуха, Дж/(кг · °С).

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

$$\alpha_1 = \alpha_{1\text{К}} \left( 1 + \frac{\Delta d \cdot r}{1000 \cdot \delta t \cdot c_{\text{Р}}^{\text{В}}} \right),$$

где  $\Delta d$  – разность влагосодержаний паровоздушной смеси в насыщенной зоне, г/кг;  $\delta t$  – разность температур 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, Вт/(м<sup>2</sup> · °С).

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

для сухой зоны

$$\Delta t_{\text{С}} = \frac{t_{\text{СМ}}^{\text{НАЧ}} + t_{\text{СМ}}^{\text{Н}}}{2} - \frac{t_{\text{В}}^{\text{ВХ}} + t_{\text{В}}^{\text{ВЫХ}}}{2};$$

для насыщенной зоны

$$\Delta t_{\text{Н}} = \frac{t_{\text{СМ}}^{\text{Н}} + t_{\text{СМ}}^{\text{К}}}{2} - \frac{t_{\text{В}}^{\text{ВХ}} + t_{\text{В}}^{\text{ВЫХ}}}{2}.$$

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

$$F_{\text{с}} = \frac{Q_{\text{с}}}{K_{\text{с}} \cdot \Delta t_{\text{с}}}; \quad F_{\text{н}} = \frac{Q_{\text{н}}}{K_{\text{н}} \cdot \Delta t_{\text{н}}}.$$

Полная поверхность теплообмена теплоуловителя второй ступени  $F_{\text{ТУ-2}}$  представляет собой сумму  $F_{\text{с}}$  и  $F_{\text{н}}$ .

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 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 [62, 78]. Методика расчета таких теплообменников приведена в [78]. Основным преимуществом теплообменников из профильных листов является их компактность.

### ***Конструктивный расчет теплоуловителей***

В трубчатом теплоуловителе конструктивный расчет по стороне паровоздушной смеси, движущейся внутри труб, сводится к определению количества труб  $Z_0$  при заданной скорости смеси  $\omega_{\text{см}}$  на основании уравнения расхода

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

и высоты теплоуловителя, исходя из величины поверхности теплообмена,

$$H = \frac{F}{\pi \cdot d_{\text{H}} \cdot Z_0}.$$

По стороне воздуха для межтрубного пространства целью расчета 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  $\omega_{\text{В}}$  определяется проходное сечение

$$f_{\text{пр.с}} = \frac{L_{\text{В}}}{\omega_{\text{В}} \cdot \rho_{\text{В}}}.$$

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

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

В приведенных выражениях:  $L_{\text{В}}$  – массовый секундный расход воздуха, кг/с;  $\omega_{\text{В}}$  – скорость движения воздуха в межтрубном пространстве, м/с;  $\rho_{\text{В}}$  – плотность воздуха, кг/м<sup>3</sup>;  $S_1$  – поперечный шаг между трубами, м;  $d_{\text{H}}$  – 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

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

Ширина теплоуловителя определяется

$$\alpha = n \cdot S_1.$$

Число рядов труб по ходу потока определяется из величины поверхности теплообмена

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

Размер теплоуловителя по глубине

$$B = m \cdot S_2,$$

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, втулками и т. д.

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 определяется 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

$$d = \frac{8 \cdot K \cdot \sigma_{\text{В}} \cdot g}{\rho_{\text{В}} \cdot \omega_{\text{В}}},$$

где  $K$  – коэффициент, зависящий от свойств жидкости, для воды  $K = 0,5$ ;  $\sigma_{\text{В}}$  – коэффициент поверхностного натяжения, для воды  $\sigma_{\text{В}} = 0,0075$  Н/м;  $\rho_{\text{В}}$  – плотность воды, кг/м<sup>3</sup>;  $\omega_{\text{В}}$  – скорость выхода струи воды из сопла, м/с.

Расход теплоты  $Q_{\text{С}}$ , передаваемой в скруббере, рассчитывается из уравнения теплового баланса скруббера

$$Q_{\text{С}} = G_{\text{В}} \cdot c_{\text{рв}} \left( t_{\text{В}}^{\text{ВЫХ}} - t_{\text{В}}^{\text{ВХ}} \right) = L_{\text{СМ}} \left( I_{\text{СМ}}^{\text{ВХ}} - I_{\text{СМ}}^{\text{ВЫХ}} \right) \eta_{\text{С}},$$

где  $G_{\text{В}}$ ,  $L_{\text{СМ}}$  – массовые расходы свежей воды и паровоздушной смеси, кг/ч;  $c_{\text{рв}}$  – теплоемкость воды, кДж/(кг · °С);  $t_{\text{В}}^{\text{ВХ}}$ ,  $t_{\text{В}}^{\text{ВЫХ}}$  – температура воды на входе и выходе из скруббера, °С;  $I_{\text{СМ}}^{\text{ВХ}}$ ,  $I_{\text{СМ}}^{\text{ВЫХ}}$  – энтальпия паровоздушной смеси на входе и выходе из скруббера, кДж/кг;  $\eta_{\text{С}}$  – КПД скруббера,  $\eta_{\text{С}} = 0,99$ .



### Глава 3. ЭКСПЕРИМЕНТАЛЬНЫЕ ИССЛЕДОВАНИЯ СУШКИ ЦЕЛЛЮЛОЗЫ, БУМАГИ И КАРТОНА, ВЫПОЛНЕННЫЕ В ПРОИЗВОДСТВЕННЫХ УСЛОВИЯХ

#### 3.1. Основные этапы модернизации пароконденсатных систем сушильных установок БДМ и КДМ

Модернизация пароконденсатных систем (ПКС) сушильных установок бумагоделательных и картоноделательных машин (БДМ и КДМ) включает в себя выполнение ряда последовательно проводимых этапов:

1. Желание заказчика повысить производительность сушильной установки и снизить удельные расходы теплоты и пара на единицу выпускаемой продукции.

2. Заполнение опросного листа (приложение П.12), в котором фиксируются все основные исходные показатели работы сушильной установки БДМ или КДМ на существующем режиме.

3. По исходным данным составляется *технико-экономическое обоснование* целесообразности модернизации ПКС сушильной части БДМ или КДМ. Составляется *технико-коммерческое предложение* (ТКП), в котором отражаются следующие виды работы:

1) Выполняются предварительные тепловые расчеты сушильной установки на существующем режиме работы по известной методике [4, 5].

2) Определяются максимальная производительность машины и минимальные удельные затраты теплоты, которые могут быть достигнуты на машине.

3) Выявляются гарантийные характеристики работы сушильной установки после реконструкции ПКС и сроки реализации модернизации.

4) Согласование с заказчиком объема работ по модернизации установки. Заключение договора *на обследование работы сушильной установки* с целью уточнения исходных данных для теплового расчета сушильной установки и разработки мероприятий по модернизации ПКС.

5) Производится *обследование работы ПКС сушильной установки на существующем режиме*. В обследование работы ПКС входит выполнение следующих позиций:

а) составление отчета по выполненной работе, в котором уточняются основные показатели работы сушильной части БДМ или КДМ;

б) отмечаются выявленные *недостатки* в работе ПКС (приложение П.13), приводящие к снижению производительности сушильной установки и повышению расходов пара и теплоты на машине;

в) намечаются первоочередные мероприятия по повышению эффективности работы действующей ПКС (приложение П.14), которые способствуют совершенствованию существующей ПКС без серьезных финансовых вложений;

г) гарантируются удельные затраты пара и теплоты, а также повышение производительности установки после модернизации.

б) Производится ознакомление с объемом работ и ориентировочных капитальных затрат, связанных с модернизацией ПКС.

7) Заключается основной договор на выполнение работ по модернизации ПКС сушильной установки.

8) *Разрабатываются мероприятия* (приложение П.15) по обеспечению получения на машине гарантийных показателей (при максимальной производительности сушильной установки, минимальных удельных затратах теплоты и пара на единицу выпускаемой продукции, увеличении интенсивности сушки).

9) Составляется *принципиальная схема модернизации пароконденсатной системы сушильной установки БДМ или КДМ* (см. п. 2.2.1, глава 2 и приложение П.16).

10) *Производится уточненный тепловой расчет контактной сушильной установки [4, 5, 33]* с выходом на гарантийные показатели работы пароконденсатной системы после ее реконструкции: производительность установки, удельные затраты пара и теплоты, интенсивность сушки или удельный влагосъем, расчет вентиляционной системы сушильной установки. При этом выполняется следующий объем работ:

- Рассчитываются расходы пара на каждый цилиндр (см. п. 2.2.1, глава 2). Разрабатываются мероприятия по обеспечению поступления необходимого по расчету расхода пара на каждый цилиндр.
- Производится разбивка цилиндров на подгруппы, работающих на каждый дополнительный конденсатопровод.
- Рассчитываются подпорные дроссельные шайбы, работающих на отдельные группы цилиндров (см. п. 2.6, глава 2).

- Производятся тепловой и конструктивный расчеты объемов и габаритов сепараторов (см. п. 2.5, глава 2).
- Выполняется тепловой расчет теплообменных аппаратов. Определяются поверхности нагрева пароводяного и водоводяных теплообменных аппаратов (см. п. 2.7, глава 2).
- Производятся конструктивный и гидравлический расчеты теплообменных аппаратов (см. п. 2.7, глава 2).
- Подбираются стандартные теплообменные аппараты (приложение П.7) или составляются чертежи для изготовления теплообменных аппаратов.
- Подбираются конденсатные насосы и водяной насос (см. п. 2.8, глава 2).
- Выполняются тепловой и конструктивный расчеты парового эжектора (см. п. 7.11, глава 7) в соответствии с [81].
- Производится расчет диаметров паропроводов, конденсатопроводов, водоводов, трубопроводов для пропуска смеси пара и конденсата (см. п. 2.2.2, глава 2).
- Результаты расчетов наносятся на принципиальную схему ПКС.
- Выполняются чертежи нестандартного оборудования.
- Составляется сводная таблица стоимости запорной арматуры, насосов, теплообменников, сепараторов, контрольно-измерительных приборов, трубопроводов.
- Намечаются фирмы изготовители и поставщики стандартного и нестандартного оборудования.

11) Подготовленные документы передаются заказчику для их реализации. Сюда входят:

- a. Принципиальная тепловая схема пароконденсатной системы для ее реконструкции.
- b. Чертежи нестандартного оборудования, заводы-изготовители оборудования.
- c. Сводная ведомость арматуры, контрольно-измерительных приборов, указываются тип и стоимость основного оборудования по схеме ПКС.

12) Работниками предприятия закупается все необходимое оборудование и приборы контроля работы ПКС по предлагаемой схеме (в течение 1–2 месяцев).

13) Производится предварительная сборка оборудования ПКС (по месту).

14) Производится останов машины и демонтаж старой схемы ПКС.

15) Осуществляется монтаж предлагаемой схемы ПКС под наблюдением исполнителя и работников предприятия.

16) Производится пуск и наладка работы новой ПКС сушильной установки в присутствии заказчика и исполнителя.

17) Вывод работы ПКС сушильной установки на гарантийные показатели работы.

18) Сдача объекта «под ключ».

19) Контроль и инженерное сопровождение работы ПКС БДМ или КДМ в после пусковой период эксплуатации.

### **3.2. Методика проведения обследования работы сушильных установок на действующих БДМ и КДМ**

Удельные расходы пара и теплоты и производительность бумаго- и картоноделательных машин в значительной степени определяются схемой теплоснабжения, а также тепловым и гидравлическим режимами работы сушильных установок. На тихоходных машинах широко применяется *параллельная схема* теплоснабжения сушильных цилиндров, которая является весьма простой и гибкой. При этом все сушильные цилиндры подключены к одному общему магистральному паропроводу и конденсатопроводу. Регулирование давления пара в цилиндрах осуществляется при помощи паровпускных вентилей, а отвод конденсата производится при помощи автоматически действующих поплавковых конденсатоотводчиков.

Параллельная схема теплоснабжения позволяет установить любое заданное распределение давления и температуры насыщенного пара в цилиндрах. К недостаткам такой схемы относятся наличие в конденсатопроводе машины большого количества пролетного пара, а также наличие конденсатоотводчиков, которые требуют тщательного ухода и контроля в эксплуатации.

В настоящее время на быстроходных бумаго- и картоноделательных машинах наибольшее распространение получила *групповая схема* теплоснабжения с каскадным распределением давления и последовательным перепуском пара по отдельным группам цилиндров. При этом отделяемый в сепараторах из пароконденсатной системы пролетный пар и пары вторичного вскипания конденсата используются в группах цилиндров, в которых поддерживается более низкое давление. Недостатком схемы является сложность схемы в управлении при эксплуатации установки. Для перепуска вторичного пара между

группами цилиндров некоторые иностранные фирмы используют термокомпрессоры.

Измерение давления пара в цилиндрах производилось при помощи манометров, установленных в каждой паровой группе, а температура пара и удаляемого из цилиндров конденсата – с помощью контактной термодпары и переносного потенциометра типа ПП-63 (Рис. 3.1). Тарировка и предварительная проверка измерительной системы проводились в лабораторных условиях, погрешность не превышала 1 %. Для измерения температуры сушильных цилиндров и полотна бумаги или картона применялся бесконтактный инфракрасный пирометр типа ИК – термометр фирмы «Optris MS Plus» с пределом измерения (–32)–530 °С. Погрешность прибора составляла 1 °С.

Соотношение влажности и сухости материала в полотне определялось на основе производственных измерений и лабораторных калибровочных кривых. Этот метод позволил измерять влажность полотна с точностью до 0,2 %.

Масса 1 м<sup>2</sup> полотна замерялась в лаборатории качества бумаги (картона) при предприятии. Начальная влажность полотна перед сушильной частью машины и конечная влажность бумаги или картона на накате сушильной установки определялись также в лабораторных условиях. Производительность машины рассчитывалась по скорости движения полотна, замеренной на пульте управления. Для этой цели, кроме того, использовались ширина полотна и масса 1 м<sup>2</sup>.

Часовой и суточный расходы пара на сушку замерялись по показаниям четырехканального узла учета тепла фирмы «Логика» или по показаниям самописцев. С помощью счетчиков горячей воды фиксировался расход отводимого конденсата от машины, а счетчиками холодной воды определялся расход воды на теплообменники. Температуры пара, конденсата и полотна замерялась оптическим пирометром. По результатам этих замеров определялось количество теплоты, расходуемой на сушку.

По фактическим характеристикам производительности машины и расходам пара и теплоты на сушку вычислялись удельные расходы пара и теплоты на единицу выпускаемой продукции и на единицу удаляемой влаги. Далее также производилось сравнение теоретических и фактических показателей работы машины, и рассчитывалась интенсивность сушки. Как правило, фактические значения удельных расходов теплоты оказываются значительно

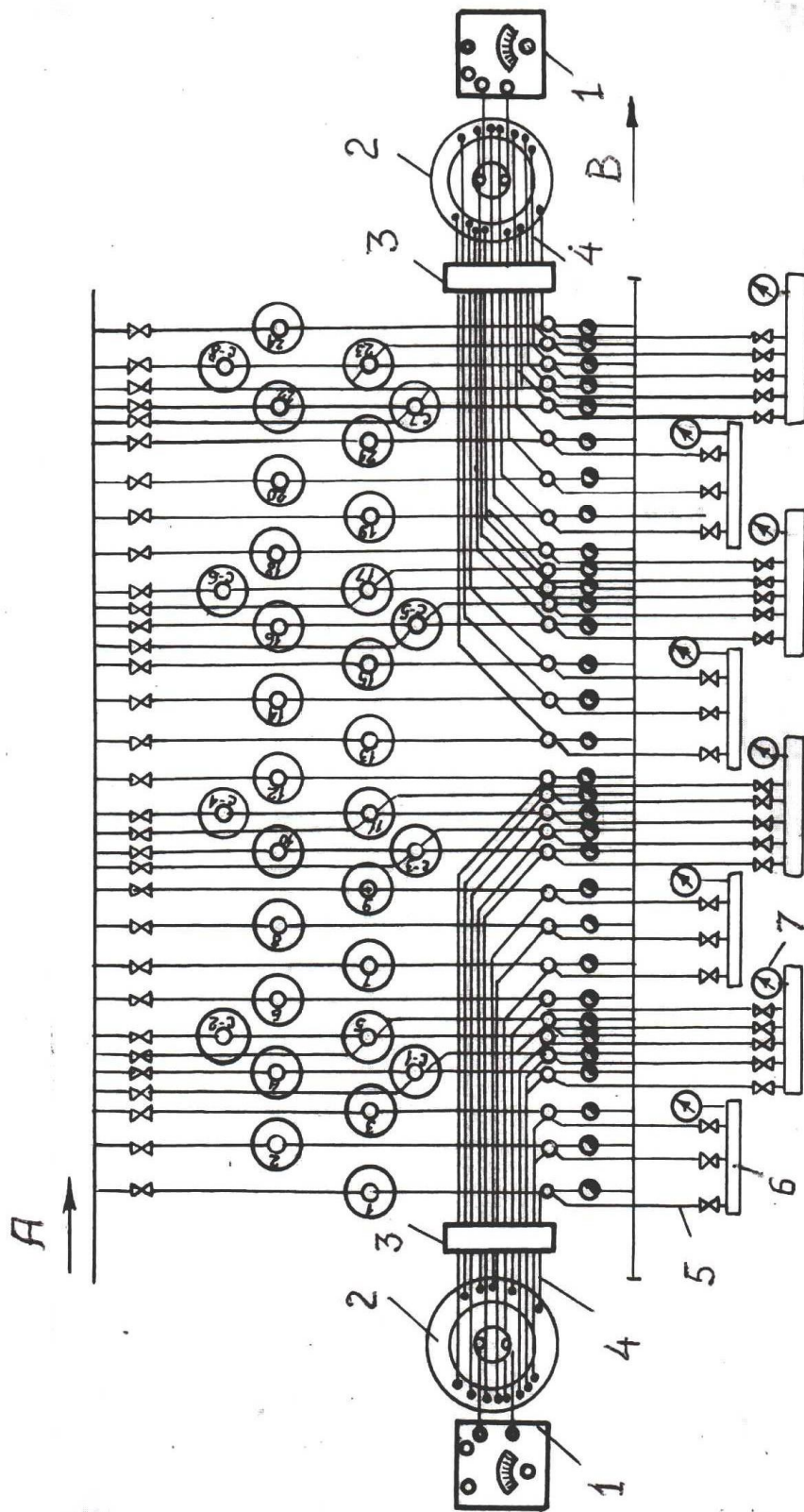


Рис. 3.1. Измерительная система контроля теплового и гидравлического режимов работы сушильной части БДМ или КДМ по температуре конденсата:

*A* – пар; *B* – конденсат; 1 – потенциометр; 2 – переключатель; 3 – холодные спайи термомпар; 4 – термомпары; 5 – манометрические трубки; 6 – коллекторы; 7 – манометр

выше (на 20–40 %) теоретических.

В связи с этим выявлялись недостатки в работе существующих пароконденсатных систем БДМ и КДМ.

Производились замеры температуры полотна и поверхности сушильных цилиндров. Анализировались температурный и гидравлический режимы работы сушильной установки.

В лабораторных условиях определялась влажность полотна перед сушильной установкой, после нее и после каждого пятого цилиндра. Особо следует отметить тщательность проведения замеров влажности полотна перед сушкой (на лицевой стороне, приводной и в середине полотна), от значений которых существенно зависят производительность установки и затраты теплоты на сушку.

По результатам замеров строились температурный график сушки и график кинетики сушки по длине сушильной установки. На основе полученных данных разрабатывались первоочередные мероприятия (приложение П.14) по устранению недостатков в работе существующих схем теплоснабжения машин и разрабатывались принципиальные схемы пароконденсатных систем сушильных установок, которые могут обеспечить получение гарантированных значений минимальных удельных расходов теплоты и пара при максимальной производительности сушильных частей БДМ и КДМ.

### **3.3. Пароконденсатные системы сушильных установок БДМ и КДМ, реализованные на производстве**

#### ***3.3.1. Универсальная схема ПКС, реализованная на КДМ Кемеровского предприятия ООО «Кузбасский скарабей»***

#### ***I этап работ по модернизации ПКС КДМ – обследование***

##### ***Предварительное изучение состояния сушильной установки КДМ***

*В процессе обследования была проделана следующая работа:*

- изучена техническая документация КДМ;
- определены фактические параметры работы сушильной установки;
- изучена существующая схема пароконденсатной системы КДМ;

- произведен анализ существующей схемы ПКС и ее работы;
- проведены замеры температур полотна и поверхности сушильных цилиндров;
- проведены замеры влажности и сухости полотна перед и после сушильной установки, после каждого пятого цилиндра сушильной установки. Составлена кинетика сушки полотна. Произведена оценка эффективности существующего теплового режима сушки;
- выявлены недостатки в работе существующей ПКС;
- разработаны первоочередные рекомендации по улучшению работы существующей ПКС;
- составлено совместное техническое задание на модернизацию схемы ПКС сушильной установки КДМ.

### *Результаты обследования*

В результате проведенного обследования сушильной установки КДМ было *установлено* следующее:

1. Расход теплоты на сушку картона превышает расчетное значение в 2,66 раза. Теоретическая (расчетная) величина удельных затрат составляет 4,831 ГДж/т продукции (1,153 Гкал/т) при фактическом значении – 12,86 ГДж/т продукции (3,07 Гкал/т).

2. Имеется возможность значительно повысить производительность *сушильной установки* машины. Существующий влагосъем составляет 9,92 кг влаги за один час с 1 м<sup>2</sup> активной поверхности сушильных цилиндров. Бумагу для гофрирования (БГ) и картон для плоских слоев (КПС) можно выпускать с удельным влагосъемом 22–29 кг влаги/(м<sup>2</sup> · ч).

Производительность *сушильной установки* при изготовлении БГ и КПС можно повысить в 2,22–2,52 раза (т. е. можно выпускать продукции более 105 т/сутки). Кровельный картон (КК) можно выпускать с удельным влагосъемом 17–19 кг влаги с 1 м<sup>2</sup> в час.

Таким образом, производительность сушильной установки при выработке КК можно повысить до 80,5 т/сутки и более, т. е. в 1,71–1,92 раза.

3. Повышение производительности касается только *сушильной установки*, а не машины в целом. На производительность машины в целом будут накладываться ограничения: скорость привода, сеточная и прессовая части машины, подготовка массы и пр. В ходе обследования установлено, что максимальная рабочая



скорость машины составляет 170 м/мин. Это накладывает ограничение по повышению производительности выше 2677,5 т/ч (61,6 т/сутки) при выработке БГ массой 125 г/м<sup>2</sup> и ширине полотна 2,1 м.

4. При выработке всех видов продукции удельный расход тепла на сушку может находиться в пределах 5,447–6,704 ГДж/т продукции (1,3–1,6 Гкал/т продукции). При производительности машины, рассчитанной выше, часовой расход пара на сушку бумаги составит 5,5–6,0 т/ч.

5. В настоящий момент имеет место острая проблема **сушки кромок**, что вынуждает снижать рабочую скорость машины и приводит к столь значительному перерасходу тепла на пересушку середины полотна.

6. Анализ графиков кинетики сушки полотна показывает, что интенсивность сушки на существующем режиме работы ниже, чем можно достичь. Самый *главный вывод* из анализа кинетики сушки заключается в том, что бумага (ее середина) высыхает уже на цилиндре № 24 (влажность полотна составляет менее 9 %), т. е. даже на существующем режиме работы машины цилиндры с 25 по 42 *работают на неполную нагрузку*.

7. При производительности машины 2677,5 кг/ч (61,6 т/сутки) и при выработке бумаги марки БГ массой 125 г/м<sup>2</sup> на 24 сушильных цилиндрах удельный влагосъем составит 22,7 кг влаги с 1 м<sup>2</sup> активной поверхности сушильных цилиндров в час. При этом интенсивность сушки будет в норме и даже останется запас по влагосъему до 29 кг влаги/(м<sup>2</sup>·ч).

### ***Основные недостатки при работе существующей ПКС КДМ***

Эти недостатки следующие:

- наличие проблемы сушки кромок;
- избыточное количество сушильных цилиндров, 18 последних цилиндров работают неэффективно;
- отсутствует расчетное распределение пара по сушильным цилиндрам и объединение цилиндров по паровым группам в соответствии с тепловым расчетом установки и периодами сушки;
- сушильная установка не предназначена для выработки кровельного картона (КК), так как нет возможности создать

высокую температуру на первых цилиндрах, что необходимо для получения высокой впитываемости КК;

- конденсат от машины используется на технологию, а не возвращается в котельную. Это приводит к существенному перерасходу теплоты на машину;
- нет систематического контроля начальной сухости полотна (сухость менее 41–42 % недопустима);
- неудовлетворительный температурный график. Отдельные цилиндры частично или полностью залиты переохлажденным конденсатом, поэтому они работают неэффективно и имеют низкую температуру. Это приводит к снижению производительности сушильной установки. Некоторые цилиндры не получают необходимый расход пара (по тепловому расчету);
- нет наглядного учета расхода тепла на машине;
- наличие свищей и протечек в паропроводах, паровпускных головках и в конденсатной системе;
- нет системы удаления воздуха из ПКС, труба для удаления воздуха из последнего сепаратора заведена в конденсатопровод, по которому насосами качается конденсат под давлением 0,1–0,15 МПа. Выход воздуха из цилиндров задушен конденсатом, что ухудшает теплоотдачу от пара к внутренней стенке цилиндра и снижает производительность машины в целом;
- технологическая система вентиляции и рекуперации теплоты на КДМ требует усовершенствования.

Эти недостатки приводят к перерасходу тепла и снижению производительности машины.

### ***Первоочередные мероприятия по совершенствованию работы ПКС***

Для повышения эффективности работы ПКС необходимо выполнить следующие первоочередные мероприятия:

1. На цилиндрах с 7 по 42 повысить начальное избыточное давление пара с 0,25 до 0,35 МПа и *увеличить рабочую скорость машины.*

2. При пересыхании полотна последовательно отключать по пару и конденсату сушильные цилиндры с 42 по 25 до достижения

требуемой сухости на накате, но не снижать давление пара на машину.

3. Вести систематический и тщательный контроль начальной сухости полотна. Контроль сухости полотна после прессовой части («лицо-привод») проводить 1 раз в смену или в сутки.

4. Наладить учет тепла, отпускаемого на сушку, согласно фактических (новых) условий работы машины. Как минимум – выполнить расчет расходомерной шайбы и установить дифференциальный манометр на новые (будущие, расчетные) параметры пара, а лучше поставить четырехканальный узел учета тепла фирмы «Логика».

5. Проверить исправность и восстановить работоспособность регулирующих клапанов на трубопроводах и датчиков уровня на сепараторах.

6. Установить водоуказательные стекла на сепараторах. Они необходимы для анализа работы ПКС и регулирующих клапанов.

7. Организовать удаление воздуха из ПКС. Либо установить в верхнюю крышку последнего сепаратора автоматический воздушник, например, фирмы «Spirax Sarco Engineering», либо поставить на линию периодического сброса воздуха шаровый кран с проходным сечением  $d_y$  32.

8. Выполнить теплоизоляцию торцевых поверхностей сушильных цилиндров, например, жидким теплоизолятором «Астратек». Это позволит сэкономить расход тепла и повысить сухость кромок.

9. Конденсат от сушильной установки возвращать в котельную, а для нагрева массы использовать необходимое количество пара.

10. Устранить свищи и протечки на всех элементах ПКС.

11. Оборудовать дренажи паропроводов расчетными конденсатоотводчиками, например, поплавковыми фирмы «Spirax Sarco Engineering», или фирмы «Коралл», «ADL».

Выполнение данных мероприятий позволит стабилизировать работу ПКС, снизить удельные затраты теплоты на сушку и повысить производительность машины.

### ***Перечень технических мероприятий второй очереди***

Для достижения указанной выше производительности и снижения удельных затрат тепла необходимо модернизировать

ПКС КДМ и внедрить ряд технических мероприятий (см. приложение П.15). Кроме того, необходимо проверить работоспособность систем технологической приточно-вытяжной вентиляции, обследовать, просчитать и привести в соответствие работу вентиляционной системы КДМ с режимом работы сушильной установки.

При изготовлении кровельного картона с высокой впитываемостью необходимо принципиально изменить схему теплоснабжения сушики. Для выработки всех видов продукции с максимальной производительностью при минимальных затратах тепла, необходимо разработать *универсальную схему ПКС КДМ*, позволяющую наиболее эффективно использовать возможности машины. Кроме того, новая схема ПКС позволит поднять производительность машины на всех видах продукции.

Целесообразность модернизации пароконденсатной системы сушильной установки КДМ очевидна. Принципиальная схема предлагаемой ПКС КДМ представлена на рис. 3.2.

Вопросы вентиляции на данном этапе не рассматривались, так как это требует привязки к конкретному (будущему) режиму работы машины.

*В объем работ по модернизации ПКС КДМ входят следующие этапы:*

1. Выполнение теплового, гидравлического и конструктивного расчетов сушильной установки КДМ в двух вариантах: для БГ, (или КПС) и для КК. Расчет необходимых расходов пара на каждый цилиндр и на группы цилиндров, расчет объемов сепараторов, поверхностей теплообменников, диаметров паропроводов и конденсаторопроводов, характеристик насосов.
2. Разработка и выполнение принципиальной схемы ПКС КДМ с описанием ее работы.
3. Составление спецификации на стандартное оборудование. Подбор оборудования с указанием марки, стоимости и фирмы поставщика.
4. Разработка эскизов нестандартного оборудования, требуемого по схеме (сепараторов, теплообменников, парового эжектора, дроссельных подпорных шайб и пр.).
5. Разработка рекомендаций по монтажу и эксплуатации ПКС.
6. Авторское сопровождение по вопросам, возникающим в процессе подготовки и монтажа схемы ПКС.
7. Контроль со стороны разработчика проекта за пуско-наладочными работами.

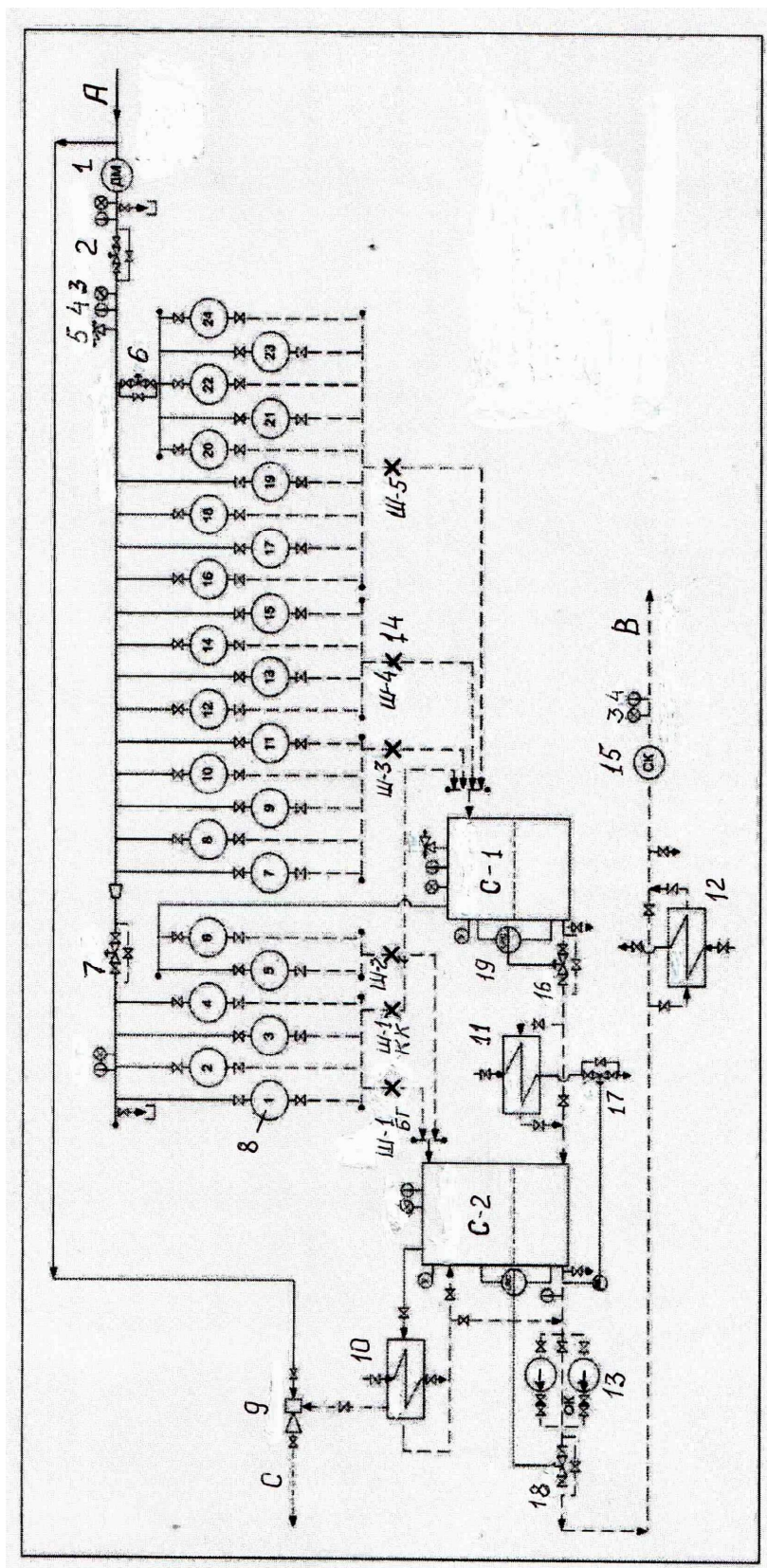


Рис. 3.2. Реализованная универсальная схема ПКС КДМ на Кемеровском предприятии  
 ООО «Кузбасский скарбай»:

*A* – подвод острого пара; *B* – отвод конденсата; *C* – отвод воздуха; 1 – дифференциальный манометр; 2 – главный регулятор давления; 3 – термометр; 4 – манометр; 5 – предохранительный клапан; 6, 7 – регулятор давления; 8 – сушильный цилиндр; 9 – паровой эжектор; 10 – пароводяной теплообменник (ПВТ); 11, 12 – водо-водяной теплообменник 1 и 2 (ВВТ-1, ВВТ-2); 13 – конденсатный насос; 14 – подпорная дроссельная шайба; 15 – счетчик конденсата; 16, 17, 18 – регулирующий клапан; 19 – регулятор уровня конденсата

Ожидаемые капитальные затраты составляют от 1,5 до 5 млн. рублей.

Срок окупаемости реконструкции (по опыту внедрения на других предприятиях) составляет от 3 до 6 месяцев.

Для выполнения теплового расчета сушильной установки КДМ (г. Кемерово) от руководства предприятия получено согласованное техническое задание (приложение П.17) на разработку *универсальной схемы пароконденсатной системы* сушильной части КДМ. Машина на 24 сушильных цилиндрах (вместо существующих 42 цилиндров) должна выпускать три вида продукции: бумагу для гофрирования (БГ); картон для плоских слоев (КПС) и кровельный картон (КК). Производительность машины после реконструкции ПКС должна составить: при выработке КПС и БГ – 62 т/сутки; для КК – 49 т/сутки при начальной сухости полотна 41 %. При этом фактические удельные расходы теплоты составят 5,447–6,704 ГДж/т продукции (1,3 – 1,6 Гкал/т).

Произведен тепловой расчет сушильной установки для каждого из трех видов продукции.

Получены следующие *результаты теплового расчета* сушильной части машины.

*А. При выработке бумаги для гофрирования и картона для плоских слоев:*

- Производительность машины – 62 т/сутки при скорости 170 м/мин.
- Количество цилиндров:
  - в периоде прогрева полотна – 1,34 цилиндра;
  - в первом периоде сушки – 6,47 цилиндров;
  - во втором периоде сушки – 16,19 цилиндров;
  - всего – 24 цилиндра.
- Теоретические расходы:
  - пара – 5,177 т/ч;
  - теплоты – 12,025 ГДж/ч (2,87 Гкал/ч);
  - удельный расход теплоты – 4,826 ГДж/т бумаги (1,152 Гкал/т бумаги);
  - удельный расход пара на выработку 1 тонны бумаги – 2,08 т пара/т бумаги;
  - удельный расход пара на 1 тонну испаряемой влаги – 1,525 т пара/т влаги.
- Количество испаряемой влаги (теоретическое значение) – 3113,4 кг влаги/ч.

- Интенсивность сушки полотна (удельный влагоъем) после реконструкции ПКС – 21 кг влаги/(м<sup>2</sup>·ч).
- В. *При выработке кровельного картона:*
- Производительность машины – 48,9 т/сутки при скорости 71 м/мин.
  - Количество цилиндров:
    - в периоде прогрева полотна – 1,12 цилиндра;
    - в первом периоде сушки – 5,57 цилиндров;
    - во втором периоде сушки – 17,31 цилиндров;
    - всего – 24 цилиндра.
  - Теоретические расходы:
    - пара – 4,25 т пара/ч;
    - теплоты – 9,888 ГДж/ч (2,36 Гкал/ч);
    - удельный расход теплоты – 5,447 ГДж/т картона (1,30 Гкал/т картона);
    - удельный расход пара на выработку 1 тонны картона – 2,35 т пара/т картона;
    - удельный расход пара на 1 тонну испаряемой влаги – 1,72 т пара/т влаги.
  - Количество испаряемой влаги (теоретическое значение) – 2472,8 кг влаги/ч.
  - Интенсивность сушки картона (удельный влагоъем) после реконструкции ПКС – 17,5 кг влаги/(м<sup>2</sup>·ч).

*Внедрение универсальной схемы пароконденсатной системы на КДМ ООО «Кузбасский скарабей» позволило выйти на гарантированные показатели работы сушильной установки:*

При фактической производительности машины 2,7 т бумаги /ч (61,6 т бумаги/сутки) и при выработке БГ массой 125 г/м<sup>2</sup> на 24 сушильных цилиндрах удельный влагоъем составил 22,7 кг влаги с 1 м<sup>2</sup> активной поверхности сушильных цилиндров в час. По данным обследования сушильной части КДМ влагоъем до реконструкции ПКС составлял 9,92 кг/(м<sup>2</sup>·°С).

Удельный расход тепла на сушку при выработке всех видов продукции находится в пределах (5,447–6,704) ГДж/т (1,3–1,6) Гкал/т. До реконструкции ПКС удельный расход теплоты составлял 12,863 ГДж/т продукции (3,07 Гкал/т продукции).

### ***Работа сушильной установки до реконструкции ПКС***

По проекту сушильная часть картоноделательной машины была

предназначена для выпуска кровельного картона из макулатуры и состояла из 42 сушильных цилиндров. Причем первые по ходу полотна 24 цилиндра могли выпускать полотно шириной 2,1 м, а последующие 18 цилиндров – только 2 м.

При работе всех 42 цилиндров и выпуске продукции шириной полотна 2 м производительность машины по проекту составляла 48 т/сутки.

На машине была использована групповая схема теплоснабжения с последовательным перепуском пара по паровым группам. Причем для обеспечения необходимой пористости картона на первые 6 цилиндров подавался острый пар с избыточным давлением 0,25 МПа, а на остальные цилиндры – вторичный пар давлением меньше, чем 0,2 МПа.

Кроме того, на сушильной установке поддерживались следующие параметры работы:

Масса 1 м<sup>2</sup> полотна кровельного картона – 230–250 г/м<sup>2</sup>.

Диаметр цилиндров – 1,5 м.

Ширина полотна – 2 м.

Угол обхвата цилиндров полотном составлял – 0,625.

Сухость полотна: перед сушильной установкой составляла 40–42 %, после нее – 91–95 %.

Удельный расход теплоты – 12,863 ГДж/т картона (3,07 Гкал/т картона).

При переводе работы машины на выпуск трех видов ассортимента продукции, а именно, кровельного картона, бумаги для гофрирования и картона для плоских слоев схема ПКС сушильной установки претерпела значительные изменения.

Принципиальная *универсальная схема ПКС* сушильной части КДМ при выпуске трех видов продукции представлена на рис. 3.2. Причем при выработке на машине продукции БГ и КПС ширина полотна составляет 2,1 м, а при изготовлении КК – 2 м.

### ***Краткое описание принципиальной универсальной схемы ПКС КДМ***

Разработка схемы пароконденсатной системы КДМ основывается на тепловом, гидравлическом и конструктивном расчетах. Эти расчеты позволяют учесть закономерности сушки: кинетику сушки, формы связи влаги с полотном, интенсивность сушки на различных стадиях процесса. На основании этих расчетов с учетом закономерностей сушки осуществляется



распределение цилиндров по паровым группам, распределение расходов пара по цилиндрам, определение необходимого объема сепараторов, диаметров шайб, поверхности теплообменников, диаметров трубопроводов пара и конденсата.

В результате, внедрение такой пароконденсатной системы позволяет достичь максимальной для данной сушильной установки производительности машины и снизить удельные затраты теплоты до значений, близких к теоретическим (расчетным) значениям.

Весь пар, необходимый для сушки полотна, подается на первую паровую группу (цилиндры № 7–24). В первую паровую группу включены также и последние цилиндры (№ 20–24), на которых из полотна удаляется микрокапиллярная и адсорбционная влага. В случае сушки кровельного картона (КК) необходимо на первые цилиндры (цилиндры № 1–4) подавать острый пар высокого давления. В первой паровой группе конденсируется необходимое количество пара, передавая полотну теплоту парообразования.

Использование теплоты парообразования позволяет повысить эффективность сушки по сравнению с нагревом цилиндров пролетным паром. Затем конденсат с пролетным паром через дроссельные подпорные шайбы Ш. 3, 4, 5 поступает в сепаратор № 1. Здесь происходит разделение пароконденсатной смеси на пар и конденсат. Кроме того, в сепараторе за счет увеличения объема происходит вскипание конденсата, и образуются пары вторичного вскипания.

Из сепаратора № 1 конденсат под разностью давлений перетекает в сепаратор № 2, а пролетный пар и пары вторичного вскипания поступают на питание второй паровой группы (цилиндры № 1–4), когда вырабатывается бумага для гофрирования. Таким образом, в сепараторе № 2 оказывается минимальное количество пара (от 50 до 200 кг/ч), в основном это пары вторичного вскипания. Этот пар может быть утилизирован в пароводяном теплообменнике (ПВТ), нагревая охлаждающую воду с 12 до 52°С, или в калориферах системы вентиляции. Его можно также направить также в паровой ящик для нагрева массы на сеточном столе. При конденсации пара его объем сокращается в 1600 раз. В результате давление в сепараторе № 2 снижается до атмосферного давления и ниже. При таком давлении температура конденсата не превышает 98°С, что создает благоприятные условия для стабильной работы конденсатных насосов. Для этих же целей между сепараторами 1 и 2 установлен водо-водяной

теплообменный аппарат расчетной поверхности (ВВТ-1). Дальнейшая утилизация теплоты отводимого конденсата производится в водо-водяном теплообменнике (ВВТ-2) или в калорифере технологической вентиляции.

Для наиболее эффективной работы сушильной установки из пароконденсатной системы необходимо удалять скапливающийся воздух. Обычно это достигается применением вакуумных насосов. С этой целью рекомендуется более простой, дешевый и надежный способ – периодическое использование парового эжектора. Для контроля параметров сушки рекомендуется установить минимальное количество контрольно-измерительных приборов: расходомеры по пару, конденсату и воде, термометры и манометры на сепараторах и паропроводах, термометры на водо- и конденсатопроводах. Для контроля температуры сушильных цилиндров рекомендуется использование термопар, закрепленных в конденсатопровод каждого цилиндра. Простота и наглядность этого способа позволяют наиболее оперативно реагировать на изменение процессов, происходящих в полотно и на поверхности сушильных цилиндров.

Шайбирование цилиндров по группам позволяет ступенчато приблизить график расхода пара к теоретическому значению, а следовательно, снизить удельные затраты теплоты на сушку и повысить производительность машины. Эта же цель может быть достигнута за счет установки регулирующих клапанов на паропроводе каждого цилиндра. Но этот способ очень дорог, менее надежен и требует постоянного контроля и обслуживания, а его эффективность незначительно превосходит эффективность шайбирования.

В схеме используются и другие недорогие, но эффективные мероприятия, позволяющие стабилизировать тепловой и гидравлический режимы сушки (паровой эжектор, водо-водяной теплообменник ВВТ-1, регулирующий клапан между сепараторами).

При переходе на выработку бумаги для гофрирования и картона для плоских слоев в схеме ПКС необходимо выполнить следующие переключения:

1. С помощью регулирующего клапана 7 снизить давление на вторую паровую группу на 0,05–0,1 МПа.
2. Открыть вентиль к шайбе Ш. 1 (на линии при изготовлении БГ) и закрыть вентиль к шайбе Ш. 1 (на линии при выпуске КК).

При переходе на выработку кровельного картона в схеме необходимо выполнить следующие переключения:

1. С помощью регулирующего клапана 7 поднять давление до максимума на вторую паровую группу.
2. Открыть вентиль к шайбе Ш. 1 (на линии при выпуске КК).  
и закрыть вентиль на Ш. 1 (на линии при изготовлении БГ).

Предлагаемая принципиальная схема рассчитана на максимальную для заданных условий производительность и минимальный удельный расход тепла. В общем случае температурный график имеет вид кривой, необходимой для получения качественной продукции. При помощи главной паровой задвижки (главного регулятора давления) эта кривая может быть перемещена относительно оси температур вверх или вниз. Изменение характера кривой можно достичь при помощи вентиля, установленных на паропроводах каждого цилиндра. Кроме того, за счет различных вариантов объединения цилиндров в паровые подгруппы можно изначально создать необходимый по технологии температурный график.

Таким образом, предлагаемая схема пароконденсатной системы учитывает и устраняет недостатки существующей схемы, позволяет достичь максимальной для данных условий производительности машины и снизить удельные затраты теплоты до минимума. Кроме того, схема позволяет полностью исключить пролетный пар в конденсатопроводе от машины и обеспечить максимальный процент возврата конденсата в котельную. Простота и надежность схемы гарантируют ее длительную и безаварийную эксплуатацию при *минимальных финансовых вложениях*. Кроме того, универсальная схема позволяет выпускать весь ассортимент продукции с максимальной производительностью при минимальных затратах тепла.

Реализация универсальной схемы ПКС на производстве позволила получить *гарантированные* характеристики работы сушильной части КДМ: *производительность машины* возросла за счет интенсификации сушки с 48 до 60–62 т продукции в сутки при выпуске бумаги для гофрирования (БГ) и картона для плоских слоев (КПС). Кроме того, *удельные расходы теплоты* снижены с 12,863 до 5,866–6,704 ГДж/т продукции (с 3,07 до 1,4–1,6 Гкал/т продукции), так как меньше стало брака, связанного с сокращением затрат теплоты на сушку середины и кромок полотна.

Дальнейшее увеличение производительности машины с 60 до 70 т/сутки возможно за счет включения в работу 9-ти последующих цилиндров № 25–33 в конце сушки при выпуске качественной продукции.

Схема подключения этих цилиндров к общей схеме пароконденсатной системы сушильной установки КДМ представлена на рис. 3.3. Особенность подключения этих цилиндров к схеме теплоснабжения установки заключается в том, что подсоединяемые цилиндры должны работать независимо от основной схемы и в то же время они не должны создавать дополнительный подпор для работы основных цилиндров № 1–24.

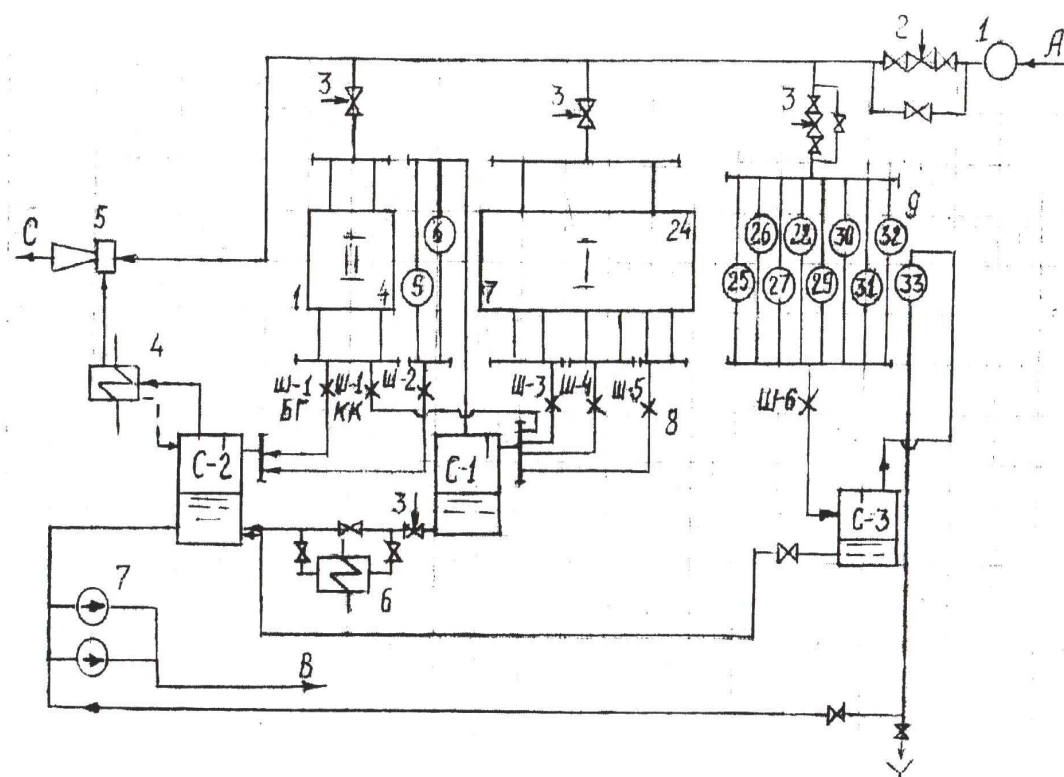


Рис. 3.3. Предлагаемая схема ПКС с включенными в работу сушильными цилиндрами № 25–33:

*A* – подвод острого пара к сушильной установке; *B* – отвод конденсата от установки в котельную; *C* – отвод воздуха из ПКС; С-1, С-2, С-3 - сепараторы № 1, 2, 3; I – первая паровая группа сушильных цилиндров; II – вторая паровая группа цилиндров; 1 – расходомер по пару; 2 – главный регулятор давления; 3 – регулирующий клапан; 4 – пароводяной теплообменник; 5 – паровой эжектор; 6 – водо-водяной теплообменник; 7 – конденсатные насосы; 8 – шайбы; 9 – сушильный цилиндр

Как следует из схемы, включение в работу дополнительных девяти сушильных цилиндров (цилиндры № 25–33), расположенных вслед за уже работающими основными цилиндрами (цилиндрами № 1–24), позволит повысить производительность установки на 16,6 % и выйти на производительность сушильной установки – 70 т продукции в сутки при выпуске качественной продукции.

Однако удельные затраты теплоты будут незначительно завышены, в связи с наличием проблем с сушкой кромок полотна.

В соответствии с предлагаемой схемой пар на дополнительные цилиндры (цилиндры № 25–32) поступает из главного паропровода машины при общем избыточном давлении 0,25 МПа. Большая часть пара конденсируется в сушильных цилиндрах и лишь 10% пролетного пара (около 50–100 кг/ч) вместе с конденсатом поступает в дополнительный сепаратор № 3. Здесь происходит разделение пароконденсатной смеси на пар и конденсат. Конденсат из сепаратора № 3 под действием разности давлений перепускается в сепаратор № 2, а пролетный пар и пары вторичного вскипания из сепаратора № 3 направляются на питание цилиндра № 33. Конденсат из этого цилиндра направляется во всасывающий трубопровод перед конденсатным насосом или в дренаж.

Для повышения эффективности использования теплоты парообразования в процессе сушки необходимо на общем трубопроводе отвода пара и конденсата от цилиндров № 25–32 установить дроссельную подпорную шайбу расчетного проходного сечения.

Данная схема сушильной установки КДМ передана предприятию для реконструкции ПКС, с целью повышения производительности машины. Она реализована на предприятии.

### ***3.3.2. Схема реконструкции ПКС сушильной части пресспата типа ОМ-8 ОАО «Марийский ЦБК»***

Оценочные расчеты пароконденсатной системы ОМ-8, выполненные на основании исходных данных (приложение П. 18), дали следующие результаты:

- перерасход теплоты на сушку целлюлозы составляет около 14,7 %, так как теоретическая величина удельных затрат теплоты равна 4,747 ГДж/т

целлюлозы (1,133 Гкал/т целлюлозы), а фактические затраты теплоты – 5,447 ГДж/т целлюлозы (1,3 Гкал/т целлюлозы);

- сушильная установка работает с низкой производительностью, так как существующий влагосъем составляет 14,23 кг влаги с 1м<sup>2</sup> в час.

В настоящее время на подобных машинах можно достичь интенсивности сушки порядка 19 кг влаги с 1м<sup>2</sup> в час и выше, что позволяет говорить о снижении производительности сушильной установки КДМ типа ОМ-8 на 33,5 % при сухости полотна 39 %.

Эти результаты позволяют оценить потери предприятия от перерасхода теплоты и снижения производительности ОМ-8.

*Примечания:*

1. Расчеты носят оценочный характер и будут уточнены в процессе обследования.

2. Расчеты позволяют оценить возможности только сушильной установки ОМ-8, но не машины в целом (подготовка массы, сеточная и прессовая часть, привод, механическое состояние элементов машины и пр.)

3. Потенциальные возможности машины в целом могут быть согласованы со специалистами предприятия в процессе обследования.

Для решения этих проблем необходимо выполнить следующий объем работ:

1) Провести *обследование* работы пароконденсатной системы ОМ-8 с целью определения максимальных возможностей сушильной установки по производительности и сокращению удельных затрат теплоты на сушку.

2) Выполнить *модернизацию* пароконденсатной системы ОМ-8 с целью достижения максимально возможной производительности сушильной установки и минимальных затрат теплоты на сушку.

### **ОБСЛЕДОВАНИЕ**

Для определения потенциальных возможностей машины по сушке целлюлозы необходимо провести *обследование* сушильной установки КДМ типа ОМ-8.

В процессе обследования собраны уточненные исходные данные, необходимые для последующих расчетов ПКС ОМ-8: теплового, гидравлического и конструктивного. Произведен анализ работы сушильной установки. Представлены результаты оценочных расчетов, рассмотрены различные варианты компоновки ПКС машины. Совместно со специалистами предприятия выбран оптимальный вариант модернизации машины и составлено совместное *техническое задание* на реконструкцию ПКС ОМ-8 (приложение П.19). В процессе обследования рассмотрены варианты дальнейшего повышения производительности сушильной установки КДМ типа ОМ-8 с 92 до 120 и далее до 150 т/сутки.

По результатам обследования составлен отчет с указанием максимальных и оптимальных возможностей машины по сушке. Составлено *техничко-коммерческое предложение* на реконструкцию (модернизацию) сушильной установки ОМ-8 с приложением технико-экономического обоснования и ориентировочных сроков окупаемости. Кроме того, в процессе обследования установлены причины, вызывающие снижение эффективности работы машины.

Разработан перечень первоочередных мероприятий, позволяющих повысить эффективность работы машин силами предприятия без особых финансовых вложений.

### **МОДЕРНИЗАЦИЯ**

В результате *модернизации* (реконструкции) пароконденсатной системы ОМ-8 удельный расход теплоты на сушку целлюлозы снизится с 5,447 до 4,609 ГДж/т целлюлозы (с 1,3 до 1,1 Гкал/т целлюлозы). Производительность машины при соблюдении начальной сухости  $T_0 = 43 \%$  (расчетное значение) и начального избыточного давления пара не менее 0,40 МПа возрастет с 92 до 120 (30,4 %), а затем до 147,1 т/сутки (59,9 %).

Объем работ, выполняемых Заказчиком:

1. Замена паро- и конденсатопроводов в соответствии с предлагаемой схемой.
2. Замена неисправной запорной арматуры на сушильных цилиндрах.
3. Изготовление и монтаж новых сепараторов – 2 единицы.

4. Установка регулирующих клапанов и датчиков уровня на сепараторах.

5. Установка дроссельных подпорных шайб в соответствии с тепловыми расчетами сушильной установки.

6. Изготовление и установка парового эжектора.

7. Установка конденсатных насосов после сепаратора № 2.

8. Изготовление и установка теплообменных аппаратов.

Объем работ, выполняемых Подрядчиком:

1. Проведение обследования пароконденсатной системы ОМ-8.

2. Разработка совместного технического задания на модернизацию ПКС ОМ-8.

3. Выполнение теплового, гидравлического и конструктивного расчетов сушильной установки ОМ-8.

4. Расчет необходимых расходов пара на каждый цилиндр.

5. Расчет диаметров паропроводов и конденсатопроводов.

6. Расчет объемов сепараторов, поверхностей теплообменников, характеристик насосов.

7. Расчет диаметров дроссельных подпорных шайб.

8. Расчет парового эжектора.

9. Расчет охладительного устройства для паропровода острого пара.

10. Разработка принципиальной схемы пароконденсатной системы ОМ-8 с описанием ее работы.

11. Составление спецификации на стандартное оборудование. Подбор оборудования с указанием марки, стоимости и фирмы поставщика.

12. Расчет и разработка эскизов нестандартного оборудования, требуемого по схеме (сепараторов, парового эжектора, шайб, теплообменников и пр.).

13. Разработка рекомендаций по монтажу и эксплуатации ПКС.

14. Оформление отчета.

15. Шефмонтаж схемы ПКС и авторский надзор за пуско-наладочными работами в течение 5 рабочих дней по готовности работ.

### *І этап–обследование*

#### ***Предварительное изучение состояния сушильной установки ОМ-8***

В процессе *обследования* была проделана следующая работа:

- изучена техническая документация работы ПКС ОМ-8;



- определены фактические параметры работы сушильной установки;
- изучена существующая схема пароконденсатной системы (ПКС);
- выполнен анализ существующей схемы ПКС и ее работы;
- проведены замеры температур полотна и поверхности сушильных цилиндров;
- произведены замеры влажности и сухости полотна до и после сушильной установки, после каждого пятого цилиндра. Составлена кинетика сушки полотна и произведена оценка эффективности работы сушильной установки, разработаны рекомендации по корректировке существующей схемы ПКС;
- составлено совместное техническое задание на модернизацию схемы пароконденсатной системы сушильной установки ОМ-8.

### *Результаты обследования*

В результате проведенного обследования сушильной установки ОМ-8 было установлено следующее:

1. Расход теплоты на сушку целлюлозы превышает расчетное значение на 22,5 %, так как теоретическая величина удельных затрат составляет 4,747 ГДж/т целлюлозы (1,133 Гкал/т целлюлозы), а фактические затраты теплоты – 5,816 ГДж/т целлюлозы (1,388 Гкал/т целлюлозы).

2. Имеется возможность существенно повысить производительность *сушильной установки* машины. Существующий влагосъем составляет 14,23 кг влаги с 1 м<sup>2</sup> активной поверхности сушильных цилиндров в час. Товарную целлюлозу можно выпускать с удельным влагосъемом до 19 кг влаги/(м<sup>2</sup>·ч) и выше. Таким образом, производительность *сушильной установки* можно повысить в 1,59 раза (до 147,2 т/сутки при начальной сухости не менее 43 % и конечной – не более 85 %).

3. Повышение производительности касается только *сушильной установки*, а не машины в целом. На производительность машины в целом будут накладываться ограничения: скорость привода, сеточная и прессовая части машины, подготовка массы.

4. Удельный расход тепла на сушку при выработке товарной целлюлозы не будет превышать 4,609–5,028 ГДж/т целлюлозы (1,1–1,2 Гкал/т целлюлозы). При производительности машины равной 147,2 т/сутки часовой расход пара на сушку составит 10–11 т/ч.

5. Анализ графика кинетики сушки целлюлозы свидетельствует, что интенсивность сушки на существующем режиме работы ниже, чем можно достичь. Этот факт так же подтверждает возможность повышения производительности машины.

### ***Основные недостатки в работе существующей ПКС ОМ-8***

При эксплуатации ПКС сушильной установки отмечены следующие недостатки:

- ПКС работает по параллельной схеме, что приводит к перерасходу тепла на сушку полотна. При этом есть возможность запитать цилиндры № 1–4 и 39–42 вторичным паром без ущерба для производительности;
- сушка полотна осуществляется перегретым паром (0,45 МПа, 172°С). Это приводит к неполному использованию теплоты парообразования при сушке, перерасходу тепла (имеет место большое количество пролетного пара) и снижению производительности сушильной установки;
- отсутствует расчетное распределение пара по сушильным цилиндрам и объединение цилиндров по паровым группам в соответствии с периодами сушки и тепловым расчетом сушильной установки;
- конденсат от системы отопления и вентиляции сливается в конденсатный бак машины, куда самотеком поступает конденсат от цилиндров № 1–4 и 39–42. Это может приводить к подпору данных цилиндров и всей сушки;
- перепад давления на 2-й и 3-й сушильных групп менее 0,12 МПа. Это свидетельствует о том, что теплота парообразования используется не в полной мере. Имеет место значительное количество пролетного пара, который не используется на цилиндрах № 1–4 и 39–42 и создает подпор отводимому конденсату, что приводит к перерасходу тепла и снижению производительности машины;

- конденсат от сепараторов № 1 и 2 сливается в конденсатный бак по общему конденсатопроводу. При этом показание уровня в сепараторе № 1 отсутствует, что может приводить к подпору сушильных цилиндров № 5–21;
- нет систематического контроля начальной сухости полотна (сухость полотна целлюлозы до сушильной установки менее 43 % недопустима);
- нагретая вода с пароводяного теплообменника, установленного над конденсатным баком, используется нерационально;
- неудовлетворительный температурный график. Отдельные цилиндры (№ 5, 23, 27, 34) частично или полностью залиты переохлажденным конденсатом, поэтому они работают неэффективно и имеют низкую температуру. Это приводит к снижению производительности сушильной установки;
- нет наглядного учета расхода тепла на машине (показывающий дифференциальный манометр отсутствует);
- отключенные цилиндры № 17, 19, 38, 42 снижают производительность сушильной установки;
- система вентиляции и рекуперации требует усовершенствования.

Эти недостатки приводят к перерасходу тепла и снижению производительности машины.

### ***Первоочередные мероприятия по совершенствованию работы ПКС:***

С целью повышения эффективности работы ПКС необходимо выполнить ряд мероприятий:

1. Перевести работу цилиндров № 1–4 и № 39–42 на питание вторичными парами от сепараторов № 1 и 2. Это позволит поднять температуру цилиндров № 5–38 и снизить расход тепла на сушку, без снижения производительности машины.

2. Установить водоуказательное стекло и уровень на сепараторе № 1.

3. Обследовать и убедиться в исправности конденсатоотводчиков, запорной и регулирующей арматуры.

4. Наладить учет тепла, отпускаемого на сушку согласно фактических (новых) условий работы машины. Как минимум, выполнить расчет шайбы для измерения расхода пара и

установить дифференциальный манометр на новые (будущие, расчетные) параметры пара, а лучше поставить четырехканальный узел учета тепла фирмы «Логика».

5. Контроль сухости после прессовой части («лицо-привод») проводить не реже одного раза в смену или в сутки. Сушку образцов производить в сушильном шкафу при температуре не выше 95 °С.

6. Устранить свищи и протечки пара и конденсата во всех элементах схемы ПКС.

7. Оборудовать дренажи паропроводов расчетными конденсатоотводчиками, например, поплавковыми фирмы «Spirax Sarco Engineering», или фирмы «Коралл», «ADL». Сброс конденсата осуществлять в дренаж, а не в конденсатопроводы сушильных групп.

Выполнение данных мероприятий позволит стабилизировать работу ПКС, снизить удельные затраты теплоты на сушку и повысить производительность машины.

### ***Перечень технических мероприятий второй очереди***

Для достижения указанной выше производительности и снижения удельных затрат тепла необходимо модернизировать ПКС ОМ-8 по предлагаемой схеме и внедрить ряд технических мероприятий (приложение П.15). Кроме того, необходимо проверить работоспособность систем технологической приточно-вытяжной вентиляции, обследовать, просчитать и привести в соответствие работу вентиляционной системы с режимом работы машины.

Предложенная для модернизации схема ПКС позволяет поднять производительность машины и сократить расход тепла на сушку целлюлозы.

Целесообразность модернизации пароконденсатной системы сушильной установки ОМ-8 очевидна.

### ***Описание принципиальной схемы реконструкции пароконденсатной системы ОМ-8***

На рис. 3.4 представлена принципиальная схема для модернизации пароконденсатной системы пресспата типа ОМ-8

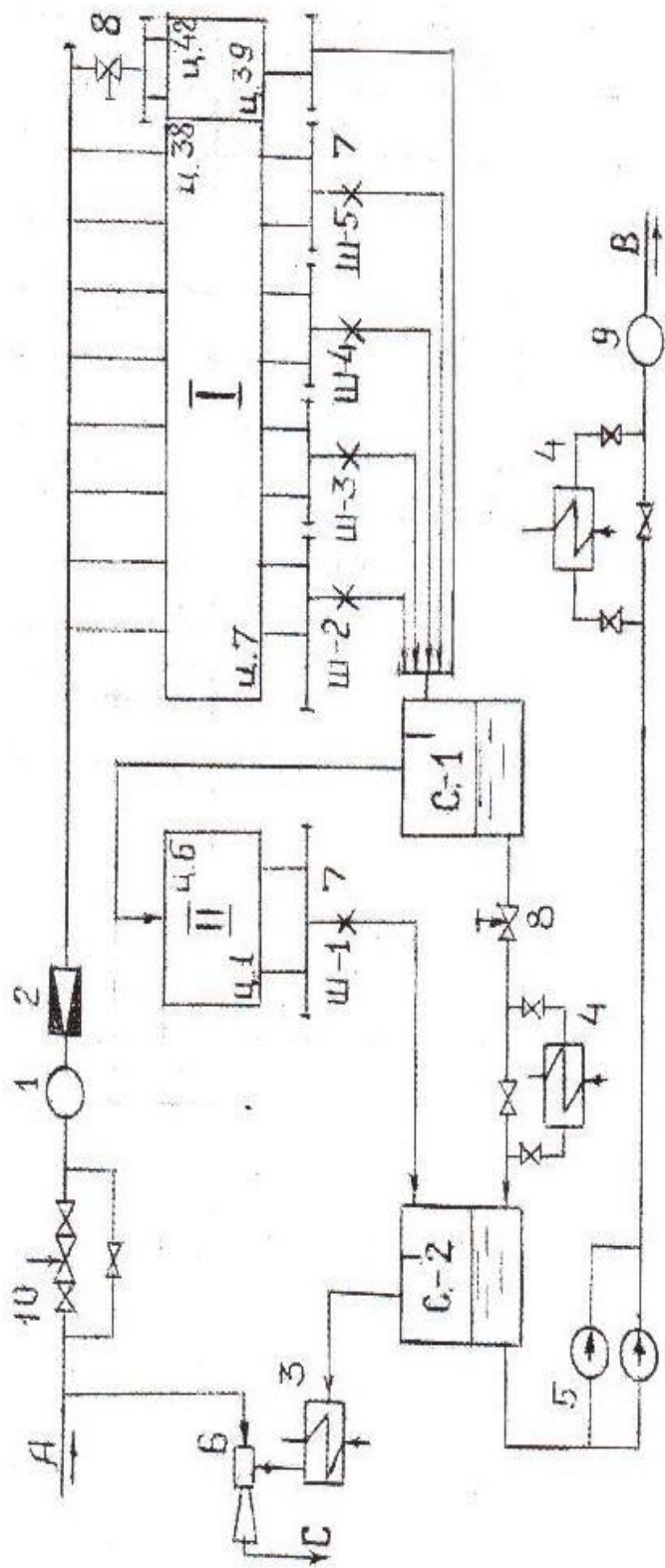


Рис. 3.4. Принципиальная схема реконструкции ПКС пресспата типа ОМ-8 ОАО «Марийский ЦБК»:

*A* – пар из котельной; *B* – конденсат в котельную; *C* – удаление воздуха из ПКС; *C-1* и *C-2* – сепараторы 1 и 2; *I*, *II* – первая и вторая паровые группы цилиндры; *1* – дифференциальный манометр; *2* – редуционно-охладительная установка; *3* – пароводяной теплообменник; *4* – водо-водяные теплообменники 1 и 2; *5* – конденсатный насос; *6* – паровой эжектор; *7* – дроссельная шайба; *8* – регулирующий клапан; *9* – счетчик конденсата; *10* – главный регулятор давления; *11* – регулятор давления; ц. – цилиндр

с последовательным (каскадным) перепуском пара по паровым группам и усовершенствованной конденсатной системой сушильной части.

Реализация предлагаемой схемы позволит снизить удельный расход теплоты на машине до 4,609–5,028 ГДж/т целлюлозы (1,0–1,2 Гкал/т целлюлозы) и повысить производительность сушильной установки до 120 т/сутки, а затем до 147,1 т/сутки при начальной сухости полотна не менее 43 %.

Сушильная установка ОМ-8 состоит из 42 сушильных цилиндров диаметром 1,5 м. Цилиндры расположены в шахматном порядке в два яруса.

По предлагаемой схеме теплоснабжения предусматривается осуществить последовательный перепуск пара по двум паровым группам. При этом в главный паропровод ОМ-8 из котельной поступает перегретый пар с давлением до 5,0 МПа (по манометру) и температурой 177 °С.

Первая паровая группа, в которую входят цилиндры № 7–42, питается паром с давлением  $P_1 = 4,0$  МПа и температурой около  $t_{\text{П}} = 170$  °С. Теплота насыщенного пара и теплота перегрева передаются высушиваемому полотну. В цилиндрах образуется смесь конденсата и пролетного пара. Пароконденсатная смесь отводится из цилиндров при помощи конденсатоотводящих ковшей и поступает в четыре пароконденсатопровода, а затем смесь конденсата и пролетного пара сливается самотеком в сепаратор (водоотделитель) № 1. Пролетный пар и пары вторичного вскипания из сепаратора № 1 поступают на питание второй паровой группы, которая включает цилиндры № 1–6. Вторая паровая группа работает при давлении насыщенного пара  $P_2 = P_{\text{С1}} = 1,7\text{--}2,3$  МПа. Пароконденсатная смесь из этих цилиндров направляется самотеком по своим пароконденсатопроводам в сепаратор № 2, работающий при давлении около 1 МПа. Сюда же, во второй сепаратор, под избыточным давлением перетекает конденсат из сепаратора № 1.

В сепараторе № 2 пар отделяется от конденсата. Пролетный пар и пары вторичного вскипания перепускаются в пароводяной теплообменный аппарат (ПВТ), в котором пар конденсируется. Конденсат из ПВТ сливается либо во всасывающий трубопровод конденсатного насоса, либо в сепаратор № 2.

Для обеспечения нормальной работы конденсатных насосов необходимо охладить отводимый конденсат до температуры ниже

температуры кипения при давлении в сепараторе № 2. С этой целью между сепараторами 1 и 2 установлен водо-водяной теплообменник (ВВТ-1). Из сепаратора № 2 конденсат через теплообменник (ВВТ-2) либо помимо него, откачивается конденсатным насосом в промежуточный бак-сборник конденсата или в котельную.

Уровень конденсата в сепараторах поддерживается регулирующим клапаном РК-1 и частотными преобразователями конденсатных насосов, работающими по сигналу от датчиков уровня. Температура конденсата перед насосами поддерживается в диапазоне 85–95 °С расходом воды на ВВТ-1 при помощи регулирующего клапана РК-2 и датчика температуры. Для более полного использования тепла отводимого конденсата в схеме предусмотрен теплообменный аппарат ВВТ-2. Он позволяет поддерживать температуру конденсата около 70–75 °С при помощи регулирующего клапана РК-4 и датчика температуры. Смешение конденсата такой температуры с перегретым конденсатом от других потребителей тепла позволит избежать потерь пара в атмосферу в промежуточном баке-сборнике конденсата.

Нагретую в теплообменных аппаратах до 60 °С воду рекомендуется использовать на spryski прессовых сеток, отсечки или другие технологические нужды.

В схеме предусмотрено перераспределение расхода пара по сушильным цилиндрам в соответствии с тепловым расчетом сушильной установки и кинетикой сушки полотна. Это достигается с помощью подпорных дроссельных шайб фиксированного проходного сечения. Каждая шайба устанавливается на *вертикальных* участках конденсатопровода и имеет байпас, который необходим для быстрого прогрева сушильной установки и спуска конденсата из цилиндров.

Для повышения эффективности теплоотдачи внутри цилиндров, необходимо из ПКС удалять воздух. Это производится с помощью вакуумных насосов. Воздух сбрасывается в дренаж. Вместо вакуумных насосов для *периодического* удаления воздуха из ПКС в предлагаемой схеме использован пароструйный эжектор, изготовленный на основании теплового расчета [81].

Поддержание заданной сухости полотна на накате осуществляется регулированием расхода пара на цилиндры № 39–42 при помощи регулятора давления РД-1.

Для снижения степени перегрева пара в схеме предусмотрено редуционно-охлаждающее устройство (РОУ). Применение РОУ позволит более полно использовать теплоту парообразования подводимого пара и повысить эффективность сушки.

Для контроля и регулирования сушки целлюлозы в период работы

машины установлены следующие контрольно-измерительные приборы:

- расходомеры:

- а) на главном паропроводе к машине (ДМ – дифференциальный манометр);

- б) на общем конденсатопроводе от машины (СК – счетчик конденсата);

- в) на трубопроводах холодной и горячей воды (СВХ и СВГ – счетчики холодной и горячей воды соответственно).

- термометры, манометры, водоуказательные стекла или указатели уровня на сепараторах № 1, 2;

- главный регулятор давления (ГРД) на паропроводе острого пара;

- регулятор давления (РД-1) на паропроводе острого пара (цилиндры № 39–42);

- предохранительные клапаны на паропроводе острого пара и на сепараторе № 1.

Чтобы защитить конденсатные насосы от работы в режиме холостого хода, на сепараторе № 2 установлен датчик уровня, а на конденсатопроводе регулирующий клапан РК-3, работающий в зависимости от уровня конденсата в сепараторе № 2.

Реконструкция пароконденсатной системы предусматривает возможность поэтапного повышения производительности ОМ-8. Первый этап – до 120 т/сутки, второй этап – до 147,1 т/сутки. Для этого в схеме предусмотрены два комплекта дроссельных подпорных шайб (ДПШ): комплект 1 и комплект 2. При переходе на производительность 147,1 т/сутки необходимо извлечь из пароконденсатопроводов комплект 2 и установить комплект 1.

Для повышения эффективности работы сушильной части ОМ-8 рекомендуется очистить наружную поверхность сушильных цилиндров от «шубы», а внутреннюю от окалины, устранить свищи пара в паропроводах и паровпускных головках.

С целью повышения скорости сушки и создания нормальных условий для обслуживания ОМ-8 необходимо выполнить реконструкцию системы технологической и общеобменной вентиляции на новую производительность машины.

Вопросы вентиляции на данном этапе не рассматриваются, так как это требует привязки к конкретному (будущему) режиму работы

Окупаемость реконструкции (по опыту внедрения на других предприятиях) составляет от 3 до 6 месяцев.



Для выполнения теплового расчета сушильной установки ОМ-8 от руководства предприятия получено согласованное техническое задание (приложение П.19) на разработку схемы пароконденсатной системы сушильной части пресспата ОМ-8. Машина должна выпускать на 42 цилиндрах целлюлозу в количестве 147,1 т/сутки при начальной сухости полотна 43 %. При этом фактические удельные расходы теплоты должны составить 4,609–5,028 ГДж/т целлюлозы (1,1–1,2 Гкал/т целлюлозы).

Произведен тепловой расчет сушильной установки. Получены следующие *результаты теплового расчета* сушильной части машины:

Производительность машины – 150 т/сутки при скорости 69,4 м/мин и начальной сухости полотна – более 43 %.

Количество цилиндров:

- в периоде прогрева полотна – 3,25 цилиндра;
- в первом периоде сушки – 16,70 цилиндров;
- во втором периоде сушки – 22,05 цилиндров;
- всего – 42 цилиндра.

Теоретические расходы:

- пара – 9,096 т/ч;
- теплоты – 24,218 ГДж/ч (5,78 Гкал/ч);
- удельный расход пара на выработку 1 тонны целлюлозы – 1,641 т пара/т;
- теоретический удельный расход теплоты – 3,913 ГДж/т целлюлозы (0,934 Гкал/т целлюлозы);
- удельный расход пара на 1 тонну испаряемой влаги – 1,427 т пара/т влаги.

Количество испаряемой влаги (теоретическое значение) – 6375,0 кг влаги/ч.

Интенсивность сушки полотна (удельный влагосъем) после реконструкции ПКС – 19,75 кг влаги/(м<sup>2</sup>·ч).

*Внедрение* разработанной и предложенной для реализации схемы пароконденсатной системы на пресспате типа ОМ-8 ОАО «Марийский ЦБК» позволило выйти на гарантированные показатели работы сушильной установки:

При фактической производительности машины 6,522 т/ч (150 т/сутки) и при выработке целлюлозы массой 500–650 г/м<sup>2</sup> на 42 сушильных цилиндрах при начальной сухости полотна 43 % удельный влагосъем составил 19,75 кг влаги с 1 м<sup>2</sup> активной поверхности сушильных цилиндров в час.

Удельный расход тепла на сушку при выработке целлюлозы после

реконструкции ПКС составил 1,0–1,2 Гкал/т целлюлозы.

Для осуществления реконструкции ПКС выполнены следующие этапы работы:

- составлена спецификация на стандартное оборудование (приложение П. 20);
- подобрано оборудование с указанием марки, стоимости и фирмы поставщика;
- произведены тепловые расчеты и составлены эскизы нестандартного оборудования: сепараторы, паровой эжектор, шайбы, теплообменники (приложения П. 21–27);
- разработаны рекомендации по монтажу и эксплуатации ПКС (приложение П. 28);
- составлен рекомендуемый порядок действий обслуживающего персонала на различных режимах эксплуатации ПКС ОМ-8 (приложение П. 29);
- оформлен отчет;
- предусмотрен шефмонтаж схемы ПКС и авторский надзор за пуско-наладочными работами.

### **3.4. Кинетика сушки полотна бумаги и картона на действующих машинах**

Повышение производительности сушильных установок и сокращение удельных расходов теплоты на сушку целлюлозы, бумаги и картона существенно зависят от *кинетики сушки*. Кинетика сушки полотна позволяет выявить закономерности процесса испарения влаги из полотна в зависимости от времени сушки и интенсивности подвода теплоты к высушиваемому материалу. Она также позволяет оценить интенсивность сушки и возможность вывести работу сушильной установки БДМ и КДМ на максимальную производительность при минимальных затратах теплоты. Поэтому при обследовании работы действующих сушильных установок первоочередное внимание было уделено получению кинетических характеристик сушки целлюлозы, бумаги и картона: изменению влажности и температуры полотна по длине сушильной части машины.

На рис. 3.5 приведена кинетика сушки бумаги для гофрирования до реконструкции схемы ПКС КДМ (г. Кемерово). Изменение влагосодержания полотна вдоль сушильной части машины характеризует интенсивность испарения влаги на различных стадиях

сушки полотна. При проведении обследования работы КДМ изучен тепловой режим работы установки. С этой целью с помощью инфракрасного пирометра (типа ИК – термометр «Optris MS Plus») бесконтактным способом измерены температуры полотна, поверхности сушильных цилиндров, трубопроводов насыщенного пара и конденсата на входе и выходе из цилиндров по длине сушильной части машины. Все измеренные температуры нанесены на один график вместе с кинетической кривой.

Кроме того, произведен отбор образцов картона для определения их влажности в лаборатории производства: перед сушильной установкой, после каждого пятого цилиндра и на накате. По полученным результатам построена кинетическая кривая сушки. На кинетической кривой отмечаются период прогрева материала, протекающий на 1,3 цилиндре, и период постоянной скорости сушки, характеризующийся линейной зависимостью, и протекающий на 6,5 цилиндрах. Относительная сухость полотна в критической точке при этом составляет 52,6 %, что соответствует значению первого критического влагосодержания  $U_{K1} = 0,9$  кг/кг.

Второй период сушки протекает в первом, втором и третьем интервалах по сложной кривой, имеющей две точки перегиба при  $U_{K2} = 0,3$  кг/кг и  $U_{K3} = 0,15$  кг/кг. Эти точки перегиба соответствуют последовательному удалению влаги: макрокапиллярной, микрокапиллярной и адсорбционной связанной.

На основании приведенной кинетической кривой и термограммы сушки представляется возможным определить: количество удаляемой влаги из полотна на каждом цилиндре, каждой стадии сушки и общее количество влаги в процессе сушки. Затем расчетным путем определяется интенсивность сушки и производительность сушильной установки на существующем режиме при известных значениях влажности полотна перед сушильной частью машины и на накате.

Сравнение существующей интенсивности с возможной максимальной интенсивностью сушки, которая может быть достигнута, позволяет выявить максимальную производительность сушильной части машины.

По количеству испаренной влаги из полотна расчетным путем определяются затраты теплоты на сушку полотна на каждой стадии процесса и в целом на всю сушильную установку. Зная общий расход пара и теплоты на сушку и производительность установки на существующем режиме эксплуатации, определяют перерасход теплоты и минимальное значение удельного расхода теплоты, которое можно достигнуть на данной машине.

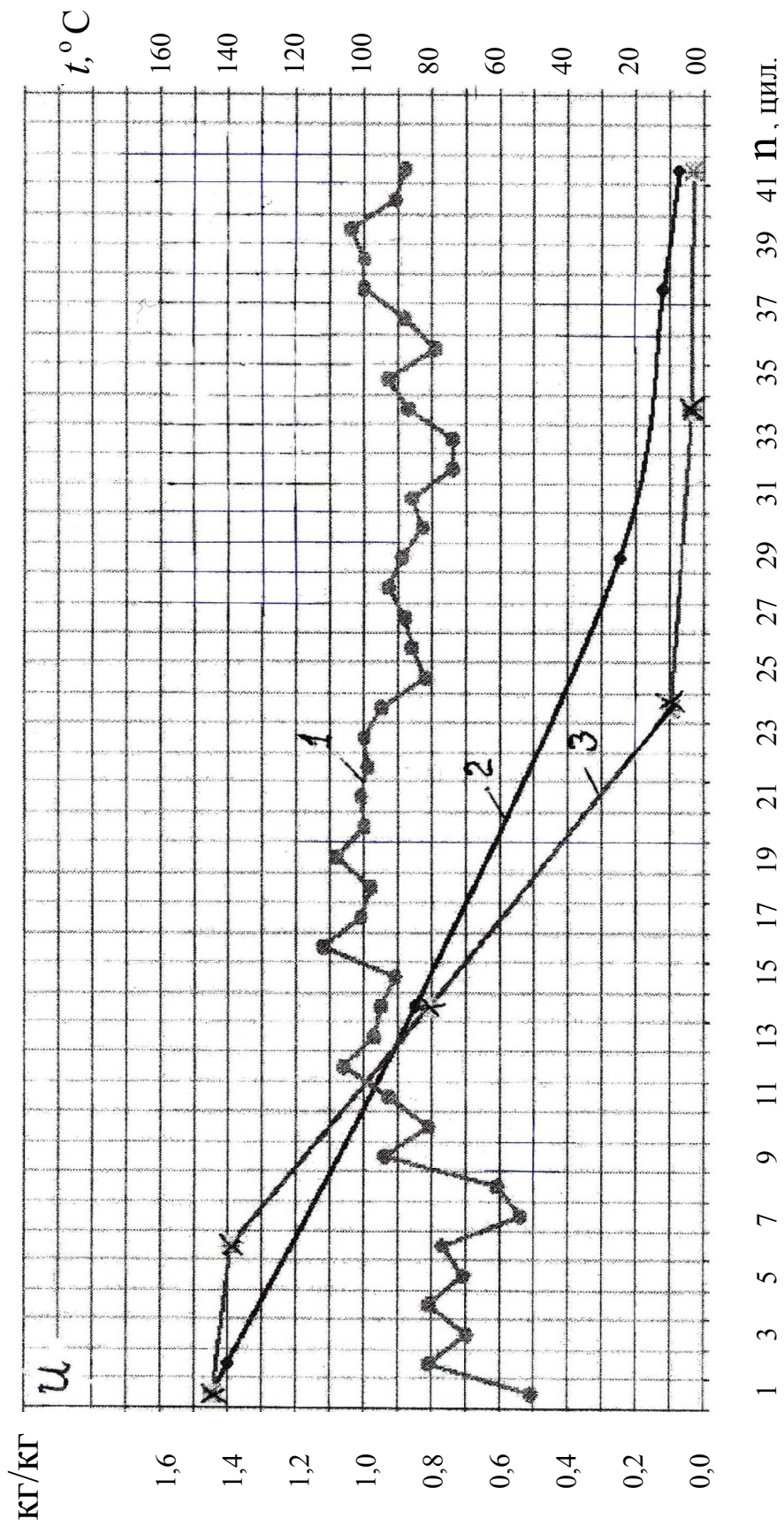


Рис. 3.5. Кинетика сушки бумаги для гофрирования на КДМ (г. Кемерово):

1 – температура сушильных цилиндров; 2 – теоретическая кривая изменения влагосодержания;

3 – фактическое изменение влагосодержания полотна

Анализ графиков кинетики сушки полотна (см. рис. 3.5) показывает, что интенсивность сушки на существующем режиме работы ниже, чем можно достичь. Самый *главный вывод* из анализа кинетики сушки в том, что бумага для гофрирования (середина) высыхает уже на цилиндре № 24 (достигается влажность менее 9 %), т. е. даже на существующем режиме работы машины цилиндры с № 25 по № 42 *работают не на полную тепловую нагрузку*.

Далее составляют принципиальные схемы пароконденсатных систем КДМ (см. рис. 3.2, 3.3), которые гарантировали бы максимальную производительность сушильной установки при минимальных затратах теплоты. Предлагаемые схемы ПКС основываются на использовании закономерностей сушки, форм связи влаги с материалом и новейших научных разработок, в том числе, используются авторские свидетельства и патенты.

Подобные схемы пароконденсатных систем БДМ и КДМ, внедренные на предприятиях отрасли, приведены в п. 2.2, глава 2 и на рис. 3.1 П (приложения П.16). Результаты их внедрения представлены в табл. 2 (п. 4.3, глава 4).

На рис. 3.6 приведена кинетика сушки целлюлозы и температурный режим, полученные при обследовании сушильной установки на пресспате типа ОМ-8 ОАО «Марийский ЦБК». На кинетической кривой сушки приведены характерные изменения влажности полотна и его температуры на разных стадиях сушильного процесса.

В период прогрева материала, протекающий на первых трех цилиндрах, частично образовавшийся пар из влажного полотна под действием градиента давления проникает вглубь влажного полотна и там, конденсируясь, отдает ему теплоту парообразования, способствуя тем самым более интенсивному его прогреву. Температура полотна в периоде прогрева повышается от начальной температуры до температуры мокрого термометра  $t_M = 80-100$  °С.

Первый период сушки протекает, когда образовавшийся пар из крупных макропор с максимальной интенсивностью удаляется с открытой поверхности полотна.

Этот период характеризуется удалением свободной влаги из полотна. Сушка материала протекает с постоянной скоростью и при постоянной температуре, но не более 100°С, независимо от температуры поверхности сушильных цилиндров.

После удаления свободной влаги, т. е. после первой критической точки равной  $U_{K1} = 0,7$  кг/кг, начинается второй период сушки, в котором скорость сушки непрерывно уменьшается, а температура



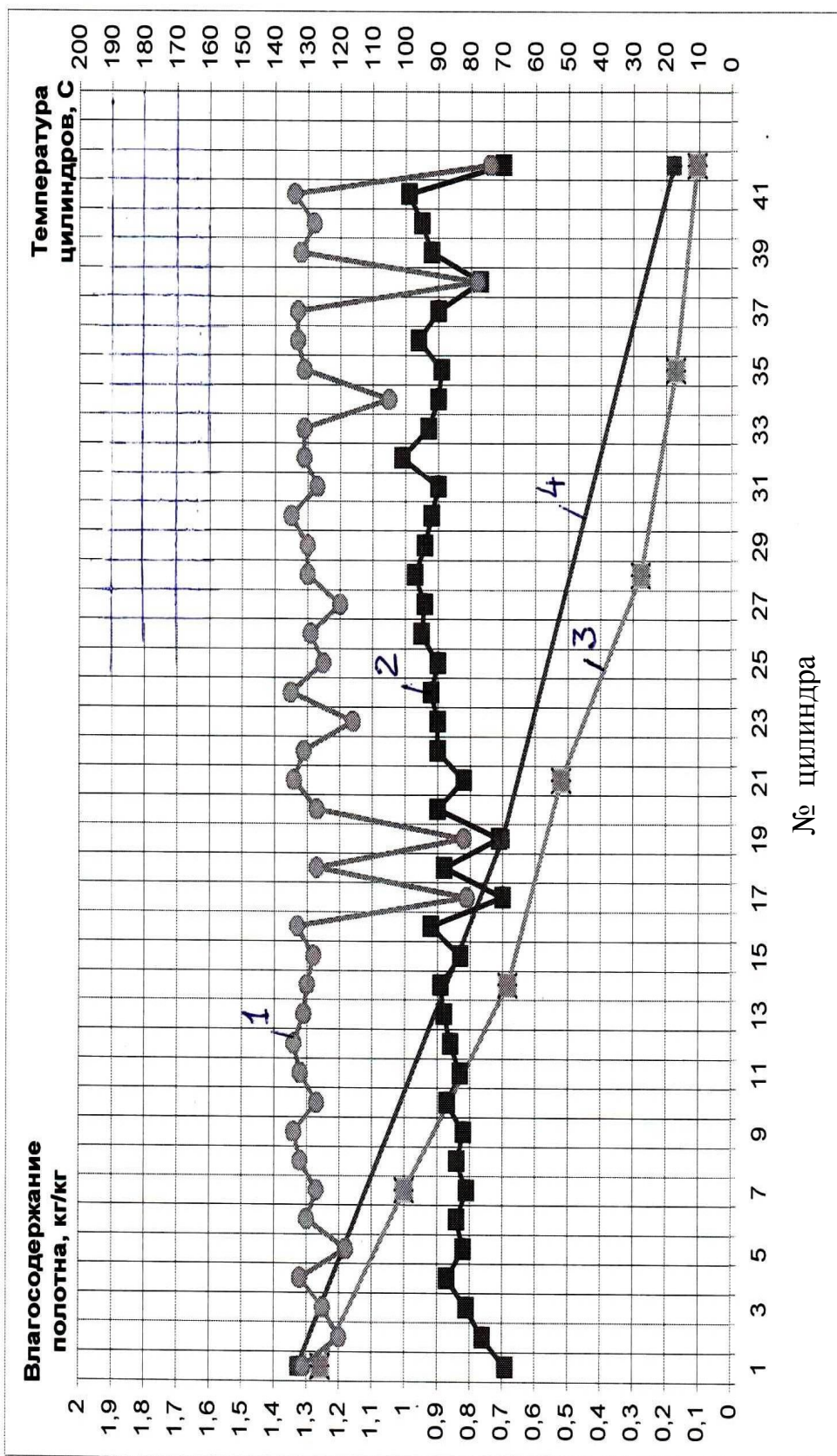


Рис. 3.6. Кинетика сушки целлюлозы на КДМ типа OM-8 (ОАО «Марийский ЦБК»):

1 – температура сушильных цилиндров; 2 – температура полотна целлюлозы; 3 – фактическое изменение влажесодержания целлюлозы; 4 – теоретическое изменение влажесодержания полотна

полотна начинает повышаться. Это происходит потому, что связанная влага более прочно, чем свободная, удерживается на волокнах и интенсивность ее перехода из внутренних слоев к поверхности замедляется.

Скорость процесса сушки в этот период определяется скоростью диффузии испаренной влаги из толщи полотна к его поверхности, которая уменьшается по мере увеличения толщины сухого слоя, расположенного у поверхности материала.

Скорость процесса сушки в значительной степени зависит от толщины материала, его пористости и композиции, степени помола, наличия наполнителей и других факторов. По мере протекания второго периода сушки скорость испарения влаги из полотна вначале ускоренно снижается до второй критической точки  $U_{K2} = 0,45$  кг/кг, которая разделяет удаляемую влагу на макрокапиллярную и микрокапиллярную.

После прохождения второй критической точки скорость сушки снижается до третьей критической точки  $U_{K3} = 0,25$  кг/кг, с которой уже удаляется адсорбционная влага до равновесного влагосодержания  $U_p = 0,176$  кг/кг, соответствующей гигроскопической влажности. При этом температура полотна заметно повышается и стремится к температуре поверхности сушильных цилиндров. Температура наружной поверхности сушильных цилиндров обычно на 10–20 °С ниже, чем температура греющего пара, а высушиваемого полотна на 15–40 °С меньше, чем температура стенки цилиндра.

### **3.5. Температурный режим работы сушильных установок**

Температурный режим сушильной части оказывает важное влияние на производительность сушильных установок, расход теплоты на сушку материала и качественные показатели выпускаемой продукции. Температурный режим сушильной части машины складывается из температурного графика сушильных цилиндров и температурного графика сушильного воздуха подаваемого под машину.

На рис. 3.7, 3.8 представлены температурные графики сушки целлюлозы и сушильного воздуха в системе вентиляции, полученные на пресспате ОАО целлюлозного завода «Питкьяранта». Из графиков следует, что температурные режимы приближаются к рекомендуемым значениям по технологическому регламенту.

Пароконденсатная система в процессе ее модернизации должна быть

выполнена таким образом, чтобы обеспечить необходимый по регламенту температурный график сушки полотна.

В начале процесса прогрева полотна (на двух-трех первых цилиндрах) поддерживается постепенный подъем температуры полотна от 10–20 до 70–90 °С. В первом периоде сушки температура полотна остается постоянной (на уровне 70–90°С). При этом влага испаряется из макрокапилляров, расположенных у открытой поверхности полотна. Во втором периоде сушки, когда кипение и испарение влаги происходит в глубине 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. Поэтому в соответствии с технологическим регламентом на конечной стадии сушки материала необходимо по возможности поддерживать высокую температуру полотна, что позволит повысить производительность машины на 2–5 %.

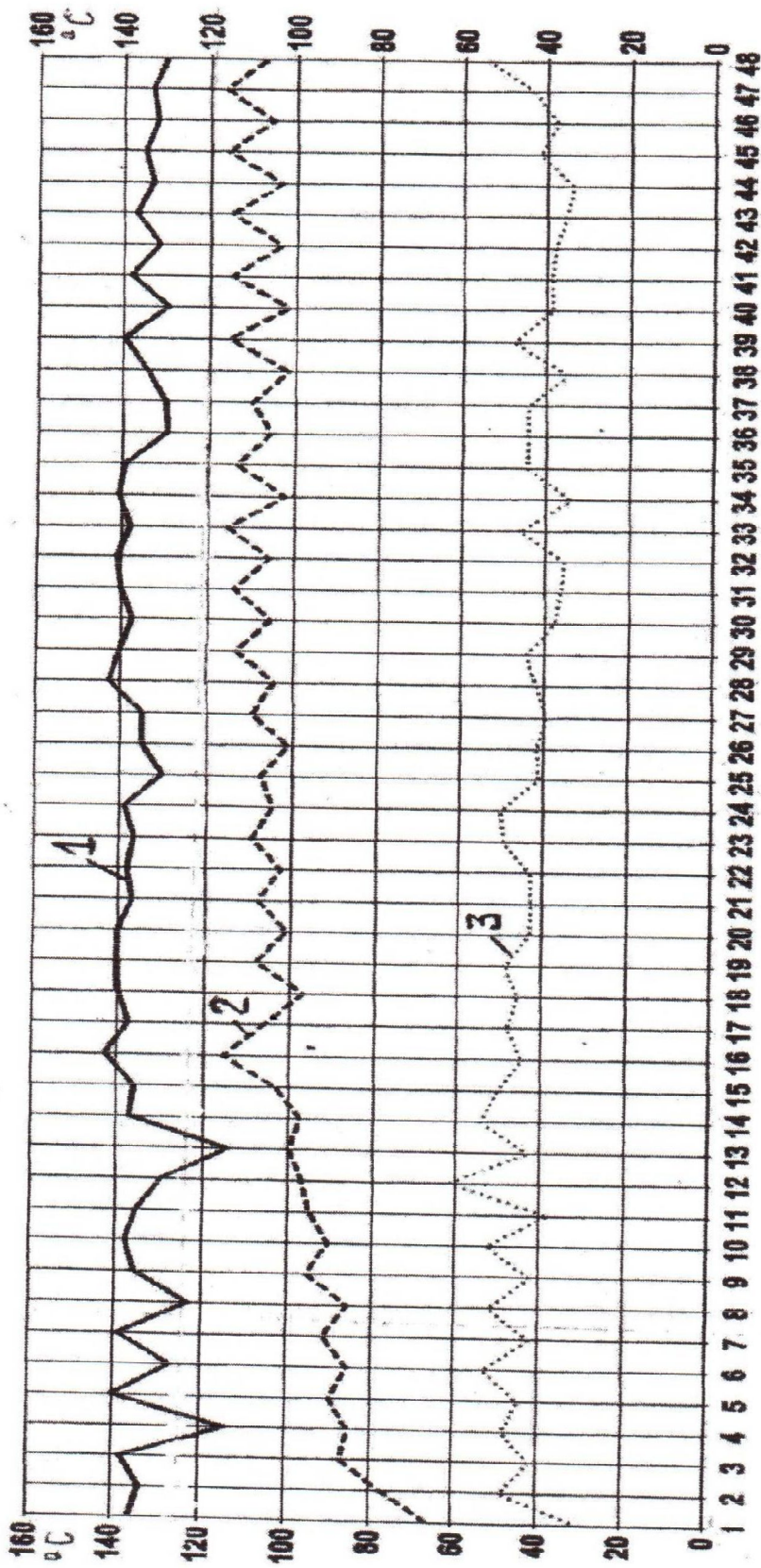
Температура полотна зависит от температуры сушильных цилиндров, массы  $1\text{ м}^2$ , периода сушки и технологических свойств высушиваемого материала.

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

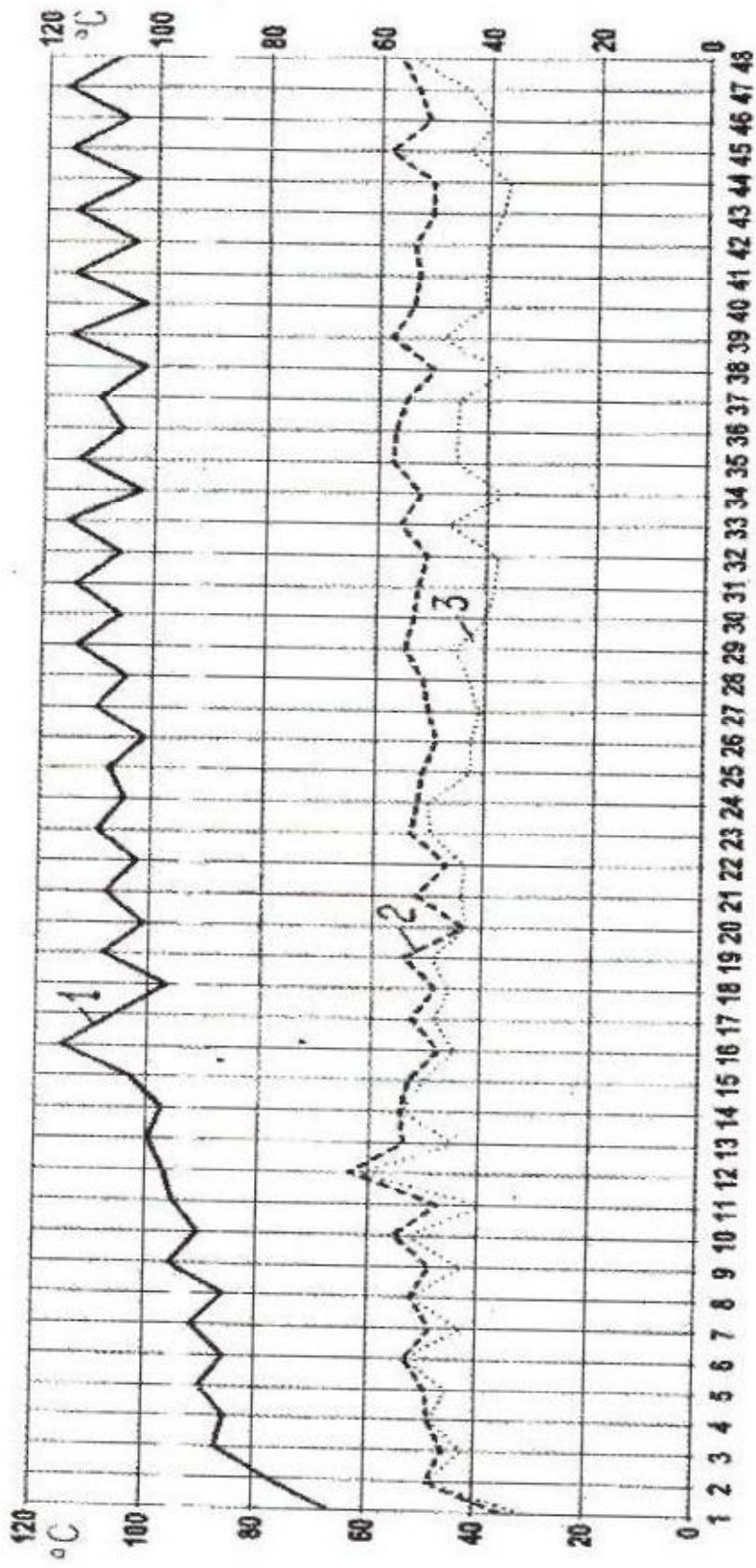




№ цилиндра

Рис. 3.7. 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



№ цилиндра

Рис. 3.8. Температурный режим работы системы вентиляции при сушке целлюлозы на пресспате  
ОАО целлюлозного завода «Питкяранга»:

- 1 – температура полотна целлюлозы; 2 – температура воздуха по сухому термометру;
- 3 – температура воздуха по мокрому термометру

многих машин рекомендуется по длине сушильной установки поддерживать температуру сушильного воздуха в пределах 80–110 °С. Это позволит:

- интенсифицировать сушку;
- сократить потери теплоты от цилиндров и полотна в цех;
- улучшить физико-механические показатели целлюлозы, бумаги и картона, так как возрастает доля конвективного подвода теплоты, что благоприятно сказывается на формировании качественных показателей полотна.

При выработке фильтрационных видов бумаг и кровельного картона температура сушильных цилиндров в начале сушки должна поддерживаться высокой порядка 135–150°С. Это необходимо, чтобы в контактирующем слое полотна происходил процесс парообразования и под действием избыточного давления пар фильтровался через толщину полотна, освобождая поры и капилляры.

При сушке плотных видов бумаги и картона на цилиндрах первой приводной группы следует обеспечить постепенный подъем температуры полотна, что будет способствовать улучшению качества продукции.

Графики сушки полотна, приведенные на рис. 3.5, 3.6 показывают, что температура сушильных цилиндров меняется от 100 до 140 °С. Кроме того, отдельные цилиндры № 7, 8, 15, 25, 33, 34, 37 на КДМ (г. Кемерово) и цилиндры № 17, 19, 38, 42 на пресспате типа ОМ-8 Марийского ЦБК в период испытаний были отключены по пару и конденсату из-за неисправности паровпускных головок. Другие цилиндры № 11, 18, 19 на КДМ (г. Кемерово) и цилиндры № 5, 23, 27, 34 на пресспате типа ОМ-8 Марийского ЦБК частично или полностью были залиты переохлажденным конденсатом. Поэтому эти цилиндры работают неэффективно и имеют низкую температуру. В остальных цилиндрах температура пара была близкой к температуре насыщенного пара. Для пресспата типа ОМ-8 значительные отклонения от температуры насыщенного состояния пара отмечаются как в первой, так и во второй паровой группах – на 25–40°С. Такой большой перепад температур приводит к существенному снижению производительности сушильной установки.

Существующие схемы пароконденсатных систем сушильных установок, как правило, имеют неустойчивый тепловой и гидравлический режимы работы.

### **3.6. Тепловой и гидравлический режимы работы сушильных установок БДМ и КДМ**

Нарушение теплового и гидравлического режимов приводит к снижению производительности машин, перерасходу пара и теплоты на сушку и нередко сопровождается гидравлическими ударами в трубопроводах.

Нарушение стабильности теплового и гидравлического режимов работы сушильных установок обусловлено следующими причинами:

- малые перепады давления между паровыми группами цилиндров;
- сложные схемы пароконденсатных систем машин;
- объединение сепараторов, работающих при различных давлениях, общими паропроводами или конденсатопроводами, в результате чего возникает подпор в отдельных паровых группах;
- проходное сечение паровпускных головок и паропроводов не рассчитано на пропуск требуемого по расчету большого расхода пара;
- подпитка паровых групп острым паром с давлением не соответствующим давлению вторичного или третичного пара, поступающего из сепараторов на следующую паровую группу;
- большое гидравлическое сопротивление конденсатной системы из-за наличия в схеме ПКС конденсатоотводчиков и теплообменных аппаратов с поверхностью теплообмена, не соответствующей расчету значению;
- конденсатный насос работает периодически, что создает подпор в последней паровой группе;
- нередко пар выполняет не тепловую работу, а механическую, связанную с транспортировкой конденсата от сушильной установки к баку-сборнику;
- существующая схема пароконденсатной системы БДМ или КДМ не рассчитана на выпуск двух или более ассортиментов продукции.

Пароконденсатная система действующих машин имеет гидравлическую неустойчивость удаления конденсата из сушильных цилиндров, вызванную нарушением перепадов давлений между паровыми группами цилиндров. Это приводит к

заполнению отдельных цилиндров переохлажденным конденсатом и нарушению температурного графика сушки.

Для регулярного удаления конденсата из цилиндров, оснащенных неподвижными сифонами, необходимо поддерживать перепад давления между паровыми группами не менее 0,035–0,05 МПа. Нередко на машинах такие перепады на практике не выдерживаются (например, на БДМ-4 Архангельского ЦБК, КДМ ООО «Кузбасский скарабей», г. Кемерово и др.).

Кроме того, на ряде обследованных машин сепараторы, работающие при разном давлении, объединены либо по пару, либо по конденсату. В результате, в сепараторах, которые должны работать при низком давлении, повышается давление пара. Как следствие, снижается перепад давления на паровую группу цилиндров, работающих на вторичном пару. Эта группа цилиндров автоматически исключается из нормальной работы. При этом цилиндры заполняются переохлажденным конденсатом, что приводит к снижению температуры стенки цилиндров по сравнению с температурой насыщенного пара. Вследствие этого снижается производительность машин, и повышаются удельные расходы теплоты на сушку материалов.

Кроме того, повышение слоя конденсата в сушильных цилиндрах приводит к резкому ухудшению теплопередачи от пара к внутренней стенке цилиндра, вызывает понижение его температуры и замедление процесса сушки. Поэтому вопросу тщательного удаления конденсата из сушильных цилиндров следует уделять пристальное внимание, особенно это важно для быстроходных машин, на которых под действием центробежной силы растет толщина конденсатного кольца. При достижении критической толщины слоя конденсата конденсатное кольцо разрушается, вызывая при этом гидравлические удары в трубопроводах и изменение нагрузки на привод, что может привести к поломкам шестерен и других деталей.

Конденсат из цилиндров удаляется различными способами в зависимости от скорости их вращения и размеров. На машинах, работающих со скоростью до 350 м/мин, конденсат удаляется из нижней части цилиндров с помощью черпаков или черпаков-сифонов. При более высоких скоростях машины, когда в цилиндрах образуется замкнутое конденсатное кольцо, удаление конденсата из полости цилиндров осуществляется с помощью неподвижных или вращающихся сифонов, принцип действия



которых основан на выдавливании конденсата паром в конденсатопровод (см. п. 2.4, глава 2).

Выполненные многочисленные тепловые расчеты сушильных установок БДМ КДМ показывают, что нарушение теплового и гидравлического режимов может возникнуть также по причине неравномерного поступления пара на отдельные цилиндры.

Анализ графиков расхода пара по цилиндрам свидетельствует, что наиболее нагруженные цилиндры по расходу пара это первый цилиндр по ходу движения полотна, на котором происходит прогрев материала, и цилиндры, работающие в самом начале второго периода сушки. Проходное сечение паровпускных головок этих цилиндров не пропускает такое большое количество пара. Избыточный расход пара от этих цилиндров движется к цилиндрам, где имеется меньшее гидравлическое сопротивление. Это приводит к нарушению гидравлического, а следовательно, и температурного режимов работы сушильной установки.

Нарушение гидравлического и теплового режимов работы сушильных цилиндров может происходить также в результате подключения верхних и нижних цилиндров к одному общему конденсатопроводу. Они работают на разных геометрических уровнях, при разном давлении. Перепад давления между ними составляет 0,015–0,02 МПа. Это приводит к неравномерному удалению конденсата из верхних и нижних цилиндров. Поэтому в предлагаемых пароконденсатных системах БДМ и КДМ верхние и нижние цилиндры, как правило, подсоединены к разным дополнительным трубопроводам для пропуска смеси пара и конденсата.

### **3.7. Влияние сушки на качество продукции**

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

Влияние температурных режимов сушки проявляется главным образом в процессе усадки материала и возникновения межволоконных связей. В процессе сушки *усадка материала*

(рис. 3.9–3.12) происходит в три стадии [82]. На первой стадии усадки при сушке полотна до влагосодержания  $U_{к.1} = 0,8$  кг/кг сцепление между волокнами обусловлено в основном силами трения. Во второй стадии усадки, протекающей при изменении влагосодержания полотна в пределах  $U = 0,8–0,3$  кг/кг, когда свободная влага исчезает, образуются водородные связи между волокнами. На третьей стадии усадки, протекающей в диапазоне изменения влагосодержания полотна  $U = 0,3–0,1$  кг/кг, происходит усадка самих волокон. При этом усадка максимальна, а бумага или картон приобретает максимальную прочность.

В зависимости от вида волокна и температурного режима сушки полотна степень его усадки различна: по толщине она может составлять 40–50 % от толщины во влажном состоянии перед сушкой, а по ширине полотна – 1–6 %.

С повышением температуры сушки процесс усадки снижается, так как при этом уменьшаются силы поверхностного натяжения воды, способствующие сближению волокон, уменьшается продолжительность их действия. Кроме того, интенсивное испарение влаги способствует разрыхлению его структуры. Поэтому картон и бумага, которые имеют прочную структуру, рекомендуется сушить медленно и при невысокой температуре, а материалы с высокой фильтрацией и впитывающей способностью, с малой степенью усадки – сушить быстро и при повышенных температурах. При увеличении натяжения полотна в процессе сушки усадка его уменьшается, а это ведет к снижению его растяжимости и прочности.

Для определения эффективности процесса сушки и формирования необходимых свойств волокнистого материала существенное значение имеет соотношение темпов скоростей сушки и усадки материала. Экспериментально [2] установлено, что оптимальные условия сушки могут быть достигнуты, если темп скорости обезвоживания следует за темпом усадки.

К показателям, которые можно регулировать в сушильной части БДМ и КДМ, относятся: разрывное усилие, сопротивление продавливанию, растяжимость, объемный вес, впитывающая способность, воздухопроницаемость, деформация при увлажнении, прозрачность, степень проклейки [2].

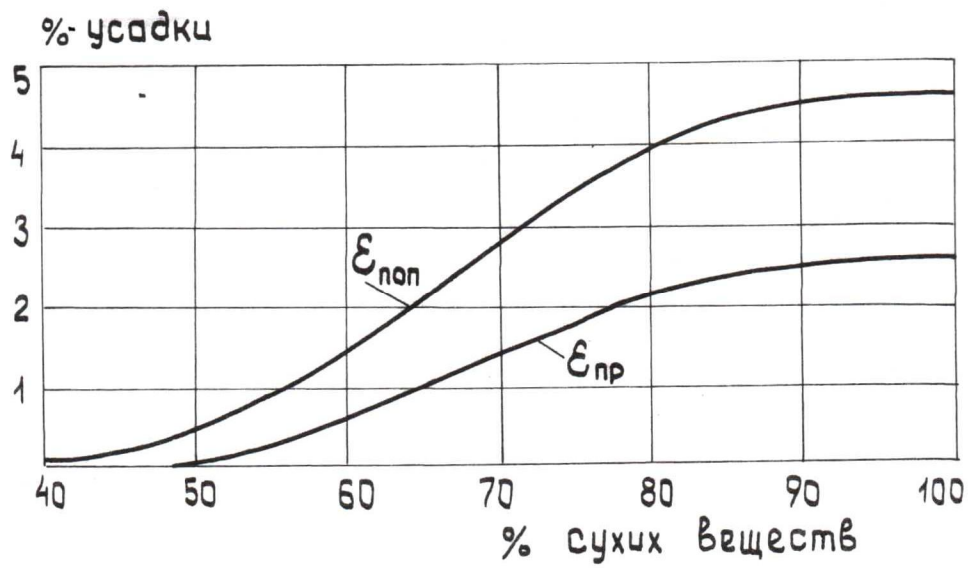


Рис. 3.9. Продольная и поперечная относительная усадка тарного картона при температуре цилиндров 120 °С

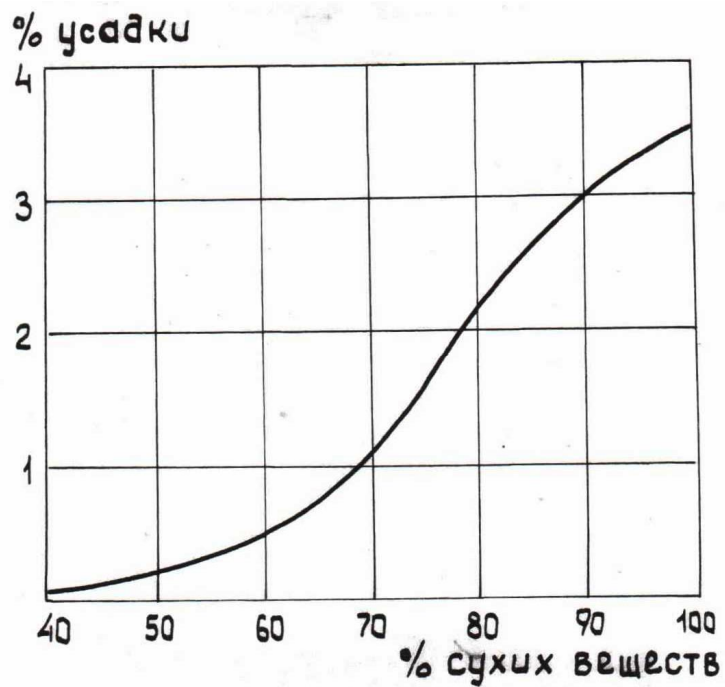


Рис. 3.10. Усадка мешочной бумаги в конвективной сушильной установке типа Флект при температуре воздуха 160 °С и массе бумаги 75 г/м<sup>2</sup>



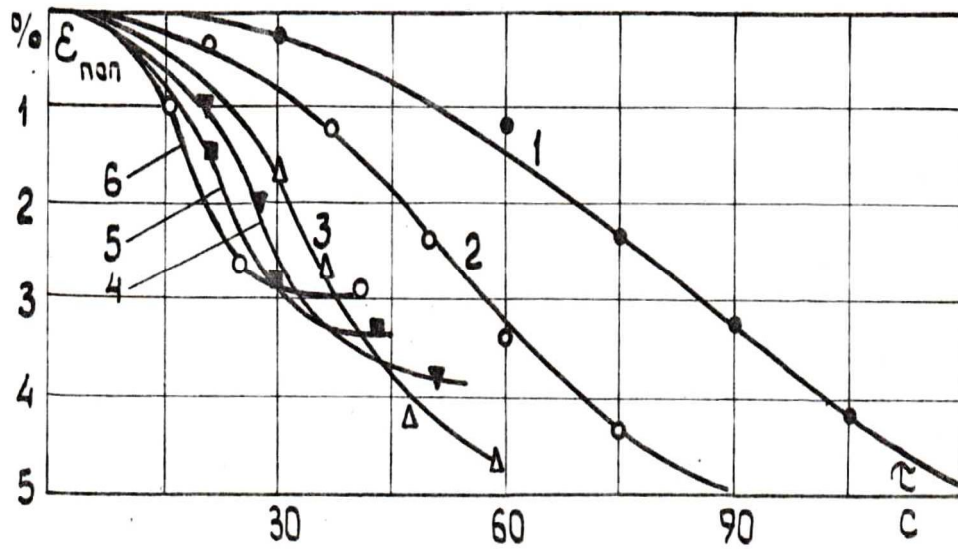


Рис. 3.11. Изменение относительной усадки тарного картона в поперечном направлении в зависимости от времени сушки и температуры сушильных цилиндров:  
 1 – 80; 2 – 100; 3 – 120; 3 – 120; 4 – 140; 5 – 160; 6 – 180 °C

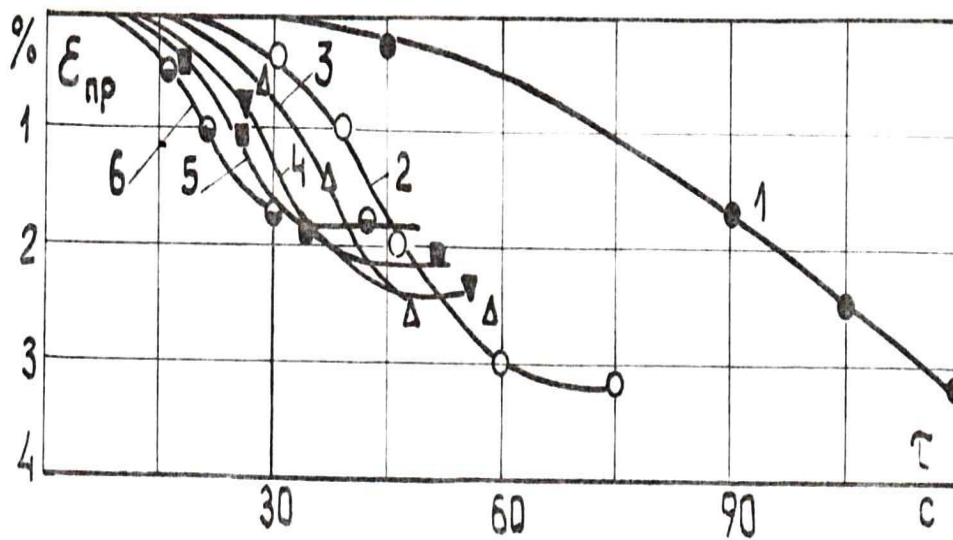


Рис. 3.12. Изменение относительной усадки тарного картона в продольном направлении в зависимости от времени сушки и температуры сушильных цилиндров:  
 1 – 80; 2 – 100; 3 – 120; 3 – 120; 4 – 140; 5 – 160; 6 – 180 °C

В работах [1–5] и на рис. 3.13–3.20 приведены графики, показывающие зависимость сопротивления разрыву и излому, а также растяжимости картона в зависимости от температуры греющей поверхности.



Рис. 3.13. Зависимость разрывного груза бумаги для гофрирования от температуры сушильных цилиндров: 1 – первый период сушки; 2 – первый интервал второго периода сушки; 3 – второй интервал второго периода сушки

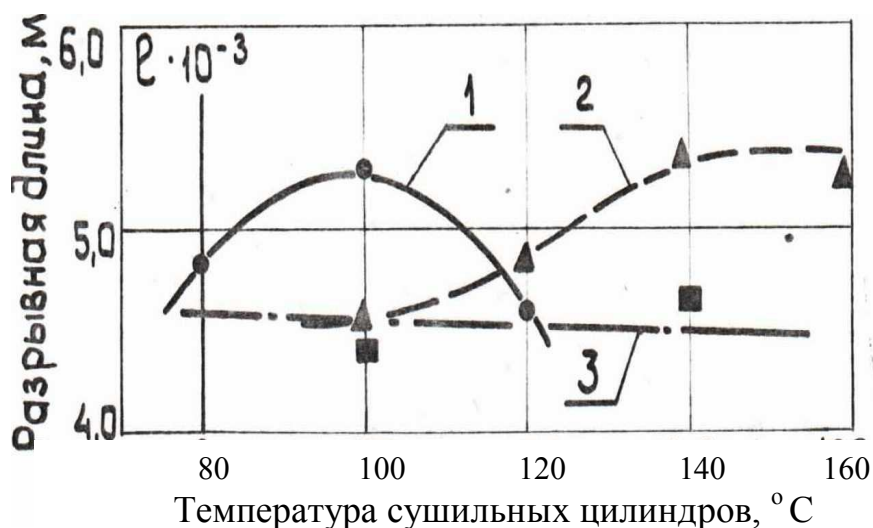


Рис. 3.14. Зависимость разрывной длины бумаги для гофрирования от температуры сушильных цилиндров: 1 – первый период сушки; 2 – первый интервал второго периода сушки; 3 – второй интервал второго периода сушки

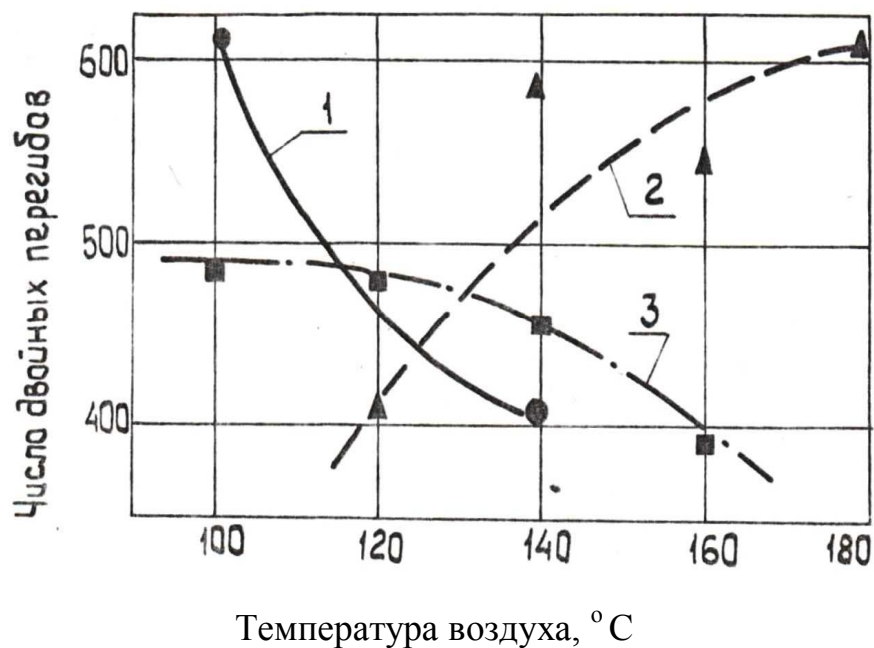
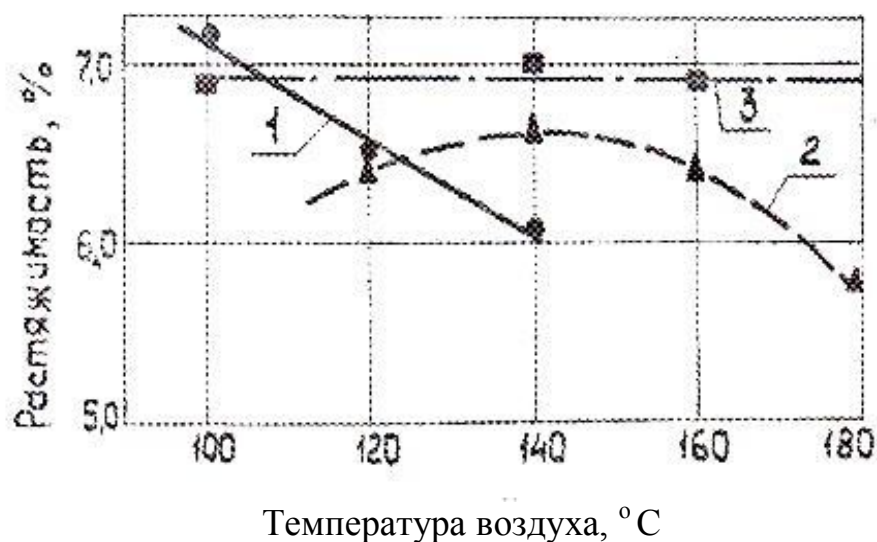


Рис. 3.15. Зависимость сопротивления излому бумаги для гофрирования от температуры воздуха:  
 1 – первый период сушки; 2 – первый интервал второго периода сушки; 3 – второй интервал второго периода сушки



3.16. Зависимость растяжимости бумаги для гофрирования от температуры воздуха:  
 1 – первый период сушки; 2 – первый интервал второго периода сушки; 3 – второй интервал второго периода сушки

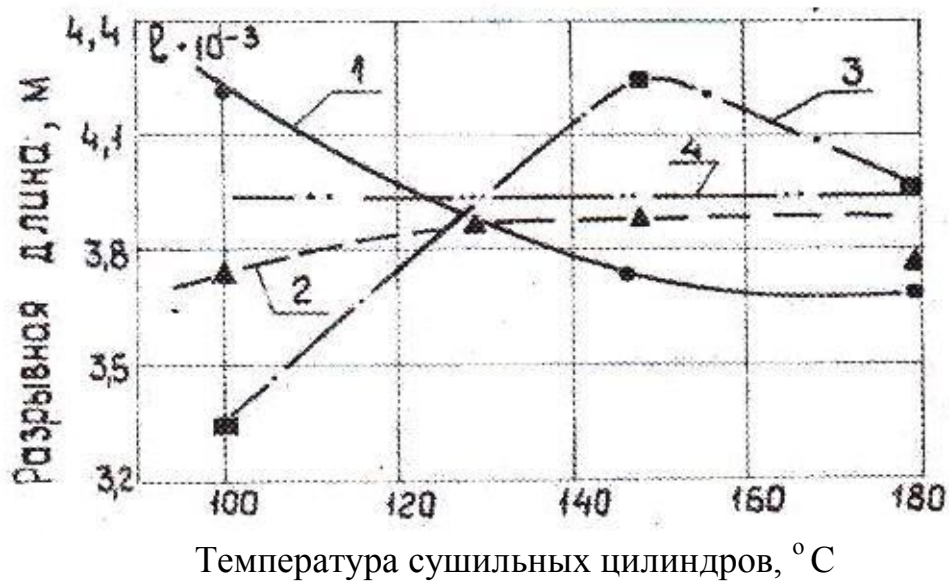


Рис.3.17. Зависимость разрывной длины тарного картона от температуры сушильных цилиндров:  
 1 – первый период сушки; 2 – первый интервал второго периода сушки; 3 – второй интервал второго периода сушки;  
 4 – сушильный шкаф



Рис.3.18. Зависимость растяжимости тарного картона от температуры сушильных цилиндров:  
 1 – первый период сушки; 2 – первый интервал второго периода сушки; 3 – второй интервал второго периода сушки;  
 4 – сушильный шкаф

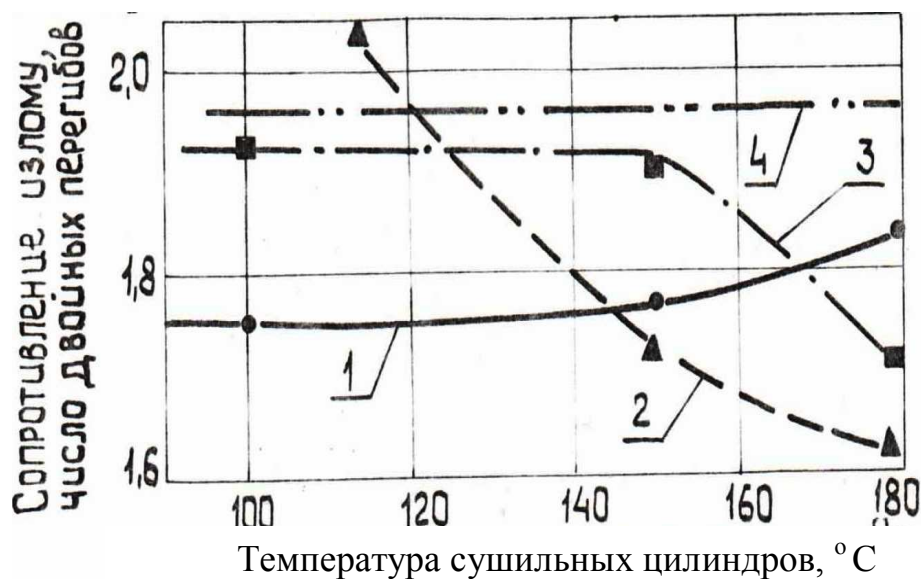


Рис.3.19. Зависимость сопротивления излому тарного картона от температуры сушильных цилиндров:

- 1 – первый период сушки; 2 – первый интервал второго периода сушки; 3 – второй интервал второго периода сушки; 4 – сушильный шкаф

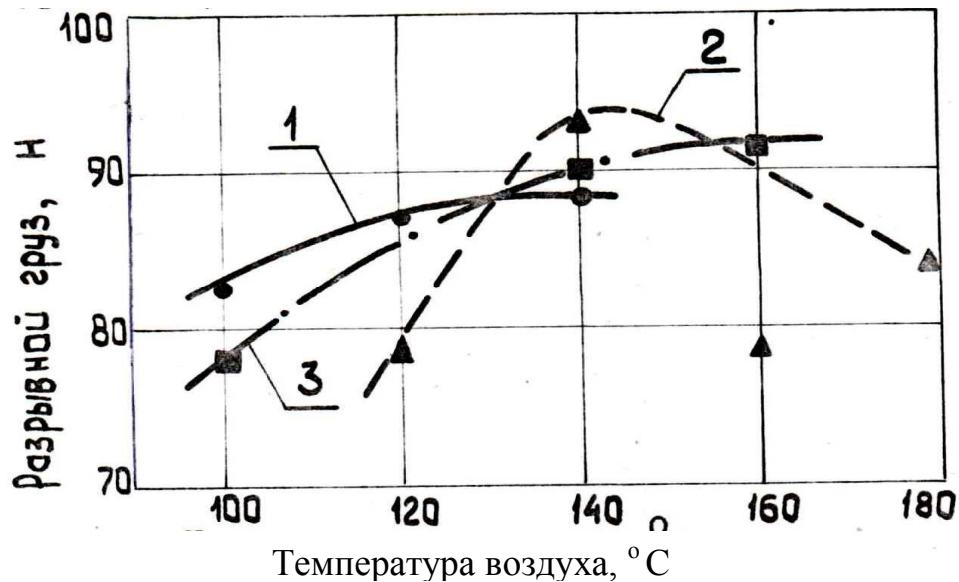


Рис.3.20. Зависимость разрывного груза бумаги для гофрирования от температуры воздуха:

- 1 – первый период сушки; 2 – первый интервал второго периода сушки; 3 – второй интервал второго периода сушки

Анализ влияния режимов контактной сушки на физико-механические свойства тарного картона показывают, что с увеличением температуры сушки качественные показатели материала (сопротивление излому, разрушающее усилие при сжатии кольца, сопротивление продавливанию) снижаются; растяжимость и воздухопроницаемость возрастают; разрывная длина практически не меняется.

Таким образом, утверждения отдельных авторов о необходимости постепенного повышения температуры греющей поверхности в периоде прогрева и в первом периоде сушки являются необоснованными.

Опасность перегрева волокон возникает лишь во втором периоде сушки, когда температура поверхности высушиваемого полотна приближается к температуре греющей поверхности. В связи с этим, во втором периоде сушки следует рекомендовать снижение температуры и, следовательно, давления греющего пара.

При сухости полотна свыше 65% начинается удаление связанной влаги, которое сопровождается быстрым увеличением механической прочности материала. Следовательно, можно сделать вывод, что удаление связанной влаги из материала способствует формированию его прочности.

С увеличением толщины полотна ухудшаются условия теплопередачи, возрастает сопротивление прохождению водяных паров из контактного слоя к наружной поверхности. Чем плотнее полотно, тем труднее из него будет удаляться влага при сушке. При высокой степени помола материал сохнет значительно медленнее, чем из массы низкой степени помола.

Такие показатели качества бумаги и картона, как прочность при растяжении и упругость, определяемая числом двойных перегибов, зависят не только от методов и режимов сушки, но и в значительной степени от свойств массы. Упругость материала, характеризуемая показателем упругой деформации при растяжении, уменьшается с увеличением температуры поверхности цилиндров. Сопротивление излому (число двойных перегибов) по мере роста температуры греющей поверхности до 140 °С повышается, после чего упругие свойства картона заметно уменьшаются, но при температуре 150 °С не выходят за пределы требований ГОСТа. Приведенные данные позволяют сделать вывод о том, что применительно к тарному картону оптимальной температурой греющей поверхности следует считать 150°С, что соответствует избыточному давлению пара в цилиндрах 0,48 МПа.



## **Глава 4. АНАЛИЗ ПОЛУЧЕННЫХ РЕЗУЛЬТАТОВ ОТ ВНЕДРЕНИЯ ПКС**

### **4.1. Факторы, влияющие на эффективность работы сушильных установок БДМ и КДМ**

При проектировании новых и эксплуатации существующих сушильных частей бумаго- и картоноделательных машин (БКДМ) определяющими являются вопросы повышения эффективности работы контактных сушильных установок, которые связаны с интенсификацией сушильных процессов, снижением затрат теплоты и пара, выбором оптимальных режимов сушки и определением рациональных конструктивных решений сушильных установок. Это, в свою очередь, отражается на производительности установок и сокращении удельных затрат теплоты.

Анализ выполненных экспериментальных и теоретических исследований приводит к выводу, что производительность сушильных установок, интенсивность сушки и удельный расход теплоты являются функциями многих переменных величин, зависящих от конструктивных особенностей и эксплуатационных характеристик контактных сушильных установок. Для определения этих зависимостей по методикам [1–5, 33] с помощью ЭВМ выполнены численные тепловые расчеты сушильной части картоноделательных машин (КДМ). В качестве объекта исследований выбраны картоноделательные машины типа К-2, К-2М, К-3, К-3М, КП-22 и КДМ фирмы «Фампа». Результаты расчетов приведены графически на рис. 4.1–4.8. Анализ приведенных графиков позволяет выявить основные направления по интенсификации сушки и экономии теплоты. Расчеты показали, что интенсивность сушки на машинах при выработке кровельного картона массой  $350 \text{ г/м}^2$  примерно одинакова и составляет  $10,5\text{--}12,0 \text{ кг влаги}/(\text{м}^2 \cdot \text{ч})$ , за исключением КДМ типа КП-22, где она составляет  $15,5 \text{ кг влаги}/(\text{м}^2 \cdot \text{ч})$ . Увеличение удельного влагосъема на данной машине обусловлено применением пара повышенного давления с  $0,5$  до  $1,0 \text{ МПа}$ . Удельные расходы по пару находятся в пределах  $1,9\text{--}2,4 \text{ т пара/т картона}$ .

Из графических зависимостей следует, что производительность машин в значительной степени зависит от конструктивного исполнения и режимов эксплуатации сушильных установок.

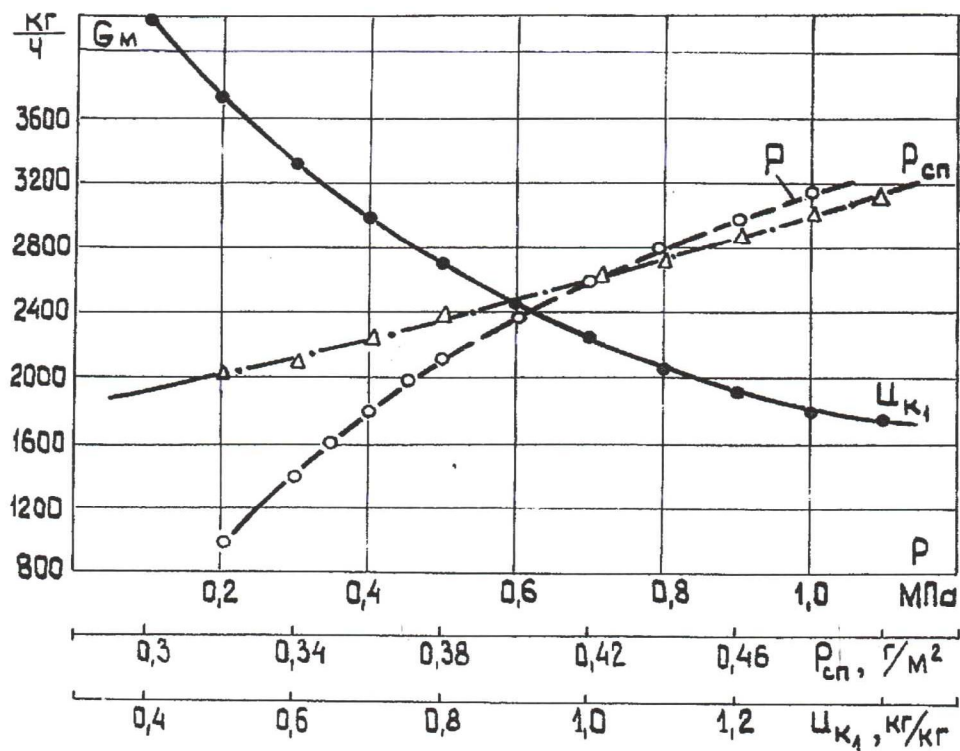


Рис. 4.1. Зависимость производительности КДМ от давления греющего пара  $P$ , массы  $1 \text{ м}^2$  сухого полотна  $P_{с.п}$  и первого критического влагосодержания материала  $U_{к1}$

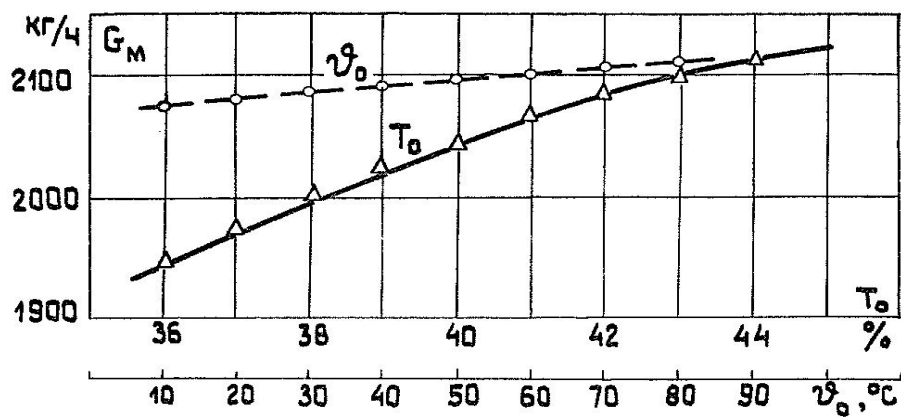


Рис. 4.2. Зависимость производительности КДМ от начальной сухости полотна  $T_0$  и начальной температуры полотна  $v_0$  перед сушильной установкой



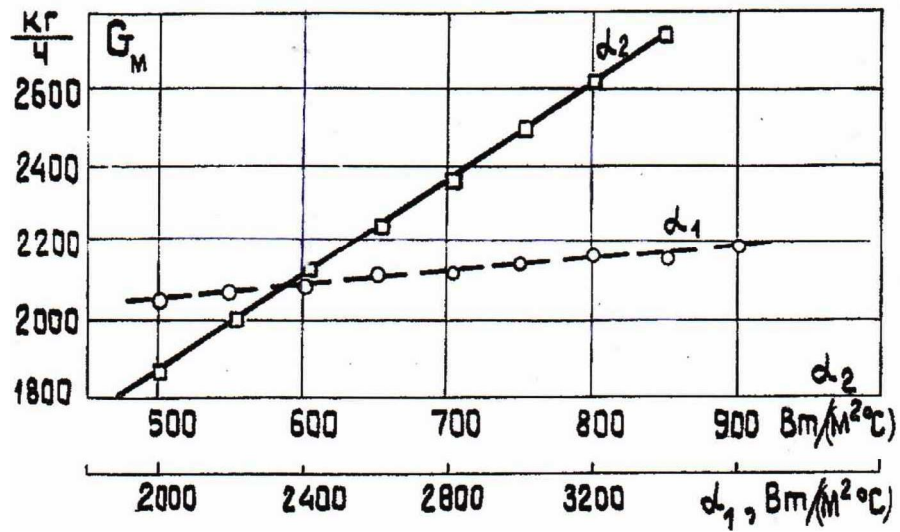


Рис. 4.3. Зависимость производительности КДМ от коэффициентов теплообмена: внутри цилиндра  $\alpha_1$  и на его наружной поверхности  $\alpha_2$

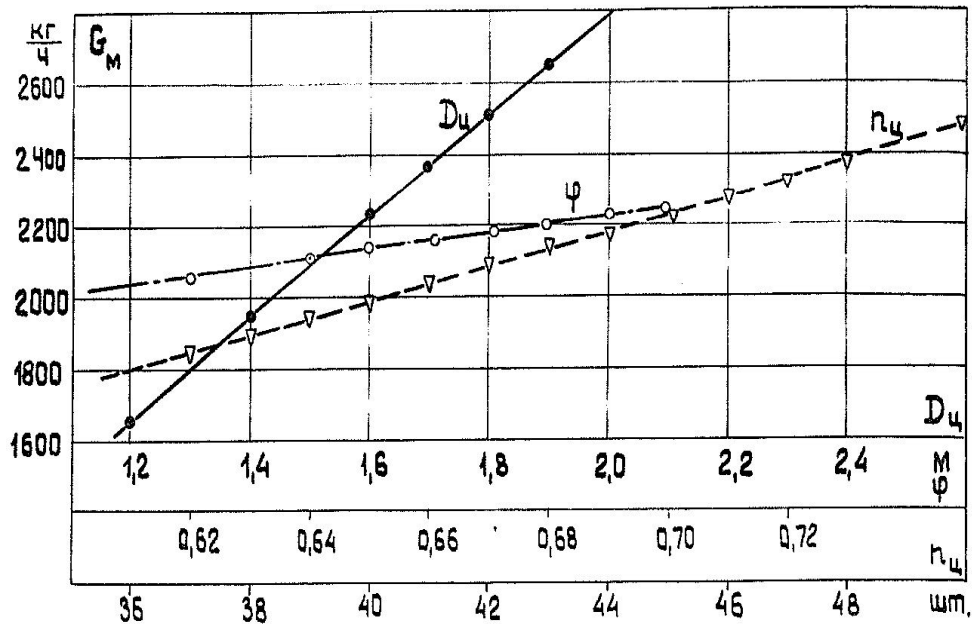


Рис. 4.4. Зависимость производительности КДМ от диаметра цилиндров  $D_{ц}$ , числа цилиндров  $n_{ц}$  и угла обхвата цилиндра полотном  $\phi$

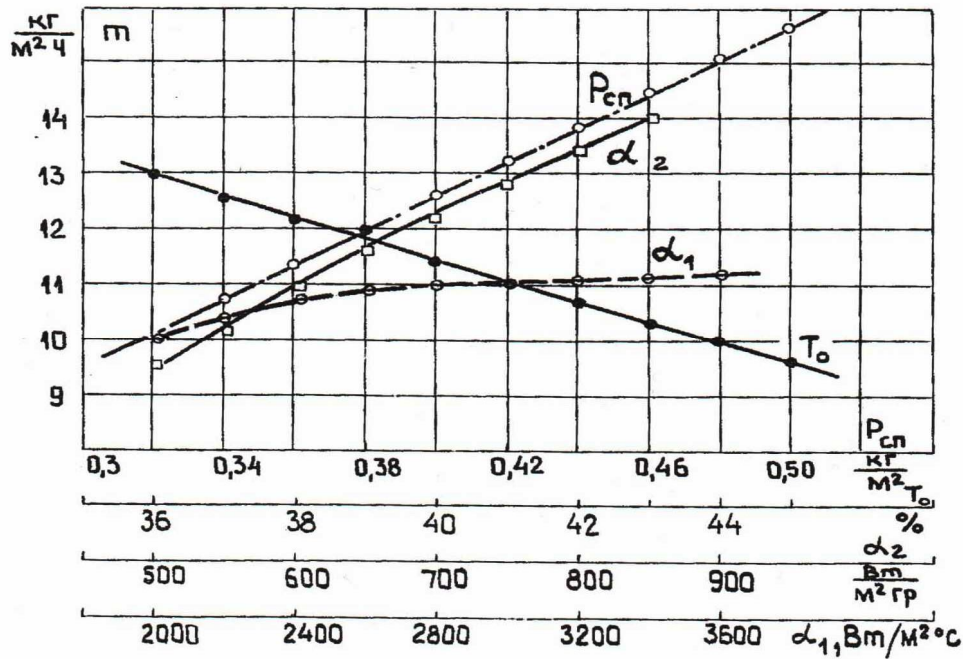


Рис. 4.5. Интенсивность сушки кровельного картона в зависимости от массы 1 м<sup>2</sup> сухого полотна  $P_{с.п.}$ , начальной сухости полотна  $T_0$ , коэффициентов теплообмена внутри  $\alpha_1$  и снаружи  $\alpha_2$  цилиндров

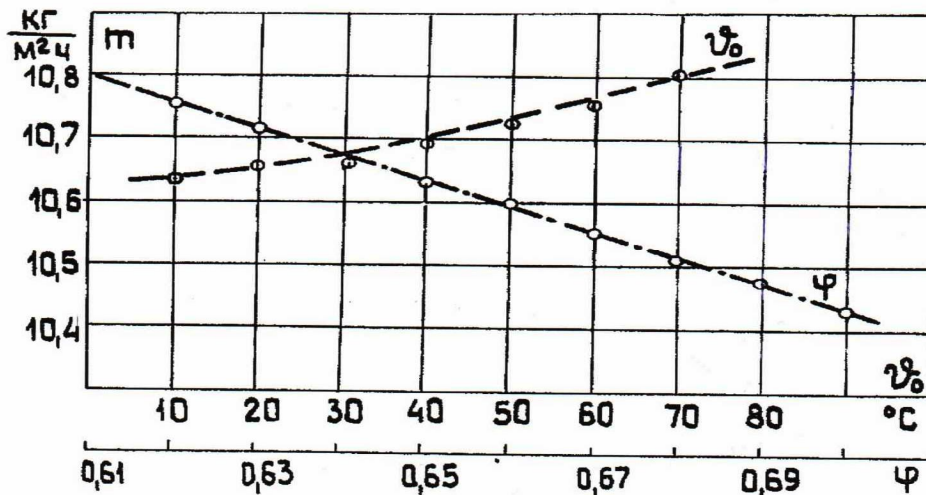


Рис 4.6. Интенсивность сушки кровельного картона в зависимости от начальной температуры полотна  $v_0$  и угла обхвата цилиндра полотном  $\varphi$

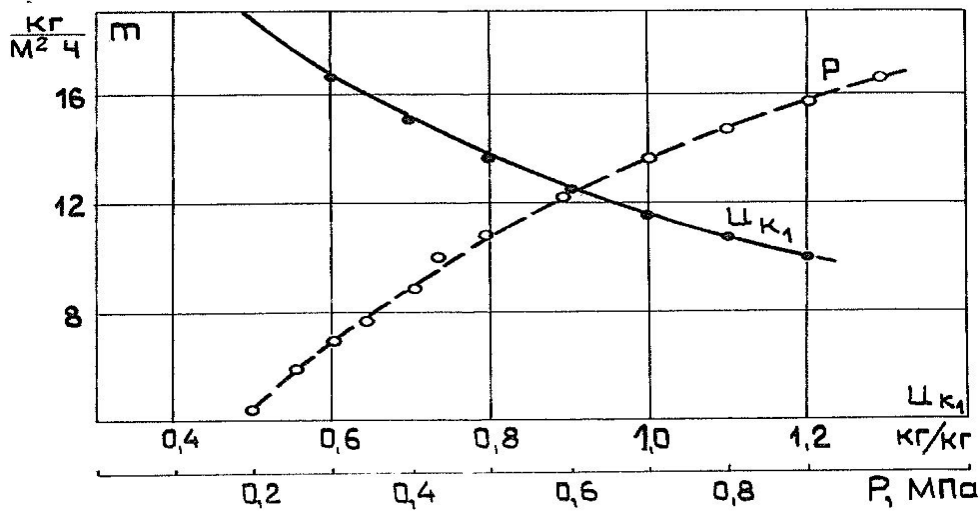


Рис 4.7. Интенсивность сушки кровельного картона в зависимости от первого критического влагосодержания материала  $U_{K1}$  и давления греющего пара  $P$  в сушильных цилиндрах

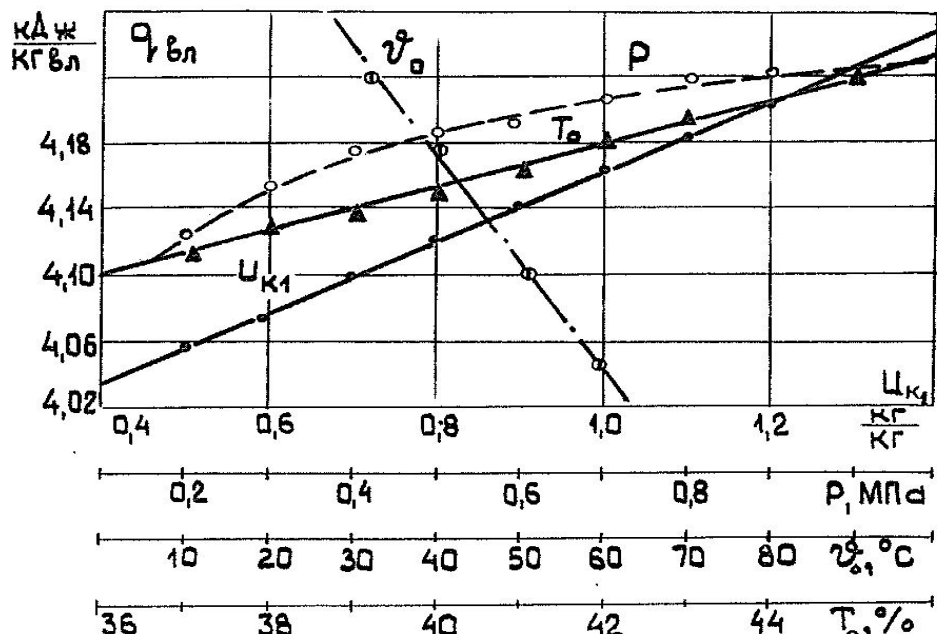


Рис. 4.8. Удельный расход теплоты на 1 кг испаряемой влаги в зависимости от давления греющего пара  $P$ , первого критического влагосодержания материала  $U_{K1}$ , начальной сухости полотна  $T_0$  и начальной температуры массы  $v_0$

Конструктивные характеристики, такие как количество цилиндров, длина и диаметр каждого цилиндра, а также угол обхвата цилиндра полотном влияют на увеличение производительности прямо пропорционально.

Таким образом, выявлены основные факторы, влияющие на эффективность работы контактных сушильных установок.

Анализ процессов тепло- и массообмена приводит к выводу, что повышение температуры греющей поверхности, связанное с увеличением давления пара в сушильных цилиндрах, является основным фактором интенсификации контактной сушки.

В периодах прогрева и постоянной скорости сушки интенсификация процесса испарения влаги не вызывает существенного изменения температуры полотна. Во втором периоде сушки максимальное давление пара в цилиндрах ограничивается предельно допустимой конечной температурой полотна.

Перевод работы сушильной установки с давления пара 0,4 МПа на давление 0,6 МПа произведен на ряде производственных объектов: БДМ-6 ООО «Окуловская бумажная фабрика», БДМ ООО «КБК» г. Туймазы, БДМ ОАО «Полотняно-Заводская бумажная фабрика».

На этих бумагоделательных машинах за счет увеличения удельных тепловых потоков от пара к полотну удалось существенно повысить производительность сушильных установок (см. сводную табл. 2).

На основе анализа представленных выше графиков и современного состояния сушильных установок БКДМ намечены основные направления развития сушильной техники для сушки бумаги и картона:

- развита теория тепломассопереноса применительно к ускорению сушки на БДМ и КДМ [1–5];
- научно обоснован и предложен более совершенный механизм сушки картона и бумаги [3] при одностороннем подводе тепла к полотну по сравнению с двухсторонним подводом;
- уточнена и дополнена методика теплового расчета цилиндрических контактно-конвективных сушильных установок [3, 33], на основе которой можно производить реконструкцию БДМ и КДМ;
- разработана теория оптимальной длины свободного пробега полотна, которая позволяет оптимизировать конструкцию сушильных установок и снизить их металлоемкость [3];

- разработаны и апробированы дополнительные мероприятия по повышению эффективности действующих и вновь проектируемых сушильных установок бумаго- и картоноделательных машин

## **4.2. Обеспечение поступления неравномерного расхода пара на цилиндры**

### ***4.2.1. Причины снижения производительности машин и перерасхода теплоты на сушку***

В настоящее время сушильные установки бумаго - и картоноделательных машин малой и средней производительности работают с пониженной эффективностью. Это означает, что они эксплуатируются при низких удельных влагосъемах (11–15 кг влаги с одного квадратного метра в час), относительно низкой производительности и высоких значениях удельных затрат теплоты (6,7–9,2 ГДж/т продукции или 1,6–2,2 Гкал на тонну продукции.).

Снижение эффективности работы вызвано следующими причинами:

- не учитываются закономерности сушки;
- не учитываются формы связи влаги с материалом;
- неудовлетворительный температурный график работы сушильных цилиндров;
- наличие большого количества пролетного пара, который часто используется для транспортировки конденсата от машины к баку-сборнику;
- низкие значения начальной сухости полотна перед сушильной установкой;
- низкие значения давления пара по паровым группам и малые перепады давления между группами;
- неудовлетворительная работа системы вентиляции БКДМ.

Чтобы повысить эффективность работы сушильных установок БКДМ, необходимо учитывать закономерности сушки и формы связи влаги с материалом. Кроме того, как показали тепловые расчеты сушильных установок, необходимо обеспечить подачу на каждый цилиндр определенного количества пара, что не соблюдается на практике. Из теплового расчета сушильных установок следует, что

на первые цилиндры требуется обеспечить больший расход пара, чем подается фактически (см. рис. 1.8 и рис. 4.9–4.11). В результате происходит снижение производительности машин. В конце сушки на каждый цилиндр следует подавать небольшое количество пара, что не соблюдается на практике и соответственно приводит к перерасходам пара и теплоты.

Таким образом, чтобы повысить производительность машин и снизить затраты теплоты на сушку, необходимо прежде всего выполнить два условия:

1. Перераспределить количество цилиндров по паровым группам с учетом периодов сушки и форм связи влаги с материалом.
2. Перераспределить расход пара по цилиндрам в соответствии с тепловым расчетом сушильной установки путем установки регулирующих клапанов или дроссельных подпорных шайб.

#### ***4.2.2. Расход пара по цилиндрам***

На основании выполненных тепловых расчетов сушильной установки после модернизации пароконденсатной системы картоноделательной машины Кемеровского предприятия ООО «Кузбасский скарабей» получены графики расходов пара по цилиндрам (см. рис. 4.9).

Из графиков видно, что в период эксплуатации сушильной установки КДМ расход пара по цилиндрам должен быть неравномерным. При выработке бумаги для гофрирования (БГ) и картона для плоских слоев (КПС) наибольший расход пара приходится поддерживать на цилиндры № 1–4, 7–10.

Наименьший расход пара поступает на цилиндры № 5, 6, 11–24. При выработке кровельного картона наибольший и наименьший расходы пара приходятся на те же цилиндры, что и при изготовлении БГ и КПС. Однако при выработке БГ и КПС расходы пара по абсолютной величине значительно превышают расходы пара при выработке кровельного картона.

Это связано с тем, что производительность сушильной установки и общий расход пара на сушку полотна для БГ и КПС соответственно составляют 2,68 т продукции/ч и 6,3 т пара/ч. При выработке кровельного картона эти величины соответственно равны 1,95 т продукции/ч и 5,28 т пара/ч.

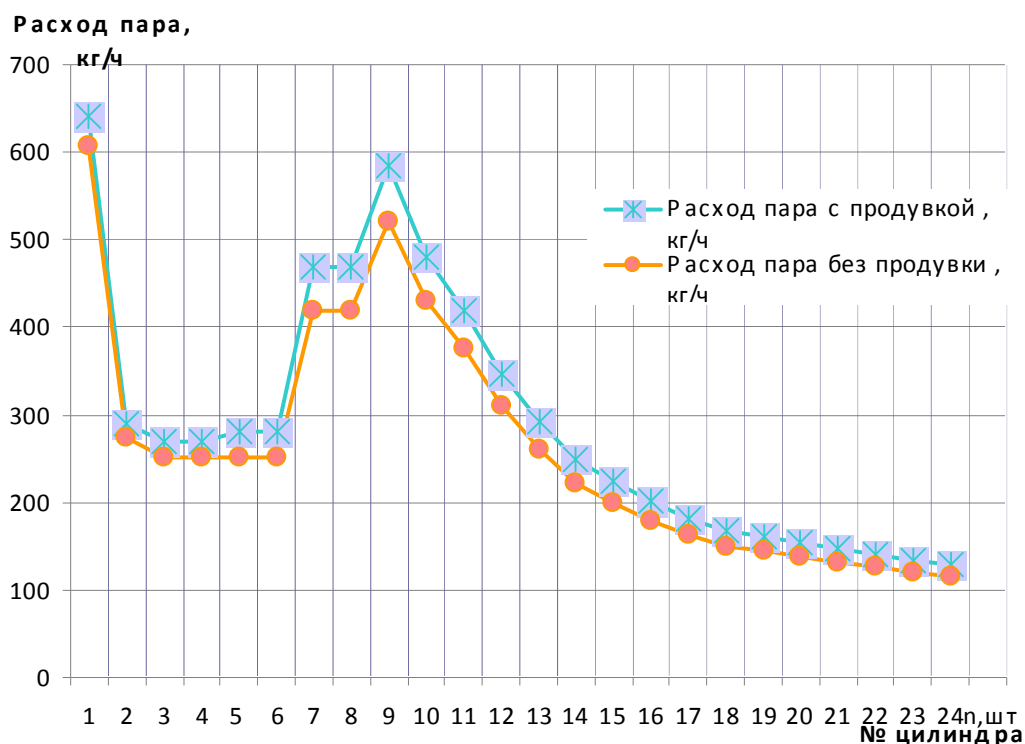


Рис. 4.9. Распределение расхода пара по цилиндрам при выработке бумаги для гофрирования и картона для плоских слоев после проведения модернизации пароконденсатной системы сушильной установки КДМ Кемеровского предприятия ООО «Кузбасский скарабей»

При модернизации пароконденсатной системы КДМ основная задача сводилась к поддержанию требуемых расходов пара в этих условиях. Это достигается с помощью подпорных шайб фиксированного проходного сечения, каждая из которых работает на группу цилиндров, объединенных по одинаковым расходам пара.

Не менее важная задача состояла также в том, чтобы при выработке различной продукции обеспечить минимальные фактические удельные расходы теплоты: при выработке БГ и КПС – 5,45 ГДж/т продукции (1,3 Гкал/т продукции) и выработке кровельного картона – 6,28 ГДж/т картона (1,5 Гкал/т). Это достигается за счет модернизации пароконденсатной системы сушильной установки КДМ, работающей по универсальной схеме (см. рис. 3.2, 3.3).

Реализация предложенной универсальной схемы ПКС КДМ Кемеровского предприятия ООО «Кузбасский скарабей» подтвердила правильность выбранного решения.

Следует заметить, что наиболее нагруженные цилиндры по расходу пара это цилиндры (№ 1 и 2) в начале сушки, работающие в периоде прогрева полотна, и первые 5–7 цилиндров в начале второго периода сушки. На этих цилиндрах проходное сечение паровпускных головок оказывается часто недостаточным для пропуска такого количества пара. Поэтому избыток пара автоматически поступает на менее нагруженные по расходу пара соседние цилиндры.

Неравномерное распределение расходов пара по цилиндрам следует поддерживать на всех сушильных установках БДМ и КДМ.

На рис. 4.10 приведена кинетика сушки коробочного картона и распределение расхода пара по цилиндрам на КДМ ЗАО «Алексинская бумажно-картонная фабрика».

Из графика видно, что существующая сушильная часть КДМ, если произвести реконструкцию пароконденсатной системы, может работать при большей производительности и при обеспечении низких удельных затрат пара и теплоты. При этом производительность установки возрастает со 180 до 207 т/сутки и далее до 270 т/сутки, а интенсивность сушки увеличивается с 9,95 до 12,9 и далее до 17,28 кг влаги/(м<sup>2</sup>·ч). Удельные расходы теплоты снижаются с 5,87 до 5,03 ГДж/т картона (с 1,4 до 1,2 Гкал/т картона) массой 340–550 г/м<sup>2</sup>.

Замеренный температурный режим высушиваемого полотна на существующем режиме эксплуатации установки свидетельствует, что график изменения температур существенно отличается от оптимального. Это обусловлено, прежде всего, недостаточным поступлением пара на каждый цилиндр. Из графика следует, что в соответствии с тепловым расчетом сушильной установки, на все цилиндры необходимо обеспечить неравномерный подвод пара и в достаточном количестве. Причем наибольший расход пара должен поступать на цилиндры № 1, 2 и 14–30 (с 1400 до 600 кг пара/ч), а наименьший расход пара следует подать на цилиндры № 42–79 (с 400 до 150 кг пара/ч). На графике приведена горизонтальная линия  $d_{\Pi}^{CP}$ , характеризующая среднее распределение пара по всем цилиндрам при максимальной производительности машины, равной 270 т/сутки.



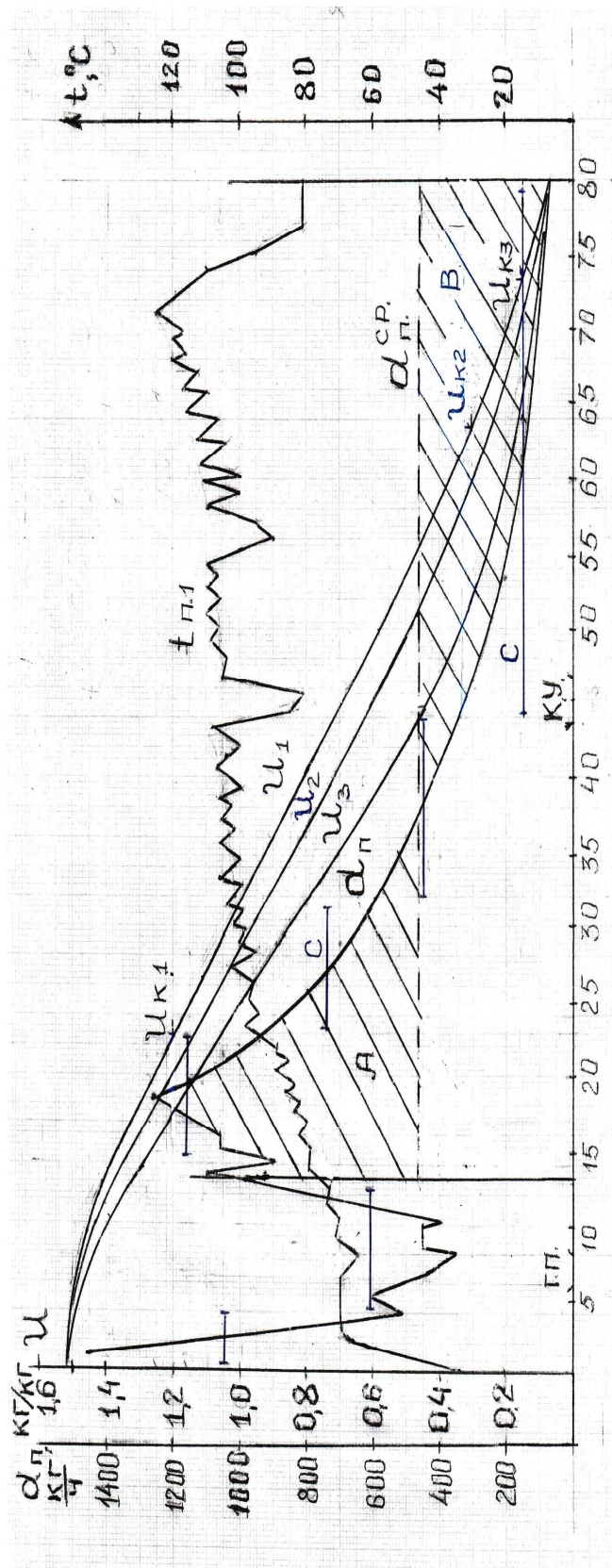


Рис. 4.10. Кинетика сушки коробочного картона и распределение расхода пара по цилиндрам на КДМ ЗАО «Алексинская бумажно-картонная фабрика»:

$U_1$  – изменение влагосодержания картона на существующем режиме при выработке 180 т/сутки;  $U_2$ ,  $U_3$  – кинетика сушки картона после реконструкции ПКС при производительности машины 207 и 270 т/сутки соответственно;  $t_{п.п.}$  – температура полотна до реконструкции ПКС;  $d_{п.ср.}$  – расход пара по цилиндрам;  $A$  – недостаток пара на цилиндры;  $B$  – перерасход пара на цилиндры;  $C$  – дросселирование пара по группам цилиндров;  $U_{к1}$ ,  $U_{к2}$ ,  $U_{к3}$  – критическое влагосодержание полотна в первой, второй и третьей критических точках соответственно; г.п. – горячий пресс; к.у. – конвейерный участок

Заштрихованная область  $A$  над этой линией представляет собой область, в которой на каждый цилиндр поступает недостаточное количество пара. В результате происходит снижение производительности сушильной установки. Область  $B$  – область перерасхода пара на цилиндры в конце сушки. Как следствие, отмечается избыток пролетного пара в конденсатопроводе и увеличение затрат теплоты на сушку.

Чтобы обеспечить требуемое поступление расхода пара на каждый цилиндр в соответствии с графиком расхода необходимо на каждый цилиндр установить регулирующий клапан или дроссельную подпорную шайбу на группу цилиндров  $C$  с одинаковым расходом пара. Был выбран второй вариант, как более простой и менее затратный по финансовым вложениям. Этот вариант апробирован на практике и дал хорошие результаты.

Следует отметить, что в соответствии с реализованной схемой пароконденсатной системы и тепловым расчетом трубопроводов подачи пара и отвода конденсата от каждого цилиндра, наиболее нагруженными по расходу пара и его параметрам оказались цилиндры № 1–6 до горячего пресса и шесть цилиндров после пресса. Чтобы обеспечить необходимый пропуск пара через эти цилиндры необходимо увеличить проходное сечение по пару до 80–100 мм.

На рис. 4.11 представлен график кинетики сушки и распределения расхода пара по цилиндрам при выработке бумаги для гофрирования (БГ) и картона для плоских слоев (КПС) в сушильной части бумагоделательной машины № 2 ОАО «Полотняно-Заводская бумажная фабрика».

Производительность машины составила 71,45 т/сутки при выработке БГ массой  $125 \text{ г/м}^2$ , начальной сухости полотна – 43 % и при избыточном давлении пара в первой группе сушильных цилиндров  $P_1 = 0,5 \text{ МПа}$ . Интенсивность сушки  $27,16 \text{ кг влаги}/(\text{м}^2 \cdot \text{ч})$  достигнута за счет перевода работы сушильной установки на более высокое давление пара с 0,3 до 0,5 МПа и перераспределения расхода пара по цилиндрам с помощью подпорных дроссельных шайб на группы сушильных цилиндров, которые объединены при примерно одинаковом расходе пара (линии  $C$  на графике).

Как следует из графика, процесс сушки бумаги протекает в нестационарных условиях с неравномерным распределением подачи пара на каждый цилиндр. Наибольший расход пара необходимо

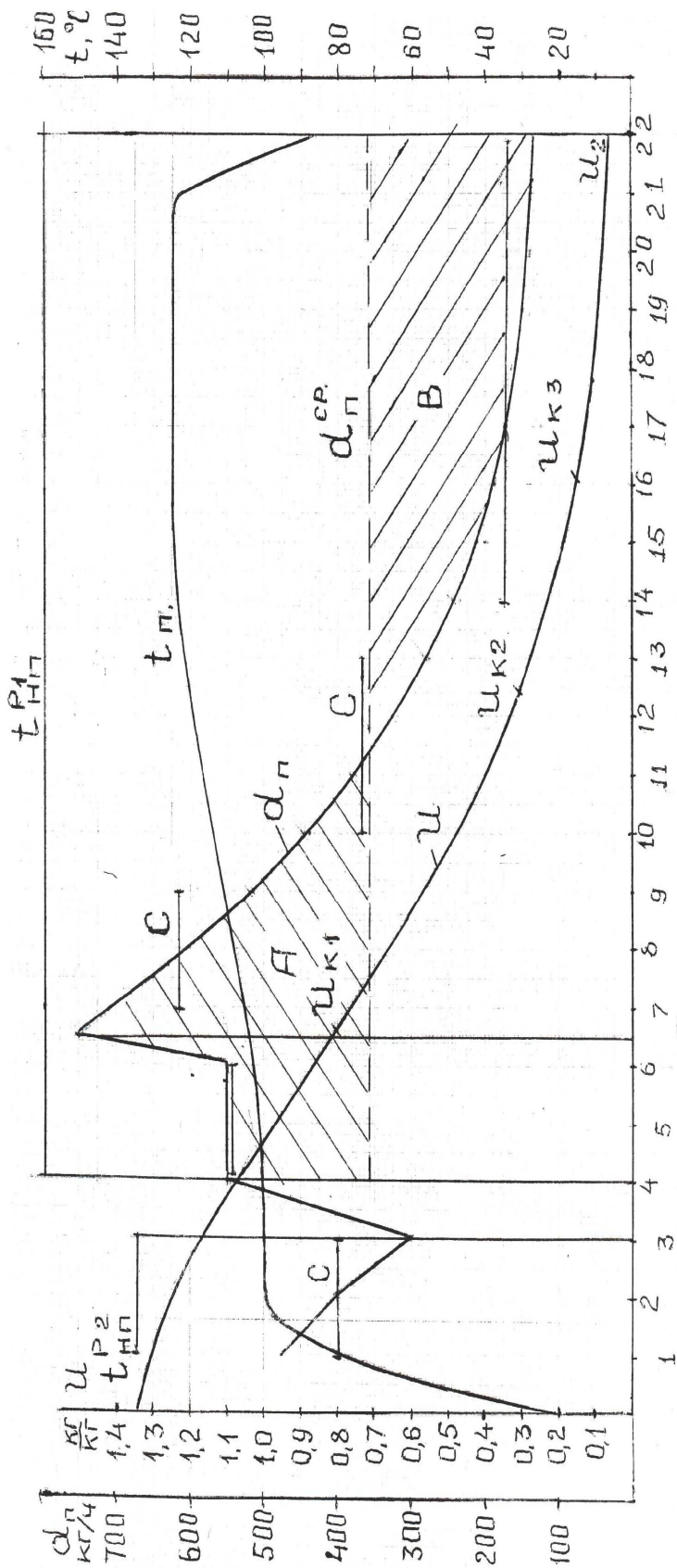


Рис. 4.11. Кинетика сушки бумаги для гофрирования и распределение расхода пара по цилиндрам на БДМ-2 ОАО «Полотняно-Заводская бумажная фабрика»:

$U$  – изменение влагосодержания картона после реконструкции ПКС при выработке 71,5 т/сутки;  
 $U_{к1}$ ,  $U_{к2}$ ,  $U_{к3}$  – критическое влагосодержание полотна в первой, второй и третьей критических точках соответственно;  $t_{п}$  – температура полотна;  $d_{п}$  – расход пара по цилиндрам;  $d_{п}^{ср}$  – средний расход пара по цилиндрам;  $A$  – недостаток пара на цилиндры;  $B$  – перерасход пара на цилиндры;  $C$  – дросселирование пара по группам цилиндров;  $t_{п1}$  н.п.,  $t_{п2}$  н.п. – температура насыщенного пара при давлении в первой и второй паровых группах

подать на цилиндры № 4–10, а наименьший расход – на цилиндры № 11–22.

Горизонтальная линия  $d^{C.P}_{II}$  представляет собой средний расход пара по цилиндрам, работающих в первой паровой группе при максимальном избыточном давлении 0,5 МПа. Заштрихованная область *A*, расположенная выше линии  $d^{C.P}_{II}$ , соответствует недостаточному поступлению пара на цилиндры. Область *B*, расположенная ниже линии  $d^{C.P}_{II}$ , свидетельствует о перерасходе пара на цилиндры в конце сушки. Чтобы обеспечить требуемый расход пара по цилиндрам, применяются дроссельные подпорные шайбы фиксированного проходного сечения. Каждая шайба работает на группу сушильных цилиндров, объединенных по принципу одинакового расхода пара.

Кроме того, в схеме произведено перераспределение сушильных цилиндров по паровым группам с целью получения максимальной производительности машины при минимальных удельных затратах теплоты.

Выполненные тепловые расчеты сушильной установки БДМ-2 свидетельствуют, что повышение избыточного давления пара на цилиндры с 0,3 до 0,5 МПа способствует увеличению производительности установки на 23,6 %.

Дальнейшее увеличение производительности машины на 18,6 % можно получить за счет повышения начальной сухости полотна с 43 до 47 %. Повышение сухости полотна перед сушкой на 1 % приводит к увеличению производительности сушильной установки на 4,65 %. Одновременно с этим существенно снижаются удельные затраты теплоты на сушку.

Интенсификация сушки достигается также за счет выполнения следующих мероприятий:

- увеличения угла обхвата цилиндра полотном с 0,625 до 0,7;
- подогрева массы полотна перед сушкой до 55 °С;
- установки термопланок внутри цилиндров верхнего яруса при скорости машины выше 300 м/мин;
- совершенствования системы вентиляции путем неравномерной раздачи воздуха по длине сушильной установки и эффективной вентиляции «карманов» между цилиндрами;
- установки сетки с высокой воздухопроницаемостью и проводка сетки по системе «слалом»;

- использования теплоты паров вскипания и пролетного пара для работы калориферов и теплообменников;
- установки парового эжектора для удаления воздуха из ПКС;
- установки охладительного устройства на паропроводе к БДМ-2, по которому подается сильно перегретого пара с 210 до 160 °С.

#### **4.3. Сводная таблица выполненной модернизации пароконденсатных систем на предприятиях ЦБП**

Целлюлозно-бумажная промышленность является одной из наиболее энергоемких и металлоемких отраслей народного хозяйства страны. Поэтому повышение энергетической эффективности работы сушильных установок (СУ) бумагоделательных и картоноделательных машин (БДМ и КДМ) является актуальной задачей в настоящее время и на перспективу. Повышение энергетической эффективности работы машин и энергосбережение обусловлено интенсификацией процессов переноса теплоты и массы влаги при сушке бумаги и картона, что приводит к увеличению производительности машин и сокращению затрат теплоты.

В настоящее время большинство БДМ и КДМ работают с малой эффективностью. При сушке бумаги и картона имеет место существенный перерасход тепловой энергии (до 40 %). Отмечается также значительная недовыработка выпускаемой продукции. Как правило, сушильные установки работают с низкими удельными влагосъемами (8–15) кг влаги/(м<sup>2</sup>·ч), что в два раза ниже значений, которые можно иметь на машинах.

Обследование работы большого парка машин позволило выявить причины снижения эффективности работы БДМ и КДМ.

Сорокалетний опыт изучения процессов сушки бумаги и картона позволил провести широкомасштабную модернизацию пароконденсатных систем (ПКС) СУ БДМ и КДМ.

*Цель модернизации ПКС:* снижение удельных затрат теплоты на сушку и повышение производительности СУ БДМ и КДМ.

*Задачи модернизации:* разработка и внедрение в производство ПКС БДМ и КДМ с минимальными затратами теплоты, максимальной производительностью при минимальных капитальных затратах и малым сроком коммерческой окупаемости.

Модернизация ПКС проводилась на основе теоретических разработок, связанных с механизмом переноса теплоты и влаги в материале и кинетикой сушки бумаги и картона.

На каждой стадии сушки действует свой специфический механизм переноса теплоты и влаги, которые описываются соответствующими дифференциальными уравнениями [3]. Расчеты по этим уравнениям позволяют определить температуру и влагосодержание полотна на разных стадиях сушки. От этих расчетов в значительной степени зависит эффективность работы сушильных установок БДМ и КДМ.

Изучая механизмы и закономерности сушки, создана универсальная методика теплового расчета сушильных установок [3], основанная на решении системы нелинейных дифференциальных уравнений, описывающих механизмы переноса теплоты и влаги на каждой стадии сушки. Разработаны также теоретические основы для интенсификации сушильных процессов и сокращения удельных затрат теплоты и пара на выработку единицы продукции.

Работы [1–5, 33] посвящены изучению тепло - и массопереноса в капиллярно-пористых коллоидных волокнистых материалах. Композиция и структура высушиваемого материала играют важную роль в процессах сушки и формирования готовой продукции. Изучены механизмы переноса теплоты и влаги, формы связи влаги с материалом, особенности и закономерности сушки картона и бумаги различного ассортимента. Исследования проведены в лабораторных условиях и на многих целлюлозно-бумажных производствах.

На практике [3] доказана целесообразность и возможность ускорения научно-технического прогресса в этой области техники путем модернизации ПКС сушильных установок БДМ и КДМ. При этом получен большой экономический эффект при малом сроке коммерческой окупаемости. Полученные результаты нашли широкое практическое применение для решения ряда прикладных проблем на целлюлозно-бумажных предприятиях.

В результате модернизации достигнуты: снижение удельных затрат теплоты на сушку и повышение производительности сушильных установок БДМ и КДМ при минимальных капитальных затратах денежных средств и малым сроком коммерческой окупаемости (3–6 месяцев).

Это все свидетельствует о том, что заложенная концепция научного подхода к решению важной производственной проблемы правильна и заслуживает дальнейшего применения на практике в нашей стране и за рубежом.

Помимо этого, научно обоснован и предложен [3] более совершенный механизм и процесс сушки бумаги и картона, связанный с заменой традиционного двухстороннего подвода теплоты от пара к влажному полотну на односторонний, который успешно апробирован на производстве. На этой основе разработаны и внедрены универсальные схемы ПКС БДМ и КДМ для выработки различного ассортимента продукции при максимальной производительности машин и при минимальных затратах тепловой энергии.

На основании научных разработок, использования современных научных исследований, инновационных технологий, новейших достижений в сушильной технике и накопленного опыта эксплуатации БДМ и КДМ проведена модернизация пароконденсатных систем (ПКС) сушильных установок на 21 объекте целлюлозно-бумажного производства [90]. Результаты разработанных и внедренных в производство мероприятий приведены в сводной таблице, в которой представлены данные по модернизации ПКС БДМ и КДМ (см. табл.2).

Как следует из таблицы, к основным показателям повышения эффективности работы сушильных установок БДМ и КДМ относятся:

- удельные расходы теплоты на единицу вырабатываемой продукции;
- повышение производительности машин за счет интенсификации сушильных процессов;
- сохранение качественных показателей готовой продукции, которые находились в период после модернизации ПКС в соответствии с технологическим регламентом.

В сводной таблице приведены только первые два показателя работы сушильных установок до и после реконструкции ПКС.

Анализ результатов, приведенных в сводной таблице, свидетельствует, что на всех машинах получен положительный результат за счет повышения производительности установок и сокращения удельных затрат теплоты на сушку.

Наиболее успешно модернизация ПКС проведена на следующих объектах: на БДМ-6, ООО «Окуловская бумажная фабрика», г. Окуловка; КДМ фирмы «Фампа», ООО «Тара и упаковка», г. Учалы; БДМ производственного объединения «Брянская бумажная фабрика»; БДМ-3, ОАО «Фирма Бумага», г. Санкт-Петербург; на КДМ ООО «Кузбасский скарабей», г. Кемерово.

Анализ данных, приведенных в табл. 2, приводит к выводу, что по



Таблица 2

**Сводная таблица результатов модернизации пароконденсатных систем (ПКС)  
сушильных установок БДМ и КДМ**

№ п/п	Предприятие, город	Машина	Год	Снижение удельного расхода теплоты	Повышение производительности машины
1	2	3	4	5	6
1	ООО «Окуловская бумажная фабрика»	БДМ-6. Модернизация ПКС	2002	С 2,7 до 1,3 Гкал/т бумаги, т. е. в 2,1 раза	С 36 до 75 т/сутки, т. е. в 2,08 раза и более
2	ЗАО «Рязанский КРЗ»	КДМ-1. Модернизация ПКС	2003	С 2,1 до 1,6 Гкал/т картона, т. е. на 31,4 %	С 54,0 до 58,12 т/сутки, т. е. на 7,1 %
3	ЗАО «Рязанский КРЗ»	КДМ-2 Модернизация ПКС.	2003	С 2,1 до 1,6 Гкал/т картона, т. е. на 31,4 %	С 54,0 до 58,12 т/сутки, т. е. на 7,1 %
4	ЗАО «Рязанский КРЗ»	КДМ-3. Модернизация ПКС	2003	С 1,67 до 1,3 Гкал/т картона, т. е. на 28,5 %	С 59,7 до 68,75 т/сутки, т. е. на 13,3 %



Продолжение табл. 2

1	2	3	4	5	6
5	ЗАО «Маяк», Г. Пенза	БДМ-1. Модернизация ПКС	2003	С 1,5 до 1,15 Гкал/т бумаги, т. е. на 30,4 %	С 35,11 до 36,96 т/сутки бумаги, т. е. на 5 %
6	ООО «КБК», г. Туймазы	БДМ. Модернизация ПКС	2004	С 2,15 до 1,55 Гкал/т бумаги, т. е. на 38,7 %	С 75 до 85 т/сутки бумаги, т. е. 13,3 %
7	ООО «Картон и упаковка», г. Учалы	КДМ. Модернизация ПКС	2004	С 1,9 до 1,4 Гкал/т картона, т. е. на 35,7 %	С 165 до 330 т/сутки картона, т. е. в 2 раза
8	ОАО «Техническая бумага», г. Рыбинск	БДМ. Модернизация ПКС	2004	С 2,8 до 1,55 Гкал/т бумаги, т. е. на 44,7 %	С 34,2 до 36,2 т/сутки бумаги, т. е. на 6,0 %
9	ОАО «Уральская бумага», г. Сухой Лог	БДМ. Модернизация ПКС	2004	С 1,8 до 1,4 Гкал/т бумаги, т. е. на 28,6 %	С 8,6 до 9,4 т/сутки бумаги, т. е. на 9,0 %

Продолжение табл. 2

1	2	3	4	5	6
10	Производственное объединение «Брянская бумажная фабрика»	БДМ. Модернизация ПКС	2005	С 2,2 до 1,6 Гкал/т бумаги, т. е. на 37,5 %	С 60 до 80 т/сутки бумаги, т. е. на 33,3 %
11	ООО «Алатырская бумажная фабрика»	БДМ. Модернизация ПКС	2005	С 2,4 до 1,5 Гкал/т бумаги, т. е. на 60 %	С 50 до 55,5 т/сутки бумаги, т. е. на 11 %
12	ОАО «Слонимский картонно- бумажный завод «Альбертин»	КДМ. Модернизация ПКС и отключение цилиндров	2006	С 1,9 до 1,4 Гкал/т картона, т. е. на 35,7 %	С 50 до 61 т/сутки, картона, т. е. на 22 %
13	ОАО «Архангельский ЦБК». Г. Архангельск	БДМ-4. Наладка ПКС. Удаление конденсата из цилиндров	2006	С 1,41 до 1,25 Гкал/т бумаги, т. е. на 11,4 %	С 130 до 131,8 т/сутки бумаги, т. е. на 6 %

Продолжение табл. 2

1	2	3	4	5	6
14	ФГУП «Гознак», г. Санкт-Петербург	БДМ-4. Модернизация ПКС	2007	С 1,4 до 1,3 Гкал/т бумаги, т. е. на 7,7 %	С 55 до 66 т/сутки бумаги, т. е. на 20 %
15	ОАО «Каменская БКФ» г. Кувшиново	СУТТ, Модернизация ПКС	2008	С 1,4 до 1,25 Гкал/т картона, т. е. на 12,0 %	С 19 до 22 т/сутки, картона, т. е. на 13 %
16	ЗАО «Алексинская БКФ», г. Алексин	КДМ. Модернизация и наладка ПКС. Отключение цилиндров	2009	С 1,4 до 1,2 Гкал/т картона, т. е. на 16,6 %	С 180 до 228 т/сутки картона, т. е. на 26,6 %
17	ОАО «Целлюлозный завод «Питкяранта», г. Питкяранта	Пресспат. Наладка ПКС. Отключение цилиндров	2009	С 0,955 до 0,874 Гкал/т целлюлозы, т. е. на 8,5 %	С 270 до 289 т/сутки целлюлозы, т. е. на 7,0 %

Окончание табл. 2

1	2	3	4	5	6
18	ОАО «Каменская БКФ» г. Кувшиново	БДМ-1. Модернизация ПКС	2009	С 2,13 до 1,55 Гкал/т бумаги, т. е. на 37,4 %	С 23,2 до 28,3 т/сутки бумаги, т. е. на 21,9 %
19	ОАО «Фирма Бумага», г. Санкт-Петербург	БДМ-3. Модернизация ПКС и наладка	2010	С 5,16 до 1,42 Гкал/т бумаги, т. е. в 3,63 раза	С 11,6 до 16,6 т/сутки бумаги, т. е. на 42 %
20	ОАО «Марийский ЦБК» г. Волжск	Пресспат ОМ-8. Модернизация ПКС	2010	С 1,3 до 1,1 Гкал/т целлюлозы, т. е. на 18,2 %	С 100 до 150 т/сутки целлюлозы, т. е. на 50 %
21	ООО «Кузбасский скарабей», г. Кемерово	КДМ. Работа на 24 цилиндрах вместо 42	2010	С 2,3 до 1,4 Гкал/т бумаги, т. е. на 64,3 %	С 48,0 до 60,0 т/сутки бумаги, т. е. на 25 %

показателю снижения удельных расходов теплоты наибольшие успехи отмечены на бумагоделательной машине № 6 ООО «Окуловская бумажная фабрика» и картоноделательной машине ООО «Кузбасский скарабей», г. Кемерово.

На этих объектах, за счет внедрения разработанных ПКС, удельные расходы теплоты сократились в 2 раза и более. На всех остальных объектах реконструкция ПКС на БДМ и КДМ дала также снижение удельных расходов теплоты в пределах 12–38 %.

Одновременно с этим, за счет интенсификации сушильных процессов достигнуто увеличение производительности на всех объектах, где осуществлялась модернизация ПКС. Наибольшие показатели роста производительности машины (в 2 раза и более) отмечены на БДМ-6 ООО «Окуловская бумажная фабрика». До реконструкции ПКС на машине производилось 36 т в сутки бумаги для гофрирования, после – 75 т/сутки. Причем, при эксплуатации машины в течение последующих 8 лет производительность машины достигла 100 т/сутки. Таким образом, реконструированная пароконденсатная система БДМ-6 обеспечивает нормальную работу сушильной установки при выработке БГ и КПС до 100 т продукции в сутки.

Существенное повышение производительности достигнуто также при модернизации ПКС картоноделательной машины польской фирмы «Фампа», установленной в г. Учалы (ООО «Картон и упаковка») и предназначенной изначально для выпуска кровельного картона, однако, затем на ней стали изготавливать бумагу для гофрирования и картон для плоских слоев. Ширина полотна составляет 4,2 м, число цилиндров – 77. До реконструкции КДМ производительность машины составляла 165 т/сутки, после выполненной модернизации ПКС – 330 т/сутки. Причем, пароконденсатная система КДМ, реализованная на производстве, может обеспечить выпуск продукции даже до 400 т/сутки.

Опыт эксплуатации машин, где проведена модернизация ПКС на БДМ и КДМ, свидетельствует, что нередко по регламенту машина должна вырабатывать одну какую-либо продукцию, а машина вырабатывает другую продукцию или сразу два или три вида ассортимента. Для таких машин пришлось разрабатывать и внедрять *универсальные* ПКС, которые способствовали бы повышению производительности сушильных установок до максимума и снижению удельных расходов теплоты на сушку до минимума. К таким разработкам относятся

следующие объекты: КДМ-3 ЗАО «Рязанский картонно-рубероидный завод»; КДМ ООО «Кузбасский скарабей», г. Кемерово; БДМ-1, ЗАО «Маяк», г. Пенза.

Особо следует отметить модернизацию ПКС на КДМ, установленную в г. Кемерово на ООО «Кузбасский скарабей». На КДМ смонтировано 42 цилиндра и выпускаются три вида продукции: кровельный картон, картона для плоских слоев (КПС) и бумага для гофрирования (БГ). Ширина полотна кровельного картона составляет 2 м, а при выпуске КПС и БГ – 2,1 м. При этом ширина цилиндров № 1–24 составляет – 2,1 м, а цилиндров № 25–42 – только 2 м.

На накате машины при изготовлении БГ и КПС отмечалась большая влажность кромок, больше, чем требуется по регламенту. В результате вся продукция шла в брак. Проблема кромок была решена следующим образом. Совместно с персоналом предприятия была замерена влажность полотна по длине машины и построена кинетическая кривая сушки при выпуске БГ и КПС. Самый *важный результат*, который был получен из анализа кинетической кривой, заключается в том, что процесс сушки БГ и КПС заканчивается на 24 цилиндрах. Влажность полотна после 24 цилиндра составляла 9 %. Это означает, что модернизацию ПКС необходимо делать лишь для 24 цилиндров. Модернизация сушильной установки КДМ с применением универсальной схемы ПКС для 24 цилиндров выполнена на предприятии (см. рис. 3.2). Получены следующие результаты реконструкции: удельные расходы теплоты сократились в 2 раза, производительность машины увеличилась на 5 %. При этом кромки полотна высушивались до требуемых по регламенту значений влажности. Машина стала работать рентабельно.

Дальнейшее увеличение производительности сушильной установки КДМ достигнуто за счет подключения дополнительных девяти цилиндров по схеме, представленной на рис. 3.3.

В 2008 г. была модернизирована пароконденсатная система сушильной установки туннельного типа (СУТТ), установленной на Каменской бумажно-картонной фабрике (г. Кувшиново).

Особенность работы СУТТ заключалась в том, что влажный листовой картон, расположенный в два яруса, высушивался конвективным способом с помощью нагретого (до 103°С) воздуха. Сушильная установка состоит из 18 сушильных секций с переменной поверхностью нагрева калориферов. Сушильный воздух подается вентиляторами

каждой секции на лицевой и приводной калориферы, где происходит его нагрев. Затем по системе каналов воздух подается на дутьевые ящики, расположенные сверху и снизу полотна каждого яруса. После обдува полотна воздух забирается теми же вентиляторами и заново подается на калориферы секций. Испаряемая из полотна влага удаляется естественным способом через три окна в колпаке сушильной установки за счет разности парциальных давлений водяных паров, содержащихся в сушильном воздухе и в окружающей среде. При модернизации схемы ПКС СУТТ происходит последовательный перепуск пара на калориферы по трем паровым группам. В главный паропровод из котельной в сушильную установку поступает пар с давлением 1,1 МПа и температурой около 190 °С. На первую паровую группу калориферов поступает пар с давлением 0,85 МПа при той же температуре.

После реконструкции ПКС производительность СУТТ увеличилась на 6,8 % и составила 1 т/ч, что достигнуто за счет интенсификации процесса сушки, в связи с увеличением температуры воздуха до 110 °С и организацией снабжения калориферов паром по последовательной схеме вместо параллельной. Следует отметить, что при начальной сухости полотна 50 %, ПКС сушильной установки после ее реконструкции может обеспечить производительность установки 1,7 т картона/ч.

В результате модернизации СУТТ удельные затраты теплоты на сушку картона существенно снизились с 5,866 до 4,609 ГДж/т (или с 1,4 до 1,1 Гкал/т), в основном, за счет исключения пролетного пара в общем конденсатопроводе от сушильной установки.

Необходимо отметить, что при этом была разработана методика теплового расчета конвективной сушильной установки типа СУТТ, так как в технической литературе она отсутствовала.

#### **4.4. Использование научных разработок и передовых технологий при модернизации ПКС**

При разработке и модернизации пароконденсатных систем сушильных установок БДМ и КДМ были использованы следующие научные разработки и передовые технологии:

- авторские свидетельства и патенты [3, 79, 80];
- изменен и изучен механизм сушки при одностороннем подводе теплоты к полотну [3] при отключении по пару и конденсату

цилиндров нижнего ряда (на КДМ, ОАО Слонимский картонно-бумажный завод «Альбертин»; БДМ-4 ОАО «Архангельский ЦБК»; БДМ-3, 4, 7, 8, ОАО «Кондопога»; КДМ, ООО «Картон и упаковка», г. Учалы);

- расчет температуры бумажного полотна производился по методике [2, 3, 12, 14], результаты расчетов сравнивались с экспериментальными данными, полученными с помощью инфракрасного пирометра фирмы «Optris MS Plus»;
- уточнена и дополнена методика теплового расчета контактных сушильных установок применительно к условиям модернизации пароконденсатных систем БДМ и КДМ [1–5];
- разработана и апробирована на производстве (КДМ, ОАО «Каменская БКФ», г. Кувшиново) методика теплового расчета конвективной сушильной установки туннельного типа (СУТТ) [3];
- в схемах ПКС, предназначенных для модернизации сушильных установок, учтены закономерности сушки и формы связи влаги с материалом [3, 49, 52, 56];
- произведено перераспределение расходов пара по цилиндрам и цилиндрам по паровым группам [3];
- составлена и использована программа на ЭВМ теплового расчета контактных сушильных установок применительно к модернизации ПКС [15, 47] и повышению производительности машин при минимальных затратах теплоты;
- использованы шайбы фиксированного проходного сечения, работающие на группы цилиндров, объединенных по принципу одинакового расхода пара [1, 3, 79, 80];
- для быстрходных бумагоделательных машин использованы термопанки, устанавливаемые внутри цилиндров для разрушения конденсатного кольца и интенсификации сушки [3, 25, 59];
- для интенсификации сушки использованы синтетические сетки (см. п. 2.9, глава 2) с высокой воздухопроницаемостью вместо хлопчатобумажных сукон [13, 84]. Кроме того использованы сеткопродувные камеры (см. рис. 2.45) и продувка межцилиндровых пространств нагретым воздухом (см. рис. 2.55);
- использованы теплообменные аппараты для утилизации теплоты паров вторичного вскипания и теплоты конденсата, отводимого от машин [3];



- из схемы ПКС исключены все конденсатоотводчики, создающие большое гидравлическое сопротивление [3];
- в схемах ПКС использован принцип самослива пароконденсатной смеси из сушильных цилиндров в сепараторы, чтобы снизить сопротивление на этих участках до минимума [3];
- верхние и нижние цилиндры сушильных установок разъединены по дополнительным конденсатным коллекторам, так как они работают при разном давлении пароконденсатной смеси, отводимой от цилиндров даже в одной паровой группе [3];
- подача острого пара осуществлялась только в первую паровую группу, последующие паровые группы питаются вторичным и третичным паром без дополнительной подачи острого пара [3];
- использованы пары вторичного вскипания [3]. Подпитка отдельных паровых групп острым паром осуществлялась редко;
- воздух из пароконденсатной системы машины удаляется с помощью пароструйного эжектора, который заменял вакуумный насос и работал надежно в условиях его эксплуатации [3,81, 83];
- использованы простейшие приборы КИП и автоматики [3], которые позволяли вести процесс сушки не вслепую, а постоянно контролировать процесс. Особенно следует отметить удачное использование автоматически действующего счетчика расхода пара и теплоты, который разработан фирмой «Логика», и применение измерительной системы контроля теплового и гидравлического режимов работы сушильной части БДМ и КДМ по температуре конденсата (см. рис. 3.1).

Успешное внедрение и использование научных разработок и их результатов в высокотехнологичном производстве, каким является целлюлозно-бумажное производство, является существенным вкладом в развитие отрасли. Кроме того, выполненная широкомасштабная модернизация пароконденсатных систем (ПКС) сушильных установок БДМ и КДМ обеспечивает повышение эффективности использования теплоты и способствует энергосбережению при эксплуатации теплотехнологического оборудования на предприятиях отрасли.

Использованные и реализованные на производстве научные разработки относятся к приоритетным направлениям науки и техники в сушильной технике, которые способствуют существенному научному и технологическому прорыву в целлюлозно-бумажном производстве, а также обеспечению лидерства Российской Федерации в научном мире.

## **Глава 5. МЕРОПРИЯТИЯ, ПОЗВОЛЯЮЩИЕ ДОБИТЬСЯ ДАЛЬНЕЙШЕГО ПОВЫШЕНИЯ ПРОИЗВОДИТЕЛЬНОСТИ МАШИН И СНИЖЕНИЯ ЗАТРАТ ТЕПЛОТЫ НА СУШКУ**

На основе анализа современного состояния сушильной техники намечены *мероприятия*, позволяющие на действующих бумагоделательных и картоноделательных машинах (БДМ и КДМ) добиться дальнейшего повышения производительности и снижения затрат теплоты на сушку. К таким *мероприятиям* относятся:

- Повышение эффективности работы сушильных установок за счет реконструкции пароконденсатных систем и усовершенствования систем вентиляции БДМ и КДМ.
- Сокращение расхода пролетного пара путем последовательного перепуска пара по паровым группам сушильных цилиндров.
- Оптимизация конструкции сушильных установок и повышение влагосъема путем частичного или полного отключения по пару и конденсату цилиндров нижнего яруса.
- Изучение кинетики и механизма контактно-конвективной цилиндрической сушки. Научное обоснование более совершенного механизма сушки полотна с односторонним подводом теплоты, который успешно апробирован в производственных условиях.
- Перераспределение расхода пара по цилиндрам с помощью подпорных дроссельных шайб фиксированного проходного сечения.
- Перераспределение сушильных цилиндров по паровым группам в соответствии с кинетикой, особенностями, закономерностями сушки и формами связи влаги с материалом.
- Стабилизация теплового и гидравлического режимов работы машин. Разработана и апробирована в промышленных условиях система стабилизации теплового и гидравлического режимов работы БДМ и КДМ путем установки на конденсатопроводах каждой группы цилиндров подпорных дроссельных шайб.
- Уточнение методики теплового расчета сушильных установок БДМ и КДМ.
- Научное обоснование увеличения длины свободного

пробега полотна до оптимальной, что позволит оптимизировать конструкции сушильных установок и ускорить сушку. Апробировано на действующих БДМ и КДМ.

- Обеспечение более полного возврата конденсата (без пара) от машины путем более полного использования паров вторичного вскипания и теплоты парообразования пролетного пара для сушки полотна.
- Интенсификация тепломассопереноса и повышение производительности сушильных установок быстроходных широкоформатных бумагоделательных машин достигаются путем установки внутри цилиндров верхнего ряда термопланок, которые разрушают конденсатное кольцо и ускоряют теплоотдачу от пара к внутренней стенке цилиндров.
- Установка водо-водяных теплообменных аппаратов на конденсатопроводах от машин до баков сбора конденсата и пароводяного теплообменника, работающего на пролетном паре и парах вторичного вскипания, удаляемых из последнего сепаратора.
- Использование пароструйных эжекторов для экономии теплоты и снижения расхода пара на машину.
- Применение парового ящика перед сушильной частью БДМ и КДМ. Промышленная апробация использования парового ящика на сеточном столе машины произведена на предприятиях отрасли.
- Подача под машину и в межцилиндровое пространство разного количества воздуха по зонам сушки в соответствии с кинетикой процесса сушки полотна.
- На паропроводе подачи на машину сильно перегретого пара установить охлаждающее устройство, чтобы снизить температуру пара и сэкономить расход острого пара.
- Для сушки картона и бумаги рекомендуется более широко использовать конвективный способ подвода теплоты к высушиваемому полотну. На основе сравнительного анализа различных способов сушки [3, 91, 92] установлено, что *конвективный способ* подвода теплоты к высушиваемому полотну является наиболее рациональным по интенсивности процесса, энергетическим затратам, металлоемкости установок и качеству продукции.

### 5.1. Эффективность сушки бумаги и картона при одностороннем подводе теплоты от пара к полотну

Анализ изучения кинетики и механизма сушки позволил научно обосновать и предложить более совершенный механизм сушки бумаги и картона [1–5, 25, 33, 85]. Он связан с заменой *двухстороннего* подвода теплоты от пара к влажному полотну, который в настоящее время повсеместно применяется на всех сушильных установках, на *односторонний* подвод теплоты (рис.5.1–5.5).

На действующих бумагоделательных и картоноделательных машинах односторонний подвод теплоты к влажному полотну можно достичь путем отключения по пару и конденсату цилиндров нижнего яруса. Были выполнены тепловые расчеты многочисленных сушильных установок бумагоделательных и картоноделательных машин [1–5, 33]. На основании анализа графика (рис. 5.2) установлено [25], что количество испаряемой влаги при *двустороннем* подводе теплоты к полотну составляет на каждом цилиндре – 52,5 %, а на участке межцилиндрового пробега полотна – 47,5 %. При *одностороннем* подводе теплоты к полотну (см. рис. 5.4) влага испаряется в следующей пропорции: на сушильном цилиндре – 35,5 %; на конвективном участке – 41 % и с помощью вакуумного вала удаляется до 23,5 % влаги.

Из анализа графиков и расчетов сушильных частей БКДМ следует, что при *одностороннем* подводе теплоты сушка протекает более интенсивно (на 15 %), чем при *двустороннем* процессе. Ускорение сушки обусловлено следующими причинами:

- за счет увеличения перепада температур между греющим паром и полотном, так как полотно охлаждается до более низкой температуры с 92 до 72°С. В результате этого возрастают удельные тепловые потоки, теплота на сушку и количество испаряемой влаги с 1 м<sup>2</sup> полотна в час (т. е. интенсивность сушки или удельный влагосъем);
- влага концентрируется только у одной поверхности материала, в результате чего она быстрее испаряется из открытых макропор, расположенных у поверхности полотна;
- отсутствует бесполезный транспорт влаги от одной поверхности полотна к другой, в результате расход теплоты на сушку сокращается на 10 %;

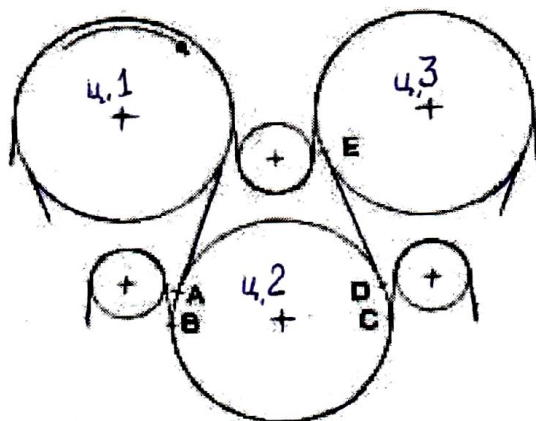


Рис. 5.1. Сушка полотна бумаги при традиционном двухстороннем обогреве паром верхних и нижних цилиндров на многоцилиндровой сушильной установке: *A, B, C, D, E* – характерные точки процесса сушки; ц.1, 2, 3 – цилиндры 1, 2, 3 соответственно

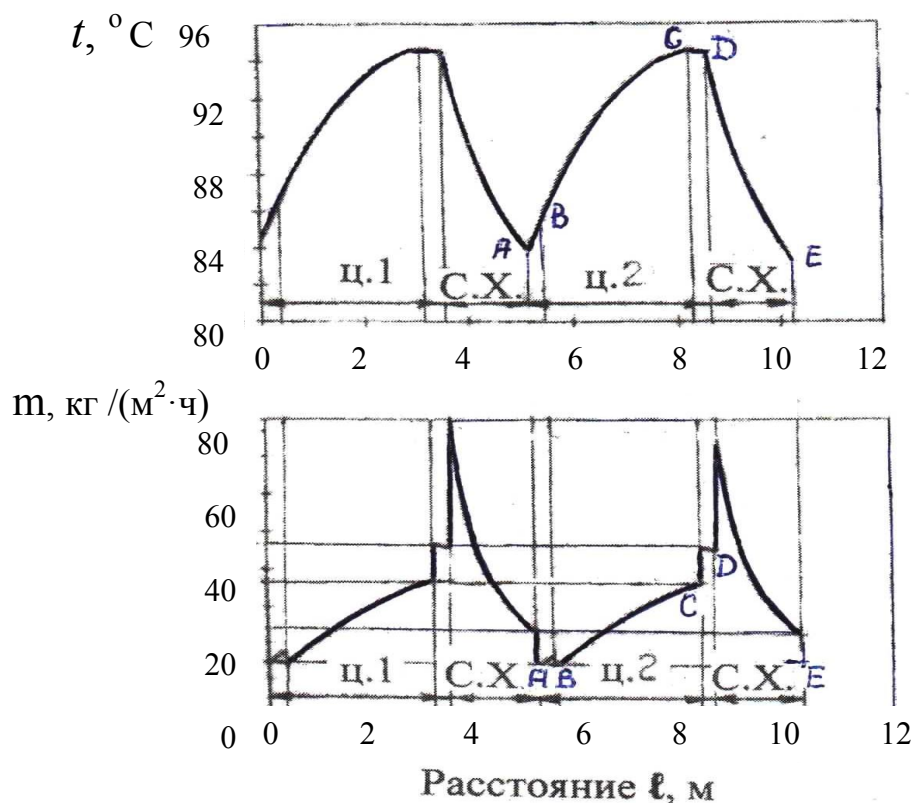


Рис. 5.2. Изменение температуры ( $t, ^{\circ}\text{C}$ ) и интенсивности сушки бумаги ( $m, \text{кг влаги}/(\text{м}^2 \cdot ^{\circ}\text{C})$ ) при традиционном двухстороннем обогреве паром верхних и нижних цилиндров и на участке свободного хода (СХ) полотна

- совпадают потоки переноса теплоты и влаги в полотне, что способствует интенсификации сушки;
- меняется механизм сушки, причем на разных стадиях сушки действуют различные локальные механизмы переноса теплоты и влаги [3, 85];
- длина свободного хода полотна приближается к оптимальной длине свободного пробега [3], что приводит к оптимальному соотношению испаряемой влаги из полотна при нахождении его на цилиндре и в межцилиндровом пространстве;
- существенное количество влаги (до 23,5 %) удаляется из полотна, когда оно контактирует с вакуумным отсасывающим валом;
- при проводке синтетической сетки по системе «слалом» увеличивается угол обхвата цилиндра полотном (с 63 до 85 %), т. е. возрастает активная поверхность цилиндров;
- при проводке сетки по системе «слалом» улучшаются циркуляция воздуха внутри застойных зон, а также условия для отвода паровоздушной смеси от полотна, в результате чего ускоряется сушильный процесс.

В основе интенсификации сушки и сокращения затрат теплоты лежит тепловой расчет сушильных установок бумагоделательных и картоноделательных машин.

Методика теплового расчета быстроходных бумагоделательных машин требует дополнительной проработки. Она существенно отличается от существующей методики расчета тихоходных и среднеходных машин:

- расчет следует вести не по методике П. А. Жучкова [4, 5], в которой производительность сушильной установки определяется в зависимости от количества цилиндров, а необходимо вести в зависимости от количества испаряемой влаги в каждом сушильном цикле «сушильный цилиндр – свободный пробег полотна между цилиндрами» [33];
- при однорядном расположении цилиндров в сушильной установке отмечаются не два, а три участка, на которых происходит испарение и удаление влаги из полотна: на контактном и конвективном участках, а также на вакуумном отсасывающем валу (см. рис. 5.3, 5.4);
- на быстроходных машинах коэффициенты теплоотдачи и теплопередачи примерно в два раза выше, чем на тихоходных

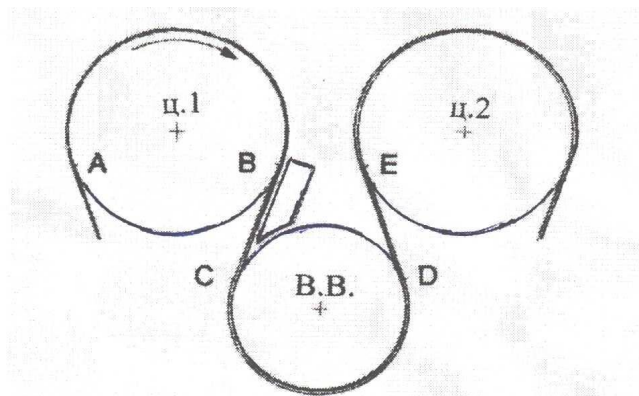


Рис. 5.3. Сушка полотна бумаги при одностороннем обогреве паром только верхних цилиндров на многоцилиндровой сушильной установке: *A, B, C, D, E* – характерные точки процесса сушки; *ц.1, 2* – цилиндры 1 и 2 соответственно; *В.В.* – вакуумный вал

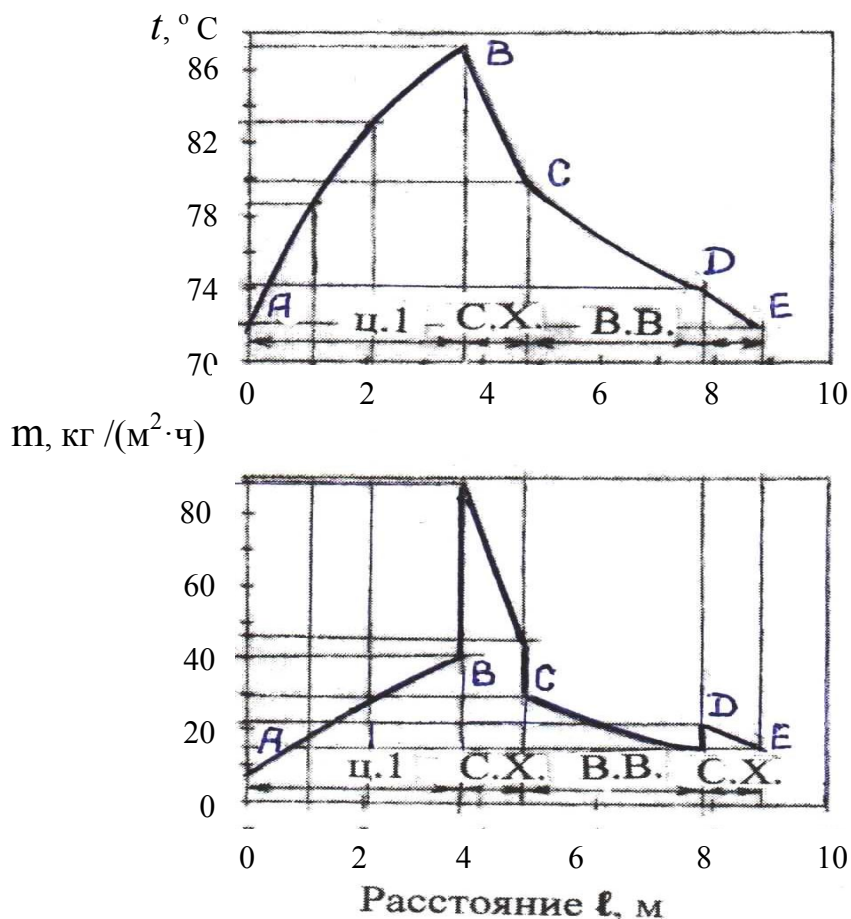


Рис. 5.4. Изменение температуры ( $t, ^{\circ}\text{C}$ ) и интенсивности сушки бумаги ( $m, \text{кг}/(\text{м}^2 \cdot ^{\circ}\text{C})$ ) при одностороннем обогреве паром только верхних цилиндров, СХ – свободный ход полотна

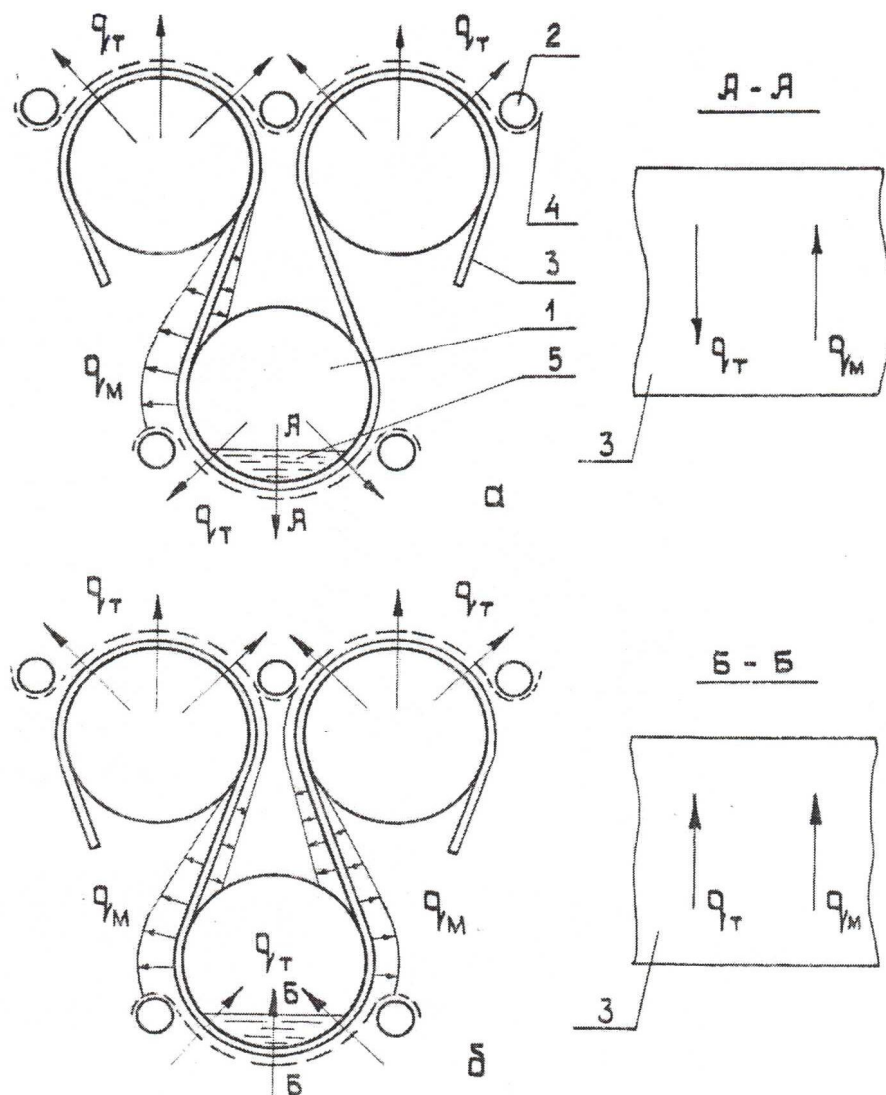


Рис. 5.5. Направления теплового  $q_T$  и массового потоков  $q_M$  при включенном (а) и отключенном (б) по пару нижнем цилиндре:

1 – сушильный цилиндр; 2 – направляющий валик; 3 – полотно картона или бумаги; 4 – сетка; 5 – конденсат

машинах;

- при одностороннем подводе теплоты от пара к влажному полотну существенно меняется механизм переноса теплоты и влаги внутри материала;
- на каждой стадии сушки действует свой фильтрационно-диффузионный механизм сушки, который описывается



соответствующими дифференциальными уравнениями [3, 85]. Решение этих уравнений позволяет вычислить температуру и влагосодержание полотна на каждой стадии процесса, а также определить удельные тепловые потоки и количество теплоты, необходимой для испарения влаги (п. 1.6–1.9, гл. 1);

- при модернизации пароконденсатных систем бумагоделательных и картоноделательных машин с целью интенсификации сушки необходимо также учитывать особенности и закономерности сушки различных материалов и формы связи влаги с материалом [3];
- для оптимизации конструкции сушильной установки необходимо знать соотношение по количеству удаляемой влаги на контактном участке сушильного цилиндра, конвективном участке межцилиндрового пробега полотна и на вакуумном валу.

Разработанная методика теплового расчета многоцилиндровых контактно-конвективных сушильных установок [33] по отдельным циклам «сушильный цилиндр – свободный ход» позволяет более точно определить конструктивные характеристики сушильной установки по заданному температурному графику сушки, производительности машины и виду выпускаемой продукции.

Чем больше масса  $1 \text{ м}^2$  полотна, тем эффективнее применение одностороннего подвода теплоты. Поэтому такой способ сушки целесообразно применять для сушки толстых материалов, таких как, картон и целлюлоза.

Для того чтобы улучшить качественные показатели готовой продукции, необходимо на сушильной установке обеспечить чередование одностороннего подвода теплоты то на нижних цилиндрах, то на верхних (рис. 5.6, 5.7).

Отключение сушильных цилиндров по пару и конденсату может быть применимо не только для толстых картона и целлюлозы, но и для тонких видов бумаги. Например, при выработке газетной бумаги на БДМ-8 ОАО «Кондопога» отключено 42 % всех цилиндров, на БДМ-4, 7, 9 – до 30 %. Отключенные цилиндры работают в качестве валов большего диаметра. Поэтому целесообразно нижние цилиндры заменить отсасывающими валами меньшего диаметра. При этом металлоемкость установки резко снижается.

Вакуумный вал (рис. 5.8) состоит из внутренней неподвижной

камеры, двух плоских сопел и перфорированного вращающегося корпуса.

Воздух под избыточным давлением через торцы вала подается в центральную неподвижную напорную камеру, откуда через сопла, которые образованы вращающимся корпусом вала и неподвижной направляющей пластиной, вытекает с большой скоростью. Под действием кинетической энергии вытекающей струи из нижней камеры отсасывается воздух и создается вакуум, под действием которого полотно плотно прилегает к сетке. Воздух через перфорацию в верхней части вала вытекает в межцилиндровое пространство, в результате чего активизируется воздухообмен, улучшаются условия сушки бумажного полотна.

Основным достоинством данного вала является отсутствие трущихся неподвижных и вращающихся частей и уплотнений.

На рис. 5.9 представлена схема проводки бумажного полотна по сушильной части БДМ с использованием вакуумных валов.

Конструкция сушильной установки при этом упрощается, а двухрядное расположение цилиндров заменяется однорядным (например, БДМ-10, ОАО «Кондопога»).

*Преимущества* более совершенных процессов ТМП следующие:

1. Влага концентрируется у открытой поверхности материала и остается на одной и той же поверхности контактного слоя в течение всего процесса сушки.

2. Нет потерь теплоты на бесполезный возвратно-поступательный транспорт влаги от одной поверхности полотна к другой. Экономия теплоты при этом составляет до 10 %.

3. Интенсифицируется сушка, так как на участке свободного хода полотна снижается его температура с 95–90 °С до 75–70 °С и существенно возрастает средний коэффициент теплопередачи от пара к влажному полотну.

4. В зоне контакта у одной из поверхностей полотна не образуется пленка пара, которая создает значительное термическое сопротивление переносу теплоты. При этом средний коэффициент теплопередачи на современной бумагоделательной машине №8 ОАО «Кондопога» остается довольно высоким порядка 700–800 ккал/(м<sup>2</sup>·ч·°С).

5. Так как при однорядном расположении цилиндры работают на одном геометрическом уровне и при одном давлении пара, то стабилизируются тепловой и гидравлический режимы работы сушильных установок.

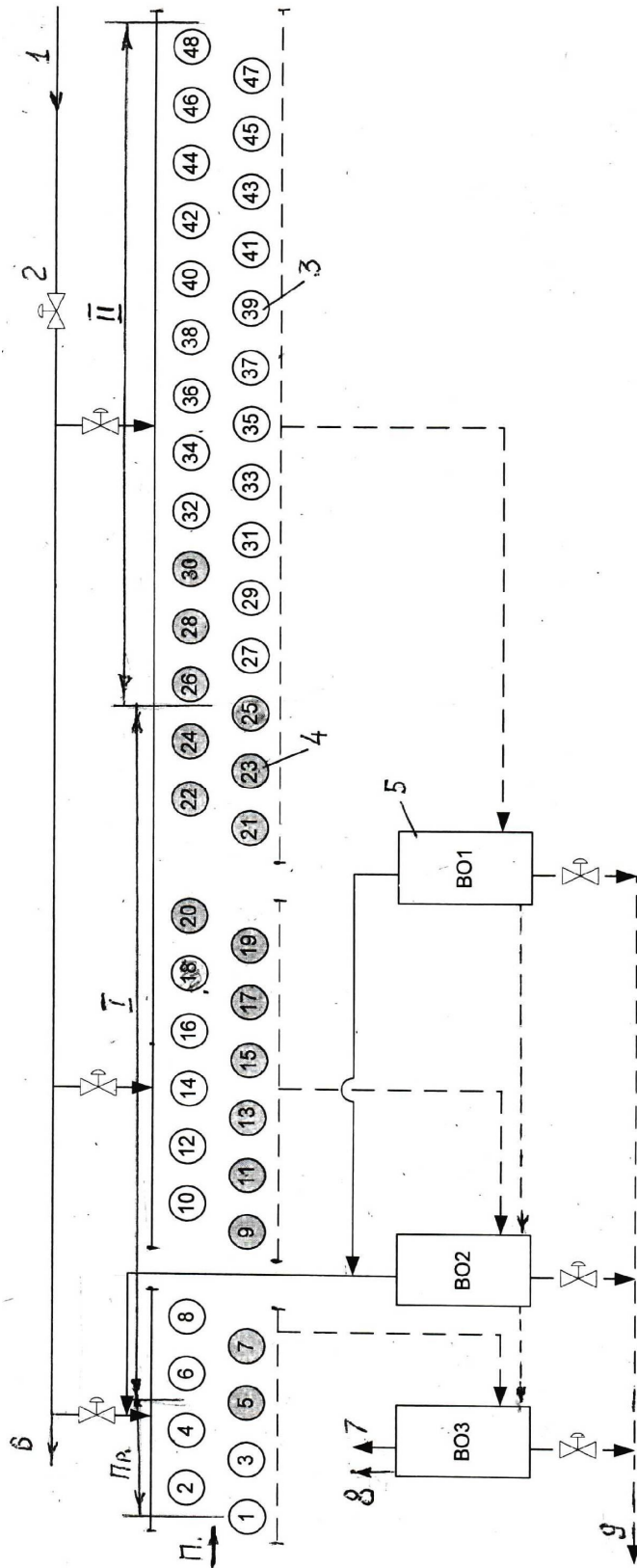


Рис. 5.6. Отключение сушильных цилиндров по пару и конденсату на пресспате  
ОАО «Целлюлозный завод «Питкяранта»:

1 – подача перегретого пара на пресспат; 2 – регулирующий клапан; 3 – сушильные цилиндры в работе;  
4 – отключенные по пару и конденсату цилиндры; 5 – водоотделитель; 6, 8 – подача пара на паровой  
ящик; 7 – поступление пара на теплообменник; 9 – удаление конденсата в бак-сборник конденсата;  
II – поступление полотна целлюлозы; Пр, I, II – периоды сушки полотна: прогрев, первый и второй;  
BO 1, BO 2, BO 3 – водоотделители № 1, 2, 3

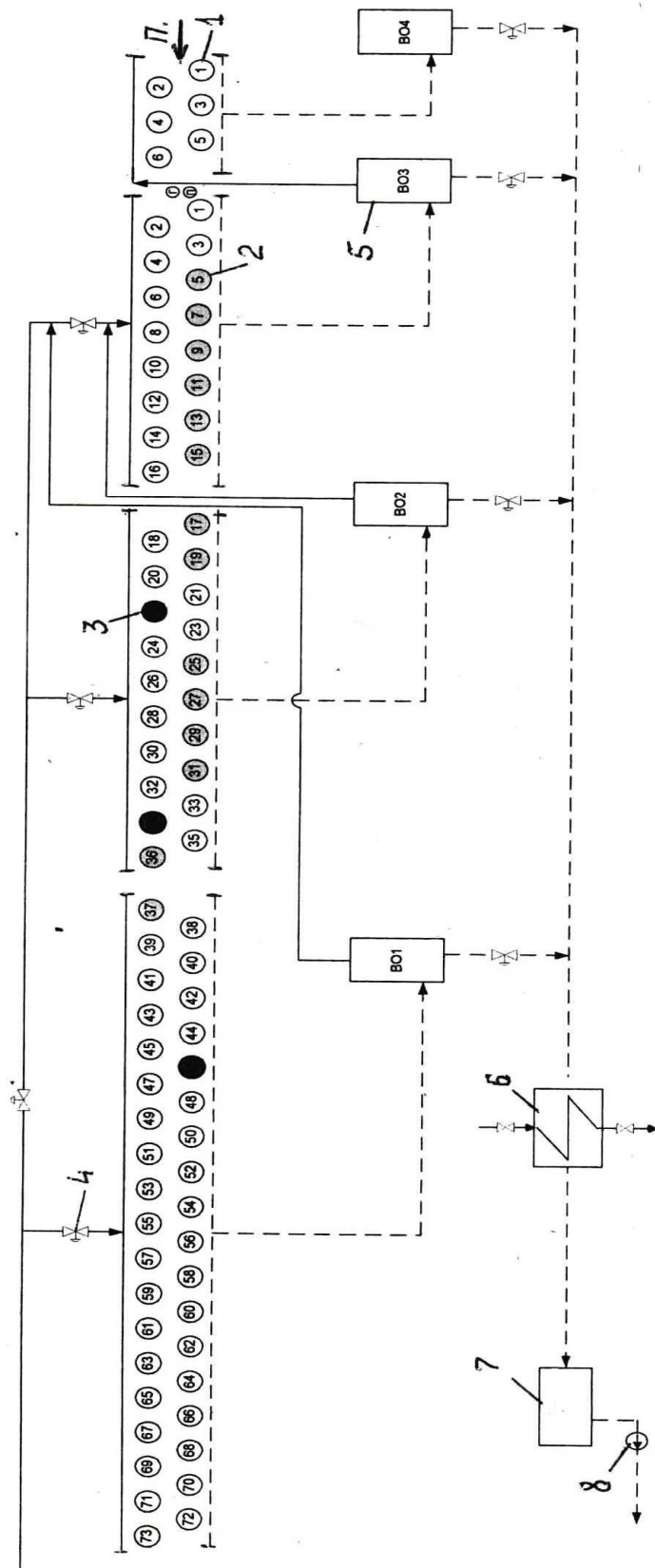


Рис. 5.7. Отключение сушильных цилиндров по пару и конденсату на КДМ ЗАО «Алексинская БКФ»:

на КДМ ЗАО «Алексинская БКФ»:

1 – сушильные цилиндры в работе; 2 – отключенные по пару и конденсату цилиндры; 3 – заглушенные цилиндры; 4 – регулирующий клапан; 5 – водоотделитель; 6 – теплообменник; 7 – конденсатный бак; 8 – конденсатный насос

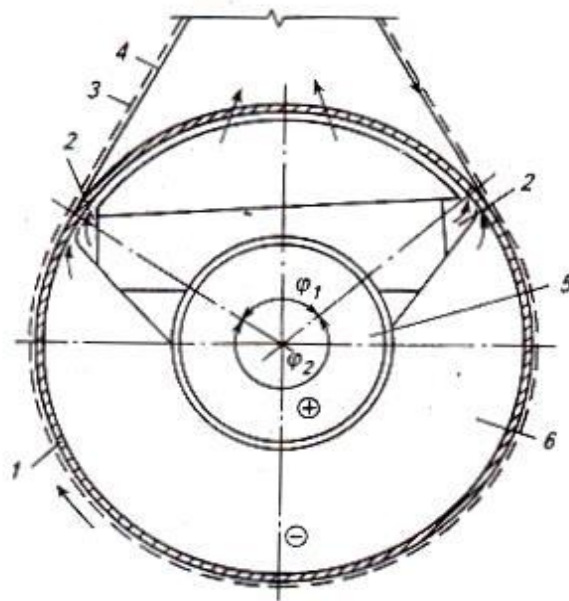


Рис. 5.8. Вакуумный направляющий валик для «безобрывной» проводки бумажного полотна:  
 1 – перфорированный корпус; 2 – сопло; 3 – бумажное полотно; 4 – сушильная сетка; 5 – напорная камера; 6 – зона вакуума

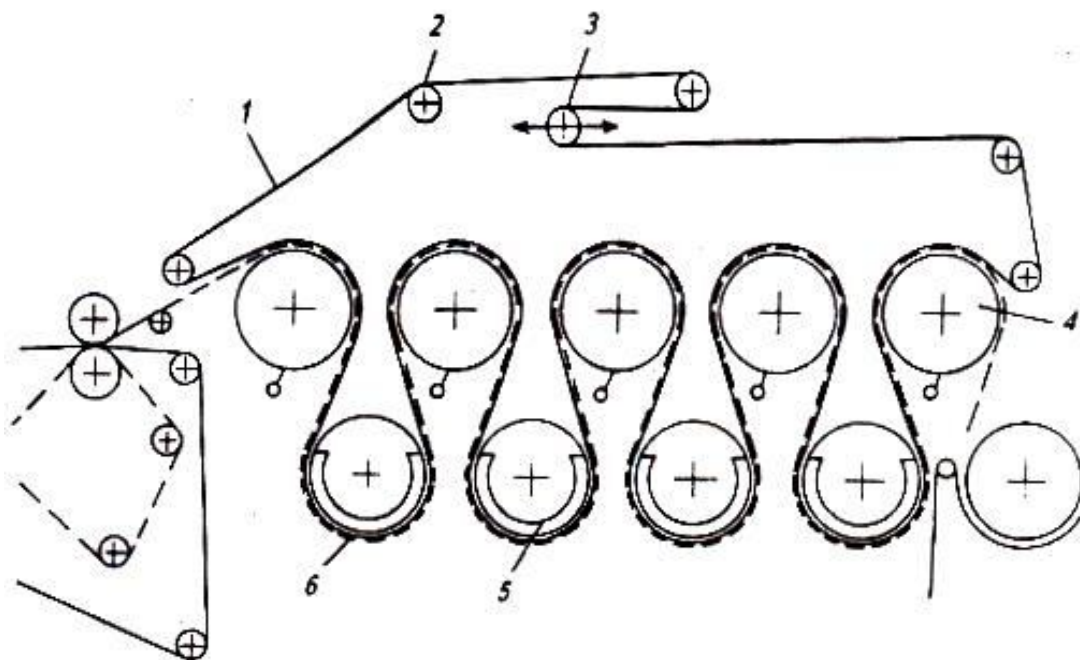


Рис. 5.9. Схема проводки бумажного полотна по сушильной части БДМ с использованием вакуумных валов:  
 1 – сушильная сетка; 2 – направляющий валик; 3 – валик для натяжения сетки; 4 – сушильный цилиндр; 5 – вал с вакуумной камерой; 6 – бумажное полотно

6. Нет гистерезиса в процессе переноса теплоты и массы в полотно, так как линии кипения и конденсации совпадают.

7. Совпадают также направления потоков переноса теплоты  $q_T$  и массы  $q_M$  в полотне, что способствует ускорению сушки.

8. Меняется характер изменения температуры в полотне на нижних цилиндрах и увеличивается градиент температуры в полотне на верхних цилиндрах.

9. Улучшается качество высушиваемого материала, так как имеется возможность задавать любой температурный график сушки.

Промышленная апробация одностороннего подвода теплоты произведена на действующих сушильных установках бумагоделательных и картоноделательных машин: БДМ-3, 4, 7, 8, 9 ОАО «Кондопога»; БДМ-4 ОАО «Архангельский ЦБК»; пресспат ОАО «Целлюлозный завод «Питкьяранта»; КДМ ОАО Слонимского картонно-бумажного завода «Альбертин».

Таким образом, установлено, что на каждой стадии сушки действуют свои специфические механизмы, которые описываются соответствующими дифференциальными уравнениями переноса теплоты и влаги внутри высушиваемого материала [3]. Анализ изучения кинетики и механизма сушки картона и бумаги позволил научно обосновать и предложить более совершенный процесс ТМП с односторонним подводом тепла, который успешно апробирован в производственных условиях.

Интенсификация сушильного процесса и сокращение затрат теплоты на сушку достигаются также за счет повышения давления греющего пара, подаваемого в сушильные цилиндры.

## **5.2. Повышение давления греющего пара, поступающего на сушильные установки**

Наиболее эффективным способом интенсификации процессов сушки бумаги или картона в сушильной части БДМ и КДМ является повышение давления греющего пара в цилиндрах и, соответственно увеличение температуры греющей поверхности (см. рис. 4.1, 4.7, 4.8, гл. 4). С повышением давления греющего пара [86] увеличивается теплообменный потенциал сушки между греющей поверхностью и влажным полотном, пропорционально которому возрастает интенсивность испарения влаги, повышается

производительность сушильной установки, снижаются габариты установки.

Расчеты показывают, что увеличение давления греющего пара от 0,4 до 0,6 МПа приводит к повышению температуры поверхности цилиндра со 143,6 °С до 158,8 °С, увеличению удельных тепловых потоков и производительности сушильных установок на 25,6 %.

При таком увеличении давления греющего пара был произведен перевод работы пароконденсатных систем сушильных установок бумагоделательных машин на следующих бумажных предприятиях: ООО «Картонно-бумажный комбинат», г. Туймазы; ООО «Окуловская бумажная фабрика», г. Окуловка; ОАО «Полотняно-Заводская бумажная фабрика», г. Полотняный Завод. Результаты повышения производительности и снижения затрат теплоты на сушку приведены в сводной табл. 2.

Выполненные тепловые расчеты сушильной установки БДМ, свидетельствуют, что при выпуске бумаги для гофрирования с начальной сухостью 43 % повышение давления пара в цилиндрах с 0,4 до 0,6 МПа способствует повышению производительности машины с 128 до 158,4 т/сутки, т. е. на 23,76 % (ОАО «Полотняно-Заводская бумажная фабрика», г. Полотняный Завод).

По мере увеличения давления греющего пара, скорости вращения цилиндров и производительности машины существенное значение приобретают прочностные и динамические факторы, обуславливающие устойчивость и надежность работы сушильной установки. В соответствии с методикой [87] произведены прочностные расчеты цилиндров диаметров 1,5; 1, 8; 3,2; 4,2 м при работе на давлении больше рабочего.

Известно, что в процессе сушки происходит не только удаление влаги, но и формирование физико-механических показателей высушиваемого материала. В этой связи следует отметить, что высокие температуры греющей поверхности цилиндров приводят к ухудшению свойств готовой продукции. Поэтому большое значение для увеличения производительности сушильной части машины приобретает оптимизация температурного графика сушки по длине машины.

Анализ влияния режимов контактной сушки на физико-механические свойства тарного картона, картона для плоских слоев, бумаги для гофрирования показывают, что с увеличением температуры сушки качественные показатели материала (сопротивление излому, разрушающее усилие при сжатии кольца,

сопротивление продавливанию) снижаются; растяжимость и воздухопроницаемость – возрастают; разрывная длина практически не меняется.

Таким образом, утверждение отдельных авторов о необходимости постепенного повышения температуры греющей поверхности в периоде прогрева и в первом периоде сушки являются необоснованными. Опасность перегрева волокон возникает лишь во втором периоде сушки, когда температура высушиваемого полотна приближается к температуре греющей поверхности.

При модернизации БДМ-6, ООО «Окуловская бумажная фабрика», г. Окуловка в соответствии с новыми представлениями о сушке было выполнено повышение давления греющего пара на первые по ходу полотна цилиндры, работающие в периоде прогрева и первого периода сушки. Полученные положительные результаты внедрения подтвердили правильность предположения.

Кроме повышения давления на эффективность сушильного процесса существенное влияние оказывает повышение начальной сухости полотна перед сушильной установкой.

### **5.3. Повышение начальной сухости полотна**

Известно [57, 103], что при изготовлении бумаги или картона на разных стадиях обезвоживания полотна удаляется различное количество воды: в сеточной части машины удаляется 77–97,2 %, в прессовой – 17–18 %, а 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 %; в прессовой – 7–17 %, в сушильной части – 72–77 % всей расходуемой на машине энергии. Следовательно, на процесс сушки полотна затрачивается наибольшее количество энергии (рис. 5.10). Однако при этом удаляется незначительное количество влаги из материала. Поэтому для того чтобы снизить затраты теплоты необходимо интенсифицировать процесс сушки.

Снижение затрат теплоты на сушку бумаги или картона можно достичь путем увеличения начальной степени сухости полотна  $T_0$ . При выработке бумаги для гофрирования начальная степень сухости полотна достигает, как правило, 42–45 %. При использовании специальных прессов сухость полотна перед сушильной частью машины можно довести до 47–51 %.



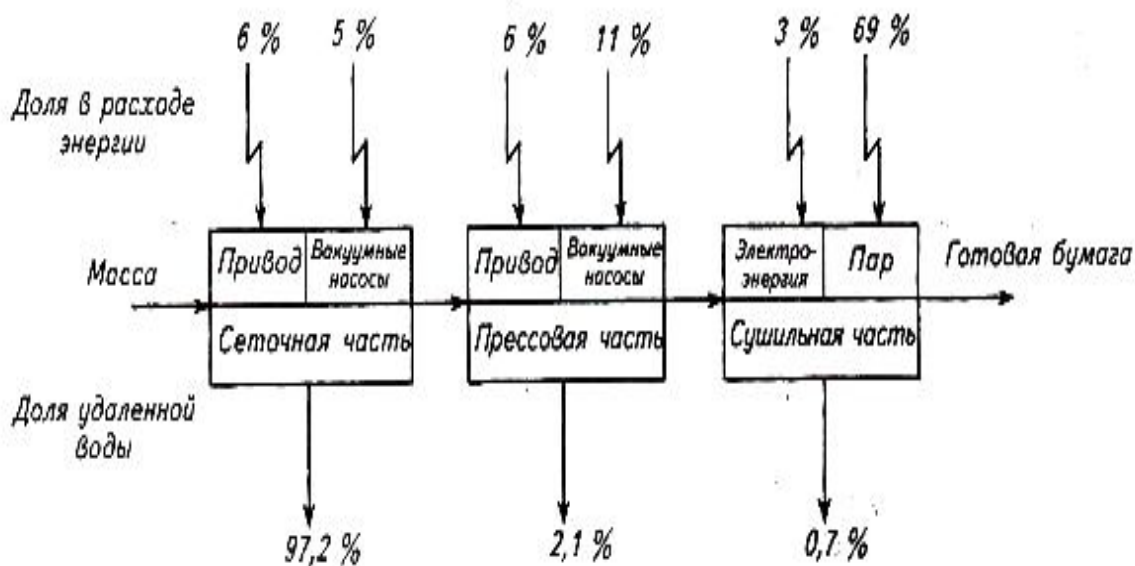


Рис. 5.10. Распределение расхода энергии на современной бумагоделательной машине

С увеличением начальной сухости материала и уменьшением затрат теплоты одновременно возрастает производительность сушильной установки при том же расходе пара.

Установлено [57], что повышение начальной сухости полотна перед сушкой на каждый 1 % способствует снижению расхода пара и теплоты на сушку на 4,5 %.

Выполненные расчеты показали, что при выпуске бумаги для гофрирования и при давлении греющего пара в сушильных цилиндрах 0,4 МПа, повышение начальной сухости с 43 до 47 % приводит к повышению производительности машины со 128 до 151,9 т/сутки, т. е. на 18,62 % (БДМ, ОАО «Полотняно-Заводская бумажная фабрика», г. Полотняный Завод).

Таким образом, увеличение на каждый 1 % начальной сухости полотна сопровождается повышением производительности сушильной установки на 4,66 %.

Графические зависимости изменения производительности установки, интенсивности сушки и удельных затрат теплоты в зависимости от изменения начальной сухости полотна приведены на рис. 4.2, 4.5, 4.8.

Интенсификация сушильного процесса и сокращение расхода теплоты на сушку достигается также за счет подогрева полотна в

сеточной или прессовой части машины перед поступлением полотна в сушильную установку.

#### **5.4. Предварительный подогрев полотна перед поступлением его на сушильные цилиндры**

Существенное повышение производительности сушильной установки может быть также достигнуто за счет предварительного подогрева полотна перед его поступлением в сушильную установку. Предварительный подогрев полотна осуществляется путем подогрева бумажной массы в напорном ящике, в сеточной или в прессовой части машины.

Нагрев бумажной массы в напорном ящике производится паром или подогретой водой. В сеточной части машины подогрев полотна осуществляется с помощью паровых ящиков, устанавливаемых над отсасывающими ящиками сеточного стола или над гауч-валом. В прессовой части машины нагрев полотна производится также паровым ящиком, размещенным у прессового вала.

Повышение температуры волокнистой массы перед сушильной установкой снижает вязкость и поверхностное натяжение воды, а также размягчает волокна. Предварительный подогрев массы улучшает пластичность полотна и способствует увеличению его плотности и прочности при прессовании.

Исследования [88], проведенные фирмой «Деврон-Херкулес» (США), показали, что повышение температуры нагрева полотна на каждые 10 °С способствует увеличению сухости материала перед сушкой на 1 %, а интенсивность испарения влаги повышается на 5 %. Затраты пара на 1 кг волокнистого материала, подогретого в паровом ящике прессовой части, составляют 0,07–0,12 кг.

При установке парового ящика системы «Девронайзер» фирмы «Деврон-Херкулес» перед гауч-валом сеточной части бумажной машины, работающей при скорости 285 м/мин, температура полотна возросла на 18 °С, а скорость и производительность машины увеличилась на 10 %.

При модернизации пароконденсатной системы сушильной установки подогрев влажного полотна паровым ящиком осуществлялся на ряде производственных объектов: на пресспате типа ОМ-8 «Марийский целлюлозно-бумажный комбинат», г. Волжск; пресспате ОАО «Целлюлозный завод «Питкяранта», г. Питкяранта; БДМ-5, ОАО «Волга», г. Балахна; БДМ ОАО

«Соликамскбумпром», г. Соликамск; КДМ ОАО «Нижегородский картонно-рубероидный завод», г. Нижний Новгород.

Как установлено [3], предварительный подогрев полотна до 50–70 °С позволил повысить степень сухости материала перед сушкой на 2,5–3 %.

При использовании парового ящика с секционной подачей пара появляется возможность выравнивания профиля влажности по ширине полотна. Наиболее широко паровой ящик применяется над сеточной частью машины (рис. 5.11).

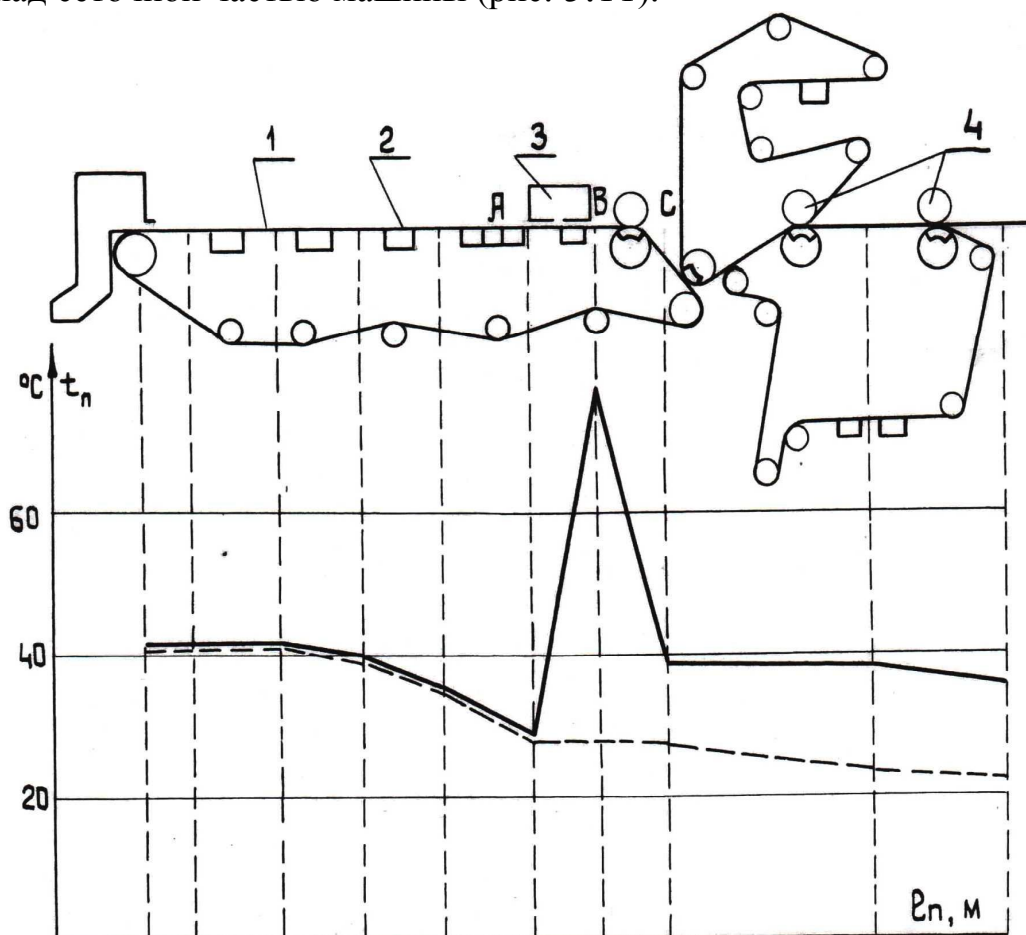


Рис. 5.11. Изменение температуры полотна бумаги для гофрирования массой 110 г/м<sup>2</sup>, шириной полотна – 4,36 м в мокрой части БДМ, г. Крапковицы (Польша):

1 – сеточная часть; 2 – отсасывающие ящики; 3 – паровой ящик; 4 – прессовая часть; ———— – температура полотна, нагретого в паровом ящике; - - - - - – температура полотна без парового ящика

Система управления «Межурекс», установленная на бумажной машине г. Крапковицы (Польша), обеспечивала уменьшение продольного изменения массы и влажности бумаги на 75 %, повышение производительности машины на 10 %, экономию тепловой энергии на 5 %, уменьшение неравномерности влажности полотна в поперечном направлении на 50 % (рис.5.12).

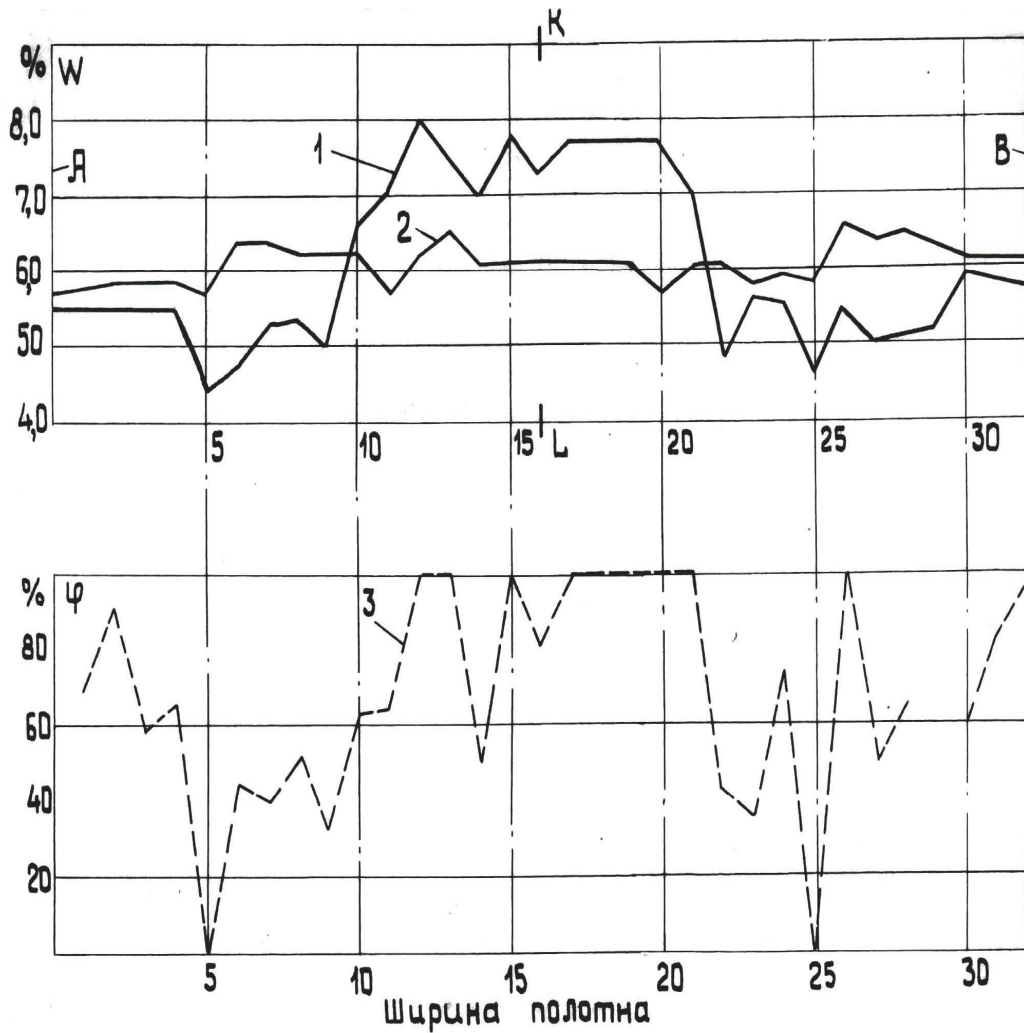


Рис. 5.12. Профиль влажности по ширине полотна бумаги:  
 1, 2 – профиль влажности до и после включения парового ящика;  
 3 – открытие парового ящика в каждой секции;  $\varphi$  – степень  
 открытия клапана на паропроводе;  $KL$  – ось симметрии полотна;  
 $AB$  – лицевая и приводная стороны полотна

Применение парового ящика на участке *AB* сеточного стола вызывает повышение температуры массы с 25 до 70 °С. Однако на участке *BC* от сеточной части до первого пресса температура полотна снижается до 38 °С, что на 16 °С выше температуры полотна без использования парового ящика. Повышение температуры волокнистой массы перед сушильной установкой приводит к снижению вязкости воды и ее поверхностного натяжения, а также размягчает волокна в полотне. Ускоряется процесс удаления влаги из материала в прессовой и сушильной частях бумагоделательной машины. При этом сухость полотна после прессов возросла с 36,2 до 38 %, а на накате – с 90,7 до 93,0 %.

Из представленного графика на рис. 5.12 следует, что при использовании парового ящика происходит стабилизация работы сушильной установки. Профиль влажности в поперечном направлении полотна выровнялся. Максимальное отклонение влажности бумаги составило 0,52 % при средней влажности на накате 5 %.

Наибольшую влажность бумага имела в середине полотна, поэтому в этой части парового ящика регулирующие клапаны, управляемые компьютером, имели наибольшую степень открытия. Одновременно отмечено, что давление пара в основной паровой группе цилиндров снизилось с 0,23 до 0,18 МПа.

Проведены также исследования влияния парового ящика на эксплуатацию некоторых обезвоживающих элементов машины. Результаты измерений свидетельствуют, что наибольшую температуру имел прижимной вал гауч-вала, который был нагрет до 50 °С, что является допустимым для условий эксплуатации. Температура прессовых валов находилась в диапазоне значений 34–40 °С, а мокрых суконов в пределах 28–33 °С. Паровой ящик вызывает незначительное повышение температуры сетки с 35 до 38 °С.

По результатам исследований работы с паровым ящиком можно сделать следующие выводы:

- доказана целесообразность установки парового ящика перед и над гауч-валом сеточной части машины;
- применение парового ящика позволяет: повысить сухость бумаги перед прессовой частью на 1,5 %, на накате – 2,3 %; сократить действительный расход пара на 6,1 %; повысить термический коэффициент полезного действия на 5,5 %;

снизить давление пара в главной паровой группе на 0,05 МПа; сократить удельный расход теплоты на 5,3 %;

- работа машины с паровым ящиком, в котором осуществляется секционированный подвод пара, обеспечивает получение бумаги с хорошим профилем влажности в поперечном направлении полотна. При использовании парового ящика неравномерность распределения влажности по ширине полотна снизилась с 2 до 0,5–0,6 %;
- применение парового ящика не приводит к трудностям при эксплуатации и существенному нагреву стационарных и подвижных элементов сеточной и прессовой частей машины.

Выполненные тепловые расчеты [3] свидетельствуют, что повышение начальной температуры полотна перед его сушкой способствует: увеличению производительности сушильной установки, интенсификации процесса и сокращению удельных затрат теплоты (см. рис. 4.2, 4.6, 4.8).

Помимо парового ящика, интенсификация сушки и сокращение расхода пара на испарение влаги из полотна достигается также за счет применения пароструйного эжектора в системах теплоснабжения машин.

### **5.5. Использование пароструйных эжекторов в схемах пароконденсатных систем сушильных установок БДМ и КДМ**

Нередко пароконденсатные системы (ПКС) бумагоделательных и картоноделательных машин включают в себя пароструйные эжекторы (рис. 5.13, 5.14).

Процессы, происходящие в пароструйном эжекторе, описываются следующими тремя законами:

а) Закон сохранения энергии

$$i_{\text{P}} + u i_{\text{H}} = (1 + u) i_{\text{C}},$$

где  $i_{\text{P}}$ ,  $i_{\text{H}}$ ,  $i_{\text{C}}$  – энтальпии рабочего и инжектируемого потока до эжектора и смешанного потока после эжектора;  $u$  – коэффициент инжекции.

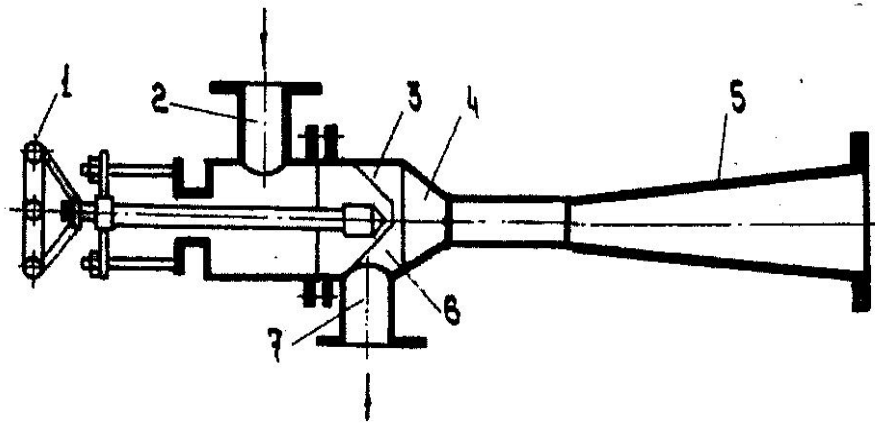


Рис. 5.13. Пароструйный эжектор:

1 – штурвал; 2 – патрубок острого пара; 3 – сопло; 4 – камера смешения; 5 – диффузор; 6 – приемная камера; 7 – патрубок инжектируемой смеси

*Коэффициентом инжекции  $u$*  называется отношение массового инжектируемого расхода паровоздушной смеси к массовому рабочему расходу острого пара

$$u = G_{\text{H}} / G_{\text{P}}$$

б) Закон сохранения массы

$$G_{\text{C}} = G_{\text{P}} + G_{\text{H}}$$

где  $G_{\text{P}}$ ,  $G_{\text{H}}$ ,  $G_{\text{C}}$  – массовые расходы рабочего, инжектируемого и смешанного потоков, кг/с.

в) Закон импульса сил

$$\begin{aligned} G_{\text{P}} \omega_{\text{P1}} + G_{\text{H}} \omega_{\text{H1}} - (G_{\text{P}} + G_{\text{H}}) \omega_{\text{3}} = \\ = P_{\text{3}} f_{\text{3}} + \int P df - (P_{\text{P1}} f_{\text{P1}} + P_{\text{H1}} f_{\text{H1}}), \end{aligned}$$

где  $\omega_{\text{P1}}$ ,  $\omega_{\text{H1}}$ ,  $\omega_{\text{3}}$  – скорости рабочего и инжектируемого потоков во входном сечении камеры смешения и смешанного потока в выходном сечении этой камеры, м/с;  $P_{\text{P1}}$ ,  $P_{\text{H1}}$ ,  $P_{\text{3}}$  –

статические давления рабочего и инжектируемого потоков во входном сечении камеры смешения и смешанного потока в выходном сечении камеры смешения, Н/м<sup>2</sup>,  $f_{P1}$ ,  $f_{H1}$ ,  $f_3$  – площади сечений рабочего и инжектируемого потоков при входе в камеру смешения и смешанного потока на выходе из камеры смешения, м<sup>2</sup>;  $\int P df$  – интеграл импульса сил на боковую поверхность камеры смешения.

В действительном струйном аппарате процесс инжекции происходит с потерями, при этом энтропия системы растет.

Энтальпия сжатого потока в действительном аппарате определяется уравнением

$$i_C = (i_P + u i_H) / (1 + u).$$

Совершенство струйных аппаратов определяется эксергетическим коэффициентом полезного действия  $\eta$ , представляющего собой отношение эксергии, полученной инжектируемым потоком, к эксергии, затраченной рабочим потоком:

$$\eta = \frac{u (e_C - e_H)}{(e_P - e_C)},$$

где  $e_P$ ,  $e_H$ ,  $e_C$  – удельные эксергии рабочего, инжектируемого и сжатого потоков.

Работа равнофазных аппаратов с упругими средами в значительной степени зависит от степени сжатия инжектируемой среды, а также от степени расширения рабочей среды. Под *степенью сжатия* понимается отношение конечного давления сжатия к начальному давлению, т. е.  $P_C/P_H$ . *Степенью расширения* рабочего потока называется отношение начального давления пара перед соплом к конечному давлению за соплом, т. е.  $P_P/P_H$ . По величине сжатия и расширения пароструйные компрессоры и классифицируются.

При модернизации пароконденсатных систем БДМ и КДМ используются *пароструйные компрессоры с большой степенью сжатия и с большой степенью расширения*. Такие аппараты обычно применяются в установках, где требуется поддерживать глубокий вакуум. В дальнейшем будем их называть



*пароструйными эжекторами.* Степень расширения рабочего потока в эжекторах также весьма значительна. Отношение давлений рабочего и инжектируемого потоков перед эжектором  $P_p/P_H$  также во много раз больше критического отношения давлений. Степень сжатия, создаваемая такими аппаратами, составляет

$$P_C / P_H \geq 2,5.$$

По величине степени сжатия и степени расширения равнофазные струйные аппараты делятся следующим образом:

1. Аппараты с большой степенью расширения и умеренной степенью сжатия (*пароструйные компрессоры*). Степень сжатия находится в пределах

$$2,5 \geq P_C / P_H \geq 1,2 .$$

2. Аппараты с большой степенью расширения и большой степенью сжатия (*пароструйные эжекторы*). Такие аппараты применяются в установках, где требуется поддерживать глубокий вакуум. Степень сжатия, создаваемая такими аппаратами, составляет

$$P_C / P_H \geq 2,5.$$

3. Аппараты с большой степенью расширения и малой степенью сжатия (*пароструйные инжекторы*). Степень расширения рабочего потока в инжекторах значительна, но степень сжатия мала:

$$P_C / P_H \leq 1,2.$$

В большинстве случаев при расчете струйных компрессоров решаются две задачи:

1. Определение достижимого коэффициента инжекции  $u$  при заданных параметрах рабочего и инжектируемого потоков перед аппаратом и заданном давлении сжатия  $P_C$ .

2. Определение достижимого давления сжатия  $P_C$  при заданных параметрах рабочего и инжектируемого потоков перед аппаратом и заданном коэффициенте инжекции  $u$ .

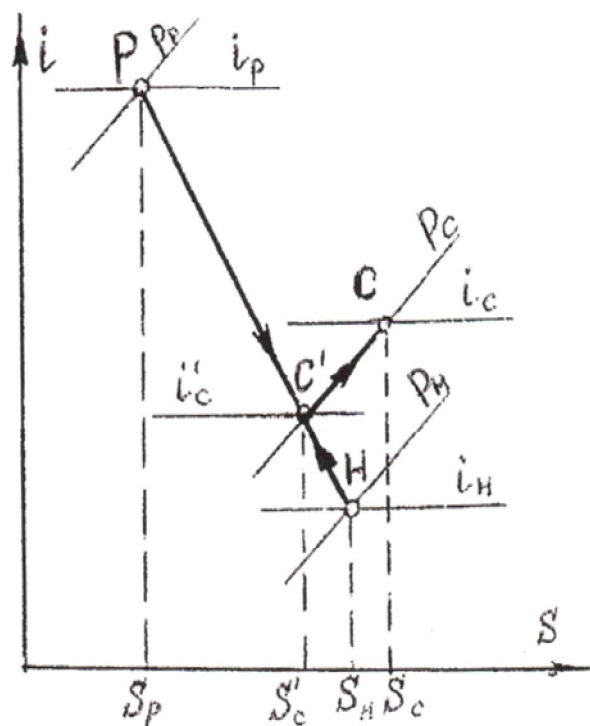


Рис. 5.14. Процесс смешения потоков водяного пара и инжестируемой смеси в пароструйном эжекторе в  $(i-S)$  – диаграмме

Методики и примеры решения этих задач представлены в [81]. Здесь же приведены расчеты основных геометрических размеров пароструйных эжекторов.

В схемах модернизации ПКС [83] пароструйные эжекторы выполняют следующие функции:

- применяются вместо вакуумного насоса;
- предназначены для удаления воздуха из пароконденсатной системы сушильной установки;
- создают необходимый вакуум в последнем сепараторе порядка 0,07 МПа;
- экономят теплоту паров вскипания и пролетного пара;
- увеличивают перепады давлений на каждую паровую группу;
- позволяют устанавливать необходимые температурные графики сушки, так как данная группа цилиндров работает автономно и не связана с другими группами;

- снижают перегрев пара, поступающего на сушильные цилиндры.

Особенно часто пароструйные эжекторы применяются в ПКС с лощильными цилиндрами (рис. 5.15). Лощильные цилиндры, на которых вырабатывается санитарно-гигиеническая бумага, работают, как правило, либо индивидуально, либо вместе с досушивающей группой из 4–6 сушильных цилиндров.

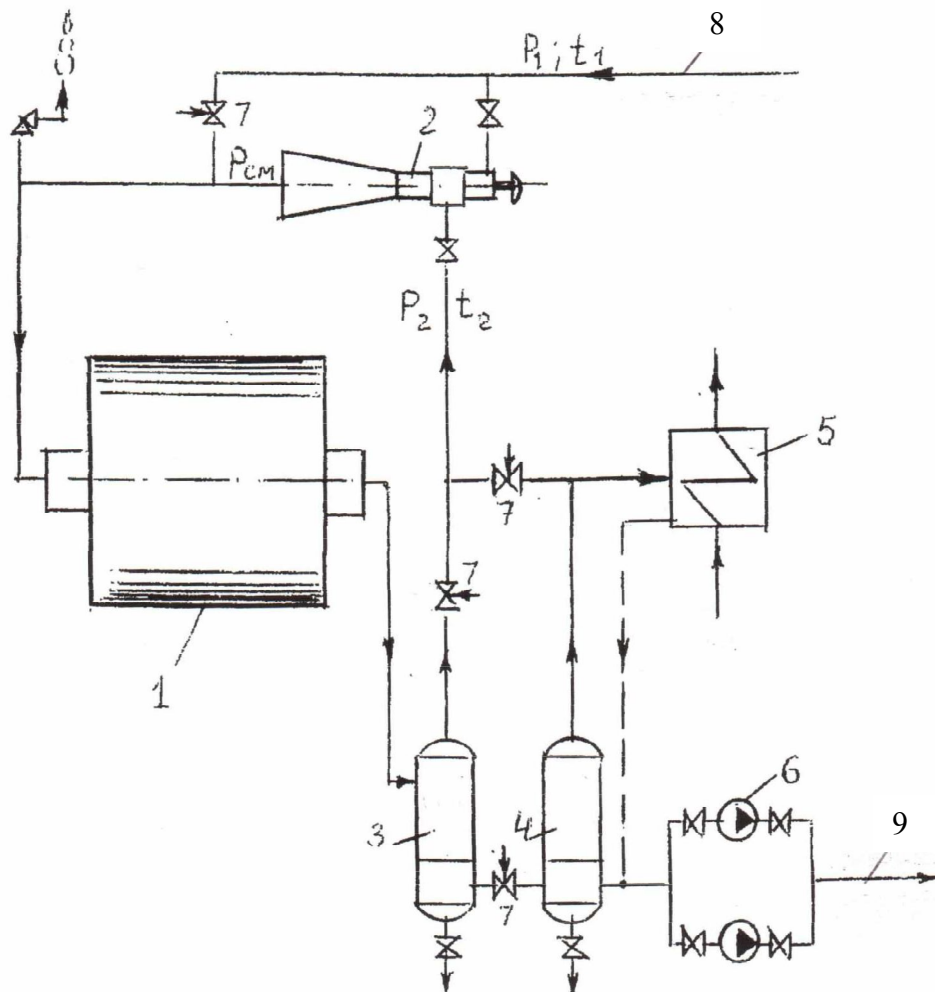


Рис. 5.15. Типичная схема пароконденсатной системы для работы лощильного цилиндра с использованием пароструйного эжектора: 1 – лощильный цилиндр; 2 – пароструйный эжектор; 3 – сепаратор № 1; 4 – сепаратор № 2; 5 – пароводяной теплообменник; 6 – конденсатный насос; 7 – регулирующий клапан; 8 – пар из котельной; 9 – конденсат в котельную

В этих условиях пароструйный эжектор применяется для снабжения паром либо самого лощильного цилиндра, либо для подачи пара (пролетного и паров вторичного вскипания) от сепаратора лощильного цилиндра на питание досушивающей группы сушильных цилиндров. В обоих случаях использование пароежектора способствует экономии теплоты в схемах пароконденсатных систем сушильных установок.

Применение пароструйных эжекторов [25, 81] в пароконденсатных системах сушильных установок бумагоделательных и картоноделательных машин (рис. 5.16 и 5.17) позволяет обеспечить независимость пароснабжения на входе в паровую группу цилиндров от других групп. При этом образуется замкнутая по пару схема.

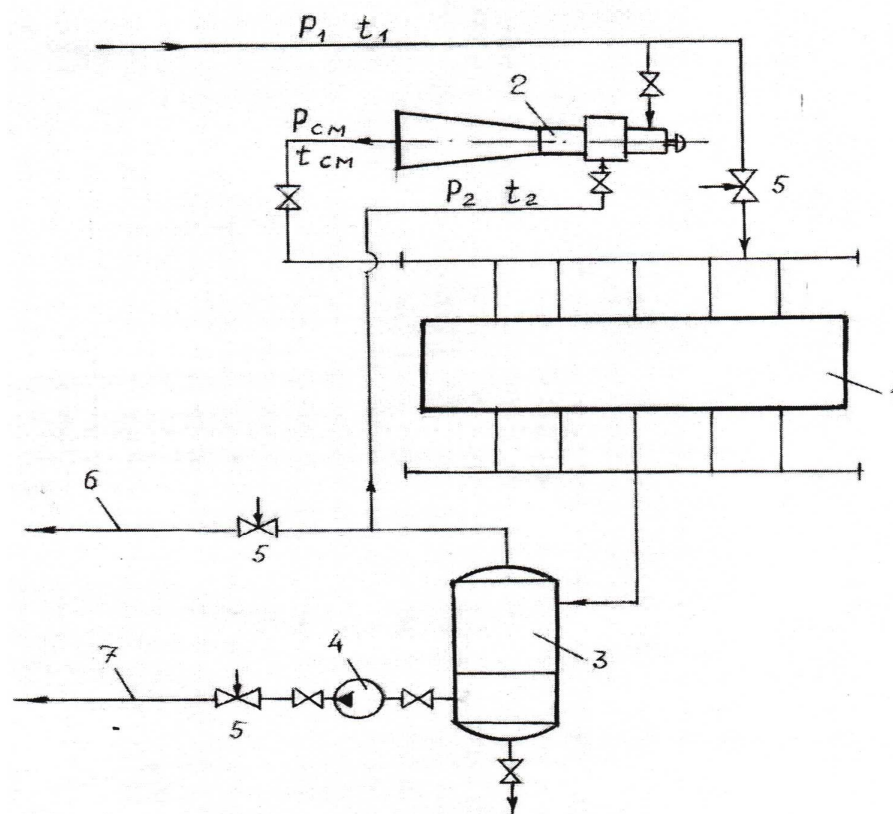


Рис. 5.16. Схема пароснабжения паровой группы цилиндров с применением пароструйного эжектора:

- 1 – паровая группа сушильных цилиндров; 2 – пароструйный эжектор; 3 – сепаратор группы; 4 – конденсатный насос; 5 – регулирующий клапан; 6 – паровоздушная смесь к вакуумной системе; 7 – перепуск конденсата либо в другой сепаратор, либо в бак сбора конденсата

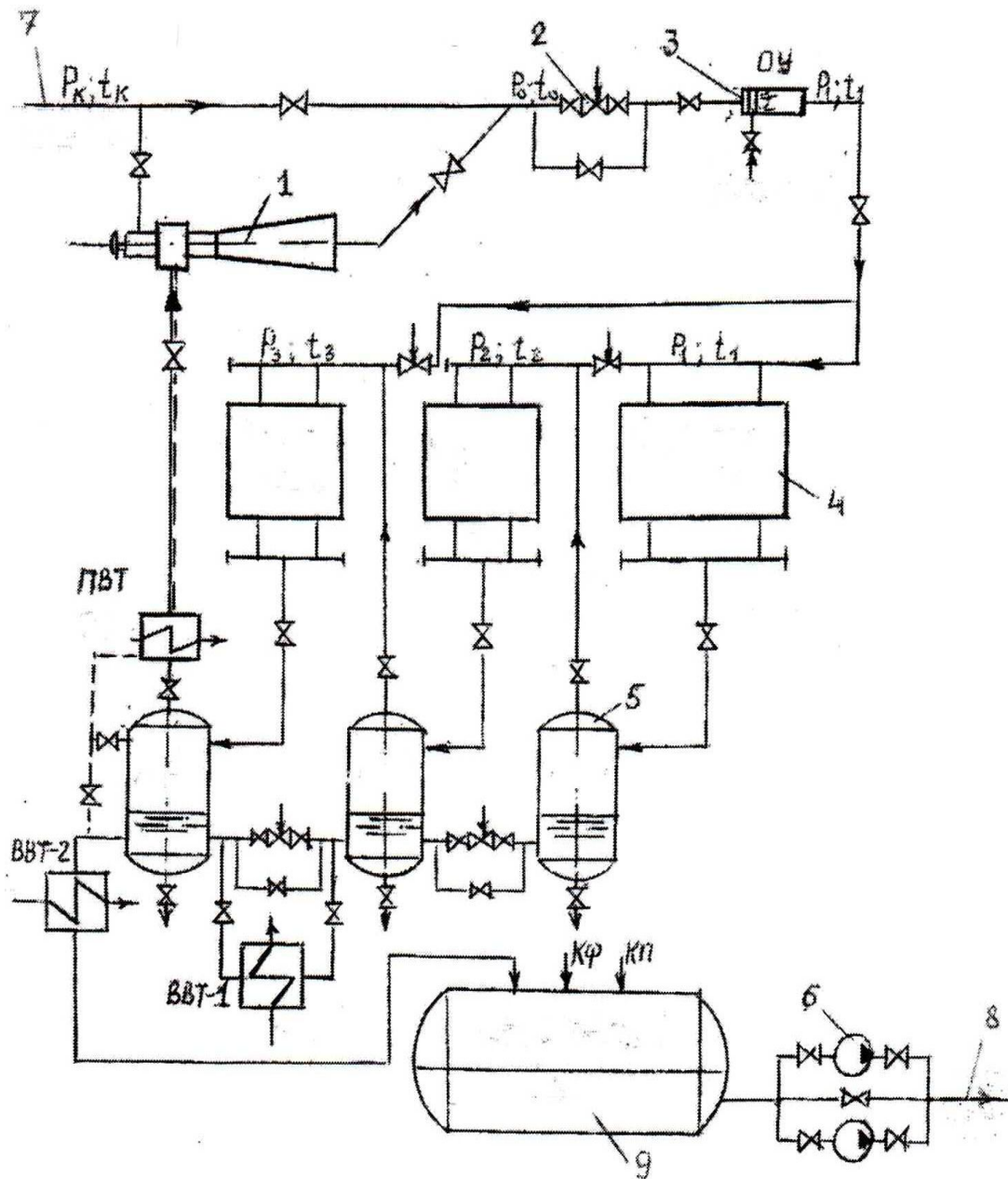


Рис. 5.17. Схема подключения пароструйного эжектора к пароконденсатной системе бумагоделательной (картоноделательной) машины:

1 – пароструйный эжектор; 2 – регулирующий клапан;  
 3 – охлаждающее устройство (ОУ); 4 – паровая группа сушильных цилиндров; 5 – сепаратор; 6 – конденсатный насос; 7 – пар из котельной; 8 – конденсат в котельную; 9 – конденсатный бак.  
 ПВТ и ВВТ – пароводяной и водо-водяной теплообменники;  
 КФ и КП – возврат конденсата с калориферов и производства

По этим схемам свежий пар давлением  $P_p$  подается в парозежектор, где смешивается с потоком инжектируемого пара давления  $P_H$ . В результате смешения устанавливается давление  $P_C$ , с которым пар подается в паровую группу сушильных цилиндров. Из сушильных цилиндров смесь конденсата и пролетного пара поступает в сепаратор.

В сепараторе образуются пары вторичного вскипания, которые в смеси с пролетным паром и воздухом, проходят пароводяной теплообменник, а затем смесь воздуха и небольшого количества пара удаляется с помощью парозежектора в атмосферу. Конденсат из сепаратора перекачивается конденсатными насосами в бак сбора конденсата и далее в котельную.

### 5.6. Охлаждающее устройство

Нередко из котельной греющий пар поступает на БДМ и КДМ сильно перегретый и с высокими параметрами. В ПКС высокое давление греющего пара редуцируется до необходимого с помощью регулирующего редуциционного клапана. На сушильные установки часто поступает перегретый пар с температурой 190–220 °С, что на 40–60 °С выше температуры насыщенного пара при давлении  $P = 0,4–0,6$  МПа. Перегретый пар, попадая в цилиндры, имеет скорость порядка 75 м/с. При высокой скорости сильно перегретый пар не успевает полностью сконденсироваться, что приводит к неравномерности нагрева цилиндров и соответственно нарушению профиля влажности по ширине полотна. Пар ударяется о противоположную крышку цилиндров и уносится в конденсатные черпаки или в сифоны и далее в общие конденсатопроводы, вызывая в них в смеси с конденсатом гидравлические удары.

Поэтому, чтобы устранить эти недостатки необходимо сильно перегретый пар охлаждать (рис. 5.18) до температуры на 5–7 °С выше температуры насыщенного пара при данном давлении. Снижение температуры перегретого пара осуществляется в охлаждающей установке (ОУ), состоящей из трубы диаметра 0,15–0,35 м и длиной 2,5–4,0 м. Внутри трубы расположены две или четыре форсунки, предназначенные для распыления жидкости. Давление жидкости перед форсунками составляет порядка 1,5–2,0 МПа. В качестве охлаждающей жидкости используется чаще всего конденсат или питательная вода.

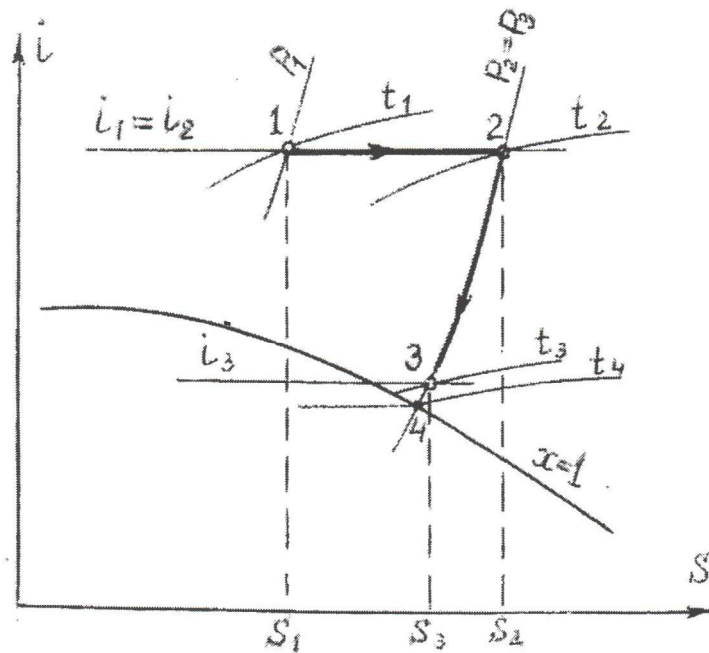


Рис. 5.18. Процесс изменения состояния водяного пара в редуционно-охлаждительном устройстве, установленном перед сушильной установкой:  
 (1–2) – процесс редуцирования пара при постоянной энтальпии;  
 (2–3) – изобарный процесс охлаждения перегретого пара

Расчеты показали, что расход воды в зависимости от производительности машины составляет 0,1–1,0 м<sup>3</sup>/ч.

Расход охлаждающей воды (питательной воды или конденсата) определяется из уравнения теплового баланса охлаждающего устройства

$$D (i_{П1} - i_{П2}) \eta_{И} = G_{В} \cdot c_{P} (t_{В}'' - t_{В}') + G_{В} \cdot r,$$

где  $D$  – расход пара на охлаждающую установку, кг/ч;  
 $i_{П1}$ ,  $i_{П2}$  – энтальпия пара до и после ОУ, кДж/кг;  $\eta_{И}$  – коэффициент использования теплоты пара;  $G_{В}$  – расход питательной воды на охлаждение пара, кг/ч;  $c_{P}$  – теплоемкость воды, кДж/(кг·°С);

$t'_B, t''_B$  – температура воды на входе в охлаждающую установку и температура кипящей воды при давлении пара  $P_2$  на выходе из ОУ, °С;  $r$  – теплота парообразования при давлении пара на выходе из ОУ кДж/кг.

Выражение слева от равенства представляет собой теплоту, переданную от пара к охлаждающей воде, при снижении давления пара до и после ОУ (от  $P_1$  до  $P_2$ ). Выражение справа от равенства состоит из двух слагаемых. Первое слагаемое соответствует затрате теплоты на подогрев воды от начальной температуры до температуры кипящей воды. Второе слагаемое – теплота, затраченная на превращение воды в пар при конечном давлении  $P_2$ .

Из этого уравнения находится искомое значение расхода питательной воды на охлаждение пара в ОУ

$$G_B = \frac{D (i_{П1} - i_{П2}) \eta_{И}}{C_P (t''_B - t'_B) + r}, \frac{\text{кг}}{\text{ч}},$$

### Пример расчета

Из парового котла по паропроводу подается на сушильную установку БДМ сухой насыщенный пар при избыточном давлении 2,5 МПа в количестве 12 т/ч. Пар проходит через охлаждающую установку, которая снижает давление пара до 0,6 МПа. Температура пара на выходе из ОУ должна составлять 175 °С. Питательная вода подается из деаэратора с температурой 104 °С. Определить расход питательной воды для охлаждения пара.

По термодинамическим таблицам воды и водяного пара [61, 72–76, 104] находим:

- для насыщенного пара при давлении  $P_1 = 2,6$  МПа имеем  $i_{П1} = 2801,2$  кДж/кг;
- для перегретого пара при давлении  $P_2 = 0,7$  МПа и температуре  $t = 175$  °С имеем  $i_{П2} = 2762,9$  кДж/кг;
- теплота парообразования при давлении  $P_2 = 0,7$  МПа составляет  $r = 2065,8$  кДж/кг.

Теплоемкость воды при ее средней температуре



$$t_{\text{В}}^{\text{СР}} = (104 + 175)/2 = 139,5 \text{ } ^\circ\text{C}$$

составит  $c_{\text{р}} = 4,287 \text{ кДж}/(\text{кг}\cdot^\circ\text{C})$ .

Принимаем коэффициент использования теплоты  $\eta_{\text{И}} = 0,95$ .

При этих данных расход питательной воды на охлаждение пара составит

$$G_{\text{В}} = \frac{12000 \cdot (2801,2 - 2762,9) \cdot 0,95}{4,287 \cdot (175 - 104) + 2065,8} = 184,2 \text{ кг/ч.}$$

Выполненные расчеты показали, что при работе ОУ в схеме ПКС за счет образования вторичного пара, экономится от 1 до 6 % свежего пара, поступающего на сушильную установку. Кроме того, при незначительном перегреве пара после ОУ стабилизируются тепловой и гидравлический режимы работы сушильной установки и обеспечивается более полное использование теплоты парообразования при сушке полотна. Это приводит к повышению производительности машины и снижению удельных затрат теплоты на единицу продукции.

Установка охлаждения пара должна иметь систему автоматического регулирования подачи воды в зависимости от температуры пара на выходе из установки (рис. 3.5 П. приложения П.24 или рис.3.6 П. приложения П.25).

На ряде предприятий имеются охлаждающее устройство для пара. В то же время, некоторые предприятия остро нуждаются в установке охладителя пара.

В основе проектирования охлаждающего устройства, устанавливаемого на главном паропроводе системы теплоснабжения БДМ и КДМ, должен быть положен тепловой расчет основных характеристик работы охладительного устройства: параметры и расход перегретого пара на входе и выходе из ОУ; расход, давление, температура и количество впрыскиваемого конденсата в паропровод; разработана система автоматического регулирования процесса охлаждения пара в зависимости от ассортимента вырабатываемой продукции и режима сушки бумаги или картона.

В соответствии с методикой [81] произведены расчеты охлаждающего устройства для пара (рис. 3.5 П. приложения П.24 и рис.3.6 П. приложения П.25) и пароструйного эжектора

(рис.3.2 П. приложения П.21). Расчеты выполнены для следующих систем теплоснабжения БДМ и КДМ: пресспата ОАО «Целлюлозного завода «Питкьяранта»; пресспата типа ОМ-8, ОАО «Марийский целлюлозно-бумажный комбинат»; КДМ-1, ЗАО «Рязанский картонно-рубериодный завод»; БДМ-8, ОАО «Кондопога». Определены физические характеристики работы и конструктивные размеры устройств. Реализованные на предприятиях пароструйные эжекторы и охлаждающие устройства на практике доказали эффективность их работы в схемах пароконденсатных систем бумагоделательных и картоноделательных машин. Их можно использовать в конструкциях сушильных установок тихоходных и быстроходных машин.

### **5.7. Уточнение существующей методики теплового расчета сушильных установок БДМ и КДМ**

Модернизация действующих контактных сушильных установок БДМ и КДМ основывается на методике их теплотехнического расчета [1–5], которая не отвечает современным требованиям перевооружения отрасли. При расчете быстроходных бумагоделательных машин, работающих с отключенными по пару и конденсату цилиндрами нижнего яруса, имеют место существенные расхождения по производительности (до 40%) между фактическими и расчетными значениями.

Используемая в настоящее время методика теплового расчета сушильных установок [1, 4, 5] годится только для тихоходных и среднеходных БДМ и КДМ. При тепловом расчете сушильных установок быстроходных и некоторых среднеходных машин существующая методика неприменима, так как имеет ряд недостатков:

- производительность сушильных установок рассчитывается в зависимости от поверхности сушильных цилиндров, количество которых в ходе эксплуатации сушильной установки и выработки различной продукции может существенно меняться;
- в расчет введен среднеинтегральный коэффициент сушки  $Z$ , который в процессе сушки бумаги и картона меняется в широком диапазоне значений. Отсутствует

значение среднеинтегрального коэффициента  $Z$  при сушке целлюлозы;

- не учитывается критическое влагосодержание в третьей критической точке  $U_{КЗ}$ , значение которого устанавливает границу между микрокапиллярной влагой и адсорбционной связанной влагой, удаляемой из материала в конце сушки;
- не учитываются изменения коэффициентов теплообмена, которые существенно меняются в процессе сушки;
- не учитываются возможные отключения по пару и конденсату цилиндров нижнего яруса (например, на БДМ-3, 4, 7, 8, 9, ОАО «Кондопога»; БДМ-4, ОАО «Архангельский ЦБК»; пресспате ОАО «Целлюлозный завод «Питкяранта»; КДМ, ОАО «Слонимский картонно-бумажный комбинат»);
- скорость современной бумагоделательной машины составляет  $\omega_m = 800-1400$  м/мин, а не 200–700 м/мин, как было раньше;
- для быстроходных бумагоделательных и картоноделательных машин коэффициенты теплообмена и теплопередачи соответственно составляют:  
 $\alpha_2 = 1000-1300$  Вт/(м<sup>2</sup>·°С) и  $K = 500-800$  Вт/(м<sup>2</sup>·°С)  
вместо  $\alpha_2 = 500-600$  Вт/(м<sup>2</sup>·°С) и  $K = 350-440$  Вт/(м<sup>2</sup>·°С), которые рекомендуются [1, 4, 5];
- для быстроходных одноярусных сушильных установок БДМ не учитывается роль отсасывающих вакуумных валов в удалении влаги из полотна;
- не учитывается конвективный теплообмен, который играет важную роль в современных сушильных установках с цилиндрами, расположенными в один ярус.

Для модернизации пароконденсатных систем БДМ и КДМ использована универсальная методика теплового расчета сушильных установок [33], которая устраняет многие из перечисленных выше недостатков. Она основана на расчете количества испаряемой влаги в каждом сушильном цикле, состоящем из двух участков. Первый из участков – это участок контакта полотна с греющей поверхностью цилиндра, второй

участок – участок свободного пробега полотна в межцилиндровом пространстве. На каждом участке из влажного полотна испаряется определенное количество влаги.

Чтобы рассчитать эту влагу, необходимо иметь кинетическую кривую сушки материала, которая определяется экспериментальным путем на действующей сушильной установке. С этой целью отбираются образцы полотна до и после сушильной установки и после каждого третьего цилиндра. В лаборатории бумажного или картонного цеха производится определение влажности этих образцов. Полученные результаты наносятся на график, который позволяет определить количество испаряемой влаги на каждом участке сушильного цикла, каждой стадии сушильного процесса и в каждом периоде сушки.

Тепловой расчет сушильной установки в значительной степени определяется конструкцией установки. Кроме того от конструктивных характеристик установки существенно зависят тепловая эффективность работы машины, а также снижение затрат теплоты и пара на выработку продукции и производительность БДМ и КДМ.

### 5.8. Оптимизация конструкции сушильной части БДМ и КДМ

Оптимизация конструкции сушильной части БДМ и КДМ определяется эффективностью сушки и геометрическими размерами сушильной установки [3, 95]. Эффективность сушки зависит от соотношения количества теплоты  $q_i$ , поступающей с паром в сушильные цилиндры, и теплоты  $q_{mi}$ , расходуемой на испарение влаги из полотна, на участке контакта цилиндра с влажным полотном и участке межцилиндрового пробега полотна

$$q_i = K_i (t_{н.п}^P - t_{Пi});$$

$$q_{mi} = m_i \cdot r_i,$$

где  $K_i$  – коэффициент теплопередачи от пара к влажному полотну на  $i$ -том участке сушки;  $t_{н.п}^P$ ,  $t_{Пi}$  – температура насыщенного

пара, подаваемого в цилиндры при данном давлении, и температура полотна на  $i$ -том участке сушки;  $m_i$  – интенсивность сушки на  $i$ -том участке;  $r_i$  – теплота парообразования.

Выполненные расчеты показали, что удельный расход теплоты на каждый цилиндр первого периода сушки составляет  $q_i = 18–30$  кВт/м<sup>2</sup>, а затраты теплоты на испарение влаги находятся в диапазоне значений  $q_{mi} = 6–17$  кВт/м<sup>2</sup>. Дисбаланс теплоты характерен также для второго периода сушки.

Таким образом, при существующей геометрии расположения сушильных цилиндров происходит неполное расходование теплоты, аккумулированной полотном.

Снижение интенсивности сушки и перерасход тепловой энергии и металла в контактных сушильных установках объясняются в основном необоснованными длинами участков между цилиндрами и различной интенсивностью сушки полотна на цилиндрах и на участках межцилиндрового пробега.

В основе расчета геометрических характеристик контактно-конвективных сушильных установок должно быть положено максимальное количество испаряемой влаги в каждом сушильном цикле, включающем контакт влажного материала с нагретой поверхностью цилиндра и перемещение его между цилиндрами.

Длина свободного пробега полотна определяется из выражения вида

$$l_{с.п} = \frac{G_M (U_i - U_{i+1})}{2 \cdot \beta_{pi} (P_{п.м} - P_o) \cdot b_{п}},$$

где  $G_M$  – производительность машины;  $U_i, U_{i+1}$  – влагосодержание полотна на  $i$ -том и  $(i + 1)$ -м цилиндрах;  $\beta_{pi}$  – коэффициент массообмена, отнесенный к разности парциальных давлений;  $P_{п.м}, P_o$  – парциальные давления водяных паров на поверхности материала и в окружающей среде;  $b_{п}$  – ширина полотна.

По уравнению выполнены численные расчеты для условных температур насыщенного пара в воздухе, равных 50; 40; 30 и

20 °С, что соответствует парциальным давлениям пара 12,5; 7,5; 4,3 и 2,4 кПа. Результаты расчета приведены в виде графиков на рис. 5.19.

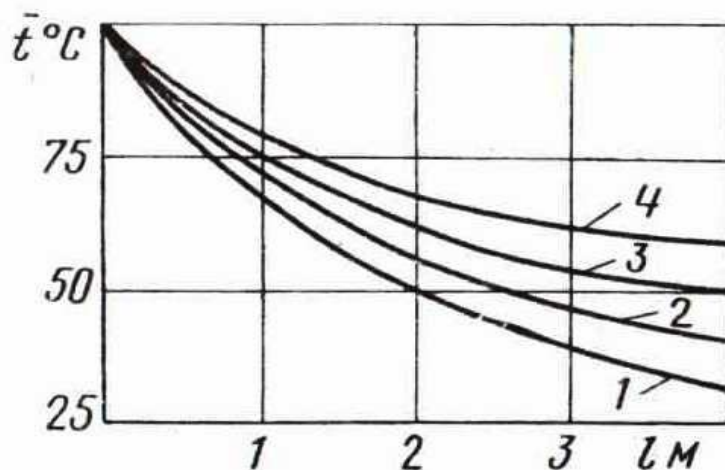


Рис. 5.19. Снижение средней температуры полотна на участках свободного пробега. Парциальные давления водяного пара в межцилиндровых пространствах (кПа):

1 – 2,1; 2 – 4,3; 3 – 7,5; 4 – 12,5;  $l$  – длина свободного пробега

Выполненные расчеты показывают, что наиболее быстрое охлаждение полотна за счет испарения влаги с открытых поверхностей происходит на длине 1,5–2 м.

При дальнейшем увеличении длины свободного пробега интенсивность испарения влаги заметно снижается. Уменьшение парциального давления водяных паров в воздухе также снижает конечную температуру полотна при его прохождении в межцилиндровом пространстве.

Приблизительные расчеты указывают на возможность интенсификации процесса сушки в первом периоде методом эффективного охлаждения влажного полотна на участках свободного пробега, что может быть достигнуто за счет увеличения длины свободного пробега полотна до 1,5–2,0 м или активной вентиляции межцилиндровых пространств.

При рассмотрении возможности интенсификации первого периода контактной сушки за счет активизации тепло- и массообмена на открытых поверхностях предельным следует считать снижение средней температуры полотна между

цилиндрами от температуры насыщения порядка 100°С до температуры смоченного термометра.

Во втором периоде сушки эффективность и интенсификация внешнего теплообмена и массообмена на открытых поверхностях полотна заметно снижаются, так как в этом случае, даже при сушке тонких материалов, существенное влияние оказывает внутреннее сопротивление тепло- и массообмену. Кроме того, следует отметить, что снижение интенсивности сушки, вызываемое неполным эффективным охлаждением полотна на межцилиндровых участках, может быть восполнено соответствующим повышением температуры греющей поверхности цилиндров, что представляется более простым и эффективным методом интенсификации контактного теплообмена.

При длине свободного прогрева 1,5 м уменьшение парциального давления водяных паров в воздухе с 12,5 до 2,4 кПа приводит к увеличению теплообменного потенциала контактной сушки  $\mathcal{Q} = t_{ГР} - t_{П.1}$  на 8,5 °С. Тот же результат, может быть, достигнут при увеличении температуры наружной поверхности цилиндров от 132 до 140,5 °С.

Снижение температуры полотна на участке свободного пробега находится из выражения

$$\Delta t_i = \frac{2 \cdot \beta_{pi} (P_{П.М} - P_0) r_i \cdot l_{с.п}}{\left( C_0 + C_{\omega} \frac{U_i + U_{i+1}}{2} \right) P_{с.п} \cdot \omega_M},$$

где  $r_i$  – теплота парообразования на  $i$ -том участке;  $C_0, C_{\omega}$  – теплоемкость сухого полотна и влаги;  $P_{с.п}$  – масса 1 м<sup>2</sup> полотна;  $\omega_M$  – скорость машины.

Выполненные расчеты показали, что снижение температуры полотна (картона) на участке свободного пробега в периоде прогрева составляет 7–8 °С, а в первом периоде сушки полотно охлаждается на 9–15°С. К концу сушки отмечается незначительное понижение температуры материала на 3–5 °С.

Коэффициент массообмена, отнесенный к разности парциальных давлений, определяется соотношением

$$\beta_{pi} = \frac{\alpha_D}{R \cdot T} \cdot \frac{\text{кг}}{\text{м}^2 \cdot \text{ч} \cdot \text{Па}},$$

где  $\alpha_D$  – коэффициент массообмена, отнесенный к разности концентраций пара на поверхности испарения и в воздухе, м/ч;  $R$  – газовая постоянная водяных паров, Дж/(кг·К);  $T$  – абсолютная температура смеси воздуха и водяных паров, К.

При экспериментальном исследовании конвективного теплообмена влажного картона в вынужденном турбулентном потоке воздуха коэффициент массообмена  $\alpha_D$  вычисляется по следующей критериальной зависимости

$$\text{Nu}_D = \text{Re}^{0,75} \cdot \text{Gu}^{0,1} = \frac{\alpha_D \cdot \ell}{D},$$

где  $\text{Re} = \frac{\omega \cdot \ell}{\nu}$  – критерий Рейнольдса;  $\omega$  – скорость движения паровоздушной смеси, м/с;  $\nu$  – коэффициент кинематической вязкости смеси, м<sup>2</sup>/с;  $\text{Gu} = (T_C - T_{CM})/T_C$  – критерий Гухмана;  $T_C$ ,  $T_{CM}$  – абсолютные температуры воздуха по сухому и смоченному термометрам, К;  $\ell$  – длина полотна на его свободном пробеге, м;  $D$  – коэффициент молекулярной диффузии, м<sup>2</sup>/ч.

При величине критерия Гухмана, равной 0,23, расчетная формула примет вид

$$\text{Nu}_D = 0,07 \cdot \text{Re}^{0,75}.$$

На рис. 5.20 представлены графики изменения интенсивности сушки  $m_i$  и коэффициентов массообмена  $\alpha_D$  и  $\beta_{pi}$  по длине сушильной части картоноделательной машины.

Из анализа графиков следует, что интенсивность сушки картона  $m_i$  и коэффициенты массообмена существенно меняются по длине сушильной установки. Наибольшие их значения отмечаются в первом периоде сушки. Это обусловлено высокой



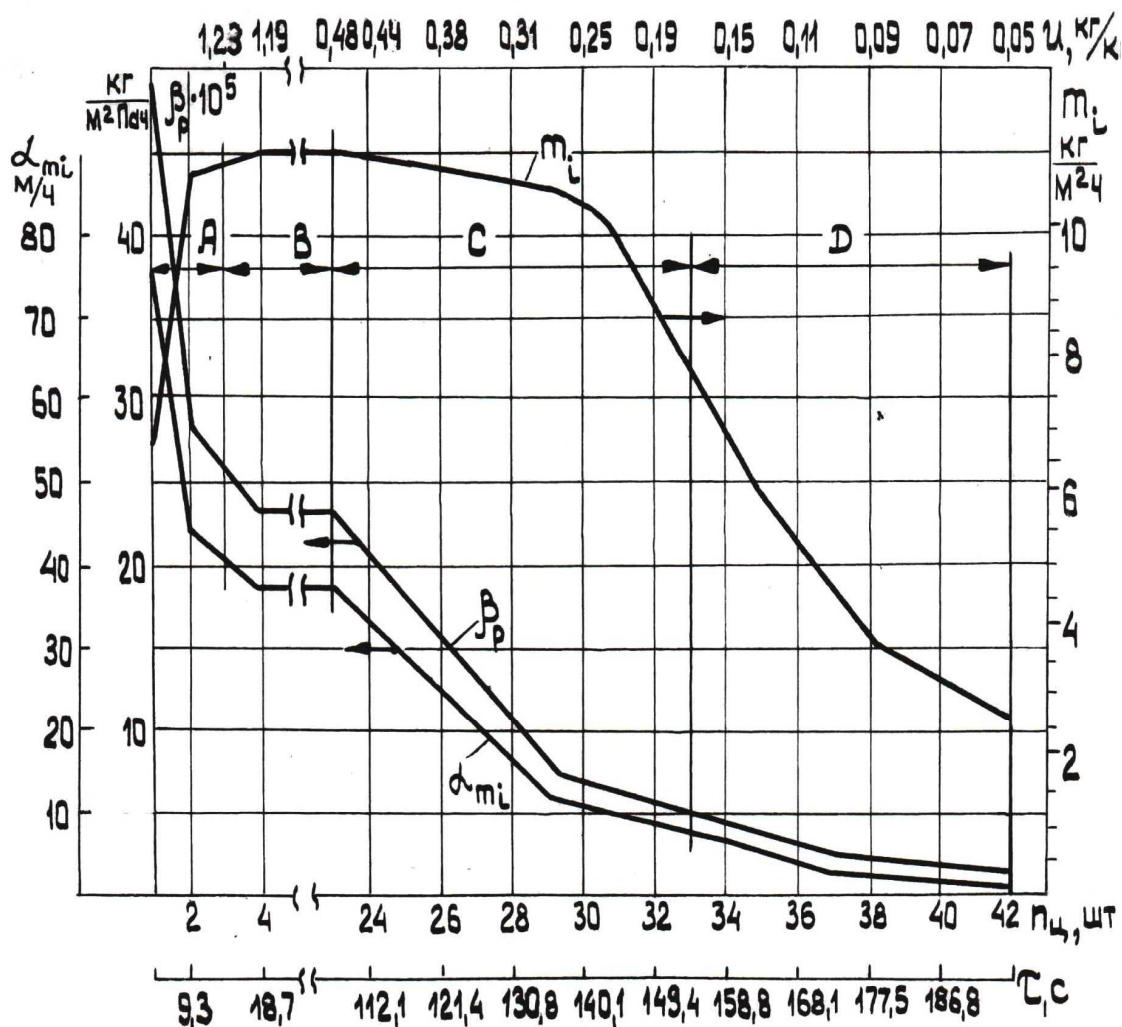


Рис. 5.20. Интенсивность сушки и массообменные коэффициенты при сушке кровельного картона на КДМ-3 Рязанского КРЗ:  
*A* – период прогрева картона; *B* – первый период сушки;  
*C, D* – первый и второй интервалы второго периода сушки

эффективностью процесса испарения влаги из открытых крупных макропор, расположенных на поверхности материала. Удаление влаги из материала происходит по фильтрационному механизму под действием градиента давления. В течение всего первого периода сушки коэффициенты массообмена остаются постоянными и максимальными.

Во втором периоде сушки процессы кипения и испарения влаги протекают внутри материала. Скорость сушки замедляется и

определяется внутренними процессами переноса теплоты и влаги. При этом интенсивность тепло- и массообмена и коэффициенты массообмена снижаются до минимума. Влага испаряется из мелких капилляров по диффузионному механизму. Ускорение процесса возможно лишь путем повышения давления и температуры пара, поступающего в цилиндры.

Обозначим основные конструктивные параметры сушильной установки

$$\varepsilon = \frac{h_{\text{АЦ}}}{\ell_{\text{С.П}}}; \quad \chi = \frac{\ell_{\text{С.П}}}{D_{\text{Ц}}},$$

где  $h_{\text{АЦ}}$  – активная поверхность сушильного цилиндра

$$h_{\text{АЦ}} = \pi \cdot D_{\text{Ц}} \cdot b_{\text{П}} \cdot \varphi_{\text{Ц}}, \text{ м}^2,$$

где  $D_{\text{Ц}}$  – диаметр цилиндра, м;  $b_{\text{П}}$  – ширина полотна, м;  $\varphi_{\text{Ц}}$  – угол обхвата цилиндра полотном;  $\ell_{\text{С.П}}$  – длина свободного пробега полотна между цилиндрами, м.

На действующих тихоходных и среднеходных сушильных установках БДМ и КДМ конструктивные параметры, как правило, находятся в диапазоне значений:  $\varepsilon = 2,20\text{--}2,84$ ;  $\chi = 0,73\text{--}0,90$ .

Повышение интенсивности процесса испарения влаги из полотна возможно за счет увеличения длины свободного пробега до оптимального значения.

Оптимальная длина свободного пробега полотна определяется по уравнению

$$\ell_{\text{ОПТ}} = \frac{G_{\text{М}}(U_i - U_{i+1}) + (\Delta q_i \cdot F_i) / r_i}{2 \cdot b_{\text{П}} \cdot m_i},$$

где  $\Delta q_i$  – недоиспользованная теплота, аккумулированная в полотне при длине свободного пробега меньше  $\ell_{\text{ОПТ}}$ ;  $F_i$  – поверхность теплообмена участка;  $r_i$  – теплота парообразования;

$m_i$  – интенсивность сушки на  $i$ -том участке.

По уравнению произведены численные расчеты  $\ell_{\text{ОПТ}}$ .

На рис. 5.21 представлены графические зависимости изменения количества удаляемой влаги и оптимальной длины свободного пробега при сушке картона на КДМ-3 ЗАО «Рязанский КРЗ».

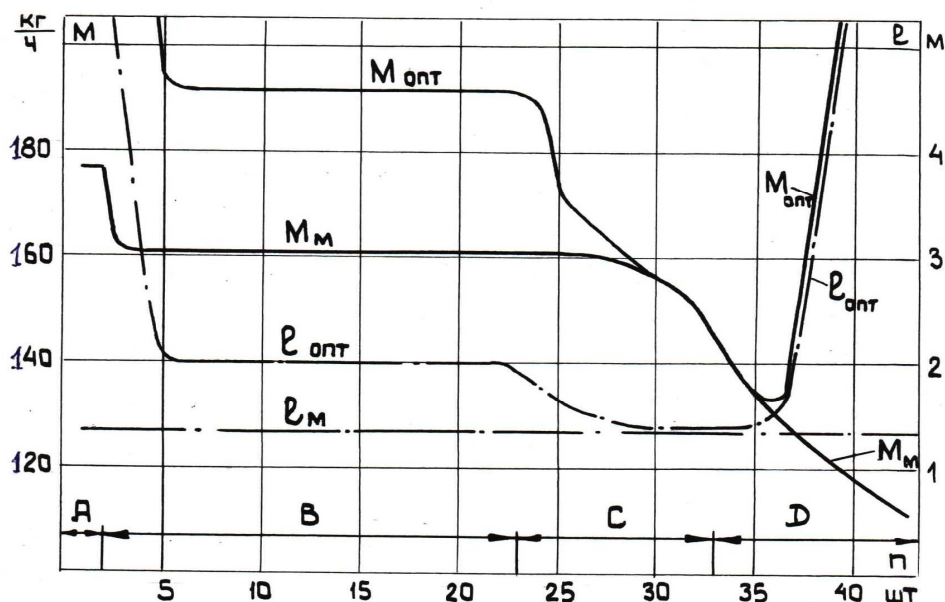


Рис. 5.21. Изменение количества испаряемой влаги  $M_M$  и  $M_{опт}$  при традиционной  $l_M$  и оптимальной длине  $l_{опт}$  свободного пробега при сушке кровельного картона на КДМ типа К-3М ЗАО «Рязанский КРЗ»: A, B – период прогрева полотна и первый период сушки; C, D – первый и второй интервалы второго периода сушки

На картоноделательных машинах, предназначенных для выработки кровельного картона, оптимальные конструктивные характеристики сушильных установок должны составлять:

$\epsilon_{опт} = 1,67$ ;  $\chi_{опт} = 1,19$ . При этом, как показали расчеты, интенсивность сушки картона возрастет на 27,3 %.

Численные расчеты, выполненные для скоростных широкоформатных машин, вырабатывающих газетную бумагу, свидетельствуют, что увеличение длины свободного пробега полотна с традиционной длины 1,63 м до оптимальной длины – 2,54 м позволит повысить интенсивность сушки на 14,5 % при одновременном сокращении эксплуатационных затрат.

В условиях производства увеличение длины свободного пробега полотна в сушильной части БДМ и КДМ может быть достигнуто за счет отключения по пару и конденсату цилиндров нижнего яруса; уменьшения диаметра сушильных цилиндров с 1,5 до 1,25 м и с 1,8 до 1,5 м; установки между цилиндрами дополнительных направляющих валков.

Таким образом, установлено, что конструкция двухъярусных сушильных установок не является оптимальной и нуждается в совершенствовании.

С целью интенсификации сушки бумаги и картона на скоростных бумагоделательных и картоноделательных машинах рекомендуется использовать термопланки, которые разрушают конденсатное кольцо внутри цилиндров.

### **5.9. Термопланки**

С повышением скорости бумагоделательных машин и увеличением формата выпускаемого бумажного полотна снижается интенсивность сушки бумаги на цилиндрах и увеличивается неравномерность сушки полотна по длине сушильных цилиндров. Это обусловлено тем, что при скорости движения полотна более 350 м/мин, на внутренней поверхности цилиндра образуется конденсатное кольцо, которое оказывает существенное термическое сопротивление переносу теплоты и влаги. Для разрушения конденсатного кольца и увеличения коэффициента теплоотдачи применяются термопланки (рис. 5.22).

Термопланки представляют собой металлические шины сечением 15×10 мм, устанавливаемые вдоль цилиндра. Угол между термопланками составляет 15°. К внутренней поверхности цилиндров планки крепятся с помощью хомутов, распределенных на 4 части, между которыми располагаются шпильки, имеющие с одной стороны резьбу. С помощью шпилек хомут раздвигается, и шина прижимается к внутренней поверхности цилиндра.

В собранном виде термопланки совместно с хомутами напоминают беличье колесо. По длине термопланки разделены на несколько секций, часть из которых может быть демонтирована, если в этом есть необходимость при регулировании профиля влажности по ширине машины.

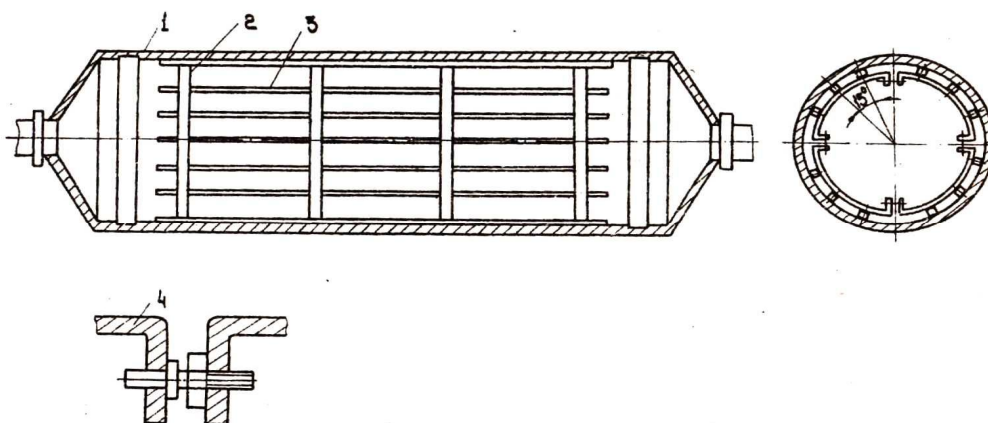


Рис. 5.22. Сушильный цилиндр с термопланками:  
 1 – сушильный цилиндр; 2 – хомут для крепления термопланок;  
 3 – термопланки; 4 – крепление хомута

Помимо увеличения коэффициента теплоотдачи термопланки оказывают положительное влияние на распределение температуры по длине цилиндра и соответственно на профиль влажности бумажного полотна по его ширине (рис. 5.23).

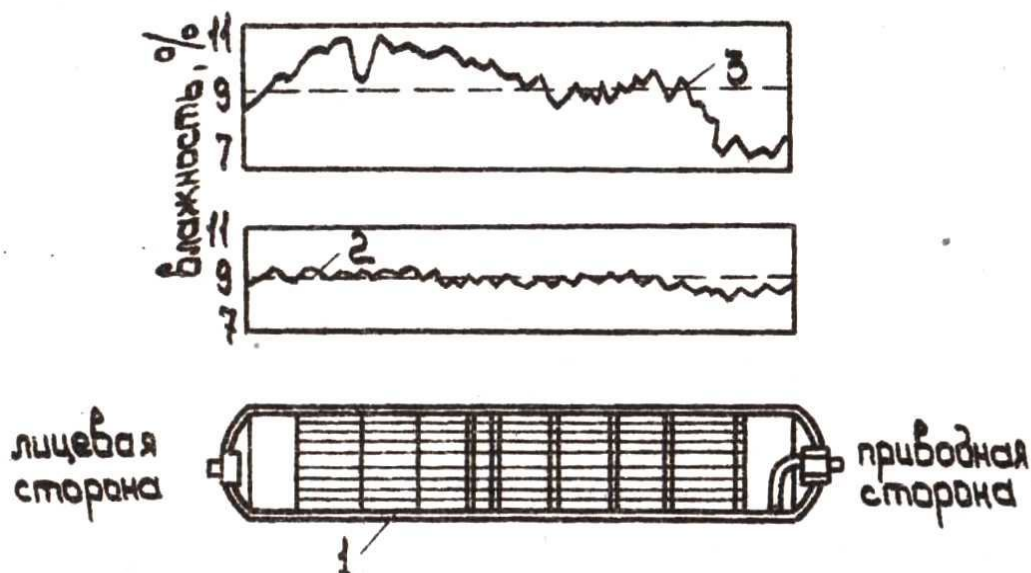


Рис. 5.23. Сушильный цилиндр с термопланками и их влияние на профиль влажности бумажного полотна:  
 1 – сушильный цилиндр; 2 – профиль влажности полотна после установки термопланок; 3 – профиль влажности полотна до установки термопланок

Опыты показывают, что если до установки термопланок в сушильных цилиндрах отклонение от среднего значения составляло  $\pm (1,5-1,8 \%)$ , то с термопланками  $\pm (0,5-0,6 \%)$ .

Термопланки внутри цилиндров рекомендуется устанавливать, в первую очередь, на участке сушильной части машины, где наблюдается максимальная интенсивность испарения влаги из полотна и соответственно образуется наибольшее количество конденсата в цилиндрах.

Повышение эффективности сушки приводит к интенсификации сушильного процесса, увеличению количества испаряемой влаги из материала и к необходимости усовершенствования системы технологической вентиляции установок.

### **5.10. Совершенствование системы технологической вентиляции сушильных установок БДМ и КДМ**

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 усовершенствовании. Более эффективная работа системы вентиляции может быть достигнута за счет проведения следующих мероприятий:

- обеспечение неравномерной подачи нагретого воздуха (по зонам) по длине сушильной части машины в соответствии с кинетикой сушки полотна;
- активная продувка межцилиндровых карманов, в которых скапливается влажный воздух с высокой концентрацией водяных паров;
- очистка от волокнистых отложений поверхностей нагрева теплоуловителей первой и второй ступени;
- более полное использование теплоты удаляемой паровоздушной смеси в теплорекуперационных аппаратах за счет применения пластинчатых теплообменников;
- использования регенерации теплоты отработавшего воздуха в конце сушки для подогрева приточного воздуха;
- очистки поверхностей нагрева калориферов;
- закрытия сушильной установки вентиляционным колпаком;

- подогрева воздуха, поступающего на сушку, до температуры 80–110 °С;
- использования синтетических сеток 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 повышения надежности и экономичности работы технологической вентиляции рекомендуется применение промежуточного незамерзающего теплоносителя (этиленгликоля).

Взамен существующих неэффективных схем системы вентиляции бумагоделательных машин предлагается более совершенная схема утилизации теплоты с промежуточным теплоносителем (рис. 5.24).

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 степени: первая степень – в теплоуловителе № 1, вторая – в теплоуловителе № 2, третья – в скруббере [1, 3]. 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. В теплоуловителе второй степени (ТУ-2) паровоздушная смесь, содержащая водяные пары, зимой превращается в лед. В результате вторая степень утилизации также оказывается в нерабочем состоянии. Остается в работе первая степень утилизации теплоты в теплоуловителе ТУ-1 с КПД менее 5 %.

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

Наиболее надежным и эффективным способом утилизации

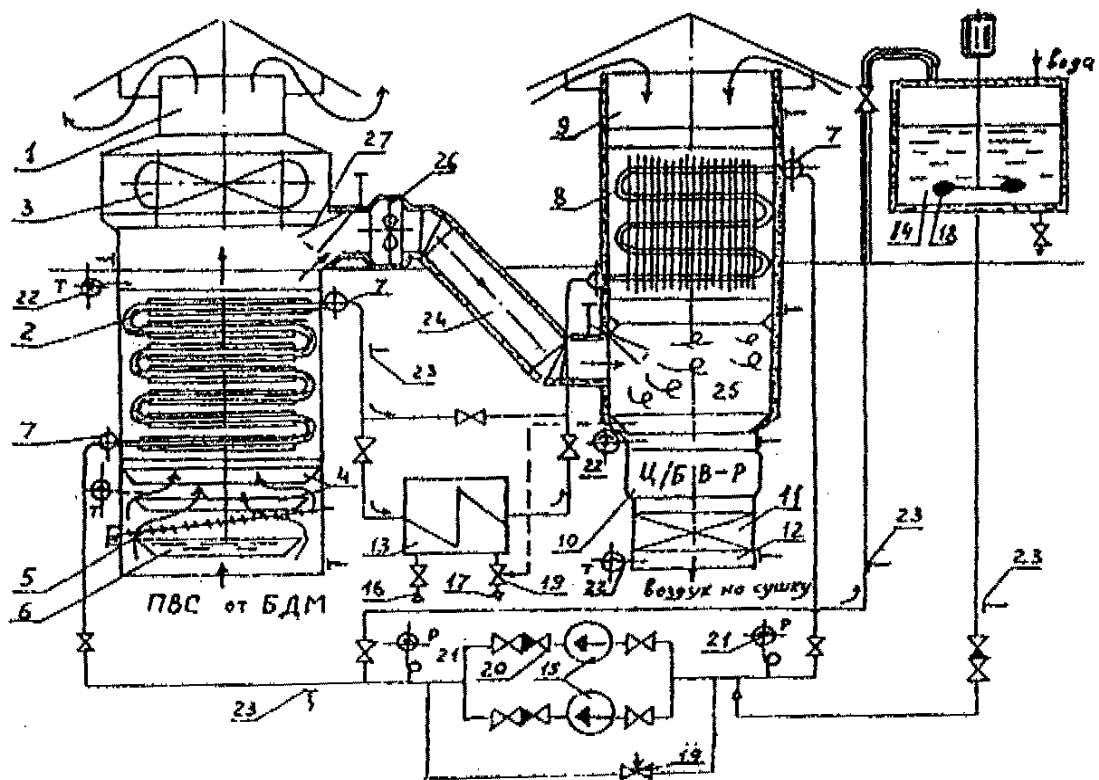


Рис. 5.24. Схема утилизации теплоты паровоздушной смеси в системе технологической вентиляции с использованием промежуточного теплоносителя:

- 1 – воздуховод для отвода паровоздушной смеси от сушильной части бумагоделательной машины; 2 – рекуперативный газо-жидкостный 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 %); 25 – камера смешения; 26 – осевой вентилятор для рециркуляции смеси; 27 – регулирующий шибер



теплоты является использование *промежуточного теплоносителя – антифриза* [91].

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 ПВС 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 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 типа КВБ-П-12, либо в жидкостном калорифере. Поверхность нагрева парового

калорифера выполнена из стальных труб со спирально-навивными ребрами и составляет 143,5 м<sup>2</sup>, 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 степень утилизации теплоты при использовании трех ступеней может составить 22 %, а четырех – до 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 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.

### **5.11. Выводы по повышению эффективности работы БДМ и КДМ**

1. В производственных условиях на 21 объектах выполнена модернизация пароконденсатных систем сушильных установок бумагоделательных и картоноделательных машин.
2. Экспериментальным путем доказана целесообразность реконструкции пароконденсатных систем (ПКС) сушильных установок БДМ и КДМ.
3. В результате модернизации ПКС на каждой машине получен положительный фактический годовой экономический эффект. Экономический эффект достигнут за счет повышения производительности машин и сокращения удельных расходов теплоты на сушку.
4. В основе модернизации предлагаемых схем пароконденсатных систем сушильных установок БДМ и КДМ заложены современные научные разработки и передовые инновационные технологии.
5. Разработаны и внедрены универсальные схемы ПКС БДМ и КДМ, которые позволяют работать сушильным установкам при выпуске на машинах различного ассортимента продукции

- при максимальной производительности и минимальных затратах теплоты на сушку.
6. Для большого парка БДМ и КДМ выявлены причины снижения производительности машин и перерасхода теплоты на сушку бумаги или картона.
  7. На действующих многоцилиндровых сушильных установках экспериментальным путем доказана целесообразность отключения некоторых нижних цилиндров по пару и конденсату.
  8. Предложен ряд схем ПКС СУ БКДМ, которые могут быть применены для широкого использования на предприятиях отрасли.
  9. На ряде действующих БДМ и КДМ экспериментально проведена наладка работы ПКС. При наладке внедрены мероприятия, позволившие повысить эффективность работы машин.
  10. Уточнена существующая методика теплового расчета цилиндрических контактно-конвективных сушильных установок БДМ и КДМ.
  11. Результаты работы могут быть использованы для модернизации ПКС тихоходных, среднеходных и быстроходных машин с шириной полотна от 2,0 до 10,5 м.
  12. При модернизации ПКС БДМ и КДМ выдерживались необходимый температурный график сушки и качество готовой продукции.
  13. После модернизации ПКС БДМ и КДМ системы вентиляции машин требуют усовершенствования. Система вентиляции должна учитывать: увеличение производительности сушильной установки, увеличение количества испаряемой влаги; неравномерность распределения воздуха вдоль машины; продувку синтетических сеток и застойных зон между цилиндрами горячим воздухом с температурой 80–110 °С.
  14. Разработана и передана на производство система технологической вентиляции с промежуточным теплоносителем – антифризом, предназначенная для утилизации низкопотенциальной теплоты отработавшей паровоздушной смеси на машинах малой и средней производительности.
  15. Срок коммерческой окупаемости работ по модернизации ПКС машин малой и средней производительности составил 0,3–0,8 года.

## Глава 6. ГОФРОАГРЕГАТЫ

### 6.1. Тепловой режим работы гофроагрегата

В последние годы гофрированный картон (ГК) является предметом повышенного спроса, поэтому идет быстрый прирост мощностей по его производству. При этом вводятся в действие предприятия как с одним гофроагрегатом (ГА) шириной 1,05 м и скоростью 30–70 м/мин, так и с тремя гофроагрегатами, каждый из которых имеет ширину 2,1 м и скорость до 360 м/мин.

Изготавливаемый на этих агрегатах гофрированный картон (гофрокартон) представляет собой пространственную структуру, состоящую из плоских слоев картона и внутреннего одного гофрированного слоя или нескольких слоев бумаги [96–102]. Он состоит из чередующихся плоских и гофрированных слоев, склеенных различными адгезивами по линии контакта.

Гофрокартон – главный вид материала для изготовления картонной тары. Гофрокартон – прочный, дешевый, легкий материал, обладающий амортизационными анизотропными свойствами. Применяют двух- и трехслойные виды гофрированного картона толщиной 2,8–5,0 мм, пятислойные – толщиной 7,5–8,0 мм.

Для образования гофрированного слоя в ГК используется бумага для гофрирования, называемая часто в зарубежной литературе *флютингом*. Некоторые производства вырабатывают бумагу для гофрирования из 100 % макулатуры. Плоские слои гофрированного картона (лайнера) подразделяются на *тест-лайнер* (изготовленный в значительной части из макулатуры) и *крафт-лайнер* (изготовленный полностью из сульфатной небеленой целлюлозы). Гофрированный картон оценивается показателями, основными из которых являются сопротивление продавливанию, торцевому сжатию вдоль гофров и расслаиванию.

В нашей стране гофры в порядке убывания высоты используются типа А, С и В с высотой гофра соответственно 4,6; 3,6; 2,6 мм и шагом гофра – 8,9; 7,9; 6,1 мм.

Изготовление гофрокартона производится на гофрировальных агрегатах. Гофроагрегат (рис. 6.1) представляет собой ряд скомпонованных в одну линию отдельных машин и узлов, на которых осуществляется не только процесс производства гофрированного картона, но и отдельные операции по его переработке. В конечном итоге с агрегата сходят листовые

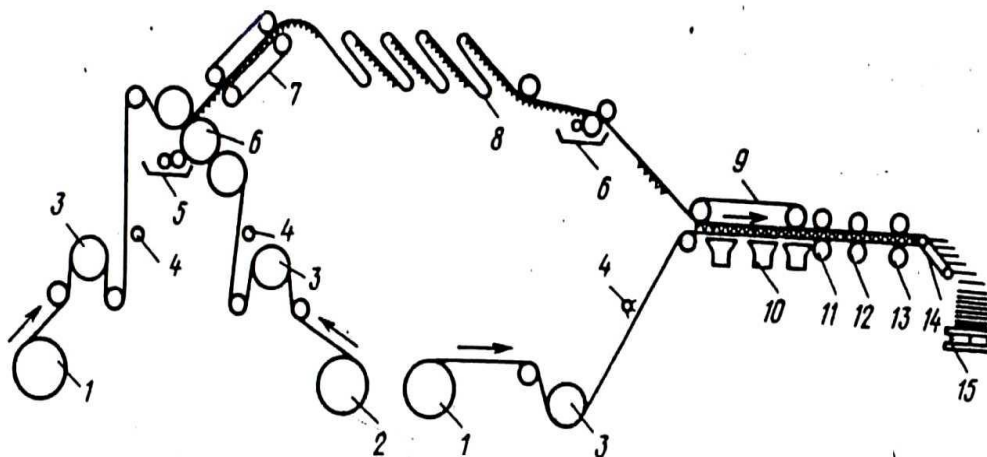


Рис. 6.1. Схема гофрировального агрегата:

1 – раскаты картона; 2 – раскат бумаги; 3 – подогреватели;  
 4 – увлажнители; 5 – клеенаносящий узел; 6 – узел гофрирования;  
 7 – конвейер; 8 – мост-накопитель; 9 – прижимной конвейер;  
 10 – сушильные плиты; 11 – узел продольной резки; 12 – узел  
 продольной рилевки; 13 – узел поперечной резки; 14 – приемный  
 транспортер; 15 – стопоукладчик

заготовки картонных ящиков. Разматываемое из рулона полотно бумаги через подогреватель и увлажнитель подается к нагреваемым паром рифленым валам гофрирующей машины. Для увлажнения бумаги и картона (до 7–8 %) перед их нагревом применяют паровые увлажнители трубчатого типа, через которые на полотно подается насыщенный пар. Подогреватель бумаги снабжается насыщенным паром от 100 до 175°С, подогреватель картона работает в интервале температур пара 185–190°С. Основным элементом гофроагрегата является гофропресс (рис. 6.2), состоящий из двух рифленых гофрирующих валов диаметром от 300 до 350 мм.

Перед склейкой гофрированного картона бумагу для гофрирования нагревают и пропускают через узел гофрирования, который состоит из верхней и нижней гофрирующих плит синусоидальной формы. Затем бумага проходит через пару рифленых валов, нагреваемых паром, и поступает на узел склейки.

Для улучшения качества гофрированного картона предусмотрены вакуумные устройства предварительного нагрева

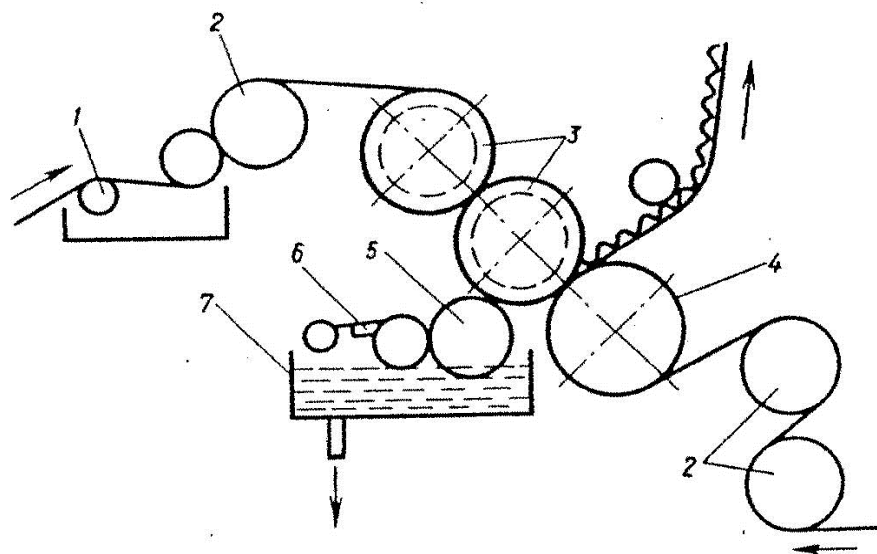


Рис.6.2. Схема узла гофрирования (гофропресс):  
 1 – выравнивающий валик; 2 – вал натяжения бумаги;  
 3 – гофрировальные прессовые валы; 4 – прижимной вал;  
 5 – клеенаносящий вал; 6 – шабер; 7 – клеевая ванна

и шабер для нанесения на вершины гофров клеевой суспензии. После этого к вершинам гофров приклеивается полотно картона, поступающее через подогреватели и систему валиков. В результате этого образуется двухслойный гофрокартон. После склейки этот картон поступает через мост-накопитель в клеильный узел, где склеивается со вторым плоским слоем с образованием трехслойного картона. Для изготовления пятислойного картона требуется еще один гофроперсс (ГП) и добавочное клеильное устройство в клеильный узел. В качестве клея используется крахмальный (чаще) и силикатный клей.

Окончательная склейка и формирование ГК происходит в сушильной части (на сушильном столе) ГА. Сушильная часть состоит из нижних нагревательных плит, обогреваемых паром, металлической сетки и прижимного устройства в виде валиков. Прижим валиков к сушильному столу позволяет регулировать интенсивность сушки ГК по длине и ширине полотна.

Температуру бумаги перед гофрированием целесообразно поддерживать около  $127^{\circ}\text{C}$ , температура гофровалов (ГВ) – в интервале  $178\text{--}182^{\circ}\text{C}$ .

На производительность гофроагрегата и качественное гофрирование бумаги существенно влияют такие факторы, как влажность и натяжение бумаги перед гофрированием, давление между гофровалами и их температура.

При прохождении каждого рифа гофрирующего вала в зазоре между гофровалами бумага прогибается и растягивается.

Температурное воздействие необходимо разграничить, т. е. назначение подогрева и увлажнения перед гофрированием, во-первых, определяется необходимостью пластификации бумаги и увеличения ее растяжимости, чтобы улучшить условия прохождения бумаги зоны гофрирования. Во-вторых, при тепловом воздействии гофровалов из полотна удаляется излишняя влага, кроме того, бумага в зоне сжатия пластифицируется, и в ней образуются дополнительные поперечные связи.

В производственных условиях формирование гофров в полный профиль происходит при линейном давлении не менее 70 кН/м. Концентрация клея оказывает существенное влияние на количество испаряющейся воды. Обычно используют модифицированный крахмальный клей концентрацией 20 %, а на высокоскоростных гофроагрегатах концентрация клея – 23–25 % абсолютно сухого вещества.

Одной из важных проблем, влияющих на качество склейки, является слишком низкая (меньше 7–8 %) или неравномерная по ширине полотна влажность.

В сушильной части, в зависимости от скорости гофроагрегата, вида клея, слоев картона, на сушильном столе поддерживается либо первый температурный режим сушки (рис. 6.3) полотна (1-я паровая группа сушильных плит – 110–190 °С, 2-я группа – 140–170 °С, 3-я группа – 130–150 °С), либо – второй температурный режим сушки (1-я группа – 110–140 °С, 2-я группа – 140–150 °С, 3-я группа – 150–160 °С или 140–190 °С). Температура в группах поддерживается путем регулирования подачи пара в нагревательные плиты.

Характеристика работы гофроагрегата следующая. Давление перегретого пара в главном паропроводе составляет 1,4–1,5 МПа; температура пара – 200–220 °С; температура поверхности валов гофропресса – 180–210 °С; давление пара на увлажнение – 0,3–0,6 МПа; давление пара в гофровалах и прижимном вале – 1,4–1,5 МПа. Вязкость клея – 25–35 с; температура клея – 30 °С.

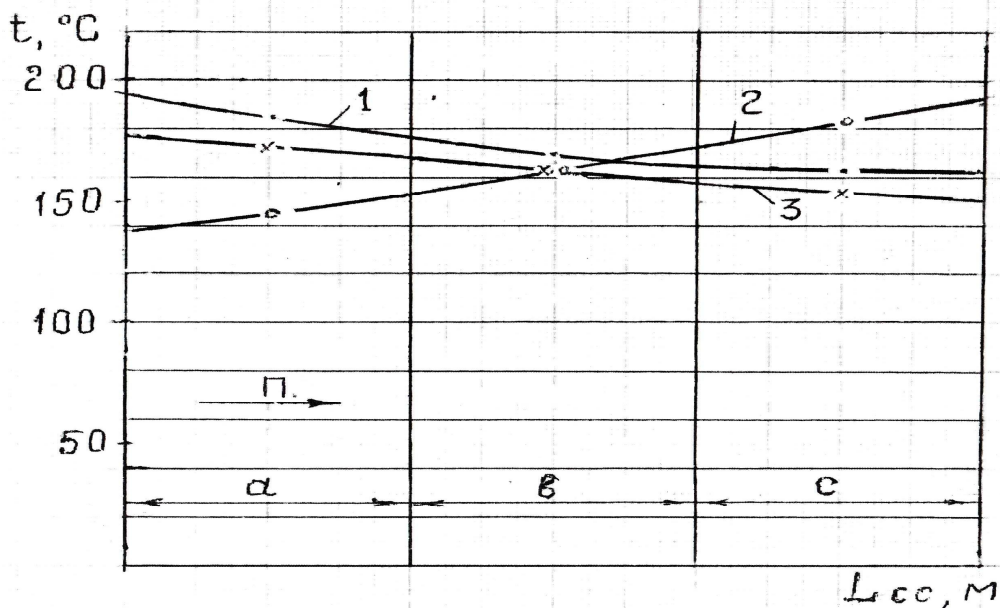


Рис. 6.3. Тепловой режим плит сушильного стола гофроагрегата: *a, в, с* – первая, вторая и третья группы плит; *1, 3* – температурный режим трех- и пятислойного гофрокартона при использовании крахмала; *2* – температурный режим трехслойного гофрокартона при использовании силикатного клея; П. – полотно;  $L_{с.с.}$  – длина сушильного стола

Величина зазора между клеенаносящим и прижимным валами составляет 0,1–0,3 мм; величина зазора между нижним рифленным и прижимным валами – 0,3–0,5 мм; величина зазора между клеенаносящим и нижним рифленным валами – 0,3–0,5 мм. Угол обхвата подогревателя полотном: бумаги 0–200°, картона – 200–250°. Давление воды в гидроцилиндрах рифленого и прижимного валов – 2,0–4,0 МПа.

Теоретический удельный расход пара для производства 1000 м<sup>2</sup> составляет 1,68 ГДж (0,4 Гкал), расход электроэнергии – 15 кВт·ч. На действующих гофроагрегатах, как правило, фактический удельный расход теплоты превышает теоретический в 2–3 раза. Кроме того, часто не соблюдается качество гофрокартона, что является существенным недостатком в работе гофроагрегата.

В основе повышения эффективности работы гофроагрегатов лежит тепловой расчет отдельных его элементов. Целью теплового расчета ГА является устранение дефектов в гофрокартоне и снижение затрат теплоты на единицу вырабатываемой продукции.



## 6.2. Тепловой расчет элементов гофроагрегата

В задачу теплового расчета гофроагрегата входит обеспечение необходимого температурного режима по технологии изготовления гофрокартона и рациональное распределение расхода пара по отдельным элементам агрегата, вырабатывающего качественную продукцию без дефектов.

Производительность гофроагрегата, тыс. м<sup>2</sup>/ч, при производстве гофрокартона вычисляется по уравнению

$$G_{ГА} = 60 \cdot 1000 \cdot \omega_{ГА} \cdot b_{П},$$

где  $\omega_{ГА}$  – скорость гофроагрегата, м/мин;  $b_{П}$  – ширина полотна, м.

Расход теплоты на сушку картона составит

$$Q_{ГК} = B_{Г} \cdot Q_{Н}^P \cdot \eta_{К}, \text{ кДж/тыс. м}^2 \text{ гофрокартона,}$$

где  $Q_{Н}^P = 34777 \text{ кДж/м}^3$  – низшая теплота сгорания природного газа на  $1000 \text{ м}^3$  (принимается);  $\eta_{К} = 0,91$  – К.П.Д. котлоагрегата (принимается);  $B_{Г}$  – удельный расход газа на  $1 \text{ м}^2$  полотна гофрокартона,  $\text{м}^3/\text{м}^2$  (известно, по счетчику удельный расхода газа составляет около  $14,5 \text{ м}^3/\text{м}^2$ ).

Удельный расход пара на гофроагрегат, кг/тыс. м<sup>2</sup> ГК,

$$d_{П} = \frac{Q_{ГК}}{i_{П} - i_{К}},$$

где  $i_{П}$  – энтальпия пара, поступающего на гофроагрегат, при соответствующих давлении и температуре, кДж/кг (см. приложение П.1);  $i_{К}$  – энтальпия конденсата, отводимого от агрегата, кДж/кг (см. приложение П.1).

Часовой расход теплоты на сушку гофрокартона, кДж/ч,

$$Q_{ГК}^ч = Q_{ГК} \cdot d_{П}.$$

Расход пара на гофроагрегат, кг/ч,

$$D_{ГА} = d_{П} \cdot G_{ГА}.$$

Необходимо распределить этот расход пара по отдельным элементам гофроагрегата в соответствии с назначением отдельных узлов. Теплота пара, в основном, расходуется на прогрев полотна и на испарение влаги во втором периоде сушки.

Теплота по отдельным элементам гофроагрегата при изготовлении трехслойного гофрокартона затрачивается на следующие цели:

1) *Подогреватель бумаги.* Прогрев полотна с 20 до 120°C, испарение влаги с 8 до 7 %.

2) *Подогреватель картона.* Прогрев полотна с 20 до 120°C, испарение влаги с 10 до 8 %.

3) *Гофропресс:*

а) *верхний гофровал.* Прогрев бумаги со 100 до 130°C, испарение влаги с 7 до 5 %;

б) *увлажнение бумаги насыщенным паром* с 5 до 8 %;

в) *нижний гофровал. Гофрирование бумаги.* Прогрев полотна со 130 до 150°C, испарение влаги с 8 до 3 %;

г) *клеильный узел.* Прирост влажности полотна после нанесения клея на бумагу – 7%. Влажность полотна бумаги после клеильного узла  $\omega_{б} = 3 + 7 = 10$  %. Испарение влаги из бумаги на нижнем

гофровале с 10 до 8 %;

д) *прижимной вал.* Прогрев картона для плоских слоев (КПС-1) со 100 до 150°C. Испарение влаги из картона с 8 до 4 %.

4) *Подогреватель картона-2* для плоских слоев (КПС-2) с 20 до 120°C. Испарение влаги с 10 до 5 %.

5) *Подогреватель-2 для гофрокартона* (двухслойного) с 50 до 150°C. Испарение влаги из двухслойного гофрокартона с 6 до 5 %.

6) *Увлажнение двухслойного гофрокартона* насыщенным паром с 5 до 12 %.

7) *Сушильный стол.* Прогрев трехслойного гофрокартона со 110 до 165°C. Испарение влаги из трехслойного гофрокартона с 12 до 6 %.

Масса абсолютно сухого трехслойного гофрокартона, г/м<sup>2</sup>,

$$P_{Г.К} = P_{Б.Г} \cdot \varphi_{Г} + P_{К.П.С 1} + P_{К.П.С 2},$$

где  $P_{Б.Г}, P_{К.П.С1}, P_{К.П.С2}$  – масса 1 м<sup>2</sup> бумаги для гофрирования (БГ), картона для плоских слоев-1 и картона для плоских слоев-2, кг/ч;  $\varphi_{Г} = 1,4$  – коэффициент гофрирования бумаги (принимается).

Начальное и конечное влагосодержание полотна, кг влаги/кг абсолютно сухого полотна,

$$U_0 = \frac{100 - T_0}{T_0};$$

$$U_2 = \frac{100 - T_2}{T_2},$$

где  $T_0, T_2$  – сухость полотна до и после элемента гофроагрегата.

Производительность гофроагрегата по бумаге для гофрирования, кг/ч,

$$G_{ГА}^{Б.Г} = 60 \cdot \omega_{ГА} \cdot b_{П} \cdot P_{С.П.Б} \cdot \varphi_{Г},$$

где  $P_{С.П.Б}$  – масса сухого полотна бумаги для гофрирования, кг/м<sup>2</sup>,  $\omega_{ГА}$  – скорость гофроагрегата, м/мин;  $b_{П}$  – ширина полотна, м.

Производительность гофроагрегата по картону для плоских слоев, кг/ч,

$$G_{ГА}^{КПС} = 60 \cdot \omega_{ГА} \cdot b_{П} \cdot P_{С.П.К},$$

где  $P_{С.П.К}$  – масса сухого полотна картона для плоских слоев, кг/м<sup>2</sup>.

Поскольку влага из полотна испаряется в незначительном количестве (до 15 %), то процесс сушки полотна бумаги или картона протекает в периоде прогрева и во втором периоде.

Теплота на прогрев полотна, кДж/кг, определяется по уравнению

$$Q_{ПР} = G_{ГА} (C_{С.П} + C_{\omega} \cdot U_0) \cdot (t_{П2} - t_{П1}),$$

где  $G_{ГА}$  – производительность гофроагрегата по бумаге или картону, кг/ч;  $C_{с.п}$ ,  $C_{\omega}$  – теплоемкость сухого полотна и влаги, кДж/(кг·°С);  $t_{П1}$ ,  $t_{П2}$  – температура полотна до и после элемента гофроагрегата, °С.

Теплота на испарение влаги из полотна во втором периоде сушки, кДж/ч, находится из уравнения

$$Q_{\text{исп}} = \frac{1}{\psi_2} \cdot G_{ГА} \cdot (U_0 - U_2) \cdot (r_2 + \Delta q_M),$$

где  $\psi_2$  – коэффициент использования тепла во втором периоде сушки,  $\psi_2 = 0,8$  [4,5];  $r_2$  – теплота парообразования во втором периоде сушки, кДж/кг;  $\Delta q_M$  – удельная теплота прогрева полотна при конечном влагосодержании  $U_2$ , отнесенная к 1 кг испаряемой влаги, [4,5].

Теплота парообразования во втором периоде сушки, кДж/кг, определяется уравнением

$$r_2 = 2493 + 1,97 \cdot \left( \frac{t_1 + t_2}{2} \right) - 4,19 \cdot t_1,$$

где 2493 – теплота парообразования при нормальных условиях, кДж/кг; 1,97 – теплоемкость пара, кДж/(кг·°С); 4,19 – теплоемкость воды, кДж/(кг·°С);  $t_1, t_2$  – температура полотна до и после элемента гофроагрегата, °С.

Удельная теплота прогрева полотна при конечном влагосодержании  $U_2$ , отнесенная к 1 кг испаряемой влаги, определяется по уравнению

$$\Delta q_M = \frac{(C_{с.п} + C_{\omega} \cdot U_0) \cdot (t_2 - t_1)}{U_{K2} - U_2}, \text{ кДж/кг},$$

где  $U_{K2}$  – критическое влагосодержание во втором периоде сушки, принимается  $U_{K2} = 0,12$  кг/кг (для кровельного картона).

По приведенным выше уравнениям для каждого элемента гофроагрегата произведены численные расчеты при изготовлении

трехслойного гофрокартона. Получены следующие теоретические (расчетные) характеристики работы гофроагрегата.

Удельные расходы:

- теплоты

$$q_{ГК}^T = 0,083 \text{ Гкал/тыс. м}^2 \text{ гофрокартона (0,348 ГДж/ тыс. м}^2 \text{ ГК);}$$

- пара

$$d_{ГК}^T = 0,125 \text{ т пара/тыс. м}^2 \text{ гофрокартона.}$$

Фактические затраты теплоты и пара на сушку трехслойного гофрокартона существенно выше теоретических значений (более чем на 30 %). Перерасход пара обусловлен наличием в конденсатопроводе гофроагрегата большого количества пролетного пара. Для обеспечения требуемого температурного режима сушки, устранения дефектов в гофрокартоне, улучшения качества продукции и снижения затрат теплоты до значений, близких к теоретическим, необходимо параллельную схему теплоснабжения гофроагрегата заменить на последовательную.

### **6.3. Дефекты, возникающие по причине несовершенства пароконденсатной системы гофроагрегатов**

Качество вырабатываемой продукции во многом зависит от устранения возможных дефектов. В табл. 3 приводятся наиболее часто встречаемые дефекты, обусловленные несовершенством пароконденсатной системы гофроагрегата.

Большинство этих проблем устраняется при снижении скорости гофроагрегата. Но в условиях рыночной экономики это не лучший способ решения проблем. Наиболее удачным решением проблем следует считать совершенствование пароконденсатной системы с использованием последовательной схемы теплоснабжения и организации соответствующего температурного режима работы отдельных элементов гофроагрегата. В табл. 3 приведены причины возникновения дефектов и указаны способы их устранения.

*Устранение дефектов* на основании обследования работы гофроагрегата (ООО «Ярославский картон», г. Ярославль).

Характеристика работы гофроагрегата следующая:

- вырабатывается картон гофрированный трехслойный;

- масса 1 м<sup>2</sup> полотна:  
гофрокартона – 350–450 г/м<sup>2</sup>;  
картона для плоских слоев – 115–140 г/м<sup>2</sup>;  
бумаги для гофрирования – 125 г/м<sup>2</sup>;
- ширина полотна – 2,1 м;
- начальная сухость полотна бумаги, поступающей на гофропресс, составляет 94 %, с учетом увлажнения (2 %) – 92%;
- конечная сухость полотна гофрокартона – 92–94 %;
- величина гофрирования – 1,4;
- скорость гофроагрегата – 100 м/мин;
- производительность гофроагрегата – 12600 м<sup>2</sup>/ч;
- расход пара на гофроагрегат  $D = 1,5–2,1$  т/ч;
- клей – крахмал;
- расход клея  $G_K = 56$  г/м<sup>2</sup>.

Таблица 3

**Дефекты, возникающие по причине несовершенства пароконденсатной системы гофроагрегатов**

№ п/п	Вид дефекта	Возможные причины возникновения дефекта
1	2	3
1	Непроклейка местами («пузыри»)	Недостаточная температура гофропрессов. Если данный дефект наблюдается после простоя или замены кассет, то наиболее вероятной причиной его возникновения является недостаточная температура гофропрессов
2	Неравномерная высота гофр	Нарушение температурно-влажностного режима гофропресса. Может быть причиной непроклейки местами
3	Пересушка бумаги для гофрирования («бумага хрустит»)	Недостаток пара на увлажнение бумаги для гофрирования в наиболее нагруженных режимах гофроагрегата. Перегрев бумаги на подогревателе. Использование для увлажнения сильно перегретого пара

Продолжение табл. 3

1	2	3
4	Сухая расклейка. Нанос клея недостаточный	Низкая температура нагрева сырья, не обеспечивающая клейстеризацию крахмала в склеиваемых частях, либо низкая скорость агрегата. Преждевременная клейстеризация и испарение воды из клея до момента соединения склеиваемых поверхностей, из-за высокой температуры нагрева сырья
5	Равномерное по ширине коробление «вверх»	Избыток тепла, передаваемого картону на сушильных столах. Малая скорость гофроагрегата
6	Равномерное по ширине коробление «вниз»	Недостаток тепла, передаваемого картону на сушильных столах. Высокая скорость гофроагрегата
7	Неравномерное коробление по ширине полотна	Неравномерное увлажнение по ширине полотна. Неравномерный прогрев сырья по ширине, вызванный неравномерной натяжкой
8	Гофрокартон с повышенной влажностью	Низкая температура плит сушильного стола. Высокая скорость гофроагрегата
9	Смятие, снижение толщины гофрокартона	Выработка картона с повышенной влажностью (более 6–8 %)
10	Падающий гофр	Переработка бумаги с повышенной влажностью

*1. Непроклейка местами («пузыри»).*

Дефект проявляет себя в виде локальных непроклеенных мест на лицевой стороне гофрокартона, которые носят бессистемный характер. Работа гофроагрегата на скорости более 100 м/мин вызывает усиленное проявление данного дефекта.

Изучение образцов готовой продукции показало, что причиной этого дефекта является неравномерность высоты гофров, которая

может возникнуть только в процессе гофрирования бумаги на гофропрессе. Таким образом, был локализован объект обследования и выявлен узел гофроагрегата, на котором возникает описанный ранее дефект.

Этот дефект может быть вызван следующими причинами:

- локальная неравномерность бумаги для гофрирования по влажности и массе метра квадратного, что приводит к недостаточной (местами) пластичности полотна в процессе гофрирования.
- недостаточная температура или неравномерность прогрева валов гофропресса, что препятствует качественному формированию гофров и повышению скорости работы гофроагрегата.

Все работы по обследованию были направлены на изучение температурного режима гофропресса. При этом особое внимание было уделено эффективности работы пароконденсатной системы гофропресса.

В процессе обследования была проделана работа по замеру температур паропроводов, конденсатопроводов и полотна. Были выполнены расчеты по расходам требуемого пара на все элементы гофропресса, расчет требуемых проходных сечений паропроводов, конденсатопроводов и конденсатоотводчиков, необходимых для стабильного подвода пара и полного удаления конденсата и пролетного пара из всех элементов гофропресса.

Проведенное обследование позволило получить следующие результаты:

- Выполненные замеры температур паропроводов показали, что имеют место существенные снижения температуры и давления подводимого пара. В теплопункт от ТЭЦ поступает перегретый пар с параметрами:  $P = 1,3$  МПа и  $t = 220\text{--}230^\circ\text{C}$ . До секций сушильного стола доходит пар с температурой  $205^\circ\text{C}$ , а на гофропресс, который находится к теплопункту ближе, чем сушильный стол, поступает пар с температурой  $180^\circ\text{C}$  при избыточном давлении  $0,9$  МПа. При таких параметрах пара его физические свойства находятся на линии насыщения, и он может превращаться в конденсат в местных сопротивлениях паропроводов (повороты, переходы, вентили, тройники, раздаточный коллектор гофропресса).
- Замеры температур валов гофропресса показали, что их температура не превышает  $178^\circ\text{C}$ . При такой температуре за



время контакта бумаги для гофрирования (БГ) и гофрвалов бумага не успевает получить количество тепла, необходимое для ее пластификации, формирования и закрепления гофров даже на скорости агрегата 100 м/мин.

- Ревизия конденсатоотводчиков и тепловой расчет пароконденсатной системы гофропресса показали, что диаметр проходного сечения конденсатоотводчика слишком мал (5 мм) по сравнению с необходимым – 9,5 мм и не обеспечивает отвод образующегося конденсата даже на скорости 100 м/мин.
- Увлажнение полотна БГ производится перегретым паром при температуре около 180°C и давлении не более 0,4 МПа (перегрев составляет около 40°C). При таком перегреве пар значительно хуже увлажняет полотно, чем насыщенный. Это, в свою очередь, снижает пластичность БГ перед гофрированием, что также может вызывать или усиливать проявление существующего дефекта.
- Установлено, что наибольшее влияние на степень сушки нижнего слоя картона оказывает тепловой режим плит второй паровой группы сушильного стола, а на верхний слой – первой группы. Если в нижнем слое происходит удаление влаги клеевой прослойки, то верхний слой на этой стадии увлажняется.

Анализ результатов обследования показал, что для устранения описанного выше дефекта необходимо поднять температуру гофрвалов до 190–195°C. В связи с этим возникают две задачи: следует поднять температуру пара перед гофропрессом со 180 °C до 200–205°C; обеспечить стабильный беспрепятственный отвод конденсата от всех элементов гофропресса.

Для решения первой задачи необходимо:

- рассчитать диаметр паропровода от общего парового коллектора до гофропресса;
- обеспечить скорость перегретого пара в паропроводе в интервале 40 – 70 м/с;
- сократить до минимума количество местных сопротивлений на паропроводе (повороты, сужения, расширения и пр.);
- рассчитать необходимый диаметр паропроводов наиболее нагруженных по пару элементов гофропресса.

Для решения второй задачи необходимо выполнить:

- рассчитать минимально допустимый диаметр проходного сечения конденсатоотводчиков;
- рассчитать необходимый диаметр конденсатопроводов элементов гофропресса;
- рассчитать необходимый диаметр общего конденсатопровода гофропресса.

Для устранения вышеописанного дефекта и увеличения скорости работы гофроагрегата были рекомендованы и частично реализованы на практике следующие *технические мероприятия*:

- Усовершенствовать пароконденсатную систему гофропресса. Предложенная система предполагает индивидуальный отвод конденсата от каждого вала гофропресса через соответствующие конденсатоотводчики в небольшой сепаратор, предназначенный для разделения смеси на пар и конденсат. Конденсат из сепаратора сливается в общий конденсатопровод агрегата, а пролетный пар и пары вторичного вскипания направляются на увлажнитель бумаги для гофрирования.
- Заменить паропроводы и конденсатопроводы на коллекторы расчетного диаметра.
- Заменить установленные конденсатоотводчики на конденсатоотводчики более совершенной конструкции фирмы «Спиракс Сарко Инжиниринг»
- Перевести работу увлажнителей на насыщенный пар. С этой целью на конденсатопроводе от гофропресса установили сепаратор, выпар из которого направили на увлажнитель и на подогреватели бумаги и картона, а конденсат стали сливать в конденсатный бак по отдельной нитке.

### *Заключение*

Выполнение вышеизложенных мероприятий позволило устранить дефект, вызванный неравномерностью высоты гофров и увеличить рабочую скорость гофроагрегата со 100 до 120 м/мин.

*2. «Мешок», «пузыри», пересушка бумаги для гофрирования, сухая расклейка, коробление гофрокартона.*

На предприятии ЗАО «Гофрон» (г. Кашира, Московская область) проводилось обследование работы следующих

гофроагрегатов: гофроагрегата ГА-1 при изготовлении пяти- и семислойного гофрокартона; гофроагрегата ГА-2 при изготовлении трехслойного гофрокартона с целью выявления причин, вызывающих следующие дефекты готовой продукции:

- Образование «мешка» после простоя, холостого хода или замены кассет гофропресса.
- Образование «пузырей» после простоя или замена кассет ГП.
- Пересушка БГ («бумага хрустит»).
- Сухая расклейка.
- Коробление гофрокартона.

Целью обследования были:

- диагностика возможных причин, вызывающих снижение качества продукции;
- разработка технических мероприятий по устранению этих причин.

В процессе обследования была проделана большая работа по замерам и расчетам.

### *Результаты обследования*

Проведенное обследование показало, что все перечисленные выше дефекты были связаны с неправильной эксплуатацией пароконденсатной системы гофроагрегата.

1. При работе гофроагрегата имеют место существенные потери теплоты, Удельный расход теплоты на гофроагрегат превышает расчетное значение почти в 4 раза, фактический удельный расход теплоты составляет 0,32 Гкал/(тыс. м<sup>2</sup> гофрокартона) против теоретического 0,083 Гкал/(тыс. м<sup>2</sup> гофрокартона). Часть этих потерь обусловлена технологическими факторами, такими как частые остановки, обрывы, перезаправки, замена кассет гофропресса, пропарка бумаги для гофрирования, технологическая пропарка сеток сушильного стола, применение острого пара на подогреватели бумаги и картона и пр., а другая часть связана с применением параллельной схемы теплоснабжения.
2. Главным недостатком существующей пароконденсатной системы гофроагрегата является значительный перерасход пара, так как он выполняет не только тепловую работу по технологии изготовления гофрокартона, но и механическую работу по преодолению большого гидравлического

сопротивления конденсатоотводчиков (1,4 МПа). Кроме того, пар выполняет механическую работу по транспортировке конденсата от ГА до котельной (не менее 0,05 МПа).

3. Существующая параллельная схема теплоснабжения не позволяет сократить расход пара на выполнение механической работы. Для экономии теплоты необходимо заменить параллельную схему пароконденсатной системы на последовательную с применением дроссельных подпорных шайб вместо конденсатоотводчиков и сепараторов для использования теплоты паров вторичного вскипания.
4. Гофроагрегат был рассчитан на работу при давлении 1,6 МПа. В целях экономии газа на котельной руководством предприятия было принято решение работать при давлении 1,2 МПа. При этом конденсатоотводчики на гофроагрегате стояли с расчетным перепадом давления 1,45 МПа. В результате все элементы гофроагрегата (ГА) потеряли требуемую температуру, что усилило проявление дефектов, и скорость ГА пришлось снижать.
5. Увлажнение полотна бумаги осуществлялось перегретым паром при температуре 200°С и давлении не более 0,3 МПа (перегрев около 70°С). Таким паром можно сушить, но не увлажнять. В результате процессы пластификации бумаги для гофрирования, формирования и закрепления гофров протекали неэффективно.
6. Во всех случаях имеет место существенный перерасход тепла и пара на ГА, так как пар выполняет не только тепловую, но и механическую работу по преодолению местных сопротивлений и по транспортировке конденсата от ГА до котельной.
7. Оценочный расчет общего паропровода от котельной до гофроцеха показал, что его диаметр должен быть не более 100 мм при работе обоих гофроагрегатов. При работе только ГА-1 – 50 мм, ГА-2 – 80 мм.
8. Расчет необходимого диаметра общего конденсатопровода от ГА-2 должен составлять менее 50 мм. Существующий же диаметр конденсатопровода составляет 150 мм, что приводит к снижению скорости транспортировки конденсата и дополнительным потерям теплоты.

9. Выполненный расчет паропровода на увлажнение бумаги для гофрирования показал, что его диаметр при выпуске гофрокартона марки Т-26 и Т-27 на скорости гофроагрегата 180 м/мин для существующих параметров пара должен составлять не менее 50 мм.

***Технические мероприятия по устранению дефектов, реализованные на предприятии***

Для устранения дефектов следует:

- Установить приборы контроля и автоматики на наиболее важных паропроводах и конденсатопроводах ГА (главный паропровод, главный конденсатопровод, конденсатопроводы гофропрессов, паропровод на увлажнение и др.).
- Установить шаровые краны на паропроводах каждой плиты сушильного стола. Это позволит отрегулировать температурный режим сушильных плит по «нисходящей» линии по каждой плите, а не по паровым группам.
- Чтобы исключить передавливание конденсата от гофроагрегата острым паром, рекомендуется организовать подвод острого пара на увлажнение полотна непосредственно в сепаратор под слой конденсата, а не в паропровод. Это позволит подогреть конденсат и получить большее количество паров вторичного вскипания, исключить использование острого пара на увлажнение.
- Питание паром двух гофроагрегатов от общего паропровода из котельной приводит к нестабильной работе одного агрегата при включении или выключении другого, и к потерям теплоты на участке от котельной до гофроагрегатов при работе одного из двух гофроагрегатов. Для устранения этого явления рекомендуется заменить общий паропровод  $d_{y150}$  на два: для ГА-1 –  $d_{y50}$ , для ГА-2 –  $d_{y80}$ . На каждом паропроводе установить расходомеры пара, манометры и термометры, а на конденсатопроводах – счетчики конденсата, манометры и термометры.
- Для постоянного контроля температурного режима наиболее важных теплопотребляющих элементов гофроагрегата (гофровалы и сушильные столы) рекомендуется смонтировать на конденсатопроводах этих

элементов термопары и вывести их показания на щит управления. Это позволит более оперативно реагировать на изменение температурного режима и повысить качество продукции.

### *Заключение*

1. Внедрение вышеизложенных технических мероприятий позволит устранить имеющиеся дефекты.
2. Для снижения энергозатрат на производство гофрокартона рекомендована реконструкция пароконденсатной системы гофроагрегата, которая позволит снизить расход пара на ГА-2 минимум на 20–25 %.

Аналогичные обследования работы гофроагрегатов выполнены на следующих объектах: ЗАО «Рязанский КРЗ»; производственное объединение «Брянская бумажная фабрика»; ОАО «Эс Си Эй Пэкэджинг СПб», г. Коммунар, Ленинградской области; ООО «Л-Пак», г. Липецк.

#### **6.4. Повышение эффективности производства гофрокартона**

Спрос на гофрированный картон в последние годы стабильно растет. Как и всякий растущий рынок, производство гофрокартона привлекает внимание все большего количества производителей, приводя к значительному обострению конкуренции. Бороться приходится в области качества и себестоимости продукции. Первое – повышать, второе – снижать.

Между тем, решить эти, на первый взгляд противоположные задачи, вполне можно одновременно.

Качество гофрированного картона зависит не только от исходного сырья, но и в значительной степени от технологии производства, в том числе от температурного режима сушки. При его несоблюдении возникают различные дефекты, резко снижающие качество гофрокартона, а иногда к выбраковке целых партий готовой продукции. К таким дефектам относятся: непрочность местами («пузырь»), сухая или влажная расклейка, коробление, падающий гофр и др.

Температурный режим работы отдельных элементов гофроагрегата (ГА) существенно влияет на его производительность, так как при возникновении проблем с

качеством готовой продукции персонал часто прибегает к снижению скорости ГА. Поэтому очень важно обеспечивать правильный температурный режим ГА, который определяется расходом пара и его параметрами.

Расход пара на гофроагрегатах незначителен – 2–4 тонны в час. Поэтому зачастую вопросам экономии не уделяется должного внимания, и на действующих гофроагрегатах фактический удельный расход теплоты часто превышает теоретический в 2–3 раза.

Между тем, этот показатель позволяет судить о том, насколько правильно обеспечивается температурный режим обработки картона. Таким образом, оптимизируя температурный режим ГА, мы можем одновременно обеспечить высокое качество готовой продукции, снизить процент брака, повысить производительность агрегата и снизить энергозатраты.

### ***Типичные ошибки организации пароконденатной системы гофроагрегатов***

Перерасход тепловой энергии обусловлен применением в гофроагрегатах параллельной схемы пароконденатной системы (ПКС). При параллельной схеме теплоснабжения все теплопотребляющие элементы гофроагрегата (ГА) через регулируемую арматуру запитываются острым паром от главного паропровода, а конденсат, пролетный пар и пары вторичного вскипания собираются в общий конденсатный коллектор и направляются в промежуточный конденсатный бак или возвращаются в котельную.

Процесс производства гофрокартона требует, чтобы различные теплопотребляющие элементы ГА (гофропрессы, подогреватели, увлажнители бумаги, сушильные столы) работали при различных параметрах: давлении от 0,3 до 1,6 МПа, температуре от 130 до 210°C.

При работе ГА образуется до 19 % паров вторичного вскипания. Кроме того, отвод конденсата от гофропресса (ГП) должен обеспечивать выпуск паровых пробок из гофровалов (ГВ), что закономерно приводит к наличию пролетного пара в конденсатопроводе ГА.

Параллельная схема ПКС не позволяет использовать эту теплоту, так как пролетный пар и пары вторичного вскипания отводятся в конденсатный бак и выбрасываются, как правило,

через вестовую трубу в атмосферу, что приводит к перерасходу пара. Кроме того пар выполняет не тепловую работу, а механическую, т. е. служит для транспортировки конденсата на значительные расстояния от ГА до бака сбора конденсата, а иногда и в котельную.

### ***Последовательная схема – решение проблем производства гофрокартона***

Чтобы повысить производительность гофроагрегатов, снизить удельные затраты пара и теплоты до минимума, выдержать температурный режим по элементам ГА и обеспечить высокое качество продукции необходимо применить *последовательную схему ПКС ГА*. Это позволяет полностью использовать теплоту парообразования поступающего на ГА пара, теплоту пролетного пара и паров вторичного вскипания.

На рис. 6.4 представлена последовательная (каскадная) схема пароконденсатной системы гофроагрегата.

В схеме осуществляется последовательный перепуск пара по трем паровым группам, работающим при разном давлении.

От паропровода острого пара при избыточном давлении 1,5 МПа и температуре 210°C пар подается на валы гофропресса и первую секцию сушильного стола. Пароконденсатная смесь от них поступает в сепаратор № 1, работающий при избыточном давлении 0,9 МПа. Конденсат из сепаратора перепускается в сепаратор № 2, работающий при избыточном давлении 0,5 МПа.

Пролетный пар и пары вторичного вскипания из сепаратора № 1 поступают на питание второй секции сушильного стола и подогревателей бумаги и картона. Пароконденсатная смесь от этих элементов гофроагрегата поступает в сепаратор № 2. Конденсат из сепаратора № 2 перепускается в сепаратор № 3, работающий при избыточном давлении от 0 до 0,1 МПа, а пролетный пар и пары вторичного вскипания из сепаратора № 2 поступают на питание третьей секции сушильного стола. Конденсат от сушильных плит третьей секции сливается в сепаратор № 3. Пары вскипания из сепаратора № 3 поступают на увлажнитель бумаги для гофрирования, а конденсат с температурой 100°C возвращается в котельную с помощью конденсатных насосов.

Предлагаемая схема включает в себя три сепаратора пара, которые позволяют использовать для нужд гофропроизводства



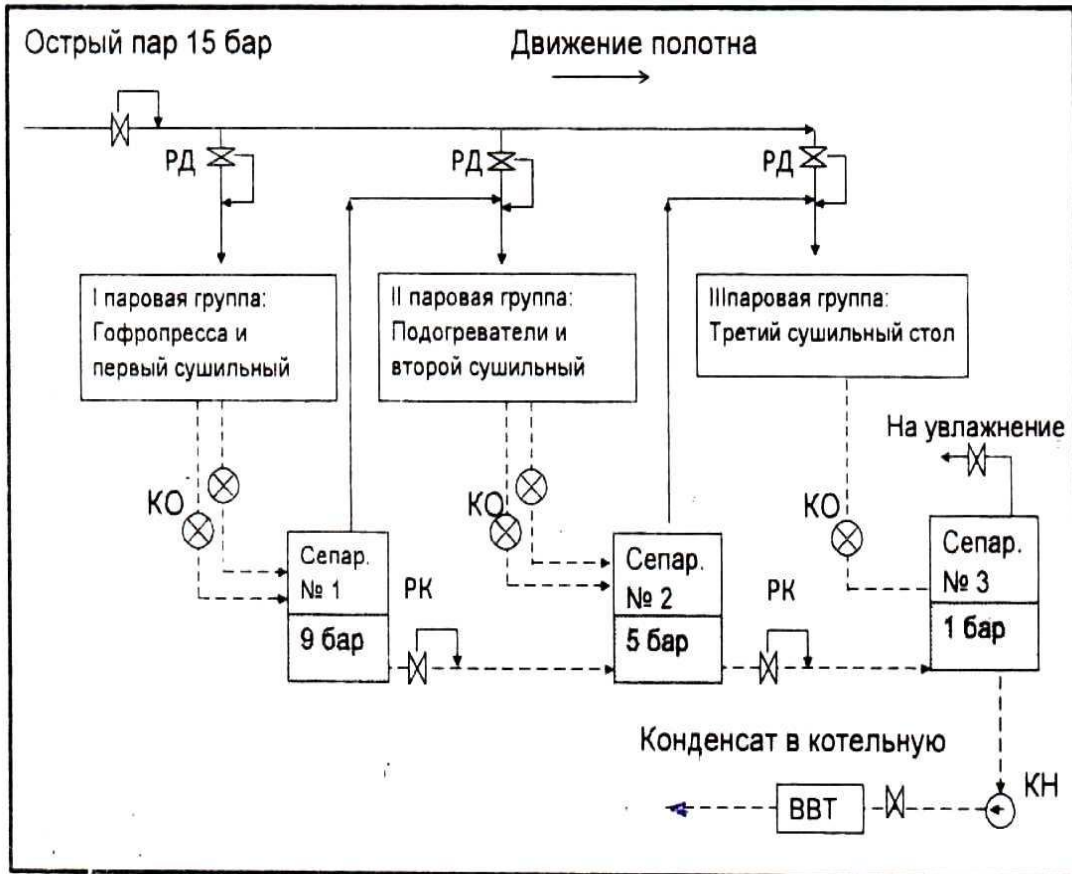


Рис. 6.4. Последовательная схема пароконденатной системы гофроагрегата:

КО – блок конденсатоотвода; ВВТ – водо-водяной теплообменный аппарат; КН – конденсатный насос; РД, РК – регулятор давления и регулирующий клапан; сепар. – сепаратор

необходимое количество пролетного пара и образующиеся пары вторичного вскипания, что приводит к существенному снижению расхода пара на сушку. Кроме того, объединение элементов гофроагрегатов в паровые группы по предлагаемому принципу позволяет обеспечить расход пара на них с требуемыми параметрами в необходимом количестве, что позволяет обеспечить оптимальный температурный график по всем элементам гофроагрегата.

Таким образом, применяя данную схему, можно повысить скорость работы гофроагрегата и снизить количество возникающих дефектов готовой продукции, увеличив тем самым производительность гофропроизводства и повысив его рентабельность.

## Глава 7. ПРИМЕРЫ РАСЧЕТА ТЕПЛОВОЙ СХЕМЫ И ОБОРУДОВАНИЯ ПАРОКОНДЕНСАТНЫХ СИСТЕМ СУШИЛЬНЫХ УСТАНОВОК БДМ И КДМ

### 7.1. Расчет сушильной части бумагоделательной машины (рис. 2.7 и рис. 3.1 П)

(На примере сушильной части бумагоделательной машины ООО «УК, Объединенные бумажные фабрики», г. Полотняный Завод, Калужской области)

#### *Исходные данные*

Вырабатываемая продукция – бумага для гофрирования (БГ) и картон для плоских слоев (КПС).

Сырье – макулатура 100 %.

Масса 1 м<sup>2</sup> полотна –  $P_{с.п} = 80\text{--}140 \text{ г/м}^2$  (расчет на 125 г/м<sup>2</sup>).

Обрезная ширина полотна –  $b_{п} = 2,45 \text{ м}$ .

Диаметр сушильного цилиндра –  $D_{ц} = 1,5 \text{ м}$ .

Угол обхвата цилиндра полотном –  $\varphi_{ц} = 0,63$ .

Число цилиндров, давление и температура насыщенного пара по паровым группам:

$n_1 = 26$  цилиндров;  $P_1 = 0,6 \text{ МПа}$ ;  $t_{н.п}^{P1} = 158,8^\circ\text{C}$ ;

$n_2 = 4$  цилиндра;  $P_2 = 0,3 \text{ МПа}$ ;  $t_{н.п}^{P2} = 133,5^\circ\text{C}$ .

Давление и температура пара из котельной:

$P_{к} = 0,6 \text{ МПа}$ ;  $t_{к} = 170^\circ\text{C}$ .

Сухость полотна:

- начальная (до сушильной установки) –  $T_0 = 43 \%$ ;
- конечная (после сушильной установки) –  $T_2 = 94 \%$ .

Расчетная скорость движения полотна –  $\omega_{п} = 350 \text{ м/мин}$ .

Производительность машины –  $G_{м} = 5,625 \text{ т/ч} = 135 \text{ т/сутки}$ .

Расход пара максимальный –  $D_{п}^{\max} = 10 \text{ т/ч}$ .

Фактический удельный расход теплоты –  $q_{б} = 5,447 \text{ ГДж/т}$  бумаги (1,3 Гкал/т бумаги).

**Тепловой расчет сушильной установки БДМ**  
(выполняется по методике [4, 5])

Влагосодержание полотна:

- начальное

$$U_0 = \frac{100 - T_0}{T_0} = \frac{100 - 43}{43} = 1,326 \text{ кг влаги/кг бумаги};$$

- конечное

$$U_2 = \frac{100 - T_2}{T_2} = \frac{100 - 94}{94} = 0,064 \text{ кг влаги/кг бумаги.}$$

Производительность машины

$$G_M = 60 \cdot \omega_{\Pi} \cdot b_{\Pi} \cdot P_{C,\Pi} = 60 \cdot 306,12 \cdot 2,45 \cdot 0,125 = 5625 \text{ кг/ч.}$$

Производительность машины по абсолютно сухому весу бумаги

$$G_M^{a.c} = G_M \cdot \frac{T_2}{100} = 5625 \cdot 0,94 = 5287,5 \text{ кг/ч.}$$

Активная поверхность сушильного цилиндра

$$h_{a.\Pi} = \pi \cdot D_{\Pi} \cdot b_{\Pi} \cdot \varphi_{\Pi} = 3,14 \cdot 1,5 \cdot 2,45 \cdot 0,63 = 7,27 \text{ м}^2.$$

Средняя температура бумажного полотна в отдельных периодах сушки:

- в периоде прогрева

$$t_{\text{пр}}^{\text{ср}} = \frac{t_0 + t_1}{2} = \frac{15 + 85}{2} = 50^{\circ}\text{C};$$

- в первом периоде сушки  $t_1 = 85^{\circ}\text{C}$  (принимается);
- во втором периоде сушки

$$t_2^{\text{ср}} = \frac{t_1 + t_2}{2} = \frac{85 + 144}{2} = 114,5^{\circ}\text{C},$$

где температура полотна в конце второго периода сушки

$$t_2 = t_{\text{н.п}}^{\text{П1}} - 14,8 = 158,8 - 14,8 = 144^\circ\text{C}.$$

Теплота парообразования:

- в первом периоде сушки

$$\begin{aligned} r_1 &= 2493 + 1,97 \cdot t_1 - c_\omega \cdot t_1 = \\ &= 2493 + 1,97 \cdot 85 - 4,19 \cdot 85 = 2304,3 \frac{\text{кДж}}{\text{кг}}; \end{aligned}$$

- во втором периоде сушки

$$\begin{aligned} r_2 &= 2493 + 1,97 \cdot t_2 - c_\omega \cdot t_1 = \\ &= 2493 + 1,97 \cdot 114,5 - 4,19 \cdot 85 = 2362,4 \frac{\text{кДж}}{\text{кг}}. \end{aligned}$$

Удельная величина теплоты прогрева полотна при конечном влагосодержании  $U_2$ , отнесенная к 1 кг испаряемой влаги, определяется по уравнению

$$\begin{aligned} \Delta q_{\text{м}} &= \frac{(C_{\text{с.п}} + c_\omega \cdot U_2) \cdot (t_2 - t_1)}{U_{\text{к1}} - U_2} = \\ &= \frac{(1,508 + 4,19 \cdot 0,064) \cdot (144 - 85)}{0,8 - 0,064} = 142,38 \frac{\text{кДж}}{\text{кг}}, \end{aligned}$$

где  $C_{\text{с.п}} = 1,508 \frac{\text{кДж}}{\text{кг} \cdot \text{град}}$  – теплоемкость сухого полотна бумаги;

$c_\omega = 4,19 \frac{\text{кДж}}{\text{кг} \cdot \text{град}}$  – теплоемкость влаги;  $U_{\text{к1}} = 0,8 \text{ кг/кг}$  –

критическое влагосодержание (принимается).

Коэффициент, учитывающий увеличение удельного расхода теплоты на испарение влаги во втором периоде сушки,

$$m_r = \frac{(r_2 + \Delta q_M) \psi_1}{r_1 \cdot \psi_2} = \frac{(2362,4 + 142,38) \cdot 0,92}{2304,2 \cdot 0,83} = 1,205,$$

где  $\psi_1 = 0,92$ ,  $\psi_2 = 0,83$  – коэффициенты использования теплоты в первом и втором периодах сушки (принимаются).

Количество теплоты, необходимое для прогрева бумаги при  $\psi_{\text{пр}} = 1,0$ , определяется по уравнению

$$\begin{aligned} Q_{\text{пр}} &= \frac{1}{\psi_{\text{пр}}} \cdot G_M^{\text{a.c}} (C_{\text{с.п}} + C_{\omega} \cdot U_0) \cdot (t_1 - t_0) = \\ &= \frac{1}{1,0} \cdot G_M^{\text{a.c}} (1,508 + 4,19 \cdot 1,326) \cdot (85 - 15) = \\ &= 494,476 \cdot G_M^{\text{a.c}}, \text{ кДж/ч.} \end{aligned}$$

Расход теплоты на испарение влаги в первом периоде сушки вычисляется по уравнению

$$\begin{aligned} Q_1 &= \frac{1}{\psi_1} \cdot G_M^{\text{a.c}} (U_0 - U_{\text{к1}}) \cdot r_1 = \\ &= \frac{1}{0,92} \cdot G_M^{\text{a.c}} (1,326 - 0,8) \cdot 2304,3 = 1317,5 \cdot G_M^{\text{a.c}}, \text{ кДж/ч.} \end{aligned}$$

Расход теплоты на испарение влаги во втором периоде сушки

$$\begin{aligned} Q_2 &= \frac{1}{\psi_2} \cdot G_M^{\text{a.c}} (U_{\text{к1}} - U_2) \cdot (r_2 + \Delta q_M) = \\ &= \frac{1}{0,83} \cdot G_M^{\text{a.c}} (0,8 - 0,064) \cdot (2362,4 + 142,38) = \\ &= 2221,11 \cdot G_M^{\text{a.c}}, \text{ кДж/ч.} \end{aligned}$$

Коэффициент теплопередачи от пара к бумажному полотну находится из уравнения

$$K = \frac{1-a}{\varphi_{\text{ц}}} \cdot \frac{1}{\frac{1}{\alpha_1} + \frac{\delta_{\text{с}}}{\lambda_{\text{с}}} + \frac{1-a}{\varphi_{\text{ц}} \cdot \alpha_2}} =$$

$$= \frac{1-0,05}{0,63} \cdot \frac{1}{\frac{1}{3489} + \frac{0,025}{47,7} + \frac{1-0,05}{0,63 \cdot 748,11}} = 533,521 \frac{\text{Вт}}{\text{м}^2 \cdot ^\circ\text{С}},$$

где  $a = 0,05$  – доля теплоты, отдаваемой боковой поверхностью цилиндра воздуху;  $\alpha_1 = 3489 \text{ Вт}/(\text{м}^2 \cdot ^\circ\text{С})$  – коэффициент теплообмена на внутренней поверхности цилиндра (принимается);  $\alpha_2 = 748,11 \text{ Вт}/(\text{м}^2 \cdot ^\circ\text{С})$  – коэффициент теплообмена на наружной поверхности цилиндра (принимается);  $\delta_{\text{с}} = 0,025 \text{ м}$  – толщина стенки цилиндра;  $\lambda_{\text{с}} = 47,7 \text{ Вт}/(\text{м} \cdot ^\circ\text{С})$  – коэффициент теплопроводности стенки цилиндра.

Удельный тепловой поток на активной поверхности цилиндров в периоде прогрева полотна

$$q_{\text{пр}} = K \cdot (t_{\text{н.п}}^{\text{P2}} - t_{\text{пр}}^{\text{ср}}) = 533,521 \cdot (133,5 - 50) = 44549,0 \text{ Вт}/\text{м}^2.$$

Удельный тепловой поток на цилиндрах первого периода сушки

$$q_1 = K \cdot (t_{\text{н.п}}^{\text{P1}} - t_1) = 533,521 \cdot (158,8 - 85) = 39373,8 \text{ Вт}/\text{м}^2.$$

Удельный тепловой поток на цилиндрах второго периода сушки

$$q_2 = q_1 \cdot Z_i \cdot m_r = 39373,8 \cdot 0,45 \cdot 1,205 = 21350,44 \text{ Вт}/\text{м}^2,$$

где  $Z_i = 0,45$  – среднеинтегральный коэффициент сушки бумаги [4, 5].

Необходимое число цилиндров:

- в периоде прогрева полотна

$$n_{\text{пр}} = \frac{Q_{\text{пр}}}{q_{\text{пр}} \cdot h_{\text{ац}}} = \frac{494,476 \cdot G_{\text{М}}^{\text{а.с}}}{3,6 \cdot 44549,0 \cdot 7,27} =$$

$$= 0,000424102 G_{\text{М}}^{\text{а.с}}, \text{ цилиндров};$$

- в первом периоде сушки

$$n_1 = \frac{Q_1}{q_1 \cdot h_{\text{ац}}} = \frac{1317,5 \cdot G_{\text{М}}^{\text{а.с}}}{3,6 \cdot 39373,8 \cdot 7,27} =$$

$$= 0,001278517 G_{\text{М}}^{\text{а.с}}, \text{ цилиндров};$$

- во втором периоде сушки

$$n_2 = \frac{Q_2}{q_2 \cdot h_{\text{ац}}} = \frac{2221,11 \cdot G_{\text{М}}^{\text{а.с}}}{3,6 \cdot 21350,44 \cdot 7,27} =$$

$$= 0,003974901 G_{\text{М}}^{\text{а.с}}, \text{ цилиндров.}$$

Производительность сушильной установки находим из условия равенства расчетного числа цилиндров заданному количеству

$$n_{\text{пр}} + n_1 + n_2 = n$$

или

$$(0,000424102 + 0,001278517 + 0,003974901) \cdot G_{\text{М}}^{\text{а.с}} = 30;$$

$$0,00567752 G_{\text{М}}^{\text{а.с}} = 30.$$

Расчетная производительность установки по абсолютно сухому полотну составит

$$G_M^{a.c} = \frac{30}{0,00567752} = 5284,0 \text{ кг/ч.}$$

Расчетная производительность сушильной установки при конечной сухости полотна 6 %

$$G_M^{\omega = 6\%} = \frac{G_M^{a.c}}{0,94} = \frac{5284,0}{0,94} = 5621,3 \frac{\text{кг}}{\text{ч}} = 134,9 \text{ т бумаги/сутки.}$$

Скорость движения полотна

$$\omega_{\Pi} = \frac{G_M^{\omega = 6\%}}{60 \cdot b_{\Pi} \cdot P_{c.\Pi}} = \frac{5621,3}{60 \cdot 2,45 \cdot 0,125} = 305,9 \text{ м/мин.}$$

Количество испаряемой влаги из полотна

$$M = G_M^{a.c} (U_0 - U_2) = 5284,0 (1,326 - 0,064) = 6668,4 \text{ кг/ч.}$$

Интенсивность сушки (удельный влагосъем)

$$m = \frac{M}{n \cdot h_{aц}} = \frac{6668,4}{30 \cdot 7,27} = 30,6 \text{ кг/(м}^2 \cdot \text{ч).}$$

Количество цилиндров по периодам сушки:

- в периоде прогрева полотна

$$n_{\text{пр}} = 0,000424102 \cdot 5284,0 = 2,24 \text{ цилиндра;}$$

- в первом периоде сушки

$$n_1 = 0,001278517 \cdot 5284,0 = 6,76 \text{ цилиндров;}$$

- во втором периоде сушки

$$n_2 = 0,003974902 \cdot 5284,0 = 21 \text{ цилиндр.}$$



Итого:  $n = 2,24 + 6,76 + 21,0 = 30$  цилиндров.

В зависимости от количества цилиндров в каждом периоде сушки строим кинетику сушки бумаги для гофрирования (рис. 7.1).

Расход теплоты по периодам сушки:

- в периоде прогрева полотна

$$Q_{\text{пр}} = 494,476 \cdot 5284,0 = 2612811,2 \text{ кДж/ч};$$

- в первом периоде сушки

$$Q_1 = 1317,5 \cdot 5284,0 = 6961670,0 \text{ кДж/ч};$$

- во втором периоде сушки

$$Q_2 = 2221,11 \cdot 5284,0 = 11736345,2 \text{ кДж/ч}.$$

Расход греющего пара на сушку

$$D = \left( \frac{Q_{\text{пр}}}{\eta_{\text{пр}}} + \frac{Q_1}{\eta_1} + \frac{Q_2}{\eta_2} \right) \cdot \frac{1}{i_{\text{п}}^{\text{р1}} - i_{\text{к}}^{\text{р3}}}, \text{ кг/ч},$$

где  $\eta_{\text{пр}}$ ,  $\eta_1$ ,  $\eta_2$  – коэффициенты сохранения теплоты в периодах сушки полотна: при прогреве полотна, в первом и втором периодах;

$i_{\text{п}}^{\text{р1}}$ ,  $i_{\text{к}}^{\text{р3}}$  – энтальпия пара при давлении в первой паровой группе  $P_1$  и конденсата при давлении пара в третьем сепараторе  $P_3$ .

Расход пара на сушку бумаги для гофрирования

$$D = \left( \frac{2612811,2}{0,95} + \frac{6961670,0}{0,9} + \frac{11736345,2}{0,85} \right) \times \\ \times \frac{1}{2756,4 - 411,5} = \frac{2750327,6 + 7735188,9 + 13807464,9}{2344,9} =$$

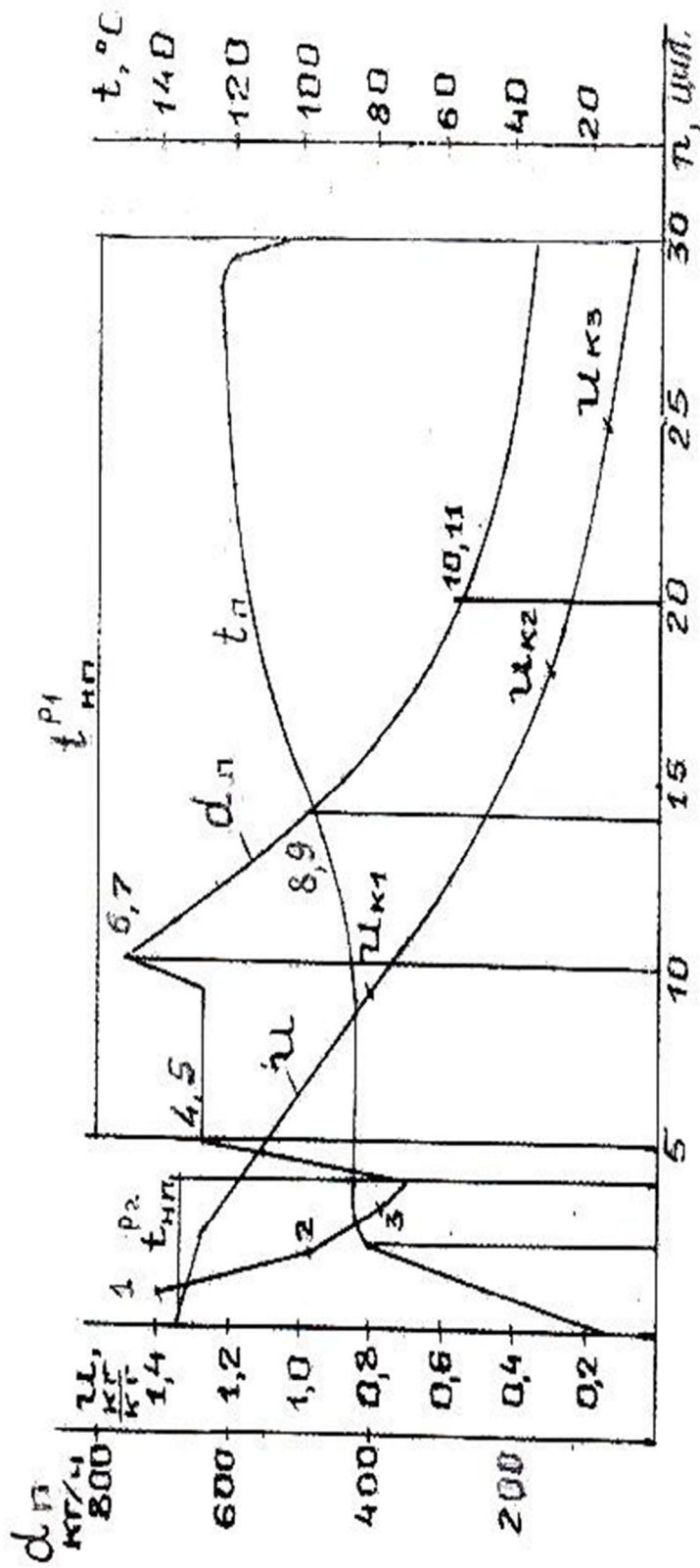


Рис. 7.1. Кинетика сушки бумаги для гофрирования в сушильной части бумагоделательной машины:

$U$  – кривая кинетики сушки;  $t_{\text{п}}$  – температура пара по цилиндрам;  $d_{\text{п}}$  – расход пара по цилиндрам;  $t_{\text{н.п}}$  – температура насыщенного пара по паровым группам цилиндров; 1, 2, 3, 4, 5, 6, 7, 8, 9, 10, 11 – объединение сушильных цилиндров по группам в дополнительные конденсаторопроводы (см. табл. 4)

$$= \frac{Q_c}{2344,9} = \frac{24292981,4}{2344,9} = 10360 \text{ кг/ч};$$

$$D = 1172,9 + 3298,7 + 5888,3 = 10360 \text{ кг/ч}.$$

Удельный расход теплоты на сушку одной тонны бумаги для гофрирования (теоретический)

$$q_{\text{б}}^{\text{T}} = \frac{Q_c}{G_{\text{M}}^{\text{a.c}}} = \frac{24292981,4}{5284,0 \cdot 10^3} = 4,5975 \frac{\text{кДж}}{\text{T}} = 1,0972 \text{ Гкал/т}.$$

Удельный расход пара (теоретический):

- на одну тонну абсолютно сухой бумаги для гофрирования

$$d_{\text{б}}^{\text{T}} = \frac{D}{G_{\text{M}}^{\text{a.c}}} = \frac{10360}{5284} = 1,96 \text{ т пара/т бумаги};$$

- на одну тонну испаряемой влаги

$$d_{\text{вл}} = \frac{D}{M} = \frac{10360}{6668,4} = 1,554 \text{ т пара/т влаги}.$$

## 7.2. Расчет расхода пара по цилиндрам

Расход пара на первый цилиндр группы прогрева полотна

$$d_{\text{ц1}}^{\text{пр}} = \frac{K (t_{\text{н.п}}^{\text{P2}} - t_{\text{п1}}) h_{\text{ац}}}{(i_{\text{н.п}}^{\text{P2}} - i_{\text{к}}^{\text{P2}}) \eta_{\text{пр}}} =$$

$$= \frac{533,521 \cdot \left(133,5 - \frac{15 + 52}{2}\right) \cdot 7,27 \cdot 3,6}{(2725,5 - 546,2) \cdot 0,95} = 674,5 \frac{\text{кг}}{\text{ч}}.$$

Расход пара на второй цилиндр при прогреве бумаги

$$d_{\text{Ц}2}^{\text{пр}} = \frac{K (t_{\text{Н.П}}^{\text{P}2} - t_{\text{П}2}) h_{\text{аЦ}}}{(i_{\text{Н.П}}^{\text{P}2} - i_{\text{К}}^{\text{P}2}) \eta_{\text{пр}}} =$$

$$= \frac{533,521 \cdot \left(133,5 - \frac{52+85}{2}\right) \cdot 7,27 \cdot 3,6}{(2725,5 - 546,2) \cdot 0,95} = 462,0 \text{ кг/ч.}$$

Расход пара на цилиндры № 1 и 2

$$d_{\text{Ц}1,2}^{\text{пр}} = d_{\text{Ц}1}^{\text{пр}} + d_{\text{Ц}2}^{\text{пр}} = 674,5 + 462,0 = 1136,9 \text{ кг/ч.}$$

Расход пара на прогрев полотна на цилиндре № 3

$$d_{\text{Ц}3}^{\text{пр}} = D_{\text{пр}} - d_{\text{Ц}1,2}^{\text{пр}} = 1172,9 - 1136,9 = 36 \text{ кг/ч.}$$

Расход пара на цилиндр № 3, работающего в первом периоде сушки,

$$d_{\text{Ц}3}^{\text{I}} = \frac{K (t_{\text{Н.П}}^{\text{P}2} - t_1) h_{\text{аЦ}}}{(i_{\text{Н.П}}^{\text{P}2} - i_{\text{К}}^{\text{P}2}) \eta_2} =$$

$$= \frac{533,521 \cdot (133,5 - 85) \cdot 7,27 \cdot 3,6}{(2725,5 - 546,2) \cdot 0,92} = 337,8 \frac{\text{кг}}{\text{ч}}.$$

Расход пара на третий цилиндр

$$d_{\text{Ц}3} = d_{\text{Ц}3}^{\text{пр}} + d_{\text{Ц}3}^{\text{I}} = 36 + 337,8 = 373,8 \text{ кг/ч.}$$

Расход пара на цилиндр № 4, работающего в первом периоде сушки,

$$d_{\text{Ц}4}^{\text{I}} = d_{\text{Ц}3}^{\text{I}} = 337,8 \text{ кг/ч.}$$

Суммарный расход пара на вторую паровую группу

$$d_{\text{ц1-4}} = d_{\text{ц1+2}}^{\text{пр}} + d_{\text{ц3}} + d_{\text{ц4}}^{\text{I}} =$$

$$= 1136,9 + 373,8 + 337,8 = 1848,5 \text{ кг/ч.}$$

Расход пара на цилиндр № 5, работающего в первом периоде сушки при давлении  $P_1 = 0,6$  МПа,

$$d_{\text{ц5}}^{\text{I}} = \frac{K (t_{\text{н.п}}^{\text{P1}} - t_1) h_{\text{ац}}}{(i_{\text{н.п}}^{\text{P1}} - i_{\text{к}}^{\text{P1}}) \eta_2} =$$

$$= \frac{533,521 (158,8 - 85) 7,27 \cdot 3,6}{(2756,4 - 670,4) 0,92} = 537,0 \frac{\text{кг}}{\text{ч}}.$$

Расход пара на цилиндры № 6, 7, 8, 9

$$d_{\text{ц5}}^{\text{I}} = d_{\text{ц6}}^{\text{I}} = d_{\text{ц7}}^{\text{I}} = d_{\text{ц8}}^{\text{I}} = d_{\text{ц9}}^{\text{I}} = 537,0 \text{ кг/ч.}$$

Расход пара на цилиндры № 5–9, работающие в первом периоде сушки,

$$d_{\text{ц5-9}}^{\text{I}} = D_1 - (d_{\text{ц3}}^{\text{I}} + d_{\text{ц4}}^{\text{I}}) = 3298,7 - 2 \cdot 337,8 =$$

$$= 2623,1 \text{ кг/ч.}$$

Расход пара на цилиндры № 5–9 (проверка)

$$d_{\text{ц5-9}}^{\text{I}} = 5 \cdot d_{\text{ц5}}^{\text{I}} = 5 \cdot 537,0 = 2685 \text{ кг/ч.}$$

Совпадение вполне удовлетворительное.

С цилиндра № 10 начинается второй период сушки.

Расход пара на цилиндры второго периода сушки определяется отдельно для каждого цилиндра в зависимости от значения среднеинтегрального коэффициента сушки  $Z_i$ .

Общий расход пара на второй период сушки составляет

(из теплового расчета)

$$D_2 = 5888,3 \text{ кг/ч.}$$

Необходимо распределить этот пар по цилиндрам второго периода сушки в соответствии с кинетикой сушки.

Расход пара на каждый цилиндр второго периода сушки определяется по уравнению

$$d_{\text{II}}^{\text{P1}} = \frac{K (t_{\text{H.П}}^{\text{P1}} - t_2) h_{\text{ац}} \cdot m_r}{(i_{\text{H.П}}^{\text{P1}} - i_{\text{к}}^{\text{P1}}) \eta_1} \cdot Z_i =$$
$$= \frac{533,521 \cdot (158,8 - 92,2) \cdot 7,27 \cdot 3,6 \cdot 1,205}{(2756,4 - 670,4) \cdot 0,85} \cdot Z_i = 605,54 \cdot Z_i \text{ кг/ч.}$$

Среднеинтегральный коэффициент сушки вычисляется по уравнению [4, 5]

$$Z_i = \frac{(U_{\text{K1}} - U) (1 - m)}{U_{\text{K1}} - U_{\text{K1}}^m \cdot U^{m-1}}$$

где  $U_{\text{K1}} = 0,8$  кг/кг – первое критическое влагосодержание полотна (принимается);  $U$  – текущее влагосодержание полотна, определяемое из кинетической кривой сушки, кг/кг;  $m = 0,9$  – опытный коэффициент.

Продувка цилиндров следующая (принимается):

на цилиндрах № 1–4 – 3 %; № 5–9 – 18 %; № 10–30 – 23,42 %.

С учетом продувки произведен расчет пара на каждый цилиндр, расход конденсата и количество пролетного пара. Результаты расчетов сведены в табл. 4.

На основании табличных данных строится график изменения расхода пара на цилиндры с учетом продувки (см. рис. 7.1).

Объединяем сушильные цилиндры по конденсатопроводам с соблюдением следующих принципов:

- цилиндры имеют примерно одинаковые расходы пара;

Таблица 4

## Расход пара по цилиндрам сушильной установки

Номер цилиндра	Расход пара без продувки $D$ , кг/ч	Расход пара с продувкой $D^{пр}$ , кг/ч	Расход, кг/ч		Период сушки. Паровая группа
			конденсата $G_K$	пролетного пара $D_{пр.п}$	
1	2	3	4	5	6
1	674,5	694,7	674,5	20,2	Прогрев. 2-я группа
2	462,0	475,9	462,0	13,9	Прогрев. 2-я группа
3	373,8	385,0	373,8	11,2	1-й период. 2-я группа
4	337,8	347,9	337,8	10,1	1-й период. 2-я группа
1–4	1848,1	1903,5	1848,1	55,4	
5	537,0	633,7	537,0	96,7	1-й период. 1-я группа
6	537,0	633,7	537,0	96,7	1 -й период. 1-я группа
7	537,0	633,7	537,0	96,7	1-й период. 1-я группа
8	537,0	633,7	537,0	96,7	1-й период. 1-я группа
9	537,0	633,7	537,0	96,7	1 -й период. 1-я группа
1–9	4533,1	5072,0	4533,1	538,9	
10	605,5	747,3	605,5	141,8	2-й период. 1-я группа

Окончание табл. 4

1	2	3	4	5	6
11	551,0	680,1	551,0	129,1	2 -й период. 1-я группа
12	502,6	620,3	502,6	117,7	
13	448,1	553,1	448,1	105,0	2-й период. 1-я группа
14	399,6	493,2	399,6	93,6	
15	357,3	441,0	357,3	83,7	2-й период. 1-я группа
16	314,9	388,7	314,9	73,8	
17	284,6	351,3	284,6	66,7	2-й период. 1-я группа
18	254,3	313,9	254,3	59,6	
19	230,1	284,0	230,1	53,9	2-й период. 1-я группа
20	211,9	261,5	211,9	49,6	
21	199,8	246,6	199,8	46,8	2-й период. 1-я группа
22	187,7	231,7	187,7	44,0	
23	175,6	216,7	175,6	41,1	2-й период. 1-я группа
24	169,6	209,3	169,6	39,7	
25	163,5	201,8	163,5	38,3	2-й период. 1-я группа
26	157,4	194,3	157,4	36,9	
27	151,4	186,9	151,4	35,5	2-й период. 1-я группа
28	145,3	179,3	145,3	34,0	
29	141,1	174,2	141,1	33,1	2-й период. 1-я группа
30	137,5	169,7	137,5	32,2	
10–30	5788,9	7145,0	5788,9	1356,1	
1–30	10322,0	10377,4	10322,0	55,4	



- учитывается кинетика сушки;
- в схеме должно быть минимум гидравлических сопротивлений;
- цилиндры верхнего и нижнего ярусов должны работать на разные конденсатопроводы подгрупп.

Результаты объединения цилиндров на подгруппы по конденсатопроводам приведены в табл. 5 и на рис. 7.1.

Таблица 5

**Распределение сушильных цилиндров по дополнительным конденсатопроводам и расходы теплоносителей**

Конденсато-провод	Цилин-дры	Расход пара с продувкой $D$ , кг/ч	Расход конденса-тата $G_K$ , кг/ч	Расход пролет-ного пара $D_{ПР.П}$ , кг/ч	Диаметр шайбы $d_{Ш}$ , мм
1	1	694,7	674,5	20,2	7,1
2	2,4	823,8	799,8	24,0	7,7
3	3	385	373,8	11,2	5,3
4	6,8	1267,4	1074,0	193,4	11,0
5	5,7,9	1901,1	1611,0	290,1	13,5
6	10,12	1367,6	1108,1	259,5	12,6
7	11,13	1233,2	999,1	234,1	11,9
8	14,16,18	1195,8	968,8	227,0	11,7
9	15,17,19	1076,3	872,3	204,3	11,1
10	20,22,24, 26,28,30	1245,8	1009,4	236,4	12,0
11	21,23,25, 27,29	1024,2	831,4	194,8	10,9

Далее составляется принципиальная схема пароконденсатной системы бумагоделательной машины с объединением сушильных цилиндров по дополнительным конденсатопроводам подгрупп.

Исходя из данных табл. 5 произведем расчет диаметров подпорных дроссельных шайб, необходимых для пропуска определенного количества конденсата и пролетного пара для каждого конденсатопровода.

### 7.3. Расчет диаметров подпорных дроссельных шайб

Расчет диаметра подпорной дроссельной шайбы производится по уравнению [5]

$$d_{\text{ш}} = 0,89 \cdot \sqrt{\frac{D \left[ (1 - x_{\text{ш}}) \sqrt{v'} + \frac{x_{\text{ш}}}{\varepsilon} \sqrt{v''} \right]}{\mu \cdot \sqrt{\Delta P_{\text{ш}}}}}, \text{ мм},$$

где  $D$  – расход пара, кг/ч;  $v'$ ,  $v''$  – удельный объем конденсата и сухого насыщенного пара при данном давлении, м<sup>3</sup>/кг;

$x_{\text{ш}} = x + x_{\text{с}}$  – величина продувки цилиндров  $x$  с учетом самовскипания конденсата в шайбе,  $x_{\text{с}} = 0,01$ ;  $\mu$  – коэффициент

расхода;  $\Delta P_{\text{ш}} = P_1 - P_2$  – перепад давления на шайбе, равный разности давлений пароконденсатной смеси до и после шайбы;

$\varepsilon$  – поправочный коэффициент на расширение пара, который определяется по уравнению

$$\varepsilon = \sqrt{\left( \frac{P_1}{\Delta P_{\text{ш}1}} \cdot \frac{K}{K-1} \right)} \times \sqrt{\left[ \left( \frac{P_2}{P_1} \right)^{\frac{2}{K}} - \left( \frac{P_2}{P_1} \right)^{\frac{K+1}{K}} \right]},$$

где  $K = \frac{\ln \frac{P_1}{P_2}}{\ln \frac{v_2''}{v_1''}} = 1,06$  – условный показатель адиабаты.

Коэффициент расхода  $\mu$  определяется в зависимости от величины продувки  $X$  сушильных цилиндров,  $\mu = 0,8-1,0$  [5].

Далее производим расчет подпорных дроссельных шайб.

1. **Шайба 1** (цилиндр № 1)

Расход пара  $D_{Ц1} = 694,7$  кг/ч (см. табл. 5).

Продувка цилиндра  $X = 0,03$ .

Давление насыщенного пара перед шайбой  $P_1 = 0,3$  МПа.

По таблицам сухого насыщенного пара находим:

$v' = 0,0010735$  м<sup>3</sup>/кг;  $v'' = 0,60586$  м<sup>3</sup>/кг (приложение П.1).

Перепад давления на шайбе

$$\Delta P_{ш} = P_{н.п} - P_3 = 0,3 - 0,105 = 0,195 \text{ МПа.}$$

Условный показатель адиабаты

$$K = \frac{\ln \frac{P_2}{P_3}}{\ln \frac{v_3''}{v_2''}} = \frac{\ln \frac{0,3}{0,105}}{\ln \frac{1,6946}{0,60586}} = 1,02068,$$

где  $v_2''$ ,  $v_3''$  – удельные объемы сухого насыщенного пара перед шайбой и за ней:

- при  $P_2 = 0,3$  МПа; имеем  $v_2'' = 0,60586$  м<sup>3</sup>/кг;
- при  $P_3 = 0,105$  МПа; имеем  $v_3'' = 1,6946$  м<sup>3</sup>/кг.

Величина самоиспарения конденсата в шайбе  $X_c = 0,01$  [5].

Паросодержание в выходном сечении шайбы

$$X_{ш} = X + X_c = 0,03 + 0,01 = 0,04.$$

Поправочный коэффициент на расширение пара в шайбе [5]

$$\varepsilon = \sqrt{\left( \frac{0,3}{0,195} \cdot \frac{1,02068}{1,02068 - 1} \right) \times}$$

$$\times \sqrt{\left[ \left( \frac{0,105}{0,3} \right) \frac{2}{1,02068} - \left( \frac{0,105}{0,3} \right) \frac{1,02068+1}{1,02068} \right]} = 0,4516.$$

Коэффициент расхода  $\mu = 0,8$  при  $X_{ш} = 0,04$  [5].  
Диаметр шайбы после цилиндра № 1

$$d_{ш1} = 0,89 \times$$

$$\times \sqrt{\frac{D_{ц1} \left[ (1-0,04) \sqrt{0,0010735} + \frac{0,04}{0,4516} \sqrt{0,60586} \right]}{0,8 \sqrt{1,95}}} =$$

$$= 0,266806775 \sqrt{D_{ц1}} = 0,266806775 \sqrt{694,7} = 7,1 \text{ мм.}$$

2. **Шайба 2** (цилиндры № 2, 4).  $D_{ц 2, 4} = 823,8$  кг/ч.

$$d_{ш.2} = 0,266806775 \sqrt{823,8} = 7,7 \text{ мм.}$$

3. **Шайба 3** (цилиндр 3).  $D_{ц. 3} = 385,0$  кг/ч.

$$d_{ш.3} = 0,266806775 \sqrt{385,0} = 5,3 \text{ мм.}$$

4. **Шайба 4** (цилиндры № 6, 8).  $D_{ц 6, 8} = 1901,1$  кг/ч.

Продувка цилиндров  $X = 0,18$  (см. табл. 4, 5).

Величина самоиспарения конденсата в шайбе  $X_c = 0,01$  [5].

Паросодержание смеси в выходном сечении шайбы

$$X_{ш} = 0,18 + 0,01 = 0,19.$$

По таблицам сухого насыщенного пара (приложение П.1) при  $P_1 = 0,6$  МПа находим:

$$v_1' = 0,0011009 \text{ м}^3/\text{кг}; \quad v_1'' = 0,31556 \text{ м}^3/\text{кг}.$$

Перепад давления на шайбе

$$\Delta P_{ш} = P_{н.п} - P_2 = 0,6 - 0,305 = 0,295 \text{ МПа.}$$

Условный показатель адиабаты

$$K = \frac{\ln \frac{P_1}{P_2}}{\ln \frac{v_2''}{v_1}} = \frac{\ln \frac{0,6}{0,305}}{\ln \frac{0,60586}{0,31556}} = 1,06263.$$

При  $P_2 = 0,3$  МПа имеем  $v_2'' = 0,60586$  м<sup>3</sup>/кг.  
 Поправочный коэффициент на расширение пара в шайбе [5]

$$\varepsilon = \sqrt{\left(\frac{0,6}{0,295} \cdot \frac{1,06263}{1,06263-1}\right) \times \left[\left(\frac{0,305}{0,6}\right)^{\frac{2}{1,06263}} - \left(\frac{0,305}{0,6}\right)^{\frac{1,06263+1}{1,06263}}\right]} = 0,6124.$$

Коэффициент расхода  $\mu = 0,97$  при  $x_{ш} = 0,19$  [5].

$$d_{ш4} = 0,89 \times \sqrt{\frac{D_{ц,6,8} \left[ (1-0,19)\sqrt{0,0011009} + \frac{0,19}{0,6124}\sqrt{0,31556} \right]}{0,97\sqrt{2,95}}} = 0,309257244 \sqrt{D_{ц,6,8}} = 0,309257244 \sqrt{1267,4} = 11,0 \text{ мм.}$$

5. Шайба 5 (цилиндры № 5, 7, 9).  $D_{ц, 5, 7, 9} = 1901,1$  кг/ч.

$$d_{ш,5} = 0,309257244 \sqrt{D_{ц,5,7,9}} = 0,309257244 \sqrt{1901,1} = 13,5 \text{ мм.}$$

Аналогичным образом рассчитываются диаметры шайб № 6–11. Результаты расчетов представлены в табл. 5.

#### 7.4. Расчет сепараторов

##### *Сепаратор № 1 (рис. 7.2)*

Подвод пара и отвод конденсата от сепаратора № 1 (см. табл. 5):

- расход пара

$$D = 1267,4 + 1901,1 + 1367,6 + 1233,2 + 1195,8 + \\ + 1076,3 + 1245,8 + 1024,2 = 10311,4 \text{ кг/ч;}$$

- расход конденсата

$$G_K = 1074,0 + 1611,0 + 1108,1 + 999,1 + 968,8 + \\ + 872,3 + 1009,4 + 831,4 = 8474,1 \text{ кг/ч;}$$

- пролетного пара

$$D_{\text{пр.п}} = 193,4 + 290,1 + 259,5 + 234,1 + 227,0 + \\ + 204,3 + 236,4 + 194,8 = 1839,6 \text{ кг/ч.}$$

По таблицам сухого насыщенного пара (приложение П.1)

- при  $P_{C1} = 0,3 \text{ МПа}$  имеем  $v_{C1} = 0,60586 \text{ м}^3/\text{кг}$ ;  
 $i'_{C1} = 561,4 \text{ кДж/кг}$ ;  $r = 2164,5 \text{ кДж/кг}$ ;
- при  $P_1 = 0,56 \text{ МПа}$  имеем  $i' = 658,8 \text{ кДж/кг}$ .

Расход конденсата  $G_{K1} = 8474,1 \text{ кг/ч}$ .

Паросодержание  $X = 0,95$  (принимается).

Количество паров вскипания в сепараторе № 1 составит

$$D_{C1}^{\text{вск}} = \frac{i' - i'_{C1}}{X \cdot r} \quad G_{K1} = \frac{658,8 - 561,4}{0,95 \cdot 2164,1} \cdot 8474,1 = 401,5 \text{ кг/ч.}$$

На величину паров вскипания пар на машину следует подавать острый пар в меньшем количестве, т. е.

$$D_M = D - D_{C1}^{BCK} = 10311,4 - 401,5 = 9909,9 \text{ кг/ч.}$$

Расход пара, поступающего на питание второй паровой группы сушильных цилиндров (цилиндры № 1–4),

$$D_2 = D_{ПР.П} + D_{C1}^{BCK} = 1839,6 + 401,5 = 2241,1 \text{ кг/ч.}$$

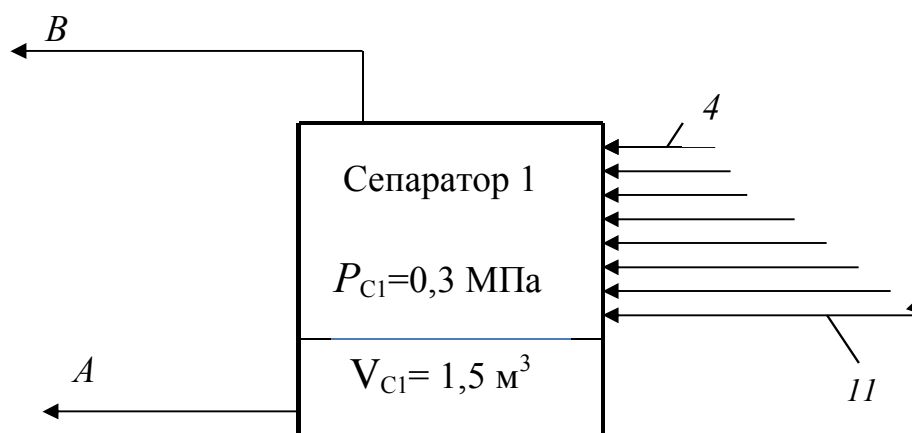


Рис. 7.2. Сепаратор № 1:

*A* – отвод конденсата в сепаратор № 2; *B* – отвод пролетного пара и паров вторичного вскипания на вторую паровую группу;  
*4–11* – подвод смеси пара и конденсата от дополнительных конденсатопропроводов первой паровой группы

Паровой объем сепаратора № 1,  $\text{м}^3$ ,

$$V_{C1}^{\text{П}} = 0,8 \cdot \frac{D_2 \cdot v_{C1}''}{R},$$

где  $v''$  – удельный объем сухого насыщенного пара при давлении в сепараторе № 1,  $\text{м}^3/\text{кг}$ ;  $R$  – отношение объемного расхода пара к объему водоотделителя, требуемого для сепарации пара, в расчетах принимается  $R = 800\text{--}1000 \text{ м}^3/(\text{м}^3 \cdot \text{ч})$ ;  $D_2$  – суммарный

расход пролетного пара  $D_{\text{ПР.П}}$  и паров вторичного вскипания  $D_{\text{С1}}^{\text{ВСК}}$ .

Паровой объем сепаратора № 1

$$V_{\text{С1}}^{\text{П}} = 0,8 \cdot \frac{2241,1 \cdot 0,60586}{1000} = 1,086 \text{ м}^3.$$

Водяной объем сепаратора

$$V_{\text{С1}}^{\text{В}} = 0,35 \cdot V_{\text{С1}}^{\text{П}} = 0,35 \cdot 1,086 = 0,380 \text{ м}^3.$$

Общий объем сепаратора № 1

$$V_{\text{С1}} = V_{\text{С1}}^{\text{П}} + V_{\text{С1}}^{\text{В}} = 1,086 + 0,380 = 1,468 \text{ м}^3.$$

Объем сепаратора № 1 принимаем  $V_{\text{С1}} = 1,5 \text{ м}^3$ .

Высота сепаратора при принятом диаметре  $D_{\text{С1}} = 1,0 \text{ м}$  составит

$$H = \frac{4 \cdot V_{\text{С1}}}{\pi \cdot D_{\text{С1}}^2} = \frac{4 \cdot 1,5}{3,14 \cdot 1,0^2} = 1,91 \text{ м}.$$

### ***Сепаратор № 2 (рис. 7.3)***

Подвод пара и отвод конденсата от сепаратора № 2 (см. табл. 5):

- расход пара

$$D = 694,7 + 823,8 + 385,0 = 1903,5 \text{ кг/ч};$$

- расход конденсата

$$G_{\text{К}} = 674,5 + 799,8 + 373,8 = 1848,1 \text{ кг/ч};$$

- пролетного пара

$$D_{\text{ПР.П}} = 20,2 + 24,0 + 11,2 = 55,4 \text{ кг/ч}.$$



По таблицам сухого насыщенного пара (приложение П. 1) находим:

- при  $P_{C2} = 0,095$  МПа  
 $v_{C2}'' = 1,7779$  м<sup>3</sup>/кг;  $i'_{C2} = 441,5$  кДж/кг;  $r = 2262,0$  кДж/кг;
- при  $P_2 = 0,30$  МПа имеем  $i' = 561,4$  кДж/кг.

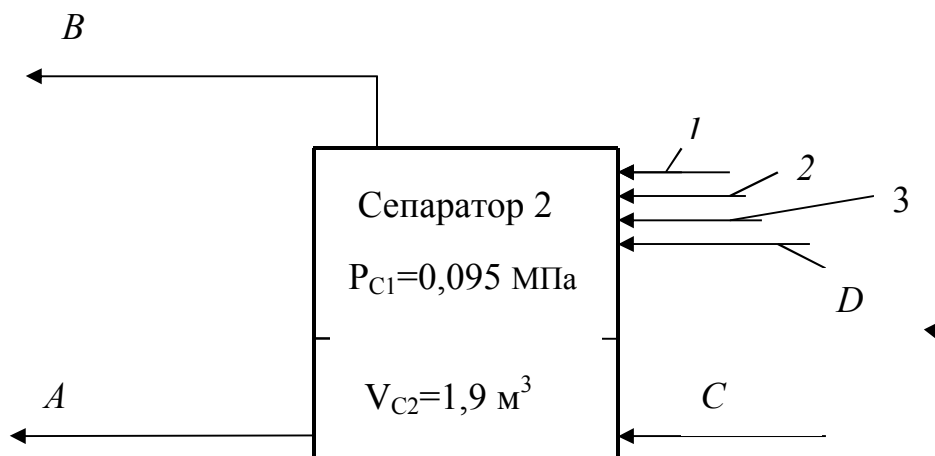


Рис. 7.3. Сепаратор № 2:

*A* – отвод конденсата на конденсатный насос; *B* – отвод пролетного пара и паров вторичного вскипания в пароводяной теплообменник;

*C* – поступление конденсата от сепаратора № 1;

*D* – рециркуляция конденсата после конденсатного насоса;

*1–3* – подвод пара и конденсата от конденсатопропроводов второй паровой группы

Расход конденсата  $G_{K2} = 10311,4$  кг/ч.

Паросодержание  $X = 0,95$  (принимается).

Количество паров вскипания в сепараторе № 2

$$D_{C2}^{\text{вск}} = \frac{i' - i'_{C2}}{X \cdot r} \cdot G_{K2} = \frac{561,4 - 441,5}{0,95 \cdot 2262,0} \cdot 10311,4 = 719,3 \text{ кг/ч.}$$

Расход пара, поступающего на пароводяной теплообменник, определяется по формуле

$$D_{C2} = D_{\text{ПР.П}} + D_{C2}^{\text{ВСК}} = 55,4 + 719,3 = 774,7 \text{ кг/ч.}$$

Паровой объем сепаратора № 2

$$V_{C2}^{\text{П}} = 0,8 \cdot \frac{D_{C2} \cdot v_{C2}^{\text{П}}}{R} = 0,8 \cdot \frac{774,7 \cdot 1,7779}{1000} = 1,102 \text{ м}^3.$$

Водяной объем сепаратора

$$V_{C2}^{\text{В}} = 0,35 \cdot V_{C2}^{\text{П}} = 0,35 \cdot 1,102 = 0,386 \text{ м}^3.$$

Общий объем сепаратора № 2

$$V_{C2} = V_{C2}^{\text{П}} + V_{C2}^{\text{В}} + V_{C1}^{\text{В}} = 1,102 + 0,386 + 0,380 = 1,87 \text{ м}^3.$$

Объем сепаратора № 2 принимаем  $V_{C2} = 1,9 \text{ м}^3$ .

Высота сепаратора при принятом диаметре  $D_{C2} = 1,1 \text{ м}$  составит

$$H = \frac{4 \cdot V_{C2}}{\pi \cdot D_{C2}^2} = \frac{4 \cdot 1,9}{3,14 \cdot 1,1^2} = 2,0 \text{ м.}$$

### 7.5. Расчет пароводяного теплообменника ПВТ (рис. 7.4)

Расход насыщенного пара на теплообменник составляет

$D_{\text{Н.П}} = 774,7 \text{ кг/ч}$  (из теплового расчета сепаратора № 2).

Давление пара в сепараторе № 2 составляет  $P_{C2} = 0,095 \text{ МПа}$ .

Количество теплоты, передаваемой от пара к воде,

$$\begin{aligned} Q &= D_{\text{Н.П}} (i_{\text{Н.П}} - i_{\text{КНД}}) \eta_{\text{И}} = \\ &= 774,7 (2673,5 - 411,5) 0,98 = 1716659,0 \text{ кДж/ч} = \\ &= 476849,7 \text{ Вт} = 476,9 \text{ кВт}, \end{aligned}$$

где  $i_{\text{н.п}}$ ,  $i_{\text{кнд}}$  – энтальпия насыщенного пара и конденсата при давлении 0,095 МПа  $i_{\text{н.п}} = 2673,5$  кДж/кг,  $i_{\text{кнд}} = 411,5$  кДж/кг (приложение П.1);  $\eta_{\text{И}}$  – поправочный коэффициент, учитывающий потери теплоты в окружающую среду,  $\eta_{\text{И}} = 0,98$ .

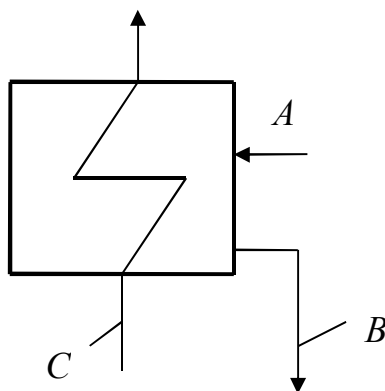


Рис. 7.4. Схема пароводяного теплообменника (ПВТ) для утилизации теплоты пара, удаляемого из сепаратора № 2:  $A$  – поступление смеси пролетного пара и паров вторичного вскипания из сепаратора № 2;  $B$  – удаление конденсата на вход конденсатного насоса;  $C$  – охлаждающая вода

Расход охлаждающей воды, прокачиваемой через теплообменник,

$$G_{\text{В}}^{\text{ПВТ}} = \frac{Q}{C_{\text{рв}} \left( t_{\text{в}}'' - t_{\text{в}}' \right)} =$$

$$= \frac{1716659,0}{4,19 \cdot (50 - 10)} = 10242,6 \text{ кг/ч} = 10,29 \frac{\text{м}^3}{\text{ч}},$$

где  $C_{\text{рв}}$  – теплоемкость воды при ее средней температуре 30°C, кДж/(кг·°C);  $\rho_{\text{в}} = 995,7$  кг/м<sup>3</sup> – плотность воды при ее средней температуре.

Среднелогарифмический температурный напор

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

где  $\Delta t_{\text{б}}, \Delta t_{\text{м}}$  – больший и меньший температурный перепады

$$\Delta t_{\text{б}} = t_{\text{н.п}} - t_{\text{в}}' = 98,2 - 10 = 88,2^{\circ}\text{C};$$

$$\Delta t_{\text{м}} = t_{\text{н.п}} - t_{\text{в}}'' = 98,2 - 50 = 48,2^{\circ}\text{C}.$$

Тогда получим

$$\Delta t = \frac{88,2 - 48,2}{\ln \frac{88,2}{48,2}} = 66,2^{\circ}\text{C}.$$

Средняя температура воды определяется по формуле

$$t_{\text{в}}^{\text{ср}} = \frac{t_{\text{в}}'' + t_{\text{в}}'}{2} = \frac{50 + 10}{2} = 30^{\circ}\text{C}.$$

Температура стенки находится из выражения

$$t_{\text{с}} = \frac{t_{\text{н.п}} + t_{\text{в}}^{\text{ср}}}{2} = \frac{98,2 + 30}{2} = 64,1^{\circ}\text{C}.$$

Температура пленки конденсата рассчитывается по уравнению

$$t_{\text{пл}} = \frac{t_{\text{н.п}} + t_{\text{с}}}{2} = \frac{98,2 + 64,1}{2} = 81,15^{\circ}\text{C}.$$

При температуре пленки  $t_{\text{пл}}$  по приложению П.6 определяются теплофизические величины для пленки конденсата:

$$\lambda = 0,669 \text{ Вт}/(\text{м}\cdot^{\circ}\text{C}); \quad \nu = 0,365 \cdot 10^{-6} \text{ м}^2/\text{с}; \quad \rho = 971,8 \text{ м}^3/\text{кг}.$$

Теплота парообразования  $r = 2262,0 \text{ кДж}/\text{кг}$  находится по приложению П.1 в зависимости от давления пара.

Коэффициент теплоотдачи при пленочной конденсации на поверхности труб можно рассчитать по формуле Нуссельта

$$\alpha_1 = C \cdot 4 \sqrt{\frac{\rho \cdot \lambda^3 \cdot g \cdot r \cdot 10^3}{\nu \cdot L \cdot (t_{н.п} - t_c)}} \cdot \frac{Вт}{м^2 \cdot ^\circ С},$$

где  $C$  – коэффициент, учитывающий влияние расположения труб: для вертикальных труб –  $C = 0,943$ , для горизонтальных –  $C = 0,728$ ;  $\rho$  – плотность пленки конденсата, кг/м<sup>3</sup>;  $\lambda$  – коэффициент теплопроводности пленки, Вт/(м·°С);  $\mu$  – динамическая вязкость пленки, определяемая по температуре пленки  $t_{пл}$ , Па·с.;  $g$  – ускорение свободного падения, м<sup>2</sup>/с;  $r$  – теплота парообразования, определяемая по температуре насыщенного пара  $t_{н.п}$ , кДж/кг;  $L$  – определяющий линейный размер, м: для вертикальных труб – их высота  $H$ , для горизонтальных – наружный диаметр труб  $d_H$ ;  $t_{н.п}$ ,  $t_c$  – температуры насыщенного пара и стенки труб, °С.

$$\alpha_1 = 0,728 \cdot 4 \sqrt{\frac{971,8 \cdot 0,669^3 \cdot 9,8 \cdot 2262,0 \cdot 10^3}{0,365 \cdot 10^{-6} \cdot 0,016 \cdot (98,2 - 64,1)}} = 9765,3 \frac{Вт}{м^2 \cdot ^\circ С}.$$

С учетом различных факторов, снижающих теплообмен, расчетное значение коэффициента теплоотдачи от пара к стенкам трубок определяется по формуле

$$\alpha_1^P = \varphi_1 \cdot \varphi_2 \cdot \alpha_1 = 0,8 \cdot 0,6 \cdot 9765,3 = 4687,4 \frac{Вт}{м^2 \cdot ^\circ С},$$

где  $\varphi_1 = 0,8$  – поправочный коэффициент, учитывающий влияние состояния поверхности труб и чистоты пара;  $\varphi_2 = 0,6$  – поправочный коэффициент, учитывающий влияние наличия в паре неконденсирующихся газов (воздуха) и неравномерность обтекания потоком пара трубного пучка.

Коэффициент теплоотдачи со стороны воды  $\alpha_2$  рассчитывается по формуле конвективного теплообмена при скорости движения

воды 2 м/с. При этой скорости воды в трубах режим течения турбулентный и расчет производится по формуле Михеева [76]

$$\alpha_2 = 0,021 \cdot \frac{\lambda}{d_{\text{вн}}} \cdot \text{Re}^{0,8} \cdot \text{Pr}_{\text{п}}^{0,43} \left( \frac{\text{Pr}_{\text{п}}}{\text{Pr}_{\text{с}}} \right)^{0,25} \cdot \frac{\text{Вт}}{\text{м}^2 \cdot ^\circ\text{С}},$$

где  $\text{Re} = \omega_2 \cdot d_{\text{вн}} / \nu$  – число Рейнольдса;  $\text{Pr}_{\text{п}} = \nu / \alpha$  – число Прандтля; индекс **п** – при температуре потока, индекс **с** – при температуре стенки;  $\lambda$  – коэффициент теплопроводности, Вт/(м·°С);  $\nu$  – кинематическая вязкость, м<sup>2</sup>/с;  $\alpha$  – коэффициент температуропроводности при средней температуре воды  $t_B^{\text{ср}}$ , м<sup>2</sup>/с;  $\omega_2$  – скорость движения воды, м/с;  $d_{\text{вн}}$  – внутренний диаметр труб, м.

При средней температуре воды  $t_B^{\text{ср}} = 30^\circ\text{С}$  по приложению П.6 находим теплофизические величины:

$$\lambda = 0,612 \text{ Вт/(м} \cdot ^\circ\text{С)}; \quad \nu = 0,805 \cdot 10^{-6} \text{ м}^2/\text{с}; \quad \text{Pr}_{\text{п}} = 5,45.$$

При температуре стенки  $t_{\text{с}} = 64,1^\circ\text{С}$  число Прандтля  $\text{Pr}_{\text{с}} = 2,76$ .

$$\begin{aligned} \alpha_2 &= 0,021 \cdot \frac{0,612}{0,0132} \left( \frac{2 \cdot 0,0132}{0,805 \cdot 10^{-6}} \right)^{0,8} \cdot 5,45^{0,43} \cdot \left( \frac{5,45}{2,76} \right)^{0,25} = \\ &= 0,021 \cdot 46,3636 \cdot 32795,031^{0,8} \cdot 5,45^{0,43} \cdot 1,97464^{0,25} = \\ &= 0,021 \cdot 46,3636 \cdot 4098,7 \cdot 2,073244 \cdot 1,1854 = 9807,5 \frac{\text{Вт}}{\text{м}^2 \cdot ^\circ\text{С}}. \end{aligned}$$

Расчетный коэффициент теплоотдачи от стенок трубок к воде определяется из выражения

$$\alpha_2^{\text{р}} = \varphi_3 \cdot \alpha_2 = 0,75 \cdot 9807,5 = 7355,6 \frac{\text{Вт}}{\text{м}^2 \cdot ^\circ\text{С}},$$

где  $\varphi_3 = 0,75$  – поправочный коэффициент, учитывающий влияние образования слоя накипи на внутренней поверхности труб.

Коэффициент теплопередачи рассчитывается с учетом всех термических коэффициентов

$$K = \frac{1}{\frac{1}{\alpha_1^P} + \frac{\delta}{\lambda} + \frac{1}{\alpha_2^P}}, \frac{\text{Вт}}{\text{м}^2 \cdot ^\circ\text{С}}$$

где  $\alpha_1^P$  – расчетный коэффициент теплоотдачи при пленочной конденсации пара на поверхности труб,  $\text{Вт}/(\text{м}^2 \cdot ^\circ\text{С})$ ;  $\delta$  – толщина стенки труб, м;  $\lambda$  – коэффициент теплопроводности материала труб,  $\text{Вт}/(\text{м} \cdot ^\circ\text{С})$ ;  $\alpha_2^P$  – коэффициент теплоотдачи от стенки трубы к воде,  $\text{Вт}/(\text{м}^2 \cdot ^\circ\text{С})$ .

Коэффициент теплопередачи от пара к охлаждающей воде

$$K = \frac{1}{\frac{1}{4687,4} + \frac{0,0014}{57} + \frac{1}{7355,6}} = 2674,87 \frac{\text{Вт}}{\text{м}^2 \cdot ^\circ\text{С}}$$

Требуемая поверхность теплообмена аппарата  $F$  определяется по уравнению

$$F = \frac{Q}{K \cdot \Delta t} = \frac{476849,7}{2674,87 \cdot 66,2} = 2,69 \text{ м}^2.$$

По приложению П.7 подбираем теплообменник со следующими характеристиками:  $F = 3,31 \text{ м}^2$ ; диаметр корпуса  $168 \times 5$  мм; длина труб – 2 м; количество труб – 37 штук; трубки стальные диаметром  $16 \times 1,4$  мм; проходные сечения: по воде –  $0,00506 \text{ м}^2$ , по пару –  $0,0122 \text{ м}^2$ .

Производим проверку работы теплообменника по скоростям.

Скорость движения воды

$$\omega_{\text{В}} = \frac{G_{\text{В}}^{\text{ПВТ}} \cdot v_{\text{В}}}{3600 \cdot f_{\text{Тр}}} = \frac{10,3}{3600 \cdot 0,00506} = 0,57 \text{ м/с.}$$

Скорость движения пара

$$\omega_{\text{п}} = \frac{D \cdot v''}{3600 \cdot f_{\text{м.тр}}} = \frac{774,7 \cdot 1,7779}{3600 \cdot 0,0122} = 31,4 \text{ м/с.}$$

Таким образом, скорости теплоносителей в пароводяном теплообменнике находятся в пределах рекомендуемых значений.

### 7.6. Расчет водо-водяного теплообменника № 1 (ВВТ-1)

Секционный водо-водяной теплообменник расположен между сепараторами № 1 и 2 (рис. 7.5)

*Исходные данные:*

Расход конденсата –  $G_{\text{к}} = 8474,1$  кг/ч (из расчета сепаратора № 1).

Температура конденсата на входе  $t_1' = 133,5^{\circ}\text{C}$ .

Температура конденсата на выходе  $t_1'' = 90^{\circ}\text{C}$ .

Температура нагреваемой воды на входе  $t_2' = 10^{\circ}\text{C}$ .

Температура нагреваемой воды на выходе  $t_2'' = 50^{\circ}\text{C}$ .

Схема движения теплоносителей (конденсата и воды) в теплообменнике – противоток. Аппарат одноходовой.

Поверхность теплообмена выполнена из латунных трубок  $d_{\text{н}} \times \delta = 16 \times 1$  мм.

#### *Тепловой расчет теплообменника ВВТ-1*

Определение расчетных температур:

средняя температура конденсата

$$t_1^{\text{ср}} = \frac{t_1' + t_1''}{2} = \frac{133,5 + 90}{2} = 111,75^{\circ}\text{C};$$

средняя температура охлаждающей воды

$$t_2^{\text{ср}} = \frac{t_2' + t_2''}{2} = \frac{10 + 50}{2} = 30^{\circ}\text{C};$$



средняя температура стенки трубы

$$t_C = \frac{t_1^{cp} + t_2^{cp}}{2} = \frac{111,75 + 30}{2} = 70,88 \text{ } ^\circ\text{C};$$

Уравнение теплового баланса теплообменного аппарата

$$Q = G_K \cdot C_{p1} (t_1' - t_1'') \eta = G_2 \cdot C_{p2} (t_2'' - t_2').$$

Откуда получим количество передаваемой теплоты от конденсата к воде

$$Q = G_K \cdot C_{p1} (t_1' - t_1'') \eta = 8474,1 \cdot 4,23 (133,5 - 90) 0,98 = \\ = 1528091,23 \text{ кДж/ч} = 424469,8 \text{ Вт}.$$

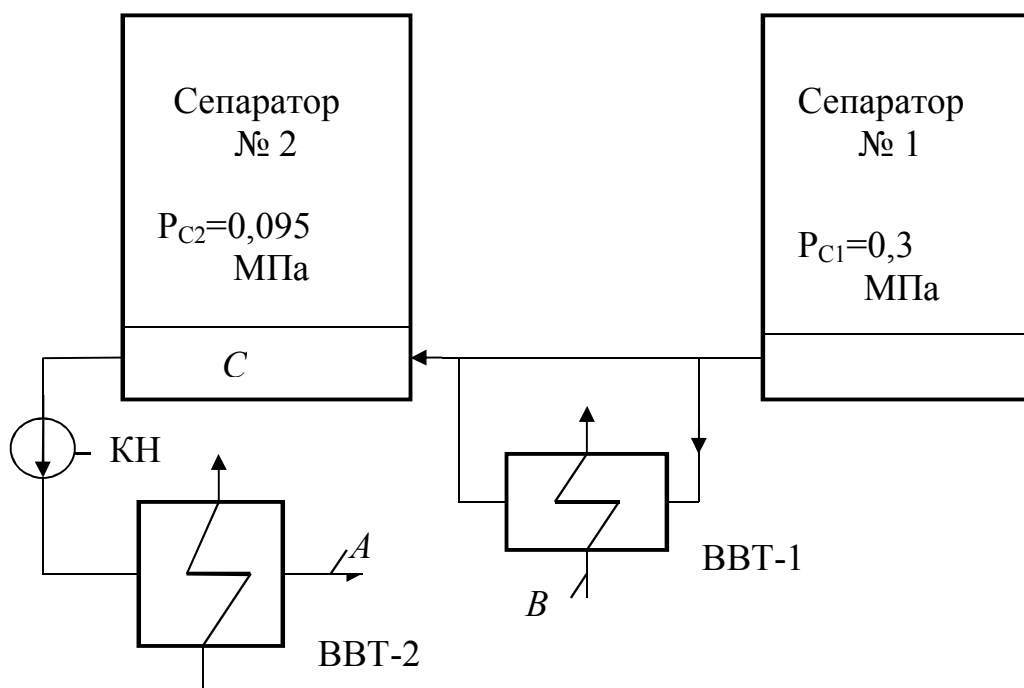


Рис. 7.5. Расположение водо-водяных теплообменников:  
 КН – конденсатный насос; А – отвод конденсата в котельную;  
 В – подвод охлаждающей воды; С – конденсат; ВВТ-1 и ВВТ-2 –  
 водо-водяные теплообменники № 1 и 2

Расход охлаждающей воды

$$G_2 = \frac{Q}{C_{p2} \cdot (t_2'' - t_2')} = \frac{1528091,23}{4,174 \cdot (50 - 10)} =$$
$$= 9152,4 \text{ кг/ч} = 9,2 \text{ м}^3/\text{ч}.$$

Здесь  $C_{p1} = 4,23 \text{ кДж}/(\text{кг} \cdot ^\circ\text{С})$  и  $C_{p2} = 4,174 \text{ кДж}/(\text{кг} \cdot ^\circ\text{С})$  – теплоемкость конденсата и охлаждающей воды, которые находятся по приложению П.6 при средних температурах  $t_1^{\text{ср}} = 111,75^\circ\text{С}$  и  $t_2^{\text{ср}} = 30^\circ\text{С}$ ;  $\eta = 0,98$  – коэффициент, учитывающий потери теплоты в окружающую среду (принимается).

Температурный напор рассчитывается как среднеарифметический

$$\Delta t_{\text{ср}} = t_1^{\text{ср}} - t_2^{\text{ср}} = 111,75 - 30 = 81,75^\circ\text{С}.$$

Скорость движения охлаждающей воды в трубах принимаем  $\omega_2 = 1,5 \text{ м/с}$ . Исходя из уравнения расхода, требуемое проходное сечение трубок в одной секции составит

$$f_{\text{пр.с}} = \frac{G_2}{\omega_2 \cdot \rho_2} = \frac{9152,5}{3600 \cdot 1,5 \cdot 995,7} = 0,0017 \text{ м}^2,$$

где  $\rho_2 = 995,7 \text{ кг/м}^3$  – плотность воды, определяемая по приложению П.6, при средней температуре  $t_2^{\text{ср}} = 30^\circ\text{С}$ .

Количество труб вычисляется из выражения

$$n = \frac{4 \cdot f_{\text{пр.с}}}{\pi \cdot d_{\text{вн}}^2} = \frac{4 \cdot 0,0017}{3,14 \cdot 0,014^2} = 11,05.$$

Ближайшее стандартное число трубок в одной секции составляет  $n = 12$  (см. приложение П.7). Такому количеству труб соответствует условный диаметр аппарата  $D' = 4 \cdot t$ . Приняв шаг

между трубами  $t = 1,8 \cdot d_H = 1,8 \cdot 16 = 28,8$  мм, величина  $D'$  составит

$$D' = 4 \cdot 28,8 = 115 \text{ мм.}$$

Тогда внутренний диаметр корпуса аппарата  $D_B$  составит

$$D_B = D' + d_H + 2 \cdot K = 115 + 16 + 2 \cdot 8 = 147 \text{ мм,}$$

где  $K = 8$  мм – зазор между трубами и корпусом аппарата (принимается).

Поперечный разрез секции принятых размеров приведен на рис. 7.6.

Для изготовления корпуса аппарата выбираем трубу с условным диаметром  $D_y = 150$  мм ( $d_H \cdot \delta = 159 \cdot 5$  мм) с внутренним диаметром  $D_B = 149$  мм (см. приложение П.2).

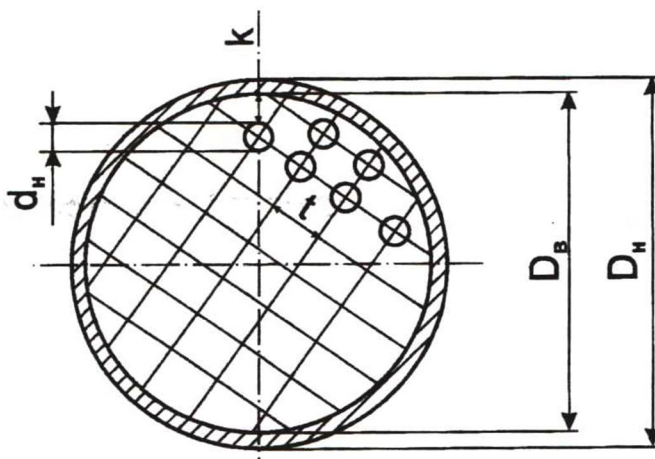


Рис. 7.6. Геометрические характеристики секции теплообменника:  
 $d_H = 16$  мм – наружный диаметр труб ( $n = 12$ );  $D_B = 149$  мм –  
 внутренний диаметр корпуса аппарата;  $D_H = 159$  мм – наружный  
 диаметр корпуса аппарата;  $t = 28,8$  мм – шаг между трубами

Уточняем скорость охлаждающей воды с учетом принятого числа труб  $n = 12$  по выражению

$$\omega_2 = \frac{11}{12} \cdot 1,5 = 1,38 \text{ м/с.}$$

Исходя из соотношений расходов конденсата и воды и их проходных сечений, скорость движения конденсата в межтрубном пространстве рассчитывается из уравнения

$$\frac{\omega_2}{\omega_1} = \frac{G_2 \cdot f_1}{G_1 \cdot f_2}.$$

Проходное сечение для охлаждающей воды, движущейся внутри труб,

$$f_2 = n \cdot \frac{\pi \cdot d_B^2}{4} = 12 \cdot \frac{3,14 \cdot 0,014^2}{4} = 0,00185 \text{ м}^2.$$

Проходное сечение межтрубного пространства

$$f_1 = \frac{\pi \cdot D_B^2}{4} - n \frac{\pi \cdot d_H^2}{4} = \frac{3,14}{4} (0,149^2 - 12 \cdot 0,016^2) = 0,0136 \text{ м}^2.$$

Скорость движения конденсата в межтрубном пространстве

$$\omega_1 = \frac{G_1 \cdot f_2 \cdot \omega_2}{G_2 \cdot f_1} = \frac{8474,1 \cdot 0,00185 \cdot 1,38}{9152,4 \cdot 0,0136} = 0,174 \text{ м/с.}$$

Эквивалентный диаметр

$$d_{\text{Э}} = \frac{4 \cdot f_1}{\Pi} = \frac{4 \cdot 0,0136}{\pi \cdot d_H \cdot n} = \frac{4 \cdot 0,0136}{3,14 \cdot 0,016 \cdot 12} = 0,09 \text{ м,}$$

где  $\Pi$  – смоченный периметр.

Коэффициент теплоотдачи со стороны конденсата, движущегося в межтрубном пространстве, определяется по уравнению

$$\alpha_1 = 0,021 \cdot \frac{\lambda}{d_{\text{Э}}} \cdot \text{Re}^{0,8} \cdot \text{Pr}_{\text{П}}^{0,43} \cdot \left( \frac{\text{Pr}_{\text{П}}}{\text{Pr}_{\text{С}}} \right)^{0,25}, \frac{\text{Вт}}{\text{м}^2 \cdot \text{°С}},$$

где  $\text{Re} = \omega_1 \cdot d_{\text{Э}} / \nu$  – число Рейнольдса;  $\text{Pr}_{\text{П}} = \nu / \alpha$  – число Прандтля; индекс **П** – при температуре потока, индекс **С** – при температуре стенки;  $\lambda$  – коэффициент теплопроводности  $\text{Вт}/(\text{м} \cdot \text{°С})$ ;  $\nu$  – коэффициент кинематической вязкости,  $\text{м}^2/\text{с}$ ;  $\alpha$  – коэффициент температуропроводности при средней температуре конденсата  $t_{\text{К}}^{\text{СР}}$ ,  $\text{м}^2/\text{с}$ ;  $\omega_1$  – скорость потока конденсата,  $\text{м}/\text{с}$ .

При средней температуре  $t_{\text{К}}^{\text{СР}} = 111,75 \text{ °С}$  по приложению П.6 находим теплофизические величины для конденсата:

$$\lambda = 0,685 \text{ Вт}/(\text{м} \cdot \text{°С}); \quad \nu = 0,272 \cdot 10^{-6} \text{ м}^2/\text{с}; \quad \text{Pr}_{\text{П}} = 1,60.$$

При температуре стенки  $t_{\text{С}} = 70,9 \text{ °С}$  определяем число Прандтля  $\text{Pr}_{\text{С}} = 2,58$ .

Коэффициент теплоотдачи со стороны охлаждаемого конденсата

$$\begin{aligned} \alpha_1 &= 0,021 \cdot \frac{0,685}{0,09} \left( \frac{0,174 \cdot 0,09}{0,272 \cdot 10^{-6}} \right)^{0,8} \cdot 1,6^{0,43} \left( \frac{1,6}{2,58} \right)^{0,25} = \\ &= 0,021 \cdot \frac{0,685}{0,09} \cdot 57573,5^{0,8} \cdot 1,6^{0,43} \cdot 0,62^{0,25} = \\ &= 0,021 \cdot 7,611 \cdot 6429,5 \cdot 1,224 \cdot 0,8874 = 1116,2 \frac{\text{Вт}}{\text{м}^2 \cdot \text{°С}} \end{aligned}$$

Расчетный коэффициент теплоотдачи со стороны конденсата

$$\alpha_1^{\text{Р}} = \varphi \cdot \alpha_1 = 0,8 \cdot 1116,2 = 893,0 \frac{\text{Вт}}{\text{м}^2 \cdot \text{°С}},$$

где  $\varphi = 0,8$  – коэффициент, учитывающий загрязнения в межтрубном пространстве.

Коэффициент теплоотдачи со стороны охлаждающей воды, движущейся внутри труб, вычисляется по уравнению

$$\alpha_2 = 0,021 \cdot \frac{\lambda}{d_{\text{ВН}}} \cdot \text{Re}^{0,8} \cdot \text{Pr}_{\text{П}}^{0,43} \left( \frac{\text{Pr}_{\text{П}}}{\text{Pr}_{\text{С}}} \right)^{0,25}, \frac{\text{Вт}}{\text{м}^2 \cdot ^\circ\text{С}},$$

где  $\text{Re} = \omega_2 \cdot d_{\text{ВН}} / \nu$  – число Рейнольдса;  $\text{Pr}_{\text{П}} = \nu / \alpha$  – число Прандтля; индекс **П** – при средней температуре потока воды, индекс **С** – при температуре стенки;  $\lambda$  – коэффициент теплопроводности, Вт/(м·°С);  $\nu$  – коэффициент кинематической вязкости, м<sup>2</sup>/с;  $\alpha$  – коэффициент температуропроводности при средней температуре воды  $t_B^{\text{CP}}$ , м<sup>2</sup>/с;  $\omega_2$  – скорость движения воды, м/с;  $d_{\text{ВН}}$  – внутренний диаметр труб, м.

При средней температуре воды  $t_B^{\text{CP}} = 30^\circ\text{С}$  по приложению П.6 находим теплофизические величины для воды:

$$\lambda = 0,612 \text{ Вт/(м} \cdot ^\circ\text{С)}; \nu = 0,805 \cdot 10^{-6} \text{ м}^2/\text{с}; \text{Pr}_{\text{П}} = 5,45.$$

При температуре стенки  $t_{\text{С}} = 70,9^\circ\text{С}$  определяем число Прандтля  $\text{Pr}_{\text{С}} = 2,58$ .

$$\begin{aligned} \alpha_2 &= 0,021 \cdot \frac{0,612}{0,014} \left( \frac{1,38 \cdot 0,014}{0,805 \cdot 10^{-6}} \right)^{0,8} \cdot 5,45^{0,43} \left( \frac{5,45}{2,58} \right)^{0,25} = \\ &= 0,021 \cdot \frac{0,612}{0,014} \cdot 24000^{0,8} \cdot 5,45^{0,43} \cdot 2,112^{0,25} = \\ &= 0,021 \cdot 43,714 \cdot 3192,78 \cdot 2,073 \cdot 1,2055 = 73254,4 \frac{\text{Вт}}{\text{м}^2 \cdot ^\circ\text{С}}. \end{aligned}$$

Расчетный коэффициент теплоотдачи со стороны охлаждающей воды

$$\alpha_2^{\text{P}} = 0,8 \cdot 7324,45 = 5859,56 \frac{\text{Вт}}{\text{м}^2 \cdot ^\circ\text{С}},$$

где  $\varphi = 0,8$  – коэффициент, учитывающий загрязнения труб с внутренней стороны.

Коэффициент теплопередачи от конденсата к воде

$$K = \frac{1}{\frac{1}{\alpha_1^P} + \frac{\delta}{\lambda} + \frac{1}{\alpha_2^P}}, \frac{\text{Вт}}{\text{м}^2 \cdot ^\circ\text{С}};$$

$$K = \frac{1}{\frac{1}{893,0} + \frac{0,001}{107} + \frac{1}{5859,56}} = 769,33 \frac{\text{Вт}}{\text{м}^2 \cdot ^\circ\text{С}}.$$

Требуемая поверхность теплообмена  $F$  водо-водяного теплообменника ВВТ-1 определяется по формуле

$$F = \frac{Q}{K \cdot \Delta t} = \frac{424469,8}{769,33 \cdot 81,75} = 6,75 \text{ м}^2.$$

### **Конструктивный расчет**

Проходное сечение одной секции для охлаждающей воды составляет  $f_2 = 0,00185 \text{ м}^2$  (см. тепловой расчет теплообменника ВВТ-1).

Из уравнения расхода необходимое число секций теплообменника, включенных параллельно, определяется из выражения

$$n_2 = \frac{G_2}{\omega_2 \cdot f_2 \cdot \rho_2} = \frac{9152,4}{3600 \cdot 1,38 \cdot 0,00185 \cdot 995,7} = 1,0,$$

где  $\rho_2 = 995,7 \text{ кг/м}^3$  – плотность воды при средней температуре

$t_2^{\text{ср}} = 30^\circ\text{С}$  (см. приложение П.1).

Общая длина теплообменника определяется из величины поверхности нагрева

$$L = \frac{F}{n \cdot \pi \cdot d_H} = \frac{6,75}{12 \cdot 3,14 \cdot 0,016} = 11,2 \text{ м}.$$

Принимаем  $L = 12$  м. Тогда при принятой длине одной секции теплообменника, равной  $\ell = 3$  м, общее количество последовательно включенных секций составит

$$m = \frac{L}{\ell} = \frac{12}{3} = 4.$$

Диаметр патрубков для подвода и отвода конденсата

$$d_{\text{к}} = \sqrt{\frac{4 \cdot G_{\text{к}}}{n_1 \cdot \pi \cdot \omega_1 \cdot \rho_1}} = \sqrt{\frac{4 \cdot 8474,1}{3600 \cdot 1 \cdot 3,14 \cdot 0,7 \cdot 951,0}} = 0,067 \text{ м.}$$

Здесь  $n_1 = 1,0$  – число параллельно включенных секций;

$\omega_1 = 0,7$  м/с – скорость движения конденсата в подводящих и отводящих патрубках (принимается);  $\rho_1 = 951,0$  кг/м<sup>3</sup> – плотность конденсата при средней температуре конденсата 111,8°C.

Для изготовления патрубков подвода и отвода конденсата по приложению П.2 выбираем стандартную трубу с условным диаметром  $D_y = 70$  мм ( $d_n \times \delta = 76 \times 3$  мм).

Диаметр патрубков для подвода и отвода воды

$$d_{\text{в}} = \sqrt{\frac{4 \cdot G_2}{n_1 \cdot \pi \cdot \omega_2 \cdot \rho_2}} = \sqrt{\frac{4 \cdot 9152,4}{3600 \cdot 1 \cdot 3,14 \cdot 2,0 \cdot 995,7}} = 0,0403 \text{ м.}$$

Здесь  $n_1 = 1,0$  – число параллельно включенных секций;

$\omega_2 = 2,0$  м/с – скорость движения воды в подводящих и отводящих патрубках (принимается);  $\rho_2 = 995,7$  кг/м<sup>3</sup> – плотность воды при средней температуре 30°C.

Для изготовления патрубков для подвода и отвода воды по приложению П.2 выбираем стандартную трубу с условным диаметром  $D_y = 40$  мм ( $d_n \times \delta = 45 \times 2,5$  мм).



### 7.7. Расчет водо-водяного теплообменника № 2 (ВВТ-2)

Секционный водо-водяной теплообменник (ВВТ-2) расположен после сепаратора № 2 (см. рис. 7.5)

#### *Исходные данные*

Расход конденсата –  $G_K = 10311,4$  кг/ч (из расчета сепаратора № 2).

Температура конденсата на входе –  $t_1' = 110^\circ\text{C}$ .

Температура конденсата на выходе –  $t_1'' = 70^\circ\text{C}$ .

Температура нагреваемой воды на входе –  $t_2' = 10^\circ\text{C}$ .

Температура нагреваемой воды на выходе –  $t_2'' = 50^\circ\text{C}$ .

Схема движения конденсата и воды в теплообменнике – противоток. Аппарат одноходовой. Поверхность теплообменника выполнена из латунных трубок  $d_H \times \delta = 16 \times 1$  мм.

#### ***Тепловой расчет теплообменника ВВТ-2***

Определение характерных расчетных температур:  
средняя температура конденсата

$$t_1^{\text{cp}} = \frac{t_1' + t_1''}{2} = \frac{110 + 70}{2} = 90^\circ\text{C};$$

средняя температура охлаждающей воды

$$t_2^{\text{cp}} = \frac{t_2' + t_2''}{2} = \frac{10 + 50}{2} = 30^\circ\text{C};$$

Средняя температура стенки трубы

$$t_C = \frac{t_1^{\text{cp}} + t_2^{\text{cp}}}{2} = \frac{90 + 30}{2} = 60^\circ\text{C}.$$

Уравнение теплового баланса теплообменного аппарата

$$Q = G_K \cdot C_{p1} (t_1' - t_1'') \eta = G_2 \cdot C_{p2} (t_2'' - t_2').$$

Откуда получим количество передаваемой теплоты от конденсата к воде

$$Q = G_K \cdot C_{p1} (t_1' - t_1'') \eta = 10311,4 \cdot 4,208 (110 - 70) \cdot 0,98 = \\ = 1700902,55 \text{ кДж/ч} = 472472,93 \text{ Вт.}$$

Расход охлаждающей воды

$$G_2 = \frac{Q}{C_{p2} (t_2'' - t_2')} = \frac{1700902,55}{4,174 \cdot (50 - 10)} = 10187,85 \text{ кг/ч} = 10,23 \text{ м}^3/\text{ч}.$$

Здесь  $C_{p1} = 4,208 \text{ кДж}/(\text{кг} \cdot ^\circ\text{C})$  и  $C_{p2} = 4,174 \text{ кДж}/(\text{кг} \cdot ^\circ\text{C})$  – теплоемкость конденсата и охлаждающей воды, определенные по приложению П.6 при средних температурах  $t_1^{\text{cp}} = 111,75^\circ\text{C}$  и  $t_2^{\text{cp}} = 30^\circ\text{C}$ ;  $\eta = 0,98$  – коэффициент, учитывающий потери теплоты в окружающую среду.

Температурный напор рассчитывается как среднеарифметический

$$\Delta t_{\text{cp}} = t_1^{\text{cp}} - t_2^{\text{cp}} = 90 - 30 = 60^\circ\text{C}.$$

Скорость движения охлаждающей воды в трубах принимаем  $\omega_2 = 1,5 \text{ м/с}$ . Исходя из уравнения расхода, требуемое проходное сечение труб в одной секции составит

$$f_{\text{пр.с}} = \frac{G_2}{\omega_2 \cdot \rho_2} = \frac{10331,4}{3600 \cdot 1,5 \cdot 995,7} = 0,00192 \text{ м}^2,$$

где  $\rho_2 = 995,7 \text{ кг}/\text{м}^3$  – плотность воды, определяемая по приложению П.6 при средней температуре  $t_2^{\text{cp}} = 30^\circ\text{C}$ .

Количество труб в теплообменнике определяется из выражения

$$n = \frac{4 \cdot f_{\text{пр.с}}}{\pi \cdot d_{\text{вн}}^2} = \frac{4 \cdot 0,00192}{3,14 \cdot 0,014^2} = 12,5.$$

Ближайшее стандартное число труб в одной секции составляет  $n = 12$  (см. приложение П.7). Такому количеству труб соответствует условный диаметр аппарата  $D' = 4 \cdot t$ . Приняв шаг между трубами  $t = 1,8 \cdot d_{\text{н}} = 1,8 \cdot 16 = 28,8$  мм, величина  $D'$  составит

$$D' = 4 \cdot 28,8 = 115 \text{ мм},$$

а внутренний диаметр корпуса аппарата  $D_{\text{в}}$

$$D_{\text{в}} = D' + d_{\text{н}} + 2 \cdot K = 115 + 16 + 2 \cdot 8 = 147 \text{ мм},$$

где  $K = 8$  мм – зазор между трубками и корпусом аппарата (принимается).

Поперечный разрез секции принятых размеров приведен на рис. 7.6. Основные размеры теплообменника следующие:

$d_{\text{н}} = 16$  мм – наружный диаметр латунных трубок ( $n = 12$ );

$D_{\text{в}} = 149$  мм – внутренний диаметр корпуса аппарата;

$D_{\text{н}} = 159$  мм – наружный диаметр корпуса аппарата;

$t = 28,8$  мм – шаг между трубами.

Для изготовления корпуса аппарата по приложению П.2 выбираем трубу с условным диаметром  $D_{\text{у}} = 150$  мм ( $d_{\text{н}} \cdot \delta = 159 \cdot 5$  мм) с внутренним диаметром  $D_{\text{в}} = 149$  мм.

Уточняем скорость охлаждающей воды с учетом принятого числа трубок  $n = 12$

$$\omega_2 = \frac{12,5}{12} \cdot 1,5 = 1,56 \text{ м/с}.$$

Скорость движения конденсата в межтрубном пространстве рассчитывается исходя из соотношений расходов и проходных сечений

$$\frac{\omega_2}{\omega_1} = \frac{G_2 \cdot f_1}{G_1 \cdot f_2}$$

Проходное сечение для охлаждающей воды

$$f_2 = n \cdot \frac{\pi \cdot d_B^2}{4} = 12 \cdot \frac{3,14 \cdot 0,014^2}{4} = 0,00185 \text{ м}^2.$$

Проходное сечение межтрубного пространства для конденсата

$$f_1 = \frac{\pi \cdot D_B^2}{4} - n \cdot \frac{\pi \cdot d_H^2}{4} = \frac{3,14}{4} (0,149^2 - 12 \cdot 0,016^2) = 0,0136 \text{ м}^2.$$

Скорость движения конденсата

$$\omega_1 = \frac{G_1 \cdot f_2 \cdot \omega_2}{G_2 \cdot f_1} = \frac{10331,4 \cdot 0,00185 \cdot 1,56}{10187,85 \cdot 0,0136} = 0,215 \text{ м/с.}$$

Эквивалентный диаметр

$$d_{\text{Э}} = \frac{4 \cdot f_1}{\Pi} = \frac{4 \cdot 0,0136}{\pi \cdot d_H \cdot n} = \frac{4 \cdot 0,0136}{3,14 \cdot 0,016 \cdot 12} = 0,09 \text{ м,}$$

где  $\Pi$  – смоченный периметр.

Коэффициент теплоотдачи со стороны конденсата определяется по уравнению

$$\alpha_1 = 0,021 \cdot \frac{\lambda}{d_{\text{Э}}} \cdot \text{Re}^{0,8} \cdot \text{Pr}_{\text{П}}^{0,43} \left( \frac{\text{Pr}_{\text{П}}}{\text{Pr}_{\text{С}}} \right)^{0,25}, \frac{\text{Вт}}{\text{м}^2 \cdot \text{°С}},$$

где  $\text{Re} = \omega_1 \cdot d_{\text{Э}} / \nu$  – число Рейнольдса;  $\text{Pr}_{\text{П}} = \nu / \alpha$  – число Прандтля; индекс  $\text{П}$  – при температуре потока, индекс  $\text{С}$  – при температуре стенки;  $\lambda$  – коэффициент теплопроводности,  $\text{Вт}/(\text{м} \cdot \text{°С})$ ;

$\nu$  – коэффициент кинематической вязкости, м<sup>2</sup>/с;  $\alpha$  – коэффициент температуропроводности при средней температуре конденсата  $t_K^{cp}$  м<sup>2</sup>/с;  $\omega_1$  – скорость потока конденсата, м/с;  $d_{\text{Э}}$  – эквивалентный диаметр труб, м.

При средней температуре конденсата  $t_K^{cp} = 90$  °С по приложению П.6 находим теплофизические величины для конденсата:

$$\lambda = 0,676 \text{ Вт/(м}\cdot\text{°С)}; \nu = 0,326 \cdot 10^{-6} \text{ м}^2/\text{с}; Pr_{\text{II}} = 1,97.$$

При температуре стенки  $t_c = 60$ °С число Прандтля  $Pr_C = 3,03$ .

Коэффициент теплоотдачи со стороны охлаждаемого конденсата

$$\begin{aligned} \alpha_1 &= 0,021 \cdot \frac{0,676}{0,09} \cdot \left( \frac{0,215 \cdot 0,09}{0,326 \cdot 10^{-6}} \right)^{0,8} \cdot 1,97^{0,43} \cdot \left( \frac{1,97}{3,03} \right)^{0,25} = \\ &= 0,021 \cdot \frac{0,676}{0,09} \cdot 59355,83^{0,8} \cdot 1,97^{0,43} \cdot 0,65^{0,25} = \\ &= 0,021 \cdot 7,511 \cdot 6558,26 \cdot 1,3385 \cdot 0,898 = 1243,4 \frac{\text{Вт}}{\text{м}^2 \cdot \text{°С}}. \end{aligned}$$

Расчетный коэффициент теплоотдачи со стороны конденсата

$$\alpha_1^p = \varphi \cdot \alpha_1 = 0,8 \cdot 1243,4 = 994,7 \frac{\text{Вт}}{\text{м}^2 \cdot \text{°С}},$$

где  $\varphi = 0,8$  – коэффициент, учитывающий загрязнения в межтрубном пространстве.

Коэффициент теплоотдачи со стороны охлаждающей воды, движущейся внутри трубок, вычисляется по уравнению

$$\alpha_2 = 0,021 \cdot \frac{\lambda}{d_{\text{ВН}}} \cdot Re^{0,8} \cdot Pr_{\text{II}}^{0,43} \cdot \left( \frac{Pr_{\text{II}}}{Pr_C} \right)^{0,25}, \frac{\text{Вт}}{\text{м}^2 \cdot \text{°С}},$$

где  $Re = \omega_2 \cdot d_{ВН} / \nu$  – число Рейнольдса;  $Pr_{П} = \nu / \alpha$  – число Прандтля; индекс П – при температуре потока воды, индекс С – при температуре стенки трубы;  $\lambda$  – коэффициент теплопроводности, Вт/(м·°С);  $\nu$  – коэффициент кинематической вязкости, м<sup>2</sup>/с;  $\alpha$  – коэффициент температуропроводности при средней температуре воды  $t_B^{CP}$ , м<sup>2</sup>/с;  $\omega_2$  – скорость потока воды, м/с;  $d_{ВН}$  – внутренний диаметр труб, м.

При средней температуре воды  $t_B^{CP} = 30$  °С по приложению П.6 находим теплофизические величины для воды:

$$\lambda = 0,612 \text{ Вт/(м} \cdot \text{°С)}; \nu = 0,805 \cdot 10^{-6} \text{ м}^2/\text{с}; Pr_{П} = 5,45.$$

При температуре стенки  $t_C = 60$  °С число Прандтля  $Pr_C = 3,03$ .

Коэффициент теплоотдачи со стороны охлаждающей воды

$$\begin{aligned} \alpha_2 &= 0,021 \cdot \frac{0,612}{0,014} \left( \frac{1,38 \cdot 0,014}{0,805 \cdot 10^{-6}} \right)^{0,8} \cdot 5,45^{0,43} \cdot \left( \frac{5,45}{3,03} \right)^{0,25} = \\ &= 0,021 \cdot \frac{0,612}{0,014} \cdot 24000^{0,8} \cdot 5,45^{0,43} \cdot 1,7987^{0,25} = \\ &= 0,021 \cdot 43,714 \cdot 3192,78 \cdot 2,073 \cdot 1,158 = 7035,85 \frac{\text{Вт}}{\text{м}^2 \cdot \text{°С}}. \end{aligned}$$

Расчетный коэффициент теплоотдачи со стороны охлаждающей воды

$$\alpha_2^P = 0,8 \cdot 7035,85 = 5628,7 \frac{\text{Вт}}{\text{м}^2 \cdot \text{°С}},$$

где  $\varphi = 0,8$  – коэффициент, учитывающий загрязнения трубок с внутренней стороны.

Коэффициент теплопередачи от конденсата к воде

$$K = \frac{1}{\frac{1}{\alpha_1^P} + \frac{\delta}{\lambda} + \frac{1}{\alpha_2^P}}, \frac{\text{Вт}}{\text{м}^2 \cdot \text{°С}};$$

$$K = \frac{1}{\frac{1}{994,7} + \frac{0,001}{107} + \frac{1}{5628,7}} = 838,7 \frac{\text{Вт}}{\text{м}^2 \cdot ^\circ\text{С}}.$$

Требуемая поверхность теплообмена  $F$  водо-водяного теплообменного аппарата № 2 определяется по уравнению

$$F = \frac{Q}{K \cdot \Delta t} = \frac{472472,93}{838,6 \cdot 60} = 9,39 \text{ м}^2.$$

### *Конструктивный расчет*

Проходное сечение одной секции для охлаждающей воды составляет  $f_2 = 0,00185 \text{ м}^2$  (см. тепловой расчет теплообменника ВВТ-2).

Из уравнения расхода находим необходимое число секций теплообменника, включенных параллельно,

$$n_2 = \frac{G_2}{\omega_2 \cdot f_2 \cdot \rho_2} = \frac{10187,85}{3600 \cdot 1,56 \cdot 0,00185 \cdot 995,7} = 0,985,$$

где  $\rho_2 = 995,7 \text{ кг/м}^3$  – плотность воды при средней температуре  $t_2^{\text{ср}} = 30^\circ\text{С}$  (см. приложение П.6).

Общая длина теплообменника определяется из величины поверхности нагрева

$$L = \frac{F}{n \cdot \pi \cdot d_{\text{Н}}} = \frac{9,39}{12 \cdot 3,14 \cdot 0,016} = 15,6 \text{ м}.$$

Принимаем  $L = 15 \text{ м}$ . Тогда при принятой длине одной секции теплообменника  $\ell = 3 \text{ м}$  общее количество последовательно включенных секций составит

$$m = \frac{L}{\ell} = \frac{15}{3} = 5.$$

Диаметр патрубков для подвода и отвода конденсата

$$d_{\text{к}} = \sqrt{\frac{4 \cdot G_{\text{к}}}{n_1 \cdot \pi \cdot \omega_1 \cdot \rho_1}} = \sqrt{\frac{4 \cdot 10311,4}{3600 \cdot 1 \cdot 3,14 \cdot 0,7 \cdot 965,3}} = 0,073,5 \text{ м.}$$

Здесь  $n_1 = 1,0$  – число параллельно включенных секций;

$\omega_1 = 0,7$  м/с – скорость движения конденсата в подводящих и отводящих патрубках (принимается);  $\rho_1 = 965,3$  кг/м<sup>3</sup> плотность конденсата при средней температуре 90°C.

Для изготовления патрубков для подвода и отвода конденсата по приложению П.2 выбираем стандартную трубу с условным диаметром  $D_y = 70$  мм ( $d_{\text{н}} \times \delta = 76 \times 3$  мм).

Диаметр патрубков для подвода и отвода воды

$$d_{\text{в}} = \sqrt{\frac{4 \cdot G_2}{n_1 \cdot \pi \cdot \omega_2 \cdot \rho_2}} = \sqrt{\frac{4 \cdot 10187,85}{3600 \cdot 1 \cdot 3,14 \cdot 2,0 \cdot 995,7}} = 0,0425 \text{ м.}$$

Здесь  $n_1 = 1,0$  – число параллельно включенных секций;

$\omega_2 = 2,0$  м/с – скорость движения воды в подводящих и отводящих патрубках (принимается);  $\rho_2 = 995,7$  кг/м<sup>3</sup> плотность воды при средней температуре 30°C.

Для изготовления патрубков для подвода и отвода воды по приложению П.2 выбираем стандартную трубу с условным диаметром  $D_y = 40$  мм ( $d_{\text{н}} \times \delta = 45 \times 2,5$  мм).

## 7.8. Расчет парового калорифера для системы приточной вентиляции цеха

*Исходные данные*

Количество подогреваемого воздуха  $G_1 = 16000$  кг/ч.

Расчетная температура наружного воздуха  $t_1' = -20$  °С.

Температура воздуха внутри помещения  $t_1'' = 18$  °С.



Греющий теплоноситель – перегретый пар с давлением  $P_{\text{П}} = 0,5 \text{ МПа}$  и температурой  $t_{\text{П}} = 170^{\circ}\text{C}$ .

### Тепловой расчет калорифера

Расход теплоты на вентиляцию определяем из выражения

$$\begin{aligned} Q &= G_1 \cdot c_{p1} (t_1'' - t_1') = \frac{16000}{3600} \cdot 1000 [18 - (-20)] = \\ &= 168888,9 \text{ Вт} = 168,9 \text{ кВт}. \end{aligned}$$

Здесь  $c_{p1} = 1000 \text{ Дж}/(\text{кг} \cdot ^{\circ}\text{C})$  – теплоемкость воздуха при средней температуре  $t_1^{\text{ср}} = -1^{\circ}\text{C}$  (см. приложение П.11).

Задаемся массовой скоростью воздуха

$$(v \cdot \rho) = 3,6 \text{ кг}/(\text{м}^2 \cdot \text{с}),$$

где  $v$  – скорость воздуха, м/с;  $\rho$  – плотность воздуха,  $\text{кг}/\text{м}^3$ .

Определяем проходное сечение для воздуха

$$f_{\text{В}} = \frac{G_1}{(v \cdot \rho)} = \frac{16000}{3600 \cdot 3,6} = 1,235 \text{ м}^2.$$

К установке предлагается многоходовой стальной, калорифер для пара типа КП2-11 СК 01УЗМ (см. табл.1, приложение П.8)

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 составит

$$f_{\text{В}} = 1,66 \text{ м}^2.$$

Действительная массовая скорость воздуха составит

$$(v \cdot \rho) = \frac{G_1}{3600 \cdot f_{\text{В}}} = \frac{16000}{3600 \cdot 1,66} = 2,677 \text{ кг}/(\text{м}^2 \cdot \text{с}).$$

Расход пара на калорифер

$$D = \frac{Q}{(i_{\text{П}} - i_{\text{К}}) \eta} = \frac{168,9}{(2789,9 - 640,4) 0,98} = 0,08 \frac{\text{кг}}{\text{с}} = 288,6 \text{ кг/ч.}$$

Здесь  $i_{\text{П}} = 2788,9$  кДж/кг – энтальпия пара при давлении  $P_{\text{П}} = 0,5$  МПа и температуре  $t_{\text{П}} = 170^{\circ}\text{C}$  (см. приложение П.1);  $\eta = 0,98$  – 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  $\rho = 1,293$  кг/м<sup>3</sup> – плотность воздуха при температуре  $t_{\text{В}} = 0^{\circ}\text{C}$  (см. приложение П.11).

Скорость пара в трубках калорифера

$$\omega_{\text{П}} = \frac{D \cdot v_{\text{П}}}{3600 \cdot f_2} = \frac{288,6 \cdot 0,3942}{3600 \cdot 0,00532} = 5,94 \text{ м/с,}$$

где  $v_{\text{П}} = 0,3942$  м<sup>3</sup>/кг – удельный объем пара при давлении  $P_{\text{П}} = 0,5$  МПа (см. приложение П.1).

Коэффициент теплопередачи от пара к воздуху [102]

$$K = 18,6 \cdot (v \cdot \rho)^{0,439} = 18,6 \cdot 2,677^{0,439} = 28,66 \frac{\text{Вт}}{\text{м}^2 \cdot ^{\circ}\text{C}}.$$

Расчетный коэффициент теплопередачи

$$K_p = \varphi \cdot K = 0,75 \cdot 28,66 = 21,5 \frac{\text{Вт}}{\text{м}^2 \cdot ^{\circ}\text{C}},$$

где  $\varphi = 0,75$  – коэффициент использования теплоты.

Среднелогарифмический температурный напор

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

где  $\Delta t_{\text{б}}, \Delta t_{\text{М}}$  – большой и меньший температурный перепады

$$\Delta t_{\text{б}} = t_{\text{Н.П}} - t_{\text{В}}' = 151,85 - (-20) = 171,85^{\circ}\text{C};$$

$$\Delta t_{\text{М}} = t_{\text{Н.П}} - t_{\text{В}}'' = 151,85 - 18 = 133,85^{\circ}\text{C};$$

$t_{\text{Н.П}} = 151,85^{\circ}\text{C}$  – температура насыщенного пара при давлении  $P_{\text{П}} = 0,5$  МПа (см. приложение П.1).

$$\Delta t = \frac{171,85 - 133,85}{\ln \frac{171,85}{133,85}} = 152,1^{\circ}\text{C}.$$

Поверхность нагрева парового калорифера

$$F = \frac{Q}{K_{\text{р}} \cdot \Delta t} = \frac{168900}{21,5 \cdot 152,1} = 51,65 \text{ м}^2.$$

Принимаем к установке один калорифер типа КП2-11 СК 01УЗМ (см. табл.1, приложение П.8) 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

$$\Delta P = 3,28 \cdot (\nu \cdot \rho)^{2,01} = 3,28 \cdot 2,677^{2,01} = 23,74 \text{ Па}.$$

Затраты мощности на преодоление сопротивления по стороне воздуха

$$N = \frac{G_1 \cdot \Delta P}{\rho_1 \cdot \eta} = \frac{16000 \cdot 23,74}{3600 \cdot 1,293 \cdot 0,7 \cdot 1000} = 0,117 \text{ кВт} ,$$

где  $\rho_1 = 1,293 \text{ кг/м}^3$  – плотность воздуха, определяемая по приложению П.11 при средней температуре  $t_1^{\text{ср}} = -1^\circ\text{C}$ ;

$\eta = 0,7$  – коэффициент полезного действия вентилятора (принимается).

### 7.9. Выбор конденсатного и водяного насосов

**Конденсатный насос** – 2 единицы (1 – резерв):

- производительность  $Q = 10,4 \text{ м}^3/\text{ч}$  (из теплового расчета сушильной установки);
- напор  $H = 0,3 \text{ МПа}$  (принимается);
- температура конденсата – до  $110^\circ\text{C}$ .

К установке принимаем конденсатный насос фирмы «Grundfos» типа CR-10 (см. рис. 2.40, гл. 2).

**Водяной насос** – 1 единица

- производительность

$$Q = Q^{\text{ПВТ}} + Q^{\text{ВВТ-1}} + Q^{\text{ВВТ-2}} =$$

$$= 10,29 + 9,2 + 10,23 = 29,72 \text{ м}^3/\text{ч};$$

- напор  $H = 0,3 \text{ МПа}$  (принимается);
- температура воды – до  $50^\circ\text{C}$ .

К установке принимаем водяной насос фирмы «Grundfos» типа CR-32 (см. рис. 2.40, гл. 2).

### 7.10. Расчет диаметров трубопроводов к схеме пароконденсатной системы БДМ (Рис. 2.7)

#### *Паропроводы*

#### *Главный паропровод перегретого пара (до регулирующего клапана)*

Расход перегретого пара –  $D_{п.п} = 10322,0$  кг/ч (см. табл. 4).

Параметры перегретого пара:

- давление  $P_{п.п} = 0,6$  МПа;
- температура  $t_{п.п} = 170^\circ\text{C}$ .

По таблицам перегретого пара [104] находим значение удельного объема перегретого пара  $\nu_{п.п} = 0,335$  м<sup>3</sup>/кг.

Уравнение расхода пара

$$D_{п.п} = 3600 \cdot \frac{\pi \cdot d_{п.п}^2}{4} \cdot \omega_{п.п} \cdot \frac{1}{\nu_{п.п}},$$

где  $\omega_{п.п}$  – скорость движения перегретого пара в трубопроводе,

$\omega_{п.п} = 40\text{--}50$  м/с (рекомендуется).

Диаметр главного паропровода перегретого пара

$$\begin{aligned} d_{п.п} &= \sqrt{\frac{4 \cdot D_{п.п} \cdot \nu_{п.п}}{3600 \cdot \pi \cdot \omega_{п.п}}} = \sqrt{\frac{4 \cdot 10322 \cdot 0,335}{3600 \cdot 3,14 \cdot 45}} = \\ &= 0,001623 \cdot \sqrt{10322} = 0,165 \text{ м.} \end{aligned}$$

Принимаем стандартный диаметр  $D_y$  150 мм (159×4,5 мм).

### ***Главный паропровод насыщенного пара (после регулирующего клапана)***

Расход насыщенного пара –  $D_{н.п} = 10322,0$  кг/ч (см. табл. 4)

Параметры насыщенного пара:

- давление  $P_{н.п} = 0,6$  МПа;
- температура  $t_{н.п} = 158,8^\circ\text{C}$ .

По таблицам насыщенного пара (приложение П. 1) находим значение удельного объема насыщенного пара  $\nu_{н.п} = 0,31556$  м<sup>3</sup>/кг.

Уравнение расхода насыщенного пара

$$D_{\text{н.п}} = 3600 \cdot \frac{\pi \cdot d_{\text{н.п}}^2}{4} \cdot \omega_{\text{н.п}} \cdot \frac{1}{\nu_{\text{н.п}}},$$

где  $\omega_{\text{н.п}}$  – скорость движения насыщенного пара в трубопроводе,  $\omega_{\text{н.п}} = 20\text{--}35$  м/с (рекомендуется).

Диаметр главного паропровода насыщенного пара

$$d_{\text{н.п}} = \sqrt{\frac{4 \cdot D_{\text{н.п}} \cdot \nu_{\text{н.п}}}{3600 \cdot \pi \cdot \omega_{\text{н.п}}}} = \sqrt{\frac{4 \cdot 10322 \cdot 0,31556}{3600 \cdot 3,14 \cdot 27}} =$$

$$= 0,002033635 \cdot \sqrt{D_{\text{н.п}}} = 0,002033635 \cdot \sqrt{10322} = 0,2066 \text{ м.}$$

Принимаем стандартный диаметр  $D_{\text{у}}$  200 мм (219×6,0 мм) (см. приложение П.2).

Таким образом, общий паропровод от котельной к сушильной установке БДМ принимаем  $D_{\text{у}}$  200 мм (219×6,0 мм).

***Паропроводы насыщенного пара к самым нагруженным по расходу пара сушильным цилиндрам (на основании табл. 4)***

*1. К цилиндру № 1*

Расход насыщенного пара на цилиндр № 1 –  $D_{\text{ц1}} = 694,7$  кг/ч (см. табл. 4)

Параметры насыщенного пара:

- давление  $P_{\text{н.п}} = 0,3$  МПа;
- температура  $t_{\text{н.п}} = 133,5^\circ\text{C}$ .

По таблицам насыщенного пара (см. приложение П.1) находим значение удельного объема пара  $\nu_{\text{н.п}} = 0,60586 \text{ м}^3/\text{кг}$ .

$$d_{\text{ц1}} = \sqrt{\frac{4 \cdot D_{\text{ц1}} \cdot \nu_{\text{н.п}}}{3600 \cdot \pi \cdot \omega_{\text{н.п}}}} = \sqrt{\frac{4 \cdot D_{\text{ц1}} \cdot 0,60586}{3600 \cdot 3,14 \cdot 27}} =$$

$$= 0,002817852 \cdot \sqrt{D_{\text{ц1}}} = 0,002817852 \cdot \sqrt{694,7} = 0,0743 \text{ м.}$$

Принимаем стандартный диаметр  $D_y$  70 мм (76×3,0 мм) (см. приложение П.2).

2. К цилиндру № 2

$$d_{ц2} = 0,002817852 \sqrt{D_{ц2}} = 0,002817852 \sqrt{475,9} = 0,062 \text{ м.}$$

Принимаем стандартный диаметр  $D_y$  70 мм (76×3,0 мм) (см. приложение П.2).

3. К цилиндру № 3

$$d_{ц3} = 0,002817852 \sqrt{D_{ц3}} = 0,002817852 \sqrt{385,0} = 0,055 \text{ м.}$$

Принимаем стандартный диаметр  $D_y$  50 мм (57×3,0 мм) (см. приложение П.2).

4. К цилиндру № 4

$$d_{ц4} = 0,002817852 \sqrt{D_{ц4}} = 0,002817852 \sqrt{347,9} = 0,053 \text{ м.}$$

Принимаем стандартный диаметр  $D_y$  50 мм (57×3,0 мм) (см. приложение П.2).

5. К цилиндрам № 5–9

$$d_{ц5-9} = 0,002033635 \sqrt{D_{ц5-9}} = 0,002033635 \sqrt{633,7} = 0,051 \text{ м.}$$

Принимаем стандартный диаметр  $D_y$  50 мм (57×3,0 мм) (см. приложение П.2).

6. К цилиндру № 10

$$d_{ц10} = 0,002033635 \sqrt{D_{ц10}} = 0,002033635 \sqrt{747,3} = 0,056 \text{ м.}$$

Принимаем стандартный диаметр  $D_y$  50 мм (57×3,0 мм) (см. приложение П.2).

7. К цилиндру № 11

$$d_{ц11} = 0,002033635 \sqrt{D_{ц11}} = 0,002033635 \sqrt{680,1} = 0,053 \text{ м.}$$

Принимаем стандартный диаметр  $D_y$  50 мм (57×3,0 мм) (см. приложение П.2).

8. К цилиндру № 12

$$d_{ц12} = 0,002033635 \sqrt{D_{ц12}} = 0,002033635 \sqrt{620,3} = 0,051 \text{ м.}$$

Принимаем стандартный диаметр  $D_y$  50 мм (57×3,0 мм) (см. приложение П.2).

9. К цилиндру № 13

$$d_{ц13} = 0,002033635 \sqrt{D_{ц13}} = 0,002033635 \sqrt{553,1} = 0,048 \text{ м.}$$

Принимаем стандартный диаметр  $D_y$  50 мм (57×3,0 мм) (см. приложение П.2).

### ***Паропровод от сепаратора № 1 на вторую паровую группу***

Расход насыщенного пара на вторую паровую группу –  $D_{ц 1-4} = 1903,5$  кг/ч (см. табл. 4)

Параметры насыщенного пара:

- давление  $P_{н.п} = 0,3$  МПа;
- температура  $t_{н.п} = 133,5^\circ\text{C}$ .

По таблицам насыщенного пара (см. приложение П.1) находим значение удельного объема пара  $\nu_{н.п} = 0,60586 \text{ м}^3/\text{кг}$ .

$$d_{с1} = 0,002817852 \sqrt{D_{ц1-4}} = 0,002817852 \sqrt{1903,5} = 0,123 \text{ м.}$$

Принимаем стандартный диаметр  $D_y$  125 мм (133×4,0 мм) (см. приложение П.2).

### ***Паропровод от сепаратора № 2 к пароводяному теплообменнику***

Расход пролетного пара и паров вторичного вскипания  $D_{с2} = 774,7$  кг/ч (см. расчет сепаратора № 2).

Параметры насыщенного пара:

- давление  $P_{н.п} = 0,095$  МПа;
- температура  $t_{н.п} = 98,2^\circ\text{C}$ .

По таблицам насыщенного пара (приложение П.1) находим значение удельного объема пара  $\nu_{н.п} = 1,7778 \text{ м}^3/\text{кг}$ .



$$d_{C2} = \sqrt{\frac{4 \cdot D_{C2} \cdot v_{H,П}}{3600 \cdot \pi \cdot \omega_{H,П}}} = \sqrt{\frac{4 \cdot D_{C2} \cdot 1,7778}{3600 \cdot 3,14 \cdot 27}} =$$

$$= 0,004827 \cdot \sqrt{D_{C2}} = 0,004827 \cdot \sqrt{774,7} = 0,1344 \text{ м.}$$

Принимаем стандартный диаметр  $D_y$  125 мм (133×4,0 мм) (см. приложение П.2).

### **Конденсатопроводы**

*Главный конденсатопровод от сушильной установки БДМ к конденсатному насосу*

Расход конденсата  $G_K = 10322,0$  кг/ч (равен расходу пара).

Температура конденсата  $t_K = 98,2^\circ\text{C}$  при давлении  $P_{C2} = 0,095$  МПа.

Удельный объем конденсата  $v'_K = 0,0010423$  м<sup>3</sup>/кг (см. приложение П.1).

Скорость движения конденсата в трубопроводе  $\omega_K = 0,5-1,0$  м/с (рекомендуется).

Диаметр главного конденсатопровода от сушильной установки к конденсатному насосу

$$d_K = \sqrt{\frac{4 \cdot G_K \cdot v'_K}{3600 \cdot \pi \cdot \omega_K}} = \sqrt{\frac{4 \cdot G_K \cdot 0,0010423}{3600 \cdot 3,14 \cdot 0,7}} =$$

$$= 0,000725874 \cdot \sqrt{G_K} = 0,000725874 \cdot \sqrt{10322} = 0,0737 \text{ м.}$$

Принимаем стандартный диаметр  $D_y$  80 мм (89×3,5 мм) (см. приложение П.2).

*Конденсатопровод от сепаратора № 1 к сепаратору № 2*

Расход конденсата  $G_K = 8474,1$  кг/ч (см. расчет сепаратора № 1).

Температура конденсата  $t_K = 133,5^\circ\text{C}$  при давлении  $P_{C2} = 0,3$  МПа (см. приложение П.1).

Удельный объем конденсата  $v'_K = 0,0010735 \text{ м}^3/\text{кг}$  (см. приложение П.1).

Скорость движения конденсата в трубопроводе  $\omega_K = 0,5-1,0 \text{ м/с}$  (рекомендуется).

Диаметр конденсатопровода между сепараторами № 1 и 2

$$d_K = \sqrt{\frac{4 \cdot G_K \cdot v'_K}{3600 \cdot \pi \cdot \omega_K}} = \sqrt{\frac{4 \cdot G_K \cdot 0,0010735}{3600 \cdot 3,14 \cdot 0,7}} =$$
$$= 0,000736658 \cdot \sqrt{G_K} = 0,000736658 \cdot \sqrt{8474,1} = 0,067,8 \text{ м.}$$

Принимаем стандартный диаметр  $D_y 70 \text{ мм}$  ( $76 \times 3,0 \text{ мм}$ ) (см. приложение П.2).

*Конденсатопровод от пароводяного теплообменника  
к сепаратору № 2  
(или к конденсатному насосу).*

Расход конденсата  $G_K = 774,7 \text{ кг/ч}$  (см. расчет сепаратора № 2).

Температура конденсата  $t_K = 98,2^\circ\text{C}$  при давлении  $P_{C2} = 0,095 \text{ МПа}$ .

Удельный объем конденсата  $v'_K = 0,0010423 \text{ м}^3/\text{кг}$  (см. приложение П.1).

Скорость движения конденсата в трубопроводе  $\omega_K = 0,5-1,0 \text{ м/с}$  (рекомендуется).

Диаметр конденсатопровода от пароводяного теплообменника к сепаратору № 2

$$d_K = \sqrt{\frac{4 \cdot G_K \cdot v'_K}{3600 \cdot \pi \cdot \omega_K}} = \sqrt{\frac{4 \cdot G_K \cdot 0,0010423}{3600 \cdot 3,14 \cdot 0,7}} =$$
$$= 0,000725874 \cdot \sqrt{G_K} = 0,000725874 \cdot \sqrt{774,7} = 0,020 \text{ м.}$$

Принимаем стандартный диаметр  $D_y 20 \text{ мм}$  ( $22 \times 2 \text{ мм}$ ).

## **Трубопроводы подачи воды к теплообменникам**

### *К пароводяному теплообменнику (ПВТ)*

Расход воды  $Q_B^{\text{ПВТ}} = 10242,6$  кг/ч (см. тепловой расчет ПВТ).

Температура воды  $t_B = 50$  °С.

Удельный объем воды  $\nu'_B = 0,0010121$  м<sup>3</sup>/кг.

Скорость движения воды  $\omega_B = 1,5-2,0$  м/с (рекомендуется).

Диаметр трубопровода подачи воды на ПВТ

$$d_B^{\text{ПВТ}} = \sqrt{\frac{4 \cdot Q_B^{\text{ПВТ}} \cdot \nu'_B}{3600 \cdot \pi \cdot \omega_B}} = \sqrt{\frac{4 \cdot Q_B^{\text{ПВТ}} \cdot 0,0010121}{3600 \cdot 3,14 \cdot 1,5}} =$$
$$= 0,00048863 \cdot \sqrt{Q_B^{\text{ПВТ}}} = 0,00048863 \cdot \sqrt{10242,6} = 0,0495 \text{ м.}$$

Принимаем стандартный диаметр  $D_y$  50 мм (57×3 мм) (см. приложение П.2).

### *К водо-водяному теплообменнику № 1 (ВВТ-1)*

Расход воды  $Q_B^{\text{ВВТ-1}} = 9152,4$  кг/ч (см. тепловой расчет ВВТ-1).

Температура воды  $t_B = 50$ °С.

Удельный объем воды  $\nu'_B = 0,0010121$  м<sup>3</sup>/кг.

Скорость движения воды  $\omega_B = 1,5-2,0$  м/с (рекомендуется).

Диаметр трубопровода для воды на ВВТ-1

$$d_B^{\text{ВВТ-1}} = \sqrt{\frac{4 \cdot Q_B^{\text{ВВТ-1}} \cdot \nu'_B}{3600 \cdot \pi \cdot \omega_B}} = 0,00048863 \cdot \sqrt{Q_B^{\text{ВВТ-1}}} =$$
$$= 0,00048863 \cdot \sqrt{9152,4} = 0,0467 \text{ м.}$$

Принимаем стандартный диаметр  $D_y$  50 мм (57×3 мм) (см. приложение П. 2).

*К водо-водяному теплообменнику № 2 (ВВТ-2)*

Расход воды  $Q_B^{\text{ВВТ-2}} = 10187,85$  кг/ч (см. тепловой расчет ВВТ-2).

Температура воды  $t_B = 50^\circ\text{C}$ .

Удельный объем воды  $\nu'_B = 0,0010121$  м<sup>3</sup>/кг.

Скорость движения воды  $\omega_B = 1,5-2,0$  м/с (рекомендуется).

Диаметр трубопровода для воды на ВВТ-2

$$d_B^{\text{ВВТ-2}} = \sqrt{\frac{4 \cdot Q_B^{\text{ВВТ-2}} \cdot \nu'_B}{3600 \cdot \pi \cdot \omega_B}} = 0,00048863 \cdot \sqrt{Q_B^{\text{ВВТ-2}}} = \\ = 0,00048863 \cdot \sqrt{10187,85} = 0,0493 \text{ м.}$$

Принимаем стандартный диаметр  $D_y$  50 мм (57×3 мм)  
(см. приложение П.2).

*Общий трубопровод для воды от водяного насоса*

Общий расход воды на все теплообменники составляет

$$Q_B^\Sigma = Q^{\text{ПВТ}} + Q^{\text{ВВТ-1}} + Q^{\text{ВВТ-2}} = \\ = 10,29 + 9,2 + 10,23 = 29,72 \text{ м}^3/\text{ч.}$$

Расход воды  $Q_B^\Sigma = 29582,85$  кг/ч = 29720 м<sup>3</sup>/ч.

Температура воды  $t_B = 50^\circ\text{C}$ .

Удельный объем воды  $\nu'_B = 0,0010121$  м<sup>3</sup>/кг.

Скорость движения воды  $\omega_B = 1,5-2,0$  м/с (рекомендуется).

Диаметр общего трубопровода для воды от водяного насоса

$$d_B^\Sigma = \sqrt{\frac{4 \cdot Q_B^\Sigma \cdot \nu'_B}{3600 \cdot \pi \cdot \omega_B}} = 0,00048863 \cdot \sqrt{Q_B^\Sigma} = \\ = 0,00048863 \cdot \sqrt{29582,85} = 0,084 \text{ м.}$$

Принимаем стандартный диаметр  $D_y$  80 мм (89×3,5 мм)  
(см. приложение П.2).

### ***Трубопроводы для перемещения двухфазной смеси (пара и конденсата)***

#### ***Пароконденсатопроводы от сушильных цилиндров № 1–4***

Давление насыщенного пара на цилиндры № 1–4 с учетом сопротивления при движении смеси внутри цилиндров  $P_{н.п} = 0,26$  МПа. По таблицам сухого насыщенного пара (приложение П.1) находим:

- температуру пара  $t_{н.п} = 128,7^\circ\text{C}$ ;
- удельный объем конденсата  $v' = 0,0010688$  м<sup>3</sup>/кг;
- удельный объем пара  $v'' = 0,69288$  м<sup>3</sup>/кг.'

Уравнения расхода:

- для пролетного пара  $D_{пр.п} = 3600 \cdot f_{пр.п} \cdot \omega_{н.п} \cdot \frac{1}{v''}$ ;

- для конденсата  $G_k = 3600 \cdot f_k \cdot \omega_k \cdot \frac{1}{v'}$ .

Из этих уравнений находим площади проходных сечений:

- для пролетного пара  $f_{пр.п} = \frac{v''}{3600 \cdot \omega_{пр.п}} \cdot D_{пр.п}$ ;

- для конденсата  $f_k = \frac{v'}{3600 \cdot \omega_k} \cdot G_k$ .

Складываем эти проходные сечения и получаем суммарное проходное сечение  $f_\Sigma$  для движения пароконденсатной смеси.

С другой стороны, суммарное проходное сечение можно выразить через диаметр трубопровода

$$f_\Sigma = \frac{\pi \cdot d^2}{4}.$$

Откуда находим искомый диаметр трубопровода для движения пароконденсатной смеси

$$d = \sqrt{\frac{4}{3,14}} \cdot \sqrt{f_{\Sigma}} = 1,128665 \cdot \sqrt{f_{\Sigma}}.$$

***Пароконденсатопровод от сушильного цилиндра № 1***

Расход пролетного пара  $D_{\text{ц.1}}^{\text{пр.п}} = 20,2$  кг/ч (см. табл. 4).

Расход конденсата  $G_{\text{ц.1}}^{\text{к}} = 674,5$  кг/ч (см. табл. 4).

Проходное сечение для пролетного пара

$$\begin{aligned} f_{\text{ц.1}}^{\text{пр.п}} &= \frac{0,69288}{3600 \cdot 27} \cdot D_{\text{ц.1}}^{\text{пр.п}} = 0,000007128 \cdot D_{\text{ц.1}}^{\text{пр.п}} = \\ &= 0,000007128 \cdot 20,2 = 0,000143986 \text{ м}^2. \end{aligned}$$

Проходное сечение для конденсата

$$\begin{aligned} f_{\text{ц.1}}^{\text{к}} &= \frac{0,0010688}{3600 \cdot 0,7} \cdot G_{\text{ц.1}}^{\text{к}} = 0,000000424 \cdot G_{\text{ц.1}}^{\text{к}} = \\ &= 0,000000424 \cdot 674,5 = 0,000285988 \text{ м}^2. \end{aligned}$$

Диаметр трубопровода для смеси пара и конденсата

$$\begin{aligned} d_{\text{ц.1}} &= 1,128665 \cdot \sqrt{f_{\Sigma}} = 1,128665 \cdot \sqrt{0,000429974} = \\ &= 1,128665 \cdot 0,0207358 = 0,0234 \text{ м (т. е. 23,4 мм)}. \end{aligned}$$

***Пароконденсатопровод от сушильных цилиндров  
№ 2 и 4***

Расход пролетного пара  $D_{\text{ц.2,4}}^{\text{пр.п}} = 24,0$  кг/ч (см. табл. 5).

Расход конденсата  $G_{\text{ц.1}}^{\text{к}} = 799,8$  кг/ч (см. табл. 5).

Проходное сечение для пролетного пара

$$f_{\text{Ц.2,4}}^{\text{пр.п}} = 0,000007128 \cdot D_{\text{Ц.2,4}}^{\text{пр.п}} =$$

$$= 0,000007128 \cdot 24,0 = 0,000171072 \text{ м}^2.$$

Проходное сечение для конденсата

$$f_{\text{Ц.2,4}}^{\text{К}} = 0,000000424 \cdot G_{\text{Ц.2,4}}^{\text{К}} =$$

$$= 0,000000424 \cdot 799,8 = 0,000339115 \text{ м}^2.$$

Диаметр трубопровода для смеси пара и конденсата

$$d_{\text{Ц.2,4}} = 1,128665 \cdot \sqrt{f_{\Sigma}} = 1,128665 \cdot \sqrt{0,000510187} =$$

$$= 1,128665 \cdot 0,0226 = 0,0255 \text{ м (т. е. 25,5 мм)}.$$

### ***Пароконденсатопровод от цилиндра № 3***

$$d_{\text{Ц.3}} < 25 \text{ мм}.$$

### ***Пароконденсатопроводы от цилиндров № 5–30***

#### ***Трубопровод от цилиндров № 6, 8***

Давление насыщенного пара на цилиндры № 6, 8 с учетом сопротивления при движении смеси внутри цилиндров  $P_{\text{н.п}} = 0,56$  МПа. По таблицам сухого насыщенного пара (см. приложение П.1) находим:

- температуру пара  $t_{\text{н.п}} = 155,5^{\circ}\text{C}$ ;
- удельный объем конденсата  $v' = 0,0010977 \text{ м}^3/\text{кг}$ ;
- удельный объем сухого насыщенного пара  $v'' = 0,33681 \text{ м}^3/\text{кг}$ .

Расход пролетного пара  $D_{\text{Ц.6,8}}^{\text{пр.п}} = 193,4 \text{ кг/ч}$  (см. табл. 5).

Расход конденсата  $G_{\text{Ц.6,8}}^{\text{К}} = 1074,0 \text{ кг/ч}$  (см. табл.5).

Проходное сечение для пролетного пара

$$f_{\text{Ц.6,8}}^{\text{пр.п}} = \frac{0,33681}{3600 \cdot 27} \cdot D_{\text{Ц.6,8}}^{\text{пр.п}} = 0,000003465 \cdot D_{\text{Ц.6,8}}^{\text{пр.п}} =$$

$$= 0,000003465 \cdot 193,4 = 0,000670155 \text{ м}^2.$$

Проходное сечение для конденсата

$$f_{\text{Ц.6,8}}^{\text{к}} = \frac{0,0010977}{3600 \cdot 0,7} \cdot G_{\text{Ц.6,8}}^{\text{к}} = 0,000000436 \cdot G_{\text{Ц.6,8}}^{\text{к}} =$$

$$= 0,000000436 \cdot 1074,0 = 0,000468264 \text{ м}^2.$$

Диаметр трубопровода для смеси пара и конденсата

$$d_{\text{Ц.6,8}} = 1,128665 \cdot \sqrt{f_{\Sigma}} = 1,128665 \cdot \sqrt{0,001138419} =$$

$$= 1,128665 \cdot 0,03374 = 0,0381 \text{ м (т. е. 38,1 мм)}.$$

Принимаем стандартный трубопровод  $D_{\text{у}} = 40 \text{ мм (45} \times \text{2,5 мм)}$   
(см. приложение П.2).

### ***Трубопровод от цилиндров № 5, 7, 9***

Давление насыщенного пара на цилиндры № 5, 7, 9 с учетом сопротивления при движении смеси внутри цилиндров  $P_{\text{н.п}} = 0,56 \text{ МПа}$ . По таблицам сухого насыщенного пара (см. приложение П.1) находим:

- температуру пара  $t_{\text{н.п}} = 155,5^{\circ}\text{C}$ ;
- удельный объем конденсата  $v' = 0,0010977 \text{ м}^3/\text{кг}$ ;
- удельный объем сухого насыщенного пара  $v'' = 0,33681 \text{ м}^3/\text{кг}$ .

Расход пролетного пара  $D_{\text{Ц.5,7,9}}^{\text{пр.п}} = 290,1 \text{ кг/ч}$  (см. табл.5).

Расход конденсата  $G_{\text{Ц.5,7,9}}^{\text{к}} = 1611,0 \text{ кг/ч}$  (см. табл.5).

Проходное сечение для пролетного пара

$$f_{\text{Ц.5,7,9}}^{\text{пр.п}} = 0,000003465 \cdot D_{\text{Ц.5,7,9}}^{\text{пр.п}} =$$



$$= 0,000003465 \cdot 290,1 = 0,001005187 \text{ м}^2.$$

Проходное сечение для конденсата

$$\begin{aligned} f_{\text{Ц.5,7,9}}^{\text{К}} &= 0,000000436 \cdot G_{\text{Ц.5,7,9}}^{\text{К}} = \\ &= 0,000000436 \cdot 1611,0 = 0,000702396 \text{ м}^2. \end{aligned}$$

Диаметр трубопровода для смеси пара и конденсата

$$\begin{aligned} d_{\text{Ц.5,7,9}} &= 1,128665 \cdot \sqrt{f_{\Sigma}} = 1,128665 \cdot \sqrt{0,001707583} = \\ &= 1,128665 \cdot 0,041323 = 0,04664 \text{ м (т. е. 46,7 мм)}. \end{aligned}$$

Принимаем стандартный диаметр  $D_{\text{У}} = 50 \text{ мм}$  ( $57 \times 3 \text{ мм}$ ) (см. приложение П.2).

### ***Трубопровод от цилиндров № 10, 12***

Давление сухого насыщенного пара на цилиндры № 10, 12 с учетом сопротивления при движении смеси внутри цилиндров  $P_{\text{Н.П}} = 0,56 \text{ МПа}$ .

Расход пролетного пара  $D_{\text{Ц.10,12}}^{\text{пр.п}} = 259,5 \text{ кг/ч}$  (см. табл.5).

Расход конденсата  $G_{\text{Ц.10,12}}^{\text{К}} = 1108,1 \text{ кг/ч}$  (см. табл. 5).

Проходное сечение для пролетного пара

$$\begin{aligned} f_{\text{Ц.10,12}}^{\text{пр.п}} &= 0,000003465 \cdot D_{\text{Ц.10,12}}^{\text{пр.п}} = \\ &= 0,000003465 \cdot 259,5 = 0,001023908 \text{ м}^2. \end{aligned}$$

Проходное сечение для конденсата

$$f_{\text{Ц.10,12}}^{\text{К}} = 0,000000436 \cdot G_{\text{Ц.10,12}}^{\text{К}} =$$

$$= 0,000000436 \cdot 1108,1 = 0,000483132 \text{ м}^2.$$

Диаметр трубопровода для смеси пара и конденсата

$$\begin{aligned} d_{\text{ц.10,12}} &= 1,128665 \cdot \sqrt{f_{\Sigma}} = 1,128665 \cdot \sqrt{0,00150704} = \\ &= 1,128665 \cdot 0,03882 = 0,0438 \text{ м (т. е. 43,8 мм)}. \end{aligned}$$

Принимаем стандартный диаметр  $D_y$  50 мм (57×3 мм)  
(см. приложение П.2).

### *Трубопровод от цилиндров № 11, 13*

Давление сухого насыщенного пара на цилиндры № 11, 13  
с учетом сопротивления при движении смеси внутри цилиндров  
 $P_{\text{н.п}} = 0,56$  МПа.

Расход пролетного пара  $D_{\text{ц.11,13}}^{\text{пр.п}} = 234,1$  кг/ч (см. табл. 5).

Расход конденсата  $G_{\text{ц.11,13}}^{\text{к}} = 999,1$  кг/ч (см. табл. 5).

Проходное сечение для пролетного пара

$$\begin{aligned} f_{\text{ц.11,13}}^{\text{пр.п}} &= 0,000003465 \cdot D_{\text{ц.11,13}}^{\text{пр.п}} = \\ &= 0,000003465 \cdot 234,1 = 0,000811157 \text{ м}^2. \end{aligned}$$

Проходное сечение для конденсата

$$\begin{aligned} f_{\text{ц.11,13}}^{\text{к}} &= 0,000000436 \cdot G_{\text{ц.11,13}}^{\text{к}} = \\ &= 0,000000436 \cdot 999,1 = 0,000435608 \text{ м}^2. \end{aligned}$$

Диаметр трубопровода для смеси пара и конденсата

$$\begin{aligned} d_{\text{ц.11,13}} &= 1,128665 \cdot \sqrt{f_{\Sigma}} = 1,128665 \cdot \sqrt{0,001246765} = \\ &= 1,128665 \cdot 0,033531 = 0,0398 \text{ м (т. е. 39,8 мм)}. \end{aligned}$$

Принимаем стандартный диаметр  $D_y = 40$  мм ( $45 \times 2,5$  мм)  
(см. приложение П. 2).

### ***Трубопровод от цилиндров № 14, 16, 18***

Давление сухого насыщенного пара на цилиндры № 14, 16, 18  
с учетом сопротивления при движении смеси внутри цилиндров  
 $P_{н.п} = 0,56$  МПа.

Расход пролетного пара  $D_{ц.14,16,18}^{пр.п} = 227,0$  кг/ч (см. табл. 5).

Расход конденсата  $G_{ц.14,16,18}^к = 968,8$  кг/ч (см. табл. 5).

Проходное сечение для пролетного пара

$$\begin{aligned} f_{ц.14,16,18}^{пр.п} &= 0,000003465 \cdot D_{ц.14,16,18}^{пр.п} = \\ &= 0,000003465 \cdot 227,0 = 0,000786555 \text{ м}^2. \end{aligned}$$

Проходное сечение для конденсата

$$\begin{aligned} f_{ц.14,16,18}^к &= 0,000000436 \cdot G_{ц.14,16,18}^к = \\ &= 0,000000436 \cdot 968,8 = 0,000422397 \text{ м}^2. \end{aligned}$$

Диаметр трубопровода для смеси пара и конденсата

$$\begin{aligned} d_{ц.14,16,18} &= 1,128665 \cdot \sqrt{f_{\Sigma}} = 1,128665 \cdot \sqrt{0,001208952} = \\ &= 1,128665 \cdot 0,034769984 = 0,0392 \text{ м (т. е. 39,2 мм)}. \end{aligned}$$

Принимаем стандартный диаметр  $D_y = 40$  мм ( $45 \times 2,5$  мм)  
(см. приложение П.2).

### ***Трубопровод от цилиндров № 15, 17, 19***

Давление сухого насыщенного пара на цилиндры № 15, 17, 19  
с учетом сопротивления при движении смеси внутри цилиндров  
 $P_{н.п} = 0,56$  МПа.

Расход пролетного пара  $D_{\text{ц.15,17,19}}^{\text{пр.п}} = 204,3$  кг/ч (см. табл.5).

Расход конденсата  $G_{\text{ц.15,17,19}}^{\text{к}} = 872,3$  кг/ч (см. табл.5).

Проходное сечение для пролетного пара

$$\begin{aligned} f_{\text{ц.15,17,19}}^{\text{пр.п}} &= 0,000003465 \cdot D_{\text{ц.15,17,19}}^{\text{пр.п}} = \\ &= 0,000003465 \cdot 204,3 = 0,0007079 \text{ м}^2. \end{aligned}$$

Проходное сечение для конденсата

$$\begin{aligned} f_{\text{ц.15,17,19}}^{\text{к}} &= 0,000000436 \cdot G_{\text{ц.14,16,18}}^{\text{к}} = \\ &= 0,000000436 \cdot 872,3 = 0,000380323 \text{ м}^2. \end{aligned}$$

Диаметр трубопровода для смеси пара и конденсата

$$\begin{aligned} d_{\text{ц.15,17,19}} &= 1,128665 \cdot \sqrt{f_{\Sigma}} = 1,128665 \cdot \sqrt{0,001088223} = \\ &= 1,128665 \cdot 0,032988222 = 0,0372 \text{ м (т. е. 37,2 мм)}. \end{aligned}$$

Принимаем стандартный диаметр  $D_y = 40$  мм (45×2,5 мм)  
(см. приложение П.2).

### ***Трубопровод от цилиндров № 20, 22, 24, 26, 28, 30***

Давление сухого насыщенного пара на цилиндры № 20, 22, 24, 26, 28, 30 с учетом сопротивления при движении смеси внутри цилиндров  $P_{\text{н.п}} = 0,56$  МПа.

Расход пролетного пара  $D_{\text{ц.20,22,24,26,28,30}}^{\text{пр.п}} = 236,4$  кг/ч  
(см. табл. 5).

Расход конденсата  $G_{\text{ц.20,22,24,26,28,30}}^{\text{к}} = 1009,4$  кг/ч  
(см. табл. 5).

Проходное сечение для пролетного пара

$$f_{\text{ц.20,22,24,26,28,30}}^{\text{пр.п}} = 0,000003465 \cdot D_{\text{ц.20,22,24,26,28,30}}^{\text{пр.п}} =$$

$$= 0,000003465 \cdot 236,4 = 0,000819126 \text{ м}^2.$$

Проходное сечение для конденсата

$$f_{\text{ц.20,22,24,26,28,30}}^{\text{к}} = 0,000000436 \cdot G_{\text{ц.20,22,24,26,28,30}}^{\text{к}} =$$

$$= 0,000000436 \cdot 1009,4 = 0,000440098 \text{ м}^2.$$

Диаметр трубопровода для смеси пара и конденсата

$$d_{\text{ц.20,22,24,26,28,30}} = 1,128665 \sqrt{f_{\Sigma}} = 1,128665 \sqrt{0,001259224} =$$

$$= 1,128665 \cdot 0,035485552 = 0,040,1 \text{ м (т. е. 40,1 мм)}.$$

Принимаем стандартный диаметр  $D_y = 40 \text{ мм (45} \times 2,5 \text{ мм)}$   
(см. приложение П.2).

### ***Трубопровод от цилиндров № 21, 23, 25, 27, 29***

Давление сухого насыщенного пара на цилиндры № 21, 23, 25, 27, 29 с учетом сопротивления при движении смеси внутри цилиндров  $P_{\text{н.п}} = 0,56 \text{ МПа}$ .

Расход пролетного пара  $D_{\text{ц.21,23,25,27,29}}^{\text{пр.п}} = 194,8 \text{ кг/ч}$   
(см. табл. 5).

Расход конденсата  $G_{\text{ц.21,23,25,27,29}}^{\text{к}} = 831,4 \text{ кг/ч}$  (см. табл. 5).

Проходное сечение для пролетного пара

$$f_{\text{ц.21,23,25,27,29}}^{\text{пр.п}} = 0,000003465 \cdot D_{\text{ц.21,23,25,27,29}}^{\text{пр.п}} =$$

$$= 0,000003465 \cdot 194,8 = 0,000674982 \text{ м}^2.$$

Проходное сечение для конденсата

$$f_{\text{ц.21,23,25,27,29}}^{\text{К}} = 0,000000436 \cdot G_{\text{ц.21,23,25,27,29}}^{\text{К}} =$$

$$= 0,000000436 \cdot 831,4 = 0,00036249 \text{ м}^2.$$

Диаметр трубопровода для смеси пара и конденсата

$$d_{\text{ц.21,23,25,27,29}} = 1,128665 \cdot \sqrt{f_{\Sigma}} = 1,128665 \cdot \sqrt{0,001037472} =$$

$$= 1,128665 \cdot 0,03221 = 0,0364 \text{ м (т. е. 36,4 мм)}.$$

Принимаем стандартный диаметр  $D_{\text{у}} = 40 \text{ мм (45} \times 2,5 \text{ мм)}$   
(см. приложение П. 2).

### ***Пароконденсатопровод от цилиндра № 5***

Давление сухого насыщенного пара на цилиндр № 5 с учетом сопротивления при движении смеси внутри цилиндров  
 $P_{\text{н.п}} = 0,56 \text{ МПа}$ .

Расход пролетного пара  $D_{\text{ц.5}}^{\text{пр.п}} = 96,7 \text{ кг/ч}$  (см. табл. 4).

Расход конденсата  $G_{\text{ц.5}}^{\text{К}} = 633,7 \text{ кг/ч}$  (см. табл. 4).

Проходное сечение для пролетного пара

$$f_{\text{ц.5}}^{\text{пр.п}} = \frac{0,33681}{3600 \cdot 27} \cdot D_{\text{ц.5}}^{\text{пр.п}} = 0,000003465 \cdot D_{\text{ц.5}}^{\text{пр.п}} =$$

$$= 0,000003465 \cdot 96,7 = 0,000335066 \text{ м}^2.$$

Проходное сечение для конденсата

$$f_{\text{ц.5}}^{\text{К}} = \frac{0,0010977}{3600 \cdot 0,7} \cdot G_{\text{ц.5}}^{\text{К}} = 0,000000436 \cdot G_{\text{ц.5}}^{\text{К}} =$$

$$= 0,000000436 \cdot 633,7 = 0,000276293 \text{ м}^2.$$

Диаметр трубопровода для смеси пара и конденсата

$$d_{ц.5} = 1,128665 \cdot \sqrt{f_{\Sigma}} = 1,128665 \cdot \sqrt{0,000611359} = .$$

$$= 1,128665 \cdot 0,0247 = 0,0279 \text{ м (т. е. 27,9 мм)}.$$

Принимаем стандартный трубопровод  $D_y = 32 \text{ мм (38} \times 2,5 \text{ мм)}$   
(см. приложение П. 2).

**Диаметры пароконденсатопроводов  
от цилиндров № 5–9**

$$d_{ц.5} = d_{ц.6} = d_{ц.7} = d_{ц.8} = d_{ц.9} = 27,9 \text{ мм}.$$

Принимаем стандартные трубопроводы  $D_y = 32 \text{ мм (38} \times 2,5 \text{ мм)}$   
(см. приложение П. 2).

**Пароконденсатопровод от цилиндра № 10**

Давление сухого насыщенного пара на цилиндр № 10 с учетом сопротивления при движении смеси внутри цилиндров  $P_{н.п} = 0,56 \text{ МПа}$ .

Расход пролетного пара  $D_{ц.10}^{\text{пр.п}} = 141,8 \text{ кг/ч}$  (см. табл. 4).

Расход конденсата  $G_{ц.10}^{\text{к}} = 605,5 \text{ кг/ч}$  (см. табл. 4).

Проходное сечение для пролетного пара

$$f_{ц.10}^{\text{пр.п}} = \frac{0,33681}{3600 \cdot 27} \cdot D_{ц.10}^{\text{пр.п}} = 0,000003465 \cdot D_{ц.10}^{\text{пр.п}} =$$

$$= 0,000003465 \cdot 141,8 = 0,000491337 \text{ м}^2.$$

Проходное сечение для конденсата

$$f_{ц.10}^{\text{к}} = \frac{0,0010977}{3600 \cdot 0,7} \cdot G_{ц.10}^{\text{к}} = 0,000000436 \cdot G_{ц.10}^{\text{к}} =$$

$$= 0,000000436 \cdot 605,5 = 0,000263998 \text{ м}^2.$$

Диаметр трубопровода для смеси пара и конденсата

$$d_{ц.10} = 1,128665 \cdot \sqrt{f_{\Sigma}} = 1,128665 \cdot \sqrt{0,000755335} = .$$

$$= 1,128665 \cdot 0,02748 = 0,031 \text{ м (т. е. 31,0 мм)}.$$

Принимаем стандартный трубопровод  $D_y = 32 \text{ мм}$  ( $38 \times 2,5 \text{ мм}$ ) (см. приложение П. 2).

**Диаметр остальных пароконденсаторов цилиндров № 11–30** меньше  $D_y = 32 \text{ мм}$ .

### 7.11. Расчет пароструйного эжектора [81]

#### *Исходные данные*

Заданы параметры рабочего и инжектируемого пара перед пароструйным эжектором с конической камерой смешения.

По таблицам перегретого пара [104] при давлении рабочего пара  $P_p = 0,5 \text{ МПа}$  и его температуре  $t_p = 165,0^\circ\text{C}$  определяем теплофизические величины: удельный объем  $v_p = 0,3889 \text{ м}^3/\text{кг}$ ; энтальпию  $i_p = 2778,6 \text{ кДж/кг}$  и энтропию  $S_p = 6,89 \text{ кДж/(кг}\cdot^\circ\text{C)}$ .

По таблицам насыщенного пара [104] при давлении  $P_{н.п} = 0,06 \text{ МПа}$  определяем следующие теплофизические величины: температуру насыщения  $t_{н.п} = 86,0^\circ\text{C}$ ; удельный объем  $v'' = 2,733 \text{ м}^3/\text{кг}$ ; энтальпию  $i_{н.п} = 2653,6 \text{ кДж/кг}$  и энтропию  $S_{н.п} = 7,53 \text{ кДж/(кг}\cdot^\circ\text{C)}$ .

Расход инжектируемого пара –  $D = 440 \text{ кг/ч}$ .

Пар сухой насыщенный с коэффициентом адиабаты  $K_H = 1,13$ .

Для перегретого пара коэффициент адиабаты  $K_p = 1,3$ .

Требуемое давление и параметры сжатого пара:

$P_c = 0,45 \text{ МПа}$ ;  $v_c = 0,414 \text{ м}^3/\text{кг}$ ;  $i_c = 2771,0 \text{ кДж/кг}$ .

Необходимо определить коэффициент инжекции и рассчитать конструктивные размеры пароструйного эжектора.

#### ***Тепловой расчет пароструйного эжектора***

Определяем критические скорости рабочего и инжектируемого потоков по формуле



$$a_x = \sqrt{2 \cdot g \cdot \frac{K}{K+1}} \cdot \sqrt{P_o \cdot v_o} =$$

$$= \sqrt{2 \cdot 9,8 \cdot \frac{1,13}{1,13+1}} \cdot \sqrt{P_o \cdot v_o} = 3,33 \sqrt{P_o \cdot v_o},$$

где  $P_o, v_o$  — давление и удельный объем пара в адиабатно заторможенном (неподвижном) состоянии;  $K = C_p/C_v$  — показатель адиабаты.

$$a_{px} = 3,33 \cdot \sqrt{5 \cdot 10^4 \cdot 0,3889} = 464,4 \text{ м/с};$$

$$a_{hx} = 3,33 \sqrt{0,6 \cdot 10^4 \cdot 2,733} = 426,4 \text{ м/с}.$$

Скорость смеси на выходе из пароструйного эжектора

$$a_{cx} = 3,33 \sqrt{4,5 \cdot 10^4 \cdot 0,414} = 454,5 \text{ м/с}.$$

Коэффициент инжекции представляет отношение весового расхода инжектируемого потока к весовому расходу рабочего потока

$$U = \frac{G_H}{G_p}.$$

Коэффициент инжекции пароструйного эжектора рассчитывается по уравнению

$$U = K_1 \cdot \frac{a_{px}}{a_{cx}} \sqrt{\frac{1 - \Pi_{PH} \frac{K_p - 1}{K_p}}{1 - \Pi_{PC} \frac{K_c - 1}{K_c}}} - 1,$$

где  $\Pi_{PH} = \frac{P_H}{P_p} = \frac{0,06}{0,50} = 0,12$  — относительное давление

инжектируемого и рабочего пара;  $\Pi_{PC} = \frac{P_H}{P_c} = \frac{0,06}{0,45} = 0,133$  —

относительное давление инжектируемого пара и смеси пара на выходе из эжектора;  $K_1 = 0,834$  – коэффициент скорости рабочего потока (принимается);  $K_p = 1,3$  и  $K_p = 1,13$  – показатели адиабаты перегретого и насыщенного пара (принимаются).

При этих значениях вычисляем коэффициент инжекции

$$U = 0,834 \cdot \frac{464,4}{454,5} \sqrt{\frac{1 - 0,12 \frac{1,3-1}{1,3}}{1 - 0,133 \frac{1,13-1}{1,13}}} - 1 =$$

$$= 0,85217 \sqrt{\frac{1 - 0,6131}{1 - 0,7931}} - 1 = 0,1653.$$

Определяем расход рабочего пара

$$G_p = \frac{G_H}{U} = \frac{440}{0,1653} = 2661,8 \text{ кг/ч.}$$

Рассчитываем параметры смеси потоков пара на выходе из эжектора:

- энтальпия

$$i_c = \frac{i_p + U \cdot i_H}{1 + U} = \frac{2743,8 + 0,1653 \cdot 2653,6}{1 + 0,1653} = 2731,0 \text{ кДж/кг;}$$

- энтропия

$$S_c = \frac{S_p + U \cdot S_H}{1 + U} = \frac{6,89 + 0,1653 \cdot 7,53}{1 + 0,1653} = 6,98 \text{ кДж/(кг} \cdot \text{°C).}$$

По этим функциям строятся процессы изменения состояния пара в эжекторе (рис. 7.7). С помощью  $I-S$  - диаграммы определяются параметры сжатого потока на выходе из парового эжектора.

### ***Геометрические размеры струйного парового эжектора*** (рис. 7.7–7.9)

Диаметр сопла в критическом сечении

$$d_x^c = \sqrt{\frac{4 \cdot D \cdot \nu_p}{3600 \cdot \pi \cdot a_{px}}} = \sqrt{\frac{4 \cdot 2661,8 \cdot 0,3889}{3600 \cdot 3,14 \cdot 464,4}} = 28,1 \text{ мм.}$$

Диаметр трубопровода для подвода рабочего перегретого пара

$$d_p^{\text{тр}} = \sqrt{\frac{4 \cdot D \cdot \nu_p}{3600 \cdot \pi \cdot \omega_{п.п}}} = \sqrt{\frac{4 \cdot 2661,8 \cdot 0,3889}{3600 \cdot 3,14 \cdot 50}} = 85,6 \text{ мм.}$$

Принимаем  $D_y$  80 ( $89 \times 3,5$  мм) (см. приложение П.2).

При значении  $П_{рн} = \frac{P_H}{P_p} = \frac{0,06}{0,50} = 0,12$  – относительного

давления инжестируемого и рабочего пара по таблицам газодинамических характеристик [81] находим функцию

$q_{р.н} = 0,4707$ , которая позволяет найти отношение выходного сечения сопла к критическому,

$$\frac{f_{P1}}{f_{P_x} q_{р.н}} = \frac{1}{0,4707} = \frac{1}{0,4707} = 2,1245.$$

Критическое сечение сопла

$$f_{P_x} = \frac{\pi \cdot d_x^c{}^2}{4} = \frac{3,14 \cdot 0,0281^2}{4} = 0,000619844 \text{ м}^2.$$

Тогда получим

$$f_{P1} = f_{P_x} \cdot 2,1245 = 0,000619844 \cdot 2,1245 = 0,001316858 \text{ м}^2.$$

Диаметр сопла

$$d_1 = \sqrt{\frac{4 \cdot f_{P1}}{\pi}} = \sqrt{\frac{4 \cdot 0,001316858}{3,14}} = 41 \text{ мм.}$$

Далее определяем проходное сечение и диаметр цилиндрической части камеры смешения эжектора из соотношения

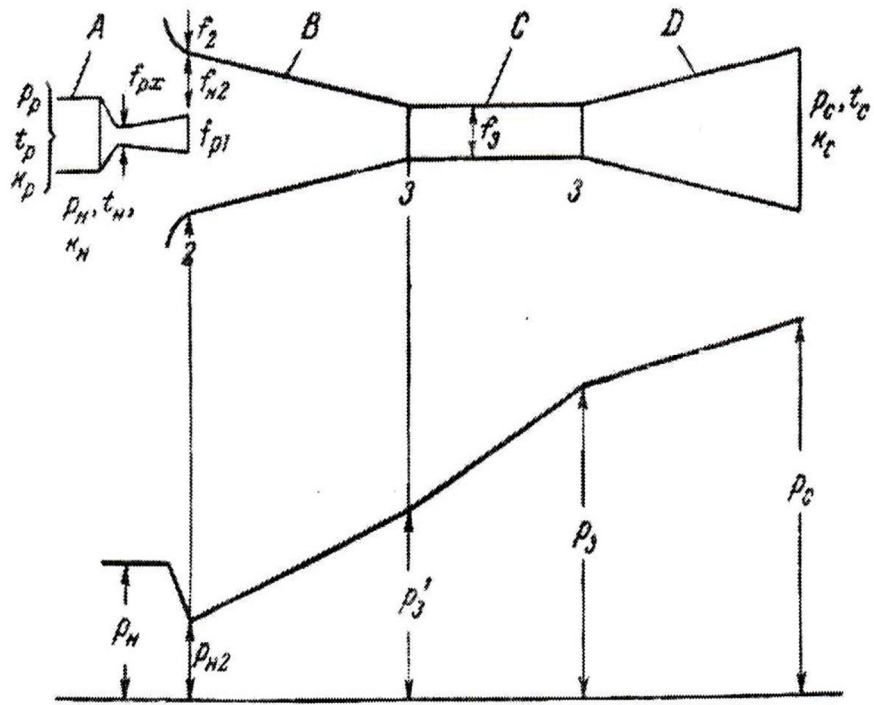


Рис. 7.7. Профиль проточной части и изменение давления по длине эжектора:  
 A – рабочее сопло; B – конический участок камеры смешения;  
 C – цилиндрический участок камеры смешения; D – диффузор

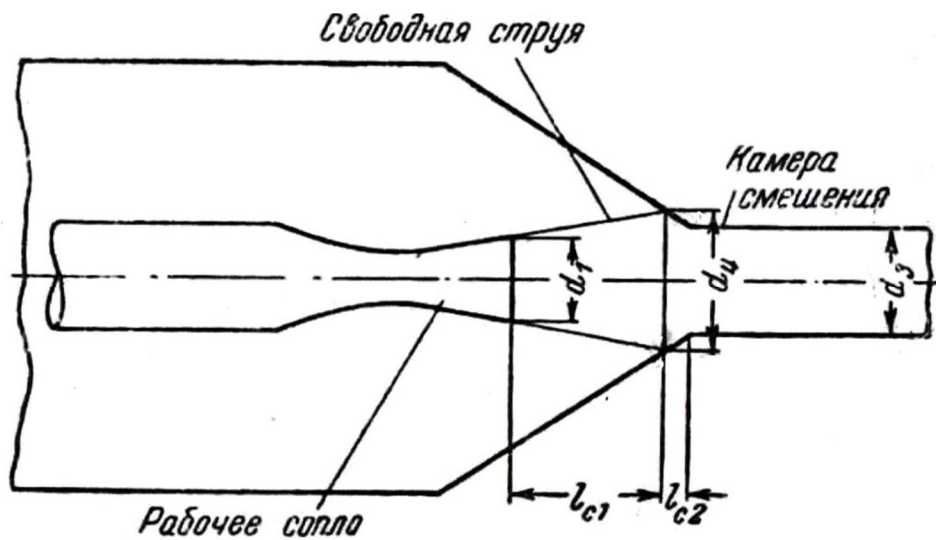


Рис. 7.8. К расчету расстояния сопла  $l_{c1}$  от камеры смешения

$$\frac{f_3}{f_{\text{РХ}}} = (1 + U) \frac{a_{\text{сх}}}{a_{\text{рх}}} \cdot \frac{P_{\text{р}}}{P_{\text{с}}} =$$

$$= (1 + 0,1653) \frac{454,5}{464,4} \cdot \frac{0,5}{0,45} = 1,267.$$

Отсюда получим

$$f_3 = f_{\text{РХ}} \cdot 1,267 = 0,000619844 \cdot 1,267 = 0,000785342 \text{ м}^2.$$

Диаметр цилиндрической части камеры смешения эжектора

$$d_3 = \sqrt{\frac{4 \cdot f_3}{\pi}} = \sqrt{\frac{4 \cdot 0,000785342}{3,14}} = 31,6 \text{ мм.}$$

Диаметр свободной струи  $d_4$  на расстоянии  $l_{\text{с1}}$  от выходного сечения сопла при коэффициенте инжекции  $U < 0,5$  определяется по уравнению

$$d_4 = 1,55 (1 + U) d_1 = 1,55 (1 + 0,1653) 41 = 74 \text{ мм.}$$

Длина свободной струи при коэффициенте инжекции  $U < 0,5$  определяется по формуле

$$l_{\text{с1}} = \left[ \sqrt{0,083 + 0,76 \cdot U} - 0,29 \right] \frac{d_1}{2 \cdot a} =$$

$$= \left[ \sqrt{0,083 + 0,76 \cdot 0,1653} - 0,29 \right] \frac{41}{2 \cdot 0,08} = 42,7 \text{ мм.}$$

Если диаметр камеры смешения  $d_3 < d_4$  (см. рис. 7.8), то расстояние выходного сечения рабочего сопла от входного сечения цилиндрической камеры смешения должно приниматься

$$l_{\text{с}} = l_{\text{с1}} + l_{\text{с2}},$$

где  $l_{c2}$  – длина входного участка камеры смешения, на которой диаметр меняется от  $d_4$  до  $d_3$ .

Это расстояние рекомендуется принимать

$$l_{c2} = \frac{d_4 - d_3}{2} = \frac{74 - 31,6}{2} = 19,7 \text{ мм.}$$

Длина свободной струи

$$l_c = l_{c1} + l_{c2} = 42,7 + 19,7 = 62,4 \text{ мм.}$$

Длина цилиндрической камеры смешения

$$l_k = 8 \cdot d_3 = 8 \cdot 31,6 = 252,8 \text{ мм.}$$

Выходное сечение диффузора

$$f_c = \frac{G_p (1+U) v_c}{\rho_c \cdot \omega_c} = \frac{2661,8 (1+0,1653) 0,414}{3600 \cdot 50} = 0,007134 \text{ м}^2.$$

Здесь  $v_c$  и  $\omega_c$  – удельный объем и скорость сжатого потока на выходе из диффузора.

Диаметр выходного сечения диффузора определяем по формуле

$$d_c = \sqrt{\frac{4 \cdot f_c}{\pi}} = \sqrt{\frac{4 \cdot 0,007134}{3,14}} = 95,3 \text{ мм.}$$

Длина диффузора определяется исходя из угла раствора  $8-10^\circ$  по формуле

$$l_d = 6,5 \cdot (d_c - d_3) = 6,5 \cdot (95,3 - 31,6) = 414,1 \text{ мм.}$$

Общая длина пароструйного эжектора (см. рис. 7.9)

$$L = l_c + l_k + l_d = 62,4 + 252,8 + 414,1 = 729,3 \text{ мм.}$$

Диаметр паропровода инжектируемой смеси

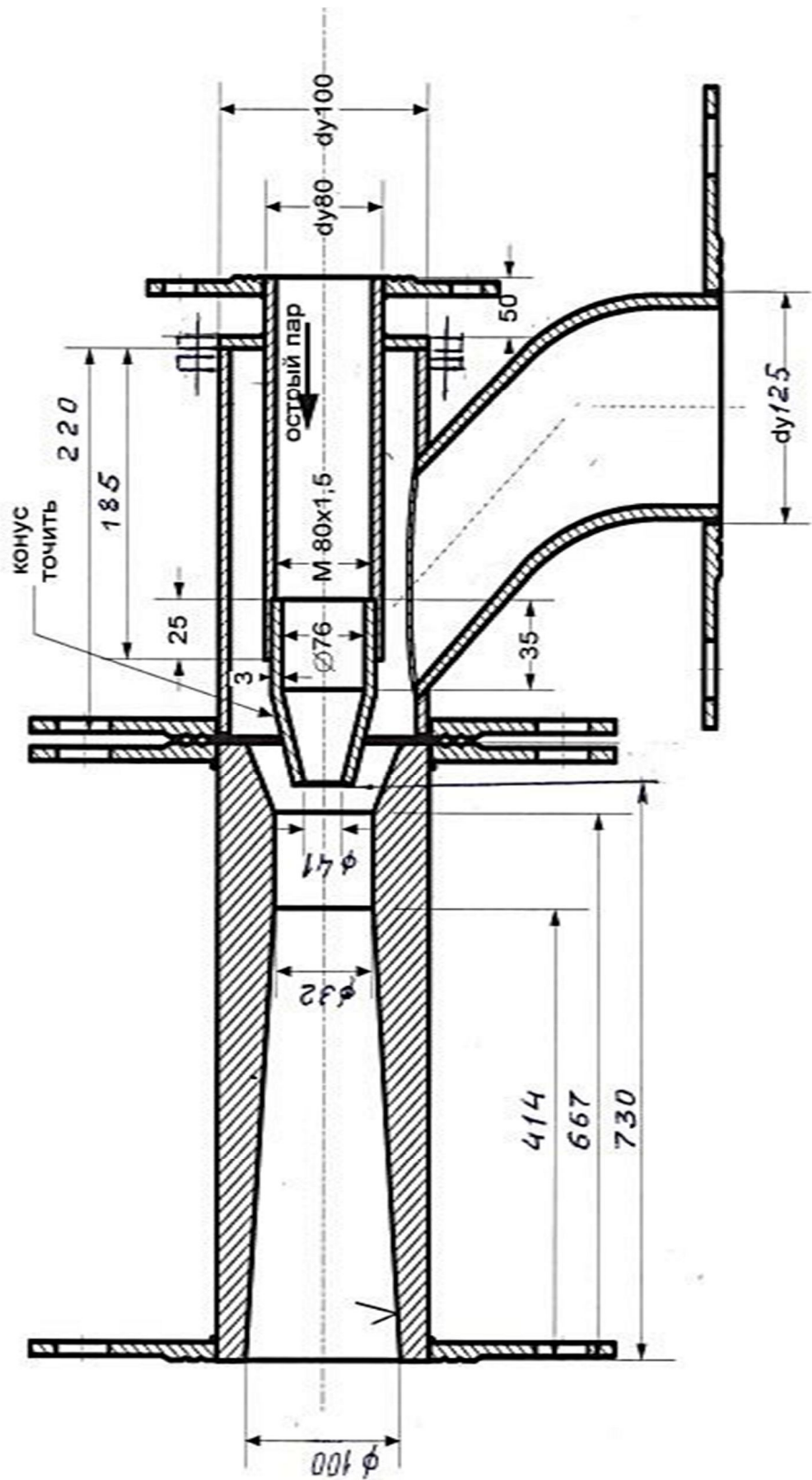


Рис. 7.9. Струйный паровой эжектор с расчетными геометрическими размерами

$$d_H = \sqrt{\frac{4 \cdot D \cdot v_x}{3600 \cdot \pi \cdot \omega_{H,П}}} = \sqrt{\frac{4 \cdot 440 \cdot 2,514}{3600 \cdot 3,14 \cdot 25}} = 125,1 \text{ мм},$$

где  $v_x = X \cdot v'' = 0,92 \cdot 2,733 = 2,514 \text{ м}^3/\text{кг}$  – удельный объем влажного пара на выходе из последнего сепаратора при паросодержании  $X=0,92$  ( $I-S$  - диаграмма).

Принимаем  $D_y$  125 (133×4 мм).

На рис. 7.9 представлен струйный паровой эжектор с расчетными геометрическими размерами.

### 7.12. Расчет расхода питательной воды для охлаждения пара в охлаждающем устройстве (ОУ)

Расход охлаждающей воды (питательной воды или конденсата) определяется из уравнения теплового баланса охлаждающего устройства (ОУ)

$$D (i_{П1} - i_{П2}) \eta_{И} = G_B \cdot c_P (t_B'' - t_B') + G_B \cdot r,$$

где  $D$  – расход пара на охлаждающую установку (ОУ), кг/ч;  $i_{П1}$ ,  $i_{П2}$  – энтальпия пара до и после ОУ, кДж/кг;  $\eta_{И}$  – коэффициент использования теплоты пара;  $G_B$  – расход питательной воды на охлаждение пара, кг/ч;  $c_P$  – теплоемкость воды, кДж/(кг·°C);  $t_B'$ ,  $t_B''$  – температура воды на входе и выходе из ОУ;  $r$  – теплота парообразования при давлении пара на выходе из ОУ.

Из этого уравнения находится искомое значение расхода питательной воды на охлаждение пара в ОУ

$$G_B = \frac{D (i_{П1} - i_{П2}) \eta_{И}}{c_P (t_B'' - t_B') + r}, \text{ кг/ч.}$$

#### *Пример расчета*

Из парового котла на сушильную установку бумагоделательной машины подается сухой насыщенный пар при давлении 1,6 МПа в количестве 15 т/ч. Пар проходит через охлаждающую установку,



которая снижает его давление до 0,6 МПа. Температура пара на выходе из ОУ должна составлять 165°C. Питательная вода подается с температурой 50°C. Определить расход питательной воды для охлаждения пара.

По термодинамическим таблицам воды и водяного пара [104] находим:

- для насыщенного пара при давлении  $P_1 = 1,6$  МПа имеем  $i_{П1} = 2792,2$  кДж/кг;
- для перегретого пара при давлении  $P_2 = 0,6$  МПа и температуре  $t_2 = 165^\circ\text{C}$  имеем  $i_{П2} = 2756,4$  кДж/кг;
- теплота парообразования при давлении  $P_2 = 0,6$  МПа составляет  $r = 2086,0$  кДж/кг.

Теплоемкость воды при ее средней температуре  $t_{\text{CP}}^{\text{В}} = (50+165)/2 = 107,5^\circ\text{C}$  составит  $c_{\text{P}} = 4,233$  кДж/(кг·°C).

Принимаем коэффициент использования теплоты  $\eta_{\text{И}} = 0,95$ .

Расход питательной воды на охлаждение пара составит

$$G_B = \frac{15000 \cdot (2792,2,2 - 2756,4) \cdot 0,95}{4,233 \cdot (165 - 50) + 2086,0} = 198,3 \text{ кг/ч.}$$

### 7.13. Расчет системы вентиляции бумагоделательной машины

Количество испаряемой влаги из полотна (из теплового расчета сушильной установки БДМ)

$$M = G_M^{\text{ac}}(U_0 - U_2) = 5284,0 \cdot (1,326 - 0,064) = 6668,4 \text{ кг/ч.}$$

Расход абсолютно сухого воздуха на сушку

$$L_c = \frac{M}{d_5 - d_2} = \frac{6668,4}{0,07 - 0,015} = 121243,6 \text{ кг/ч,}$$

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,

$$L_{\text{НАГН}} = 0,6 \cdot L_{\text{С}} = 0,6 \cdot 121243,6 = 72746,2 \text{ кг/ч.}$$

Расход воздуха, подсасываемого из зала,

$$L_{\text{ПДС}} = 121243,6 - 72746,2 = 48497,4 \text{ кг/ч.}$$

При температуре приточного воздуха  $t_{\text{В}} = 80^{\circ}\text{C}$  плотность воздуха составит  $\rho_{\text{В}} = 1,0 \text{ кг/м}^3$  (приложение П.11).

Тогда

$$L_{\text{НАГН}} = 72746,2 \text{ кг/ч} = 72750 \text{ м}^3/\text{ч.}$$

К установке принимаем два центробежных вентилятора приточного воздуха типа Ц 4-70, № 12,5 (приложение П.10, табл.1) со следующими характеристиками работы каждого:

- число оборотов  $n = 530 \text{ об/мин}$ ;
- производительность  $V = 40000 \text{ м}^3/\text{ч}$ ;
- напор  $H = 1000 \text{ Па}$ .

Расход паровоздушной смеси, удаляемой из системы вентиляции машины,

$$L_{\text{ПВС}} = L_{\text{С}} + M = 121243,6 + 6668,4 = 127912 \text{ кг/ч.}$$

При температуре удаляемого вытяжного воздуха  $t_{\text{В}} = 60^{\circ}\text{C}$  плотность воздуха составит  $\rho_{\text{В}} = 1,06 \text{ кг/м}^3$  (приложение П.11).

Тогда

$$L_{\text{НАГН}} = \frac{L_{\text{ПВС}}}{\rho_{\text{В}}} = \frac{127912}{1,06} = 120671,7 \text{ м}^3/\text{ч.}$$

К установке принимаем два осевых вентилятора вытяжного воздуха типа УН – 8 (16) (приложение П.10, табл. 2) со следующими характеристиками работы каждого:

- число оборотов  $n = 1040 \text{ об/мин}$ ;
- производительность  $V = 60000 \text{ м}^3/\text{ч}$ ;
- напор  $H = 1200 \text{ Па}$ ;
- к. п. д.  $\eta = 0,85$ ;

- мощность двигателя  $N = 30$  кВт.

Расход теплоты на сушку бумаги для гофрирования (из теплового расчета сушильной установки БДМ).

$$Q_c = Q_{\text{пр}} + Q_1 + Q_2 = 2612811,2 + 6961670,0 + \\ + 11736345,2 = 21310826,4 \text{ кДж/ч.}$$

Расход теплоты на прогрев сухой бумаги

$$Q_{\text{пр}} = G_M^{\text{ac}} (C_{\text{с.п}} + C_w \cdot U_2) \cdot (t_2 - t_0) = \\ = 5284,0 \cdot (1,508 + 4,19 \cdot 0,064) \cdot (144 - 15) = 1210694,6 \text{ кДж/ч.}$$

Потери теплоты в окружающую среду

$$Q_{\text{окр}} = H_{\text{огр}} \cdot K_{\text{огр}} (t_B - t_0),$$

где  $H_{\text{огр}} = 500 \text{ м}^2$  и  $K_{\text{огр}} = 1,163 \text{ Вт}/(\text{м}^2 \cdot ^\circ\text{C})$  – поверхность и коэффициент теплопередачи ограждений сушильной камеры (принимаются).

При средней температуре воздуха в сушильной камере  $t_B = 60^\circ\text{C}$  и в цехе  $t_0 = 20^\circ\text{C}$  потери теплоты в окружающую среду составят

$$Q_{\text{окр}} = 3,6 \cdot 500 \cdot 1,163 \cdot (60 - 20) = 83736 \text{ кДж/ч.}$$

Мощность двигателей сушильной установки определяем по формуле

$$N_{\text{дв}} = K \cdot b_M \cdot \omega_{\text{п}} \cdot n_{\text{ц}} \cdot D_{\text{ц}},$$

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,

$$Q_{\text{ДВ}} = 3600 \cdot N_{\text{ДВ}} = 3600 \cdot 77,2 = 277920 \text{ кДж/ч.}$$

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

$$\begin{aligned} 21310826,4 + 277920 - 1210694,6 - 83736 = \\ = 0,6 \cdot 121243,6 \cdot (I_5 - 104,3) + 0,4 \cdot 121243,6 \cdot (I_5 - 73,4). \end{aligned}$$

Откуда получим  $I_5 = 175,8 + 62,6 + 29,4 = 267,8 \text{ кДж/кг.}$

Температура отработанного воздуха (по  $I-d$  - диаграмме) равна  $82^\circ\text{C}$ . Термодинамический процесс изменения состояния воздуха в вентиляционной системе сушильной установки БДМ для зимнего периода показан на рис. 2.57 и 2.59.

Теплосодержание влажного воздуха представляет собой сумму теплосодержания сухой части воздуха и водяного пара

$$I_{\text{В.В}} = I_{\text{С.В}} + I_{\text{В.П}} = c_{\text{С.В}} \cdot t + (r + c_{\text{П}} \cdot t) \cdot \frac{d}{1000}, \text{ кДж/кг,}$$

где  $c_{\text{С.В}}$  и  $c_{\text{П}}$  – соответственно удельная теплоемкость сухого воздуха и водяного пара,  $\text{кДж}/(\text{кг} \cdot ^\circ\text{C})$ ;  $r$  – теплота парообразования водяного пара,  $\text{кДж}/\text{кг}$ ;  $d$  – влагосодержание влажного воздуха,  $\text{г}$  влаги/ $\text{кг}$  воздуха.

Для практических инженерных расчетов можно принять:

$$c_{\text{С.В}} = 1,0 \text{ кДж}/(\text{кг} \cdot ^\circ\text{C}), c_{\text{П}} = 1,8 \text{ кДж}/(\text{кг} \cdot ^\circ\text{C}), r = 2500 \text{ кДж}/\text{кг.}$$

Тогда получим

$$I_{\text{В.В}} = 1,0 \cdot t + (2500 + 1,8 \cdot t) \cdot \frac{d}{1000}, \text{ кДж}/\text{кг.}$$

Вычислим значения теплосодержания влажного воздуха для всех точек процесса изменения состояния воздуха в вентиляционной системе бумагоделательной машины:

Точка А

$$I_{В.В}^A = 1,0 \cdot (-10) + [2500 + 1,8 \cdot (-10)] \cdot \frac{0,5}{1000} = -8,76 \text{ кДж/кг.}$$

Точка 0

$$I_{В.В}^0 = 1,0 \cdot 20 + (2500 + 1,8 \cdot 20) \cdot \frac{0,5}{1000} = 21,3 \text{ кДж/кг.}$$

Точка 1

$$I_{В.В}^1 = 1,0 \cdot 38 + (2500 + 1,8 \cdot 38) \cdot \frac{0,5}{1000} = 39,3 \text{ кДж/кг.}$$

Точка 2

$$I_{В.В}^2 = 1,0 \cdot 35 + (2500 + 1,8 \cdot 35) \cdot \frac{15}{1000} = 73,4 \text{ кДж/кг.}$$

Точка 3

$$I_{В.В}^3 = 1,0 \cdot 50 + (2500 + 1,8 \cdot 50) \cdot \frac{15}{1000} = 88,9 \text{ кДж/кг.}$$

Точка 4

$$I_{В.В}^4 = 1,0 \cdot 65 + (2500 + 1,8 \cdot 65) \cdot \frac{15}{1000} = 104,3 \text{ кДж/кг.}$$

Таблица 6

**Основные параметры влажного воздуха в системе вентиляции  
бумагоделательной машины**

Точки	Температура $t$ , °С	Влагосодержание $d$ , г/кг	Теплосодержание $I$ , кДж/кг	Относительная влажность $\varphi$ , %
А	-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

Точка 5

$$I_{\text{в.в}}^5 = 1,0 \cdot 82 + (2500 + 1,8 \cdot 82) \cdot \frac{70}{1000} = 267,3 \text{ кДж/кг.}$$

Представим все параметры влажного воздуха в виде табл. 6.

#### **7.14. 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 систем технологической и общеобменной вентиляции, что снижает удельный расход пара на единицу продукции.

Принципиальная схема агрегата представлена на рис. 7.10.

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***

Количество испаряемой влаги из полотна (из теплового расчета сушильной установки)

$$\begin{aligned} M &= G_M^{\text{ac}}(U_o - U_2) = 5284,0 \cdot (1,326 - 0,064) = \\ &= 6668,4 \text{ кг/ч} = 1,85 \text{ кг/с.} \end{aligned}$$

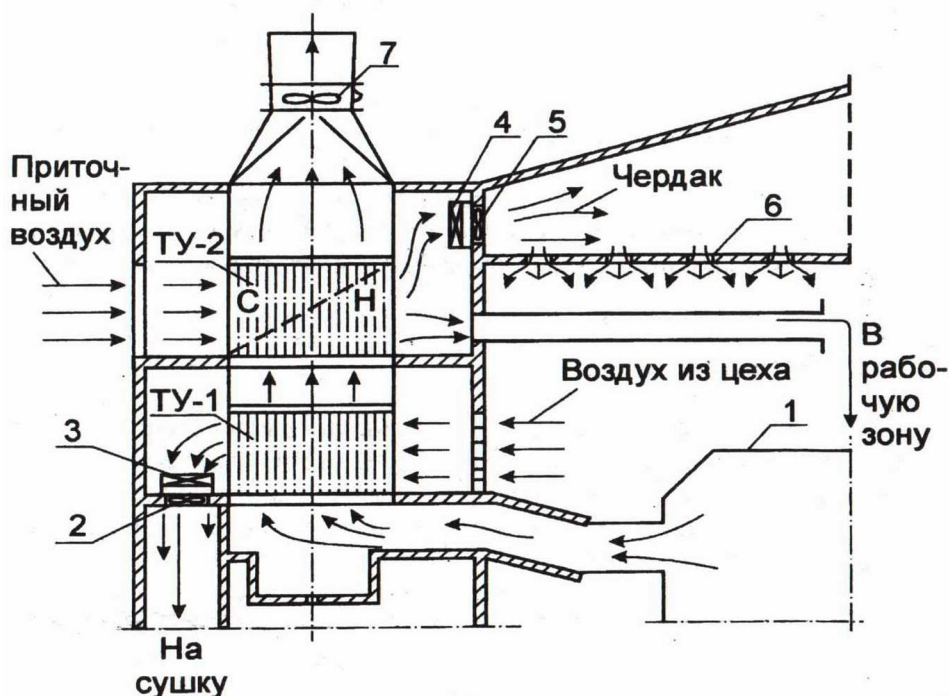


Рис. 7.10. Схема теплорекуперационного агрегата:

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

Расход абсолютно сухого воздуха на сушку

$$L_c = \frac{M}{d_5 - d_2} = \frac{6668,4}{0,07 - 0,015} = 121243,6 \text{ кг/ч} = 33,68 \text{ кг/с},$$

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 системы технологической и общеобменной вентиляции цеха примем следующим:

паровоздушная смесь

$$G_{см} = G_c^{общ} + \frac{M}{n} = 16,84 + \frac{1,85}{2} = 17,77 \text{ кг/с};$$

сушильный воздух (ТУ-1)

$$G_{суш} = 0,6 \cdot G_c^{общ} = 0,6 \cdot 16,84 = 10,1 \text{ кг/с};$$

приточный воздух (ТУ-2)

$$G_{пр} = 1,1 \cdot G_c^{общ} = 1,1 \cdot 16,84 = 18,5 \text{ кг/с}.$$

Выполнение дальнейшего расчета основано на построении процесса изменения параметров паровоздушной среды в  $I-d$  - диаграмме, представленной на рис. 7.11.

Состояние паровоздушной смеси на выходе из ТУ-1 определяется из выражения

$$\begin{aligned} I_6 &= I_5 - \frac{G_{суш}}{G_{см}} \cdot c_{рв} (t_3 - t_2) = \\ &= 267,3 - \frac{10,1}{17,77} \cdot 1,005 \cdot (50 - 35) = 258,7 \text{ кДж/кг}. \end{aligned}$$

Здесь  $c_{рв} = 1,005 \text{ кДж/(кг} \cdot \text{°C)}$  – теплоемкость воздуха при средней температуре  $t_B = (35+50)/2 = 42,5^\circ\text{C}$ .

При теплосодержании паровоздушной смеси  $I_6 = 258,7 \text{ кДж/кг}$  по  $I-d$  - диаграмме находим:

$$t_6 = 74 \text{ °C}; d_6 = 70 \text{ г/кг}; \phi_6 = 28 \text{ \%}.$$



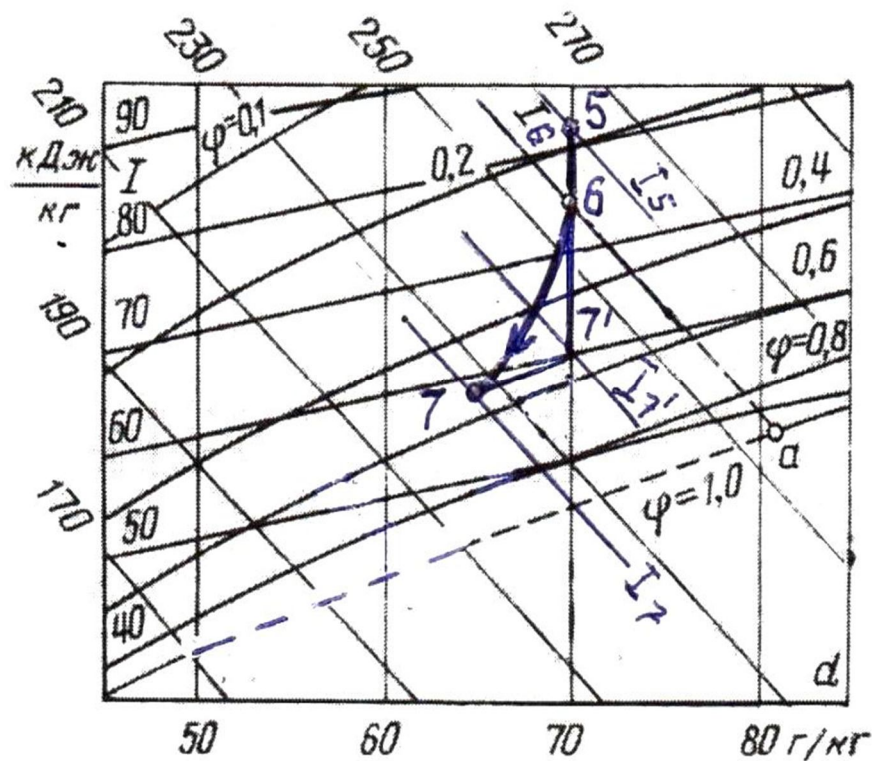


Рис. 7.11. Построение процесса изменения состояния паровоздушной смеси в теплоуловителях ТУ-1 и ТУ-2

Энтальпия паровоздушной смеси на выходе из ТУ-2 определяется из выражения

$$I_7 = I_6 - \frac{G_{\text{пр}}}{G_{\text{см}}} \cdot c_{\text{рв}} (t_1 - t_A) =$$

$$= 258,7 - \frac{18,5}{17,77} \cdot 1,005 \cdot [20 - (-10)] = 227,3 \text{ кДж/кг.}$$

Здесь  $c_{\text{рв}} = 1,005 \text{ кДж/(кг} \cdot \text{°C)}$  – теплоемкость воздуха при средней температуре  $t_{\text{в}} = [20 + (-10)]/2 = 5 \text{°C}$ .

При теплосодержании паровоздушной смеси  $I_7 = 227,3 \text{ кДж/кг}$  по  $I-d$  - диаграмме находим:

$$t_7 = 58 \text{ °C}; d_7 = 65 \text{ г/кг}; \varphi_7 = 54 \text{ \%}.$$

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) :

$$t_H = 60^\circ\text{C}; d_H = 70 \text{ г/кг}; I_H = 242,6 \text{ кДж/кг}.$$

Дальнейший расчет производится для каждой из зон отдельно. Количество теплоты, передаваемой в ТУ-1,

$$Q_{\text{ТУ-1}} = G_{\text{см}}(I_5 - I_6) = 17,77 \cdot (267,3 - 258,7) = 152,8 \text{ кВт}.$$

Температурный напор в ТУ-1

$$\Delta t_{\text{ТУ-1}} = \frac{t_5 + t_6}{2} - \frac{t_2 + t_3}{2} = \frac{82 + 74}{2} - \frac{35 + 50}{2} = 35,5^\circ\text{C}.$$

Число Рейнольдса для потока паровоздушной смеси в ТУ-1

$$\text{Re}_{\text{см}}^{\text{ТУ-1}} = \frac{\omega_{\text{см}}^{\text{ТУ-1}} \cdot d_B}{\nu_{\text{см}}^{\text{ТУ-1}}} = \frac{12 \cdot 0,0364}{21,09 \cdot 10^{-6}} = 20711,2 ,$$

где  $\omega_{\text{см}}^{\text{ТУ-1}} = 12 \text{ м/с}$  – скорость движения паровоздушной смеси в трубах (принимается);  $d_B = 0,0364 \text{ м}$  – внутренний диаметр труб;  $\nu_{\text{см}}^{\text{ТУ-1}} = 21,09 \cdot 10^{-6} \text{ м}^2/\text{с}$  – кинематическая вязкость паровоздушной смеси при  $t_{\text{см}}^{\text{cp}} = 78^\circ\text{C}$  (см. приложение П.1).

Коэффициент теплоотдачи со стороны паровоздушной смеси, движущейся внутри труб ТУ-1,

$$\alpha_{\text{см}1}^{\text{ТУ-1}} = 0,018 \cdot \frac{\lambda_{\text{см}1}}{d_B} (\text{Re}_{\text{см}1}^{\text{ТУ-1}})^{0,8} =$$

$$= 0,018 \cdot \frac{0,0305}{0,0364} \cdot 20711,2^{0,8} = 42,8 \frac{\text{Вт}}{\text{М}^{2 \cdot \text{°C}}},$$

где  $\lambda_{\text{см1}} = 0,0305 \text{ Вт/(м} \cdot \text{°C)}$  – коэффициент теплопроводности паровоздушной смеси при  $t_{\text{см}}^{\text{ср}} = 78^\circ\text{C}$  (приложение П.1).

Число Рейнольдса для потока сушильного воздуха в ТУ-1

$$\text{Re}_{\text{В1}}^{\text{ТУ-1}} = \frac{\omega_{\text{В1}}^{\text{ТУ-1}} \cdot d_{\text{Н}}}{\nu_{\text{В1}}^{\text{ТУ-1}}} = \frac{9 \cdot 0,038}{17,0 \cdot 10^{-6}} = 20117,6,$$

где  $\omega_{\text{В1}}^{\text{ТУ-1}} = 9 \text{ м/с}$  – скорость движения воздуха в межтрубном пространстве (принимается);  $d_{\text{Н}} = 0,038 \text{ м}$  – наружный диаметр трубок;  $\nu_{\text{В1}}^{\text{ТУ-1}} = 17,0 \cdot 10^{-6} \text{ м}^2/\text{с}$  – кинематическая вязкость воздуха при  $t_{\text{В1}}^{\text{ср}} = 42,5^\circ\text{C}$  (см. приложение П.1).

Коэффициент теплоотдачи со стороны воздуха, движущегося в межтрубном пространстве ТУ-1,

$$\begin{aligned} \alpha_{\text{В1}}^{\text{ТУ-1}} &= 0,177 \cdot \frac{\lambda_{\text{В1}}}{d_{\text{Н}}} (\text{Re}_{\text{В1}}^{\text{ТУ-1}})^{0,64} = \\ &= 0,177 \cdot \frac{0,0276}{0,038} \cdot 20117,6^{0,64} = 73,0 \frac{\text{Вт}}{\text{М}^{2 \cdot \text{°C}}}, \end{aligned}$$

где  $\lambda_{\text{В1}} = 0,0276 \text{ Вт/(м} \cdot \text{°C)}$  – коэффициент теплопроводности воздуха при  $t_{\text{В1}}^{\text{ср}} = 42,5^\circ\text{C}$  (см. приложение П.1).

Коэффициент теплопередачи от паровоздушной смеси к воздуху для ТУ-1

$$K_{\text{ТУ-1}} = \frac{\alpha_{\text{см1}}^{\text{ТУ-1}} \cdot \alpha_{\text{В1}}^{\text{ТУ-1}}}{\alpha_{\text{см1}}^{\text{ТУ-1}} + \alpha_{\text{В1}}^{\text{ТУ-1}}} = \frac{42,8 \cdot 73,0}{42,8 + 73,0} = 27,0 \frac{\text{Вт}}{\text{М}^{2 \cdot \text{°C}}}.$$

Поверхность нагрева теплоуловителя первой ступени

$$F_{\text{ТУ-1}} = \frac{Q_{\text{ТУ-1}}}{K_{\text{ТУ-1}} \cdot \Delta t_{\text{ТУ-1}}} = \frac{152800}{27,0 \cdot 35,5} = 159,4 \text{ м}^2.$$

Количество теплоты, передаваемой в «сухой» зоне ТУ-2,

$$Q_{\text{ТУ-2}}^c = G_{\text{см}} (I_6 - I_7') = 17,77 \cdot (258,7 - 242,6) = 286,1 \text{ кВт}.$$

Температурный напор в ТУ-2

$$\Delta t_{\text{ТУ-2}}^c = \frac{t_6 + t_7'}{2} - \frac{t_A + t_O}{2} = \frac{74 + 60}{2} - \frac{-10 + 20}{2} = 62,0^\circ\text{C}.$$

Число Рейнольдса для потока паровоздушной смеси в ТУ-2

$$\text{Re}_{\text{см}2}^{\text{ТУ-2}} = \frac{\omega_{\text{см}}^{\text{ТУ-2}} \cdot d_B}{\nu_{\text{см}}^{\text{ТУ-2}}} = \frac{10 \cdot 0,0364}{19,08 \cdot 10^{-6}} = 19077,6,$$

где  $\omega_{\text{см}}^{\text{ТУ-2}} = 10 \text{ м/с}$  – скорость движения паровоздушной смеси в трубках (принимается);  $d_B = 0,0364 \text{ м}$  – внутренний диаметр трубок;  $\nu_{\text{см}}^{\text{ТУ-2}} = 19,08 \cdot 10^{-6} \text{ м}^2/\text{с}$  – кинематическая вязкость паровоздушной смеси при  $t_{\text{см}}^{\text{cp}} = 67^\circ\text{C}$  (см. приложение П.1).

Коэффициент теплоотдачи со стороны паровоздушной смеси в «сухой» зоне ТУ-2

$$\begin{aligned} \alpha_{(c)\text{см}2}^{\text{ТУ-2}} &= 0,018 \cdot \frac{\lambda_{\text{см}2}}{d_B} (\text{Re}_{\text{см}2}^{\text{ТУ-2}})^{0,8} = \\ &= 0,018 \cdot \frac{0,0294}{0,0364} \cdot 19077,6^{0,8} = 38,6 \frac{\text{Вт}}{\text{м}^2 \cdot ^\circ\text{C}}, \end{aligned}$$

где  $\lambda_{\text{см}2} = 0,0294 \text{ Вт}/(\text{м} \cdot ^\circ\text{C})$  – коэффициент теплопроводности паровоздушной смеси при  $t_{\text{см}}^{\text{cp}} = 67^\circ\text{C}$  (приложение П.1).

Число Рейнольдса для потока приточного воздуха в ТУ-2

$$\text{Re}_{\text{B2}}^{\text{ТУ-2}} = \frac{\omega_{\text{B2}}^{\text{ТУ-2}} \cdot d_{\text{H}}}{\nu_{\text{B2}}^{\text{ТУ-2}}} = \frac{7 \cdot 0,038}{13,72 \cdot 10^{-6}} = 19387,8 ,$$

где  $\omega_{\text{B2}}^{\text{ТУ-2}} = 7$  м/с – скорость движения воздуха в межтрубном пространстве (принимается);  $d_{\text{H}} = 0,038$  м – наружный диаметр труб;  $\nu_{\text{B2}}^{\text{ТУ-2}} = 13,72 \cdot 10^{-6}$  м<sup>2</sup>/с – кинематическая вязкость воздуха при  $t_{\text{B2}}^{\text{ср}} = 5^{\circ}\text{C}$  (приложение П.1).

Коэффициент теплоотдачи со стороны воздуха в ТУ-2

$$\begin{aligned} \alpha_{\text{B2}}^{\text{ТУ-2}} &= 0,177 \cdot \frac{\lambda_{\text{B2}}}{d_{\text{H}}} \left( \text{Re}_{\text{B2}}^{\text{ТУ-2}} \right)^{0,64} = \\ &= 0,177 \cdot \frac{0,0247}{0,038} \cdot 19387,8^{0,64} = 63,8 \frac{\text{Вт}}{\text{м}^2 \cdot ^{\circ}\text{C}} , \end{aligned}$$

где  $\lambda_{\text{B2}} = 0,0247$  Вт/(м·°C) – коэффициент теплопроводности воздуха при  $t_{\text{B2}}^{\text{ср}} = 5^{\circ}\text{C}$  (см. приложение П.1).

...Коэффициент теплопередачи для «сухой» зоны ТУ-2

$$K_{\text{ТУ-2}}^{\text{с}} = \frac{\alpha_{(\text{с})\text{см2}}^{\text{ТУ-2}} \cdot \alpha_{\text{B2}}^{\text{ТУ-2}}}{\alpha_{(\text{с})\text{см2}}^{\text{ТУ-2}} + \alpha_{\text{B2}}^{\text{ТУ-2}}} = \frac{38,6 \cdot 63,8}{38,6 + 63,8} = 24,1 \frac{\text{Вт}}{\text{м}^2 \cdot ^{\circ}\text{C}} .$$

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,

$$Q_{\text{ТУ-2}}^{\text{H}} = G_{\text{см}} (I_{7'} - I_7) = 17,77 \cdot (242,6 - 227,3) = 271,9 \text{ кВт} .$$

Температурный напор в ТУ-2

$$\Delta t_{\text{ТУ-2}}^{\text{H}} = \frac{t_{7'} + t_7}{2} - \frac{t_{\text{A}} + t_0}{2} = \frac{60 + 58}{2} - \frac{-10 + 20}{2} = 54,0^{\circ}\text{C}.$$

Коэффициент теплоотдачи со стороны паровоздушной смеси в «насыщенной» зоне ТУ - 2

$$\alpha_{(\text{H})\text{СМ2}}^{\text{ТУ-2}} = \alpha_{(\text{C})\text{СМ2}}^{\text{ТУ-2}} \left\{ 1 + \frac{\frac{d_{7'} - d_{7r}}{1000} r}{(t_{7'} - t_7) \cdot C_{\text{PCМ2}}^{\text{ТУ-2}}} \right\} =$$

$$= 38,6 \left\{ 1 + \frac{\frac{70 - 65}{1000} \cdot 2258}{(60 - 58) \cdot 1,005} \right\} = 255,4 \frac{\text{Вт}}{\text{М}^2 \cdot ^{\circ}\text{C}},$$

где  $r = 2258$  кДж /кг – теплота парообразования.

Коэффициент теплопередачи для «насыщенной» зоны ТУ-2 определяем по формуле

$$K_{\text{ТУ-2}}^{\text{H}} = \frac{\alpha_{(\text{H})\text{СМ2}}^{\text{ТУ-2}} \cdot \alpha_{\text{В2}}^{\text{ТУ-2}}}{\alpha_{(\text{H})\text{СМ2}}^{\text{ТУ-2}} + \alpha_{\text{В2}}^{\text{ТУ-2}}} = \frac{255,4 \cdot 63,8}{255,4 + 63,8} = 51,1 \frac{\text{Вт}}{\text{М}^2 \cdot ^{\circ}\text{C}}.$$

Поверхность нагрева «насыщенной» зоны теплоуловителя второй ступени

$$F_{\text{ТУ-2}}^{\text{H}} = \frac{Q_{\text{ТУ-2}}^{\text{H}}}{K_{\text{ТУ-2}}^{\text{H}} \cdot \Delta t_{\text{ТУ-2}}^{\text{H}}} = \frac{271900}{51,1 \cdot 54,0} = 98,5 \text{ м}^2.$$

Поверхность нагрева теплоуловителя второй ступени

$$F_{\text{ТУ-2}} = F_{\text{ТУ-2}}^{\text{C}} + F_{\text{ТУ-2}}^{\text{H}} = 191,5 + 98,5 = 290,0 \text{ м}^2.$$

### ***Конструктивный расчет***

Проходное сечение для паровоздушной смеси в ТУ-1

$$f_{\text{см}} = \frac{G_{\text{см}}}{\omega_{\text{см}} \cdot \rho_{\text{см}}} = \frac{17,77}{12 \cdot 1,0} = 1,48 \text{ м}^2,$$

где  $\rho_{\text{см}} = 1,0 \text{ кг/м}^3$  – плотность паровоздушной смеси при  $t_{\text{см1}}^{\text{ср}} = 78^\circ\text{C}$  (см. приложение П.1).

Общее количество труб в ТУ-1, необходимое для обеспечения принятой скорости паровоздушной смеси,

$$Z = \frac{4 \cdot f_{\text{см}}}{\pi \cdot d_{\text{вн}}^2} = \frac{4 \cdot 1,48}{3,14 \cdot 0,0364^2} = 1423.$$

Высота теплоуловителя первой ступени определяется из величины требуемой поверхности нагрева

$$\ell_{\text{ТУ-1}} = \frac{F_{\text{ТУ-1}}}{\pi \cdot d_{\text{н}} \cdot Z} = \frac{159,4}{3,14 \cdot 0,038 \cdot 1423} = 0,94 \text{ м}.$$

Проходное сечение для сушильного воздуха в ТУ-1

$$f_{\text{в}} = \frac{G_{\text{суш}}}{\omega_{\text{в1}} \cdot \rho_{\text{в1}}} = \frac{10,1}{9 \cdot 1,128} = 0,995 \text{ м}^2,$$

где  $\rho_{\text{в1}} = 1,128 \text{ кг/м}^3$  – плотность воздуха при  $t_{\text{в1}}^{\text{ср}} = 42,5^\circ\text{C}$  (см. приложение П.1).

Число рядов труб по ширине теплоуловителя первой ступени

$$n = \frac{f_{\text{в}}}{\ell_{\text{ТУ-1}} (S_1 - d_{\text{н}})} = \frac{0,995}{0,94 (0,06 - 0,038)} = 48,$$

где  $S_1 = 0,06 \text{ м}$  – 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  $S_2 = 0,06 \text{ м}$  – 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

$$\ell_{\text{ТУ-2}} = \frac{F_{\text{ТУ-2}}}{\pi \cdot d_{\text{H}} \cdot Z} = \frac{290}{3,14 \cdot 0,038 \cdot 1423} = 1,7 \text{ м.}$$

### *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

$$\xi_{\text{ТУ-1}} = \frac{0,3164}{(\text{Re}_{\text{см}}^{\text{ТУ-1}})^{0,25}} = \frac{0,3164}{20711,2^{0,25}} = 0,0264.$$

Потери напора на трение по стороне паровоздушной смеси в ТУ-1

$$\Delta P_{\text{ТУ-1}}^{\text{ТР}} = \xi_{\text{ТУ-1}} \cdot \frac{\ell_{\text{ТУ-1}}}{d_{\text{В}}} \cdot \frac{\rho_{\text{см}} (\omega_{\text{см}}^{\text{ТУ-1}})^2}{2} =$$



$$= 0,0264 \cdot \frac{0,94}{0,0364} \cdot \frac{1,009 \cdot 12^2}{2} = 49,5 \text{ Па.}$$

Потери напора на местные сопротивления при входе и выходе в ТУ-1

$$\begin{aligned} \Delta P_{\text{ТУ-1}}^{\text{M}} &= (\psi_1 + \psi_2) \cdot \frac{\rho_{\text{см}} \left( \omega_{\text{см}}^{\text{ТУ-1}} \right)^2}{2} = \\ &= (1,5 + 1,5) \cdot \frac{1,009 \cdot 12^2}{2} = 217,9 \text{ Па,} \end{aligned}$$

где  $\psi_1 = \psi_2 = 1,5$  – коэффициенты местных сопротивлений входа и выхода из трубок паровоздушной смеси [87].

Коэффициент сопротивления трению по стороне паровоздушной смеси в ТУ-2 определяется из выражения

$$\xi_{\text{ТУ-2}} = \frac{0,3164}{\left( \text{Re}_{\text{см}}^{\text{ТУ-2}} \right)^{0,25}} = \frac{0,3164}{19077,6^{0,25}} = 0,0269.$$

Потери напора на трение по стороне паровоздушной смеси в ТУ-2

$$\begin{aligned} \Delta P_{\text{ТУ-2}}^{\text{ТР}} &= \xi_{\text{ТУ-2}} \cdot \frac{\ell_{\text{ТУ-2}}}{d_{\text{в}}} \cdot \frac{\rho_{\text{см}} \left( \omega_{\text{см}}^{\text{ТУ-2}} \right)^2}{2} = \\ &= 0,0269 \cdot \frac{1,7}{0,0364} \cdot \frac{1,009 \cdot 10^2}{2} = 63,4 \text{ Па.} \end{aligned}$$

Потери напора на местные сопротивления при входе и выходе ТУ-2

$$\begin{aligned} \Delta P_{\text{ТУ-2}}^{\text{M}} &= (\psi_1 + \psi_2) \cdot \frac{\rho_{\text{см}} \left( \omega_{\text{см}}^{\text{ТУ-2}} \right)^2}{2} = \\ &= (1,5 + 1,5) \cdot \frac{1,009 \cdot 10^2}{2} = 151,4 \text{ Па,} \end{aligned}$$

где  $\psi_1 = \psi_2 = 1,5$  – коэффициенты местных сопротивлений на входе и выходе из труб при движении паровоздушной смеси [87].

Суммарные потери напора по тракту движения паровоздушной смеси

$$\begin{aligned} \Delta P_0 &= \Delta P_{\text{ТУ-1}}^{\text{ТР}} + \Delta P_{\text{ТУ-1}}^{\text{М}} + \Delta P_{\text{ТУ-2}}^{\text{ТР}} + \Delta P_{\text{ТУ-2}}^{\text{М}} = \\ &= 49,5 + 217,9 + 63,4 + 151,4 = 482,2 \text{ Па.} \end{aligned}$$

Затраты мощности на преодоление сопротивления по тракту движения паровоздушной смеси

$$N_{\text{см}} = \frac{G_{\text{см}} \cdot \Delta P_0}{\rho_{\text{см}} \cdot \eta} = \frac{17,77 \cdot 482,2}{1,009 \cdot 0,7} = 12132 \text{ Вт} = 12,13 \text{ кВт.}$$

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 рассчитывается по формуле

$$\begin{aligned} \Delta P_{\text{ТУ-1}}^{\text{В}} &= 0,265 \left( \frac{\frac{S_1}{d_{\text{H}}} - 0,8}{\frac{S_1}{d_{\text{H}}} - 1} \right) \cdot (\text{Re}_{\text{В1}}^{\text{ТУ-1}})^{-0,21} \cdot m \cdot \rho_{\text{В1}} \left( \omega_{\text{В1}}^{\text{ТУ-1}} \right)^2 = \\ &= 0,265 \left( \frac{\frac{60}{38} - 0,8}{\frac{60}{38} - 1} \right) \cdot 20117,6^{-0,21} \cdot 30 \cdot 1,128 \cdot 9^2 = 121,9 \text{ Па.} \end{aligned}$$

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

$$\begin{aligned} \Delta P_{\text{ТУ-2}}^{\text{В}} &= 0,265 \left( \frac{\frac{S_1}{d_{\text{Н}}} - 0,8}{\frac{S_1}{d_{\text{Н}}} - 1} \right) \cdot (\text{Re}_{\text{В1}}^{\text{ТУ-2}})^{-0,21} \cdot m \cdot \rho_{\text{В2}} \left( \omega_{\text{В1}}^{\text{ТУ-2}} \right)^2 = \\ &= 0,265 \cdot \left( \frac{\frac{60}{38} - 0,8}{\frac{60}{38} - 1} \right) \cdot 19387,8^{-0,21} \cdot 30 \cdot 1,27 \cdot 7^2 = 83,7 \text{ Па.} \end{aligned}$$

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.

## ПРИЛОЖЕНИЯ

### Перевод физических величин из одних единиц измерения в другие

Сила	$1 \text{ кгс} = 9,80665 \text{ Н.}$
Давление	$1 \text{ Н} = 10^5 \text{ дин};$ $1 \text{ кгс/см}^2 = 98066,5 \text{ Н/м}^2;$ $1 \text{ кгс/см}^2 = 98066,5 \text{ Н/м}^2;$ $1 \text{ бар} = 10^5 \text{ Н/м}^2;$ $1 \text{ бар} = 1,02 \text{ кгс/см}^2.$
Работа	$1 \text{ кгс} \cdot \text{м} = 9,80665 \text{ Дж.}$
Энергия	$1 \text{ кВт} \cdot \text{ч} = 860 \text{ ккал};$ $1 \text{ л. с.} \cdot \text{ч} = 0,736 \text{ кВт} \cdot \text{ч.}$
Количество теплоты	$1 \text{ ккал} = 4,1868 \text{ кДж.}$
Тепловой поток	$1 \text{ ккал/ч} = 1,163 \text{ Вт.}$
Плотность теплового потока	$1 \text{ ккал}/(\text{м}^2 \cdot \text{ч}) = 1,163 \text{ Вт/м}^2.$
Энтальпия, теплота фазового перехода	$1 \text{ ккал/кг} = 4,1868 \text{ кДж/кг.}$
Теплоемкость	$1 \text{ ккал}/(\text{кг} \cdot ^\circ\text{C}) =$ $= 4,1868 \text{ кДж}/(\text{кг} \cdot ^\circ\text{C}).$
Динамический коэффициент вязкости	$1 \text{ кгс} \cdot \text{с}/\text{м}^2 = 9,81 \text{ Н} \cdot \text{с}/\text{м}^2.$
Коэффициент теплопроводности	$1 \text{ ккал}/(\text{м} \cdot \text{ч} \cdot ^\circ\text{C}) =$ $= 1,163 \text{ Вт}/(\text{м} \cdot ^\circ\text{C}).$
Коэффициент теплоотдачи (теплопередачи)	$1 \text{ ккал}/(\text{м}^2 \cdot \text{ч} \cdot ^\circ\text{C}) =$ $= 1,163 \text{ Вт}/(\text{м}^2 \cdot ^\circ\text{C}).$
Коэффициент излучения	$1 \text{ ккал}/(\text{м}^2 \cdot \text{ч} \cdot \text{K}^4) =$ $= 1,163 \text{ Вт}/(\text{м}^2 \cdot \text{K}^4).$

**Физические свойства воды и водяного пара  
на линии насыщения**

$P \cdot 10^{-5}$ , Па	$t$ , °С	$v'$ , м <sup>3</sup> /кг	$v''$ , м <sup>3</sup> /кг	$\Gamma$ , кДж/кг	$\Gamma''$ , кДж/кг	$r$ , кДж/кг
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
2,5	127,4	0,001067	0,719	535,4	2717,2	2181,8
3,0	138,5	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

Приложение П.2

**Диаметры 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 $\delta$ , мм	Толщина изоляции $\delta_{из}$ , мм
32	38	33	2,5	40
40	45	40	2,5	40
50	57	51	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
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.3

Таблица 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 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 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 4

**Рабочая производительность термостатических  
конденсатоотводчиков, кг/ч**

Диаметр условного прохода клапана, мм	Производительность при избыточном давлении перед конденсатоотводчиком, МПа								
	0,0 1	0,03	0,05	0,07	0,0 9	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



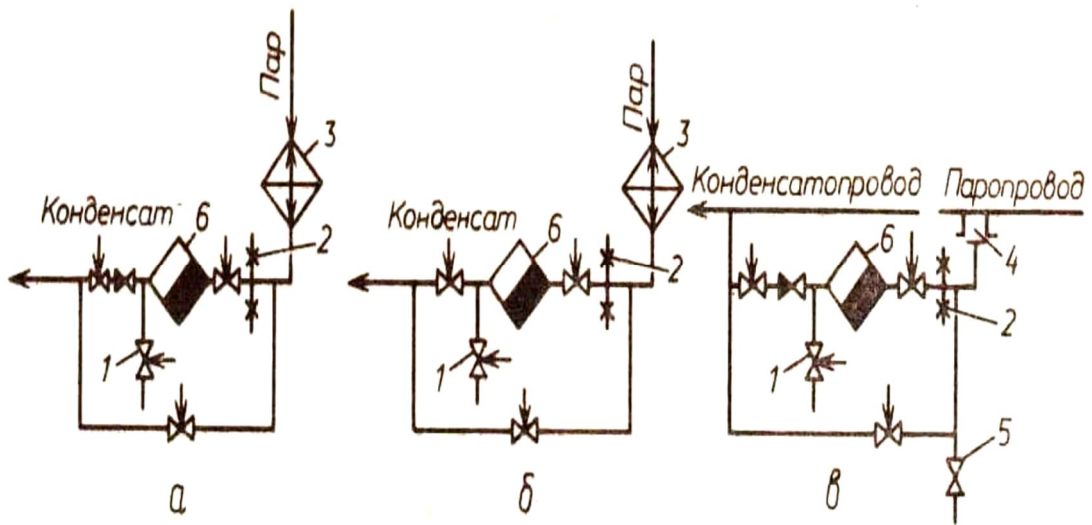


Рис. 2.1 П. Схемы установки конденсатоотводчиков:  
 1 – вентиль; 2 – опора; 3 – теплообменник; 4 – дренажный карман; 5 – продувка; 6 – конденсатоотводчик

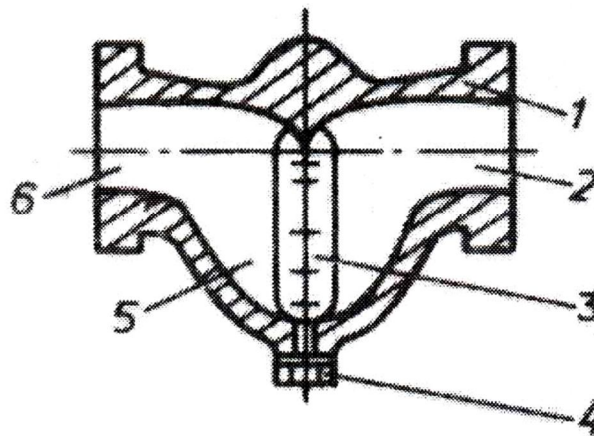


Рис. 2.2 П. Вапоскоп:  
 1 – разделительный срез; 2 – выход конденсата; 3 – смотровое стекло; 4 – спускная пробка; 5 – разделительная камера; 6 – вход конденсата

**Характеристика 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 <sup>3</sup> /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

### Основные расчетные данные горизонтальных пароводяных теплообменников (ПВТ)

Тип ПВТ	Поверхность нагрева, м <sup>2</sup>	Живое сечение одного хода для воды, м <sup>2</sup>	Среднее число рядов труб в одном ходу
ОСТ 34-531 (576)-68			
01	9,5	0,0052	5,7
02	17,2	0,0096	7,3
03	24,4	0,0136	8,4
04	32,0	0,0180	9,6
05	53,9	0,0302	12,3
06	76,8	0,0432	15,1
07	108,0	0,0604	18,0
08	140,6	0,0780	20,2
11	6,3	0,0052	5,7
12	11,4	0,0096	7,3
13	16,0	0,0136	8,4
14	21,2	0,0180	9,5
15	35,3	0,0392	12,3
16	50,5	0,0432	15,1
ПН-551-63			
25 т/ч	4,0	0,0032	3,0
50 т/ч	8,4	0,0062	2,8
100 т/ч	14,6	0,0120	5,2

*Примечание.* Типоразмеры ПВТ по ОСТ 34-531 с 01 по 08 имеют длину трубок 3,0 м, типоразмеры с 11 по 16 имеют длину трубок 2,0 м. Все эти теплообменники двухходовые с латунными трубками, диаметром 16×1 мм. Имеют плоские днища и одноходовое межтрубное пространство.

Подогреватели ПН-551–63 имеют двухходовое межтрубное пространство. Трубки латунные, диаметром 16×1,4 мм. Допустимое давление по воде – 0,8 МПа.

**Физические свойства воды на линии насыщения**

$t$ , °C	$P \cdot 10^{-5}$ , Па	$\rho$ , кг/м <sup>3</sup>	$C_p$ , кДж/(кг·°C)	$\lambda \cdot 10^2$ , Вт/(м·°C)	$\nu \cdot 10^6$ , м <sup>2</sup> /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	1,13	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

**Горизонтальные, секционные, разъемные водо-водяные теплообменники (ГОСТ 27590–88 и по ОСТ 34-588–68)**

Типоразмер секции и диаметр ее корпуса, мм	Поверхность нагрева, м <sup>2</sup>	Число трубок в пучке и живое сечение, м <sup>2</sup>	
		Трубный пучок	Межтрубное пространство
1. С латунными трубками на $P_y = 1,0$ МПа			
01/02 (57×3,5)	0,37/0,75	4/0,00052	0,00116
03/04 (76×3,5)	0,65/1,31	7/0,00108	0,00233
05/06 (89×3,5)	1,11/2,24	12/0,00185	0,00287
07/08 (114)	1,76/3,54	19/0,00293	0,00500
09/10 (168×5)	3,4/6,9	37/0,00570	0,01220
11/12 (219×6)	5,89/12,0	64/0,00985	0,02079
13/14 (273×7)	10,0/20,3	109/0,01679	0,03077
15/16 (325×8)	13,8/28,0	151/0,02325	0,04464
17/18 (377×9)	19,8/ 40,1	216/0,03325	0,05781
19/20 (426×9)	25,8/52,5	283/0,04356	0,07191
21/22 (530×9)	41,0/83,4	450/0,06927	0,11544

*Примечание.* В ГОСТ 27590–88 входят теплообменники 01–15 с диаметром корпуса 57/50–325/309 мм, в ОСТ 34-588–68 – теплообменники 17–21 с диаметром корпуса 377/359–530/514 мм. Секции имеют длину 2 (числитель) или 4 м (в знаменателе) и трубный пучок из латунных труб, диаметром 16×1 мм.

Таблица 2

**Горизонтальные, секционные, разъемные водо-водяные теплообменники (ГОСТ 27590–88 и по ОСТ 34-588–68)**

Типоразмер секции и диаметр ее корпуса, мм	Поверхность нагрева, м <sup>2</sup>	Число трубок в пучке и живое сечение, м <sup>2</sup>	
		Трубный пучок	Межтрубное пространство
2. Со стальными трубками на $P_y = 1,0$ МПа			
31/32 (57×3,5)	0,36/0,73	4/0,00055	0,00116
33/34 (76×3,5)	0,63/1,27	7/0,00096	0,00233
35/36 (89×3,5)	1,08/2,18	12/0,00164	0,00287
37/38 (114×4)	1,70/3,45	19/0,00250	0,00500
39/40 (168×5)	3,31/6,71	37/0,00506	0,01220
41/42 (219×6)	5,73/11,6	64/0,00876	0,02079
43/44 (273×7)	9,74/19,7	109/0,01492	0,03077
45/46 (325×8)	13,5/27,3	151/0,02066	0,04464
47/48 (377×9)	19,3/ 39,1	216/0,02956	0,05781
49/50 (426×9)	25,2/51,1	283/0,03873	0,07191
51/52 (530×9)	39,9/81,2	450/0,06158	0,11544

*Примечание.* В ГОСТ 27590–88 входят теплообменники 01–15 с диаметром корпуса 57/50–325/309 мм, в ОСТ 34-588 – 68 – теплообменники 17–21 с диаметром корпуса 377/359–530/514 мм. Секции имеют длину 2 (числитель) или 4 м (в знаменателе) и трубный пучок из латунных труб диаметром 16×1,4 мм.

**Технические характеристики калориферов КП2**

Показатели Тип калорифера	Производительность по воздуху, м <sup>3</sup> /ч	Производительность по теплу, кВт	Площадь поверхности теплообмена, м <sup>2</sup>	Площадь фронтального сечения, м <sup>2</sup>	Площадь сечения для пара или воды, м <sup>2</sup>
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
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 в набегающем потоке – 3,6 кг/(м<sup>2</sup>·с); аэродинамическое сопротивление трехрядных калориферов – 53,5 Па; аэродинамическое сопротивление

четырёхрядных калориферов – 68,2 Па; Число ходов по пару – 1;  
 температура – не более 190°C, скорость теплоносителя в трубах –  
 0,32 м/с.

Таблица 2

**Технические характеристики калориферов КПЗ**

Показа- тели  Тип калори- фера	Произво- дитель- ность по воздуху, м <sup>3</sup> /ч	Произво- дитель- ность по теплу, кВт	Площадь поверх- ности теплооб- мена, м <sup>2</sup>	Площадь фронталь- ного сече- ния, м <sup>2</sup>	Пло- щадь сечения для пара или воды, м <sup>2</sup>
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
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 в набегающем потоке – 3,6 кг/(м<sup>2</sup>·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, скорость теплоносителя в трубах – 0,32 м/с.

Таблица 3

**Технические характеристики калориферов КП4**

Показатели Тип калорифера	Производительность по воздуху, м <sup>3</sup> /ч	Производительность по теплу, кВт	Площадь поверхности теплообмена, м <sup>2</sup>	Площадь фронтального сечения, м <sup>2</sup>	Площадь сечения для пара или воды, м <sup>2</sup>
1	2	3	4	5	6
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

Окончание табл. 3

1	2	3	4	5	6
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 в набегающем потоке – 3,6 кг/(м<sup>2</sup>·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, скорость теплоносителя в трубах – 0,32 м/с.

Приложение П.9

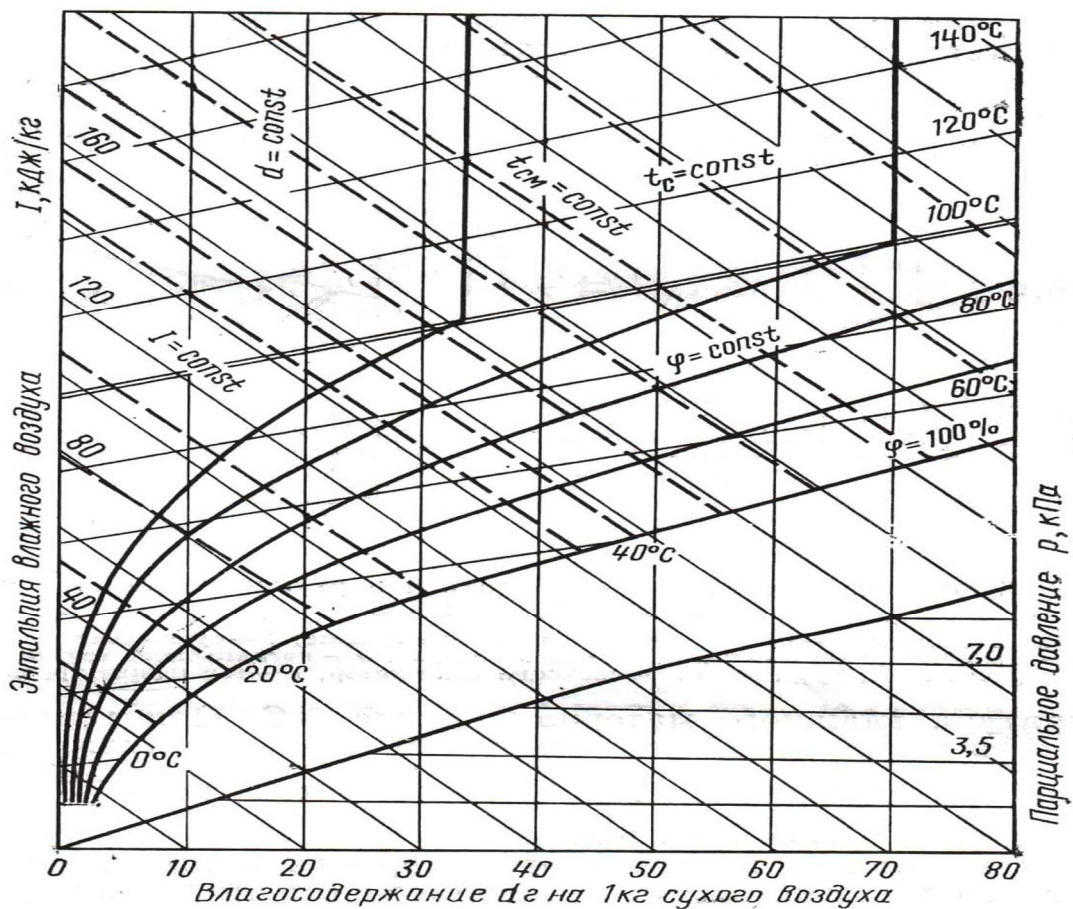


Рис. 2.3 П.  $I$ - $d$ -диаграмма влажного воздуха

Приложение П.10

Таблица 1

**Характеристики некоторых типов центробежных вентиляторов**

Марка вентилятора	Число оборотов	Производительность, тыс. м <sup>3</sup> /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 2

**Основные параметры осевого нагнетателя УН-8**

Обозначение УН-8	Производительность, м <sup>3</sup> /ч	Напор, Па	Угол установки лопаток, градус	Максимальный КПД	Число оборотов, об/мин	Мощность, кВт	
						электродвигателя	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

**Физические свойства сухого воздуха**  
**( $P_B = 1,01 \cdot 10^5$  Па)**

$t,$ °C	$\rho,$ кг/м <sup>3</sup>	$C_p,$ кДж/ (кг·°C)	$\lambda \cdot 10^2,$ Вт/(м·°C)	$a \cdot 10^6,$ м <sup>2</sup> /с	$\mu \cdot 10^6,$ Па·с	$\nu \cdot 10^6,$ м <sup>2</sup> /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

**Необходимые исходные данные для теплового расчета сушильной установки КДМ (БДМ):**

Вид вырабатываемой продукции – ... .

Композиция:

целлюлоза – ... %, макулатура – ... %.

Масса 1 м<sup>2</sup> полотна  $P_{С.П} = \dots$  г/м<sup>2</sup>.

Обрезная ширина полотна  $b_{П} = \dots$  м.

Диаметр сушильных цилиндров  $D_{Ц} = \dots$  м.

Угол охвата цилиндров полотном  $\Phi_{Ц} = \dots$  .

Количество сушильных цилиндров и давление пара по паровым группам:

$$n_1 = \dots ; P_1 = \dots \text{ МПа};$$

$$n_2 = \dots ; P_2 = \dots \text{ МПа};$$

$$n_3 = \dots ; P_3 = \dots \text{ МПа}.$$

Сухость полотна:

$$\text{до сушильной установки } T_0 = \dots \text{ \%};$$

$$\text{после сушильной установки } T_2 = \dots \text{ \%}.$$

Скорость машины на накате (рабочая и максимальная):

$$W_M^P = \dots \text{ м/мин}; W_M^{\text{max}} = \dots \text{ м/мин}.$$

Производительность машины:

$$\text{рабочая } G_M^P = \dots \text{ т/ч} = \dots \text{ т/сутки};$$

$$\text{на перспективу (ожидаемая) } G_M^П = \dots \text{ т/ч} = \dots \text{ т/сутки}.$$

Расход пара на машину  $D = \dots$  т/ч.

Удельный расход теплоты  $q = \dots$  Гкал/ т продукции.

Удельный расход пара  $d = \dots$  т пара/т продукции.

Параметры пара от котельной установки на КДМ (БДМ).

Схема существующей пароконденсатной системы КДМ (БДМ).

Схема существующей системы вентиляции КДМ (БДМ).

### **Основные недостатки существующих пароконденсатных систем КДМ (БДМ)**

Основные недостатки существующих пароконденсатных систем КДМ (БДМ) следующие:

1. Большой перерасход теплоты на машине. Значительное количество пролетного пара в конденсатопроводе от машины. Пролетный пар от машины выполняет не тепловую работу по сушке полотна, а механическую работу по транспортировке конденсата от сушильной установки в бак-сборник конденсата.
2. Отмечается недовыработка продукции на машине из-за снижения интенсивности сушки. Низкий удельный влагоъем.
3. Отмечается отклонение температурного режима сушки от требуемого. Неудовлетворительный температурный график сушильных цилиндров.
4. Систематическое нарушение теплового и гидравлического режимов работы сушильных установок.
5. Отдельные цилиндры частично или полностью залиты переохлажденным конденсатом, поэтому они работают неэффективно и имеют низкую температуру. Это приводит к снижению производительности сушильной установки. Есть также цилиндры, которые недогружены по расходу пара. Не обеспечивается необходимое поступление расхода пара на каждый цилиндр в соответствии с тепловым расчетом
6. Не учитываются закономерности сушки и формы связи влаги с материалом.
7. Нет систематического контроля начальной сухости полотна. Низкая начальная сухость полотна перед сушильной установкой.
8. Пар от калориферов системы вентиляции направляется в последний сепаратор. В результате нарушаются тепловой и гидравлический режимы работы сушильной установки, что приводит к подпору последней паровой группы цилиндров и снижению производительности сушильных установок.
9. Нет контролируемой системы удаления воздуха из пароконденсатной системы сушильной установки.
10. Существует проблема сушки кромок.
11. Сушильные установки и машины не предназначены для работы и выпуска продукции различного ассортимента.

12. Наличие свищей и протечек в паропроводах, паровпускных головках и арматуре. Ошибки эксплуатационного персонала.

13. Технологическую систему вентиляции и рекуперации на каждой КДМ (БДМ) необходимо усовершенствовать.

## Приложение П.14

### **Первоочередные мероприятия по совершенствованию работы ПКС**

К первоочередным мероприятиям, способствующим повышению эффективности работы пароконденсатной системы БДМ (КДМ), относятся следующие:

1. Установка водоуказательных стекол на сепараторах. Они необходимы для анализа работы ПКС и регулирующих клапанов.

2. Проверка исправности и работоспособности регулирующих клапанов и датчиков уровня.

3. Систематический контроль начальной сухости полотна.

4. Теплоизоляция торцевых поверхностей сушильных цилиндров, например, жидким теплоизолятором «Астратек». Это позволит сэкономить расход тепла и повысить сухость кромок.

5. Учет тепла, отпускаемого на сушку, согласно фактических (новых) условий работы машины. Как минимум – выполнить расчет расходомерной шайбы и установить дифманометр на новые (будущие, расчетные) параметры пара, а лучше поставить четырехканальный узел учета тепла фирмы «Логика».

6. Удаление воздуха из пароконденсатной системы (ПКС) сушильной установки, установка на верхней крышке последнего по ходу пара сепаратора автоматического воздушника, например, фирмы «Spirax Sarco», либо установка на линии сброса воздуха шарового крана  $d_y$  32.

7. Контроль сухости полотна после прессовой части (лицо-привод) проводить один раз в смену или в сутки.

8. Возвращение в котельную конденсата от сушильной установки, а для нагрева массы использовать необходимое количество пара (путем барботажа).

9. Устранение свищей и протечек на всех элементах ПКС.

10. Оборудование дренажей паропроводов расчетными конденсатоотводчиками, например, поплавковыми фирмы «Spirax Sarco», или фирмы «Коралл», «ADL».

**Перечень технических мероприятий второй очереди по реконструкции ПКС**

Предлагаемые мероприятия	Цель	Основание	Способ достижения
1	2	3	4
1. Использовать пролетный пар и пары вторичного вскипания для сушки полотна	Сокращение удельных затрат теплоты	Тепловой и конструктивный расчеты ПКС машины	Организация последовательной схемы подвода пара
2. Перераспределить количество сушильных цилиндров по паровым группам и расход пара по цилиндрам в соответствии с кинетикой сушки	Стабилизация теплового режима сушки, увеличение производительности машины	Тепловой расчет сушильной установки до и после ее реконструкции на каждый вид выпускаемой продукции	Реконструкция конденсатной системы. Установка дроссельных подпорных шайб. Установка регулирующих клапанов



1	2	3	4
3. Устранить расход пролётного пара на транспортировку конденсата от БДМ до бака-сборника	Снижение удельных затрат теплоты. Повышение производительности машины	Гидравлический расчет сушильной установки	Установка конденсатных насосов, сепараторов и теплообменных аппаратов
4. Стабилизировать тепловой и гидравлический режимы в цилиндрах и конденсатопроводах	Стабилизация теплового и гидравлического режима. Снижение количества пролетного пара	Гидравлический и конструктивный расчеты паропроводов и конденсатопроводов	Последовательное удаление конденсата из цилиндров по паровым группам
5. Разделить конденсатопроводы по уровню расположения цилиндров	Ликвидация подпора конденсата. Стабилизация теплового режима работы машин	Гидравлический и конструктивный расчеты сушильной установки	Установка дополнительных конденсатопроводов
6. Утилизировать теплоту отводимого пара и конденсата	Снижение затрат теплоты	Тепловой и конструктивный расчеты теплообменников	Установка пароводяного и водо-водяных теплообменных аппаратов

Окончание прил. П.15

1	2	3	4
7. Организовать удаление воздуха из пароконденсатной системы	Повышение производительности машины	Рекомендации	Установка парового эжектора периодического действия
9. Снизить температуру перегрева пара	Снижение затрат теплоты	Рекомендации	Регулировка охлаждающего устройства на паропроводе острого пара
10. Установить КИП и А	Контроль и регулирование процесса сушки	Рекомендации	Установка сканера сухости, манометров, термометров, регулирующих клапанов, расходомеров по пару, конденсату и воде, и т. д.
11. Усовершенствовать систему вентиляции	Привести в соответствие работу пароконденсатной системы в новых условиях и систему вентиляции машины	Расчет системы вентиляции для новой схемы ПКС	Установка новых вентиляторов, калориферов, теплоуловителей

## **Перечень технических мероприятий второй очереди**

Для повышения производительности сушильной установки и снижения удельных затрат теплоты необходимо модернизировать пароконденсатную систему КДМ (БДМ) и внедрить ряд технических мероприятий (см. приложение П.15). Кроме того, необходимо проверить работоспособность систем технологической приточно-вытяжной вентиляции, обследовать, просчитать и привести в соответствие работу вентиляционной системы КДМ с режимом работы сушильной установки.

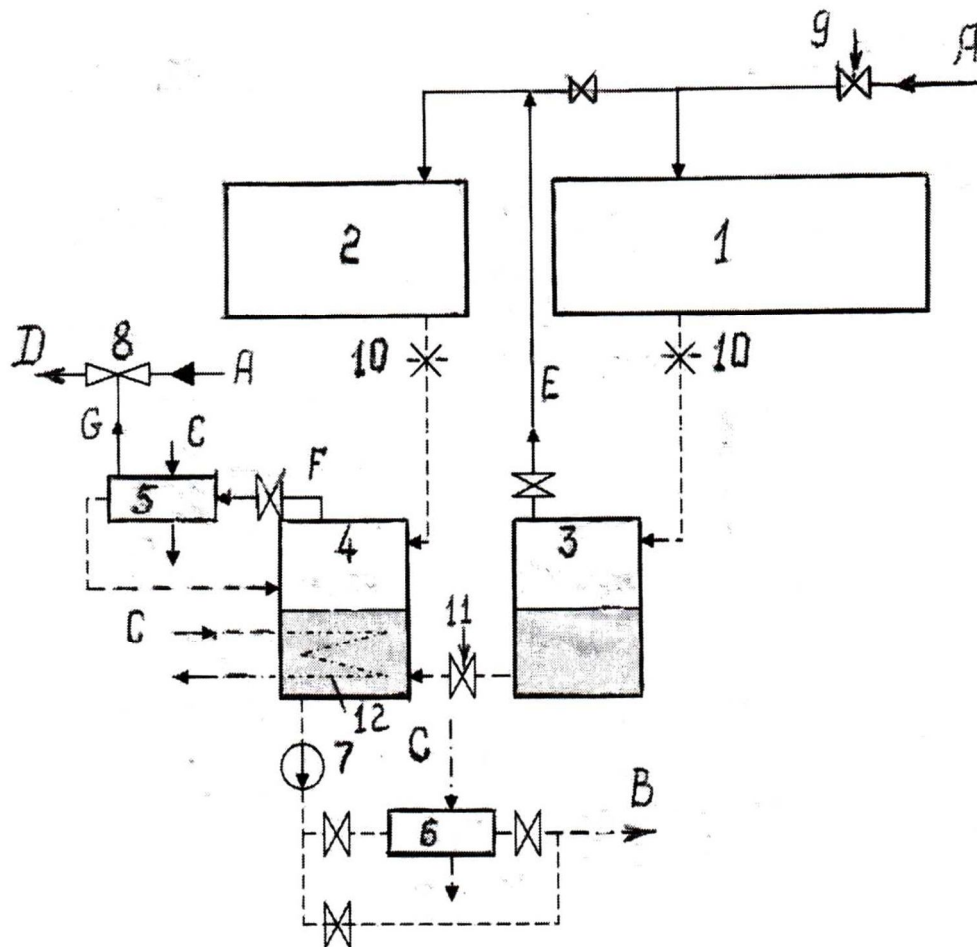


Рис.3.1 П. Принципиальная схема пароконденатной системы сушильной установки БДМ и КДМ:

*A* – подвод пара к сушильной установке от котельной; *B* – отвод конденсата от сушильной установки к котельной; *C* – подвод воды к теплообменникам; *D* – отвод воздуха от пароконденатной системы; *E* – вторичный пар на вторую паровую группу; *F* – пар из сепаратора № 2 на пароводяной теплообменник; *G* – отвод воздуха на паровой эжектор;

*1* – первая паровая группа сушильных цилиндров; *2* – вторая паровая группа сушильных цилиндров; *3* – сепаратор № 1; *4* – сепаратор № 2; *5* – пароводяной теплообменник; *6* – водоводяной теплообменник; *7* – конденсатный насос; *8* – паровой эжектор; *9* – регулятор давления; *10* – подпорная дроссельная шайба; *11* – регулирующий клапан

**Описание принципиальной схемы пароконденсатной системы  
сушильной установки БДМ или КДМ  
(рис. 3.1 П)**

Разработка схемы пароконденсатной системы сушильной установки БДМ или КДМ основывается на тепловом, конструктивном и гидравлическом расчетах сушильных установок. Эти расчеты позволяют учесть закономерности сушки: кинетику сушки, формы связи влаги с полотном, интенсивность сушки в различных периодах процесса удаления влаги из полотна. На основании этих расчетов с учетом закономерностей сушки осуществляется: распределение цилиндров по паровым группам, распределение расходов пара по цилиндрам. Выполняются: определение необходимого объема сепараторов, расчет поверхности теплообмена теплообменных аппаратов, подбор конденсатных и водяного насосов, расчет трубопроводов системы.

Внедрение такой пароконденсатной системы позволяет достичь максимальной производительности машины для данной сушильной установки и снизить удельные затраты теплоты до значений, близких к расчетным значениям (теоретическим).

Весь пар, необходимый для сушки полотна, подается на первую паровую группу сушильных цилиндров. Как правило, в первую паровую группу объединяют последние цилиндры, на которых удаляется часть макрокапиллярной влаги, вся микрокапиллярная и адсорбционная влага. В первой паровой группе конденсируется необходимое количество пара, передавая полотну теплоту парообразования, что позволяет повысить эффективность сушки. Затем конденсат с пролетным паром через дроссельные подпорные шайбы Ш-1 поступает в сепаратор №1. Здесь происходит разделение пароконденсатной смеси на пар и конденсат. Кроме того, в сепараторе за счет снижения давления пара и увеличения его объема происходит вскипание конденсата, и образуются пары вторичного вскипания.

Из сепаратора №1 конденсат под разностью давлений перетекает в сепаратор № 2, а пролетный пар и пары вторичного вскипания поступают на питание второй паровой группы сушильных цилиндров, которая работает по аналогичному принципу. Таким образом, в сепараторе № 2 оказывается минимальное количество пара (от 50 до 200 кг/час), в основном это пары вторичного

вскипания. Пары вторичного вскипания можно утилизировать: в пароводяном теплообменнике (ПВТ), в калорифере технологической вентиляции или его можно направить в паровой ящик. При конденсации пара его объём сокращается в 1600 раз. В результате давление пара в сепараторе №2 снижается до атмосферного давления и ниже. При таком давлении температура конденсата не превышает 98°C, что создает благоприятные условия для работы конденсатных насосов. Для этих же целей в сепаратор № 2 заведен теплообменный аппарат типа «змеевик» расчетной поверхности (или следует вынести из объема сепаратора № 2 водо-водяной теплообменник и установить его поверхность нагрева на конденсатопроводе между сепараторами № 1 и 2) . Дальнейшая утилизация теплоты отводимого конденсата производится в водо-водяном теплообменнике (ВВТ).

Для наиболее эффективной работы сушильной установки из пароконденсатной системы необходимо периодически удалять скапливающийся воздух. Обычно это достигается применением вакуумных насосов. Однако рекомендуется более простой, дешевый и надежный способ – использование парового эжектора. Для контроля параметров сушки рекомендуется установить минимальное количество контрольно-измерительных приборов. (расходомеры по пару, конденсату и воде, термометры и манометры на сепараторах и паропроводах, термометры на трубопроводах воды и конденсата). Для контроля температуры сушильных цилиндров рекомендуется использование термопар, зачеканенных в конденсатопровод каждого цилиндра. Простота и наглядность этого способа позволяют наиболее оперативно реагировать на изменения процессов, происходящих в сушильных цилиндрах.

Установка шайб после группы цилиндров позволяет ступенчато приблизить график расхода пара к теоретическому температурному графику, а следовательно, снизить удельные затраты теплоты на сушку и повысить производительность машины. Эта же цель может быть достигнута за счет установки регулирующих клапанов на паропровод каждого цилиндра. Но этот способ очень дорог, менее надежен и требует постоянного контроля и обслуживания, а его эффективность незначительно превосходит эффективность установки шайб.

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 между сепараторами для исключения подпора сушильных цилиндров и пр.

Предлагаемая принципиальная схема рассчитана на максимальную для заданных условий производительность и минимальный удельный расход тепла. В общем случае температурный график имеет вид некоторой кривой, обеспечивающей необходимое качество продукции. При помощи главной паровой задвижки эта кривая может быть перемещена относительно оси температур вверх или вниз. Изменение характера кривой можно достичь при помощи вентилей, установленных на паропроводах каждого цилиндра. Кроме того, за счет различных вариантов объединения цилиндров в паровые подгруппы можно изначально создать *необходимый* по технологии температурный график.

Таким образом, предлагаемая схема пароконденсатной системы учитывает и устраняет недостатки существующей системы, позволяет достичь максимальной производительности машины и снизить удельные затраты теплоты до минимума. Кроме того, схема позволяет полностью исключить пролетный пар в конденсатопроводе от машины и обеспечить максимальный процент возврата конденсата. Простота и надежность схемы гарантируют ее длительную и безаварийную эксплуатацию при *минимальных финансовых вложениях*.

## Техническое задание

на разработку универсальной ПКС сушильной установки  
КДМ на примере ОАО «Кузбасский скарабей»

### Технические условия на разработку

Вид вырабатываемой продукции: бумага для гофрирования (БГ); картон для плоских слоев (КПС); кровельный картон (КК).

Композиция состава полотна состоит из 100 % макулатуры (марок МС-4А, МС-5Б, МС-6Б, МС-8В).

Масса 1 м<sup>2</sup> полотна: при выпуске БГ составляет  $P_{с.п} = 112-140$  г/м<sup>2</sup>, при выпуске КПС  $P_{с.п} = 125-140$  г/м<sup>2</sup>, при производстве КК  $P_{с.п} = 230-250$  г/м<sup>2</sup>.

Обрезная ширина полотна: при выпуске КК составляет  $b_{п} = 2,0$  м; при выпуске КПС/БГ  $b_{п} = 2,1$  м.

Диаметр сушильных цилиндров составляет  $D_{ц} = 1,5$  м.

Угол охвата цилиндров полотном  $\varphi_{ц} = 0,625$ .

Параметры пара на машине перед регулятором давления:

$P_0 = 0,5$  МПа;  $t_0 = 151,8^{\circ}\text{C}$ ;

Общее количество сушильных цилиндров:  $n_{\Sigma} = 24$  (42).

Количество сушильных цилиндров и параметры пара по паровым группам:

$n_1 = \dots$  согласно расчетам;  $P_1 = 0,35$  МПа;  $t_{1ц} = 138,9$ , °С;

$n_2 = \dots$  согласно; расчетам;  $P_2 = \dots$  согласно расчетам, МПа;

$t_{2ц} = \dots$  согласно расчетам, °С.

Сукносушильных цилиндров нет.

Сухость полотна (расчетные значения):

до сушильной установки  $T_0 = 42$  %;

после сушильной установки  $T_2 = 93$  %.

Скорость машины (рабочая)  $\Omega_{м} \leq 170$  м/мин.

Производительность машины (фактическая) составляет



$G_M \leq 47,1 \text{ т/ч} \leq 62 \text{ т/сутки}$  при выработке БГ массой полотна  $125 \text{ г/м}^2$  и скорости машины, равной  $170 \text{ м/мин}$ .

Расход пара на машину  $D$  определяется по расчетам (т/ч).

Удельный расход теплоты (фактический) составляет  $q \leq 1,6$  Гкал /т продукции.

Регулировку сухости полотна на накате обеспечить за счет регулировки расхода пара на цилиндры № 20–24.

Приложения:

Желательно иметь требуемый температурный график и существующую кинетику сушки.

*Разработка должна включать:*

1. Принципиальную схему ПКС КДМ с описанием ее работы.
2. Спецификацию на стандартное оборудование.
3. Эскизы нестандартного оборудования, требуемого по схеме (сепараторы, теплообменники, паровой эжектор, дроссельные подпорные шайбы и пр.).
4. Рекомендации по монтажу и эксплуатации ПКС КДМ.

**Исходные данные для теплового расчета пароконденсатной системы сушильной установки КДМ типа ОМ-8:**

Вырабатывается целлюлоза товарная.

Масса 1 м<sup>2</sup> полотна  $P_{С.П}$  от 500 до 650 г/м<sup>2</sup>.

Обрезная ширина полотна  $b_{П} = 2,55$  м.

Диаметр сушильных цилиндров  $D_{Ц} = 1,5$  м.

Угол охвата цилиндров полотном  $\Phi_{Ц} = 0,63$ .

Количество сушильных цилиндров и параметры пара по паровым группам:

$n_1 = 4$  цилиндра;  $P_1 = 0,4$  МПа;  $t_1 = 143,6$  °С;

$n_2 = 17$  цилиндров;  $P_2 = 0,4$  МПа;  $t_2 = 143,6$  °С;

$n_3 = 17$  цилиндров;  $P_3 = 0,4$  МПа;  $t_3 = 143,6$  °С;

$n_4 = 4$  цилиндра;  $P_4 = 0,4$  МПа;  $t_4 = 143,6$  °С.

Сухость полотна:

до сушильной установки  $T_0 = 36-42$  % (расчетная – 39 %);

после сушильной установки  $T_2 = 80-88$  % (расчетная – 85 %).

Скорость машины (рабочая /максимальная)  $\Omega_{М} = 50/53$  м/мин.

Производительность машины (фактическая)  $G_{М} = 92$  т/сутки.

Расход пара на сушильную установку КДМ  $D = 10,6$  т/ч.

Удельный расход теплоты (фактический)

$q = 1,3$  Гкал/тонну продукции.

## Техническое задание на модернизацию ПКС ОМ-8

Вид вырабатываемой продукции – целлюлоза товарная.

Масса 1 м<sup>2</sup> полотна  $P_{с.п} = 606 \text{ г/м}^2$  по абсолютно сухому полотну.

Обрезная ширина полотна  $b_{п} = 2,55 \text{ м}$ .

Диаметр сушильных цилиндров  $D_{ц} = 1,5 \text{ м}$ .

Угол охвата цилиндров полотном  $\varphi_{ц} = 0,625$ .

Количество сушильных цилиндров и параметры пара по паровым группам:

$n_1 = 4$  цилиндра;  $P_1 = 3,7 \text{ МПа}$ ;  $t_1 = 140,8 \text{ }^\circ\text{C}$ ;

$n_2 = 17$  цилиндров;  $P_2 = 4,0 \text{ МПа}$ ;  $t_2 = 143,6 \text{ }^\circ\text{C}$ ;

$n_3 = 17$  цилиндров;  $P_3 = 4,0 \text{ МПа}$ ;  $t_3 = 143,6 \text{ }^\circ\text{C}$ ;

$n_4 = 4$  цилиндра;  $P_4 = 4,0 \text{ МПа}$ ;  $t_4 = 143,6 \text{ }^\circ\text{C}$ .

Сухость полотна:

до сушильной установки  $T_0 = 46\text{--}36 \text{ } \%$  (расчетная – 43 %);

после сушильной установки  $T_2 = 80\text{--}88 \text{ } \%$  (расчетная – 85 %).

Температура полотна:

до сушильной установки  $t_0 = 38 \text{ }^\circ\text{C}$ ;

после сушильной установки  $t_2 = 72 \text{ }^\circ\text{C}$ .

Скорость машины (рабочая /максимальная)  $\omega_{м} = 50/53 \text{ м/мин}$ .

Существующая производительность машины (фактическая) –

$G_{м} = 92 \text{ т/сутки}$ .

Расход пара на машину  $D = 10,6 \text{ т/ч}$  (максимум).

Температура и давление отводимого конденсата

$t_{к} = 130 \text{ }^\circ\text{C}$ ;  $P_{к} = 3,8 \text{ МПа}$ .

Удельный расход теплоты (фактический)  $q = 1,3 \text{ Гкал /т}$ .

## Перечень стандартного оборудования

№ п/п	Наименование	Марка	Количество, шт.	Цена, руб.	Поставщик
1	2	3	4	5	6
1	Конденсатный насос (9,6 м <sup>3</sup> /ч – 3/24 м. в. ст.) 380 V, 1,1 кВт	CR 10-3 A-FJ-A-E HQQE Арт. 96500965	2	748 €	ЗАО «Промэнерго»
2	Водяной насос (32,0 м <sup>3</sup> /ч – 28 м. в. ст.) 380 V, 4,0 кВт	CR 32-2 A-F-A-E HQQE Арт. 96122009	2	1384 €	
3	Мановакууметр-1–6 кг/см <sup>2</sup>	МВП-4у	1	321	В-комплект
4	Манометр 0–6 кг/см <sup>2</sup>	МП-4у	7	321	
5	Устройство отборное с трубкой Перкинса и клапаном 15-25-1 для монтажа манометров	016-200-Ст20-МП $P_y < 16,0$ МПа, $T_{раб} < 200$ °С	8	767	Ряд позиций можно заказать в фирмах указанных ниже
6	Термометр жидкостный ТТЖ-М1-П4-160-66 (ножка 66 мм)	0–200 °С 0–160 °С 0–100 °С	2 5 2	98	

Продолжение прил. П.20

1	2	3	4	5	6	
7	Оправка термометра с бобышкой	66 мм	9	143	ЗАО «Энергокомплект»	
8	Счётчик горячей воды Ду 100	ВСГН-100 (до 150 °С)	1	18065,80		
10	Счётчик холодной воды Ду 100	ВСХН-100 (до 50 °С)	1	18065,80		
11	Запорное устройство	12Б1Бк	2	1416		
12	Трубка стеклянная	1,5 м	2	330,40		
13	Клапан обратный 65-16	19ч21бр	2	726		ЗАО «Сантехкомплект»
14	Клапан предохранительный 50-16 Р <sub>н</sub> 0,15–0,35 МПа	17с28нж	2	10227		
15	РК-1. Регулирующий клапан Dу=50 (конденсат до 130 °С)	25ч38нж МИМ Kv16	1	7200		ООО «АРМ-комплект»
16	РК-2, РК-4. Регулирующий клапан Dу = 40 (вода 60 °С)	25ч38нж МИМ Kv10	2	6500		

Продолжение прил. П.20

1	2	3	4	5	6
17	РК-3. Регулирующий клапан Dy = 50 (конденсат до 95°C)	25ч38нж МИМ Kv16	1	7200	ООО «Элемер-СЗ»
18	Датчик уровня Для РК-1 и РК-3.	АИР-20/М2 ДД- 420-02V-АЗИ1- t1070-С05 (до 10 кПа)- 16МПа-42-GSP-К1 У-ГП-ТУ 4212- 064-13282997-05	2	17641	
19	ПИД-регулятор для РК-1, РК-2, РК-3 и РК-4	ИРТ 550-М1-В-Р3- ГП-ТУ 4210-074- 13282997-07	4	5959	
20	Клапанный блок для РК-1 и РК-3	Элемер-БК-А30- 02-КР5-С5-ФФУ- ТУ 3742-084- 13282997-08	2	9111	
21	Сосуд уравнильный конденсационный	СК-10-1-Б для РК-1 и РК-3	4	1741	

Продолжение прил. П.20

1	2		3	4	5	6
22	Датчик температуры (конденсат до 95 °С) для РК-2, РК-4.		ТСМУ-274- 02(100м)-80-0,5- н10-(0+150) С-4-20 МА-У1,1-ГП	2	4531,20	
			Гильза Защитная 200. 006.00-00-09- М20х1,5-М20х1,5- Н до 80мм	2	826	
			Бобышка 1610.000.03	2	118	
23	Краны шаровые для обвязки цилиндров Ру 6	65	11с01пф (фланцевый) Пар-конденсат до 190 °С; Ру=6ати Корпус - сталь 20. Шар - <i>нерж.</i>	2	4213	«Кронос-Т» или варианты: 11с01пп (приварной) 11с01пм (муфтовый)
		50		4	3652	
		40		19	3195,5	
		32		13	2610	
		25		29	2222	
		20		17	2110	

Окончание прил. П.20

1	2		3	4	5	6
24	Краны шаровые для обвязки ПКС Ру 6	200	РГМ 013.31.11.ВФ	3	19580	«Кронос-Т» или варианты: 11с01пп (приварной) 11с01пм (муфтовый)
		100		1	12300	
		80		3	7678	
		65		18	4213	
		50		21	3652	
		40		6	3195,5	
		32		3	2610	
		25		3	2222	
25	Рукава гибкие металлические (РГМ). Длина не менее 400 мм	65	РГМ 013.31.11.ВФ	2	Договор	ООО «Синергия»
		50		4		
		40		19		
		32		13		
		25		29		
		20		17		



Примечания:

1. Перечень оборудования носит рекомендательный характер и требует дополнительной проработки службами КИП и А, ГМ и ГЭ.

2. Цены на оборудование ориентировочные на сентябрь 2010 г. и зависят от наличия позиций.

3. Рекомендуется укомплектовать ПКС фланцами  $P_y$  6, за исключением позиций 1,2,7,8, 13–18.

4. Закупку оборудования производить после привязки принципиальной схемы по месту.

5. Вместо манометров и термометров допускается применение термоманометров (на усмотрение начальника службы КИП и А).

6. Водяные насосы и обратные клапаны к ним покупать в случае если водопровод не обеспечивает подачу  $32,0 \text{ м}^3/\text{ч}$  и напор  $0,35 \text{ МПа}$ .

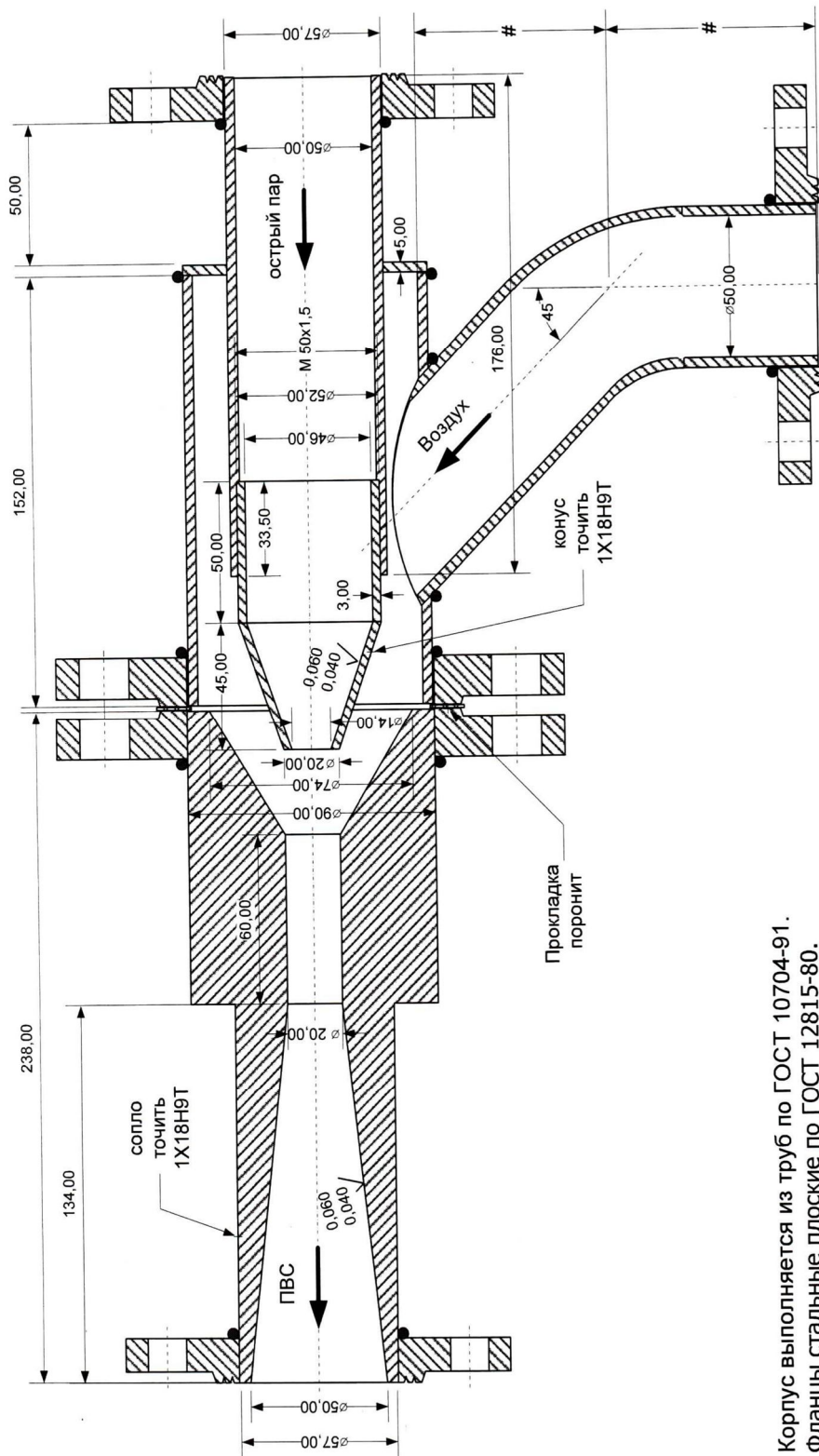
7. В перечень оборудования не включены: шпильки, болты, гайки, фланцы, отводы, кабели, провода монтажные, соединительные колодки, шкаф для ПИД-регуляторов. Эти позиции требуют привязки к месту и конкретных монтажных решений.

8. Головки сушильных цилиндров по пару и конденсату рекомендуется обвязать сильфонными компенсаторами соответствующих диаметров. Дополнительная информация на сайте: <http://metalorukava.ru/>

9. На конденсатопроводах каждого цилиндра рекомендуется установить вапоскоп (смотровое стекло на рис. 2.2 П).

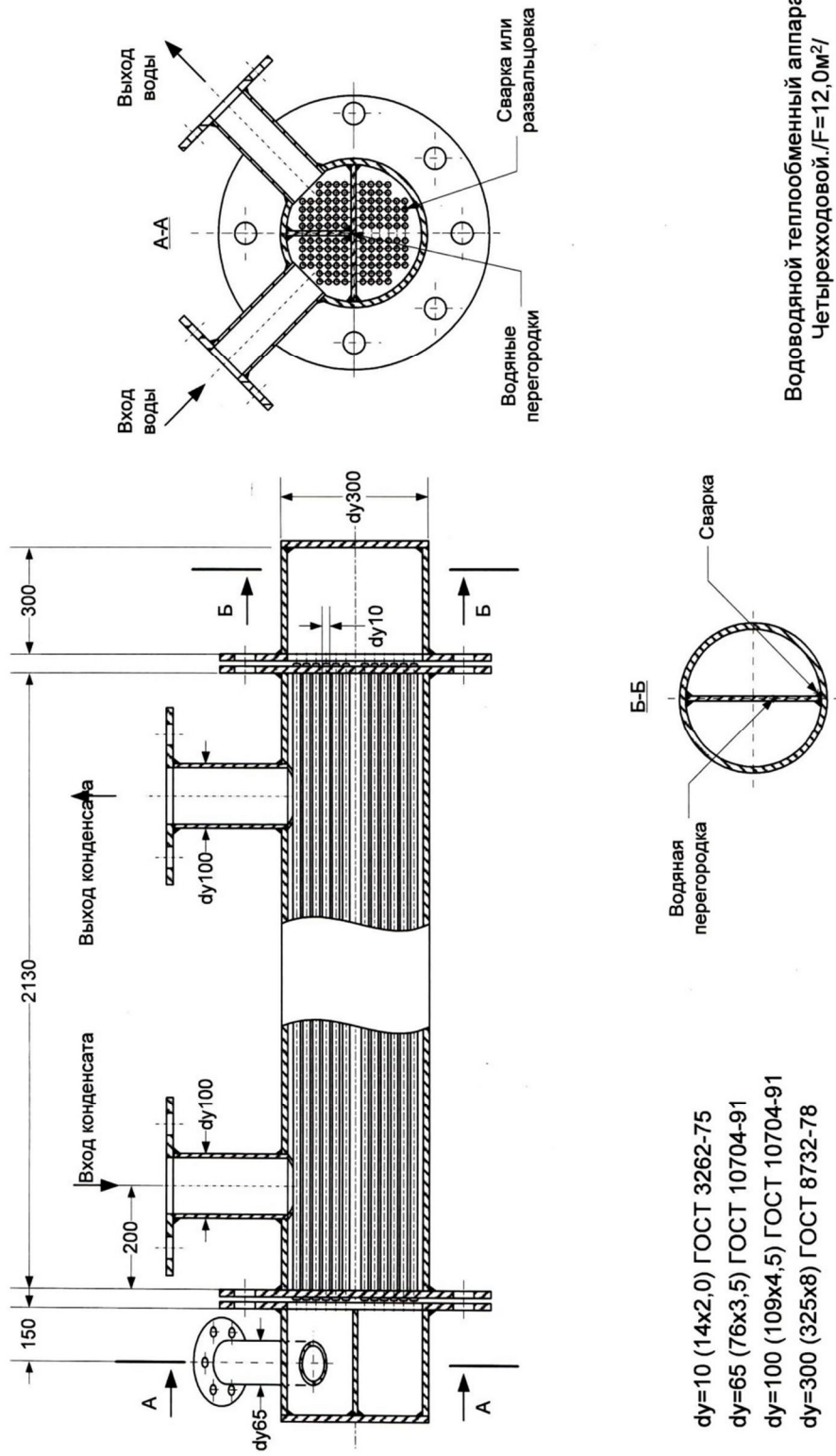
10. Обвязку головок сушильных цилиндров сильфонными компенсаторами, вапоскопами и кранами шаровыми *необходимо* до закупки проработать силами КБ предприятия.

Приложение П.21



Корпус выполняется из труб по ГОСТ 10704-91.  
Фланцы стальные плоские по ГОСТ 12815-80.

Рис. 3.2 П. Пароструйный эжектор



Водоводяной теплообменный аппарат  
Четырехходовой./F=12,0м<sup>2</sup>/

Рис. 3.3 П. Водоводяной теплообменный аппарат ( $F = 12 \text{ м}^2$ )

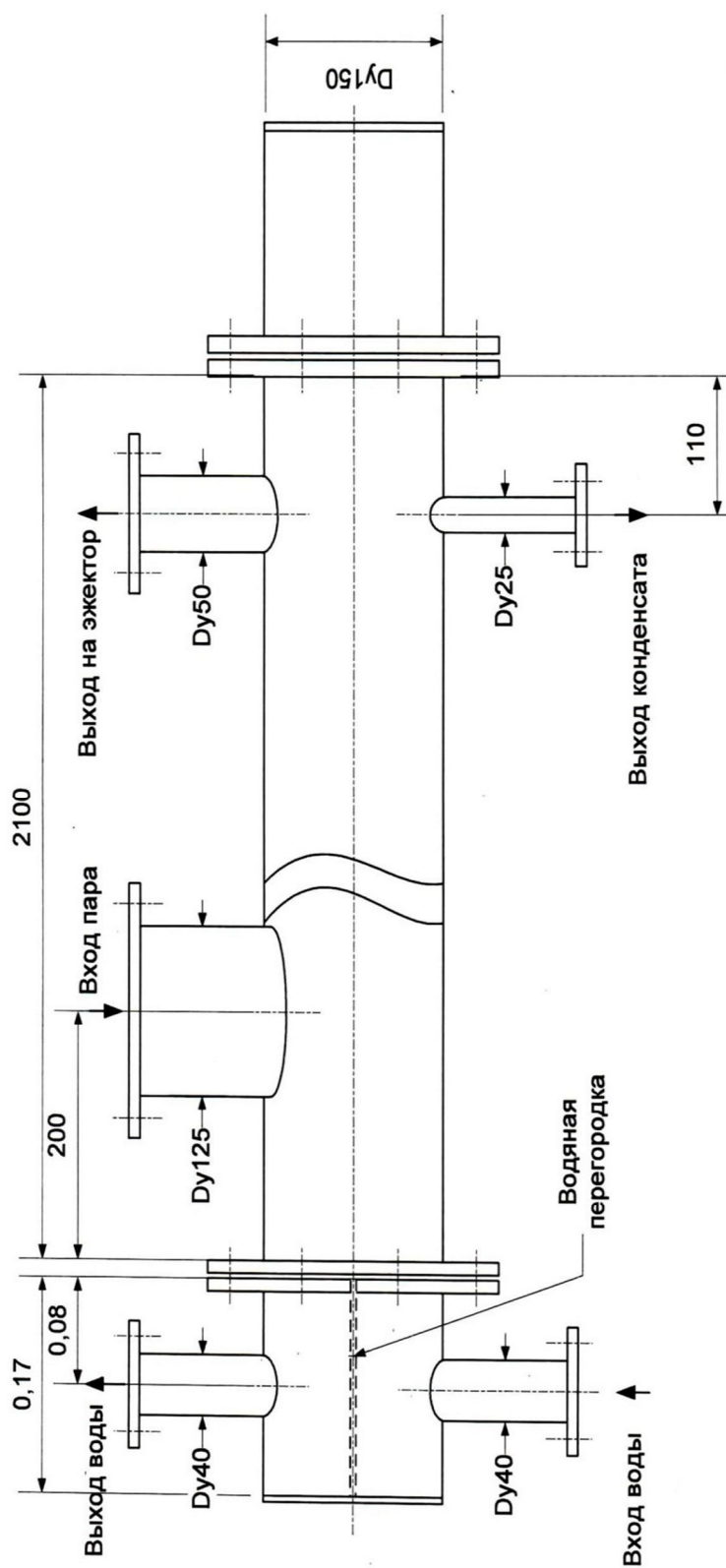


Рис. 3.4 П. Пароводяной теплообменный аппарат:  
 $F = 2,68 \text{ м}^2$ , двухходовой, число труб – 30

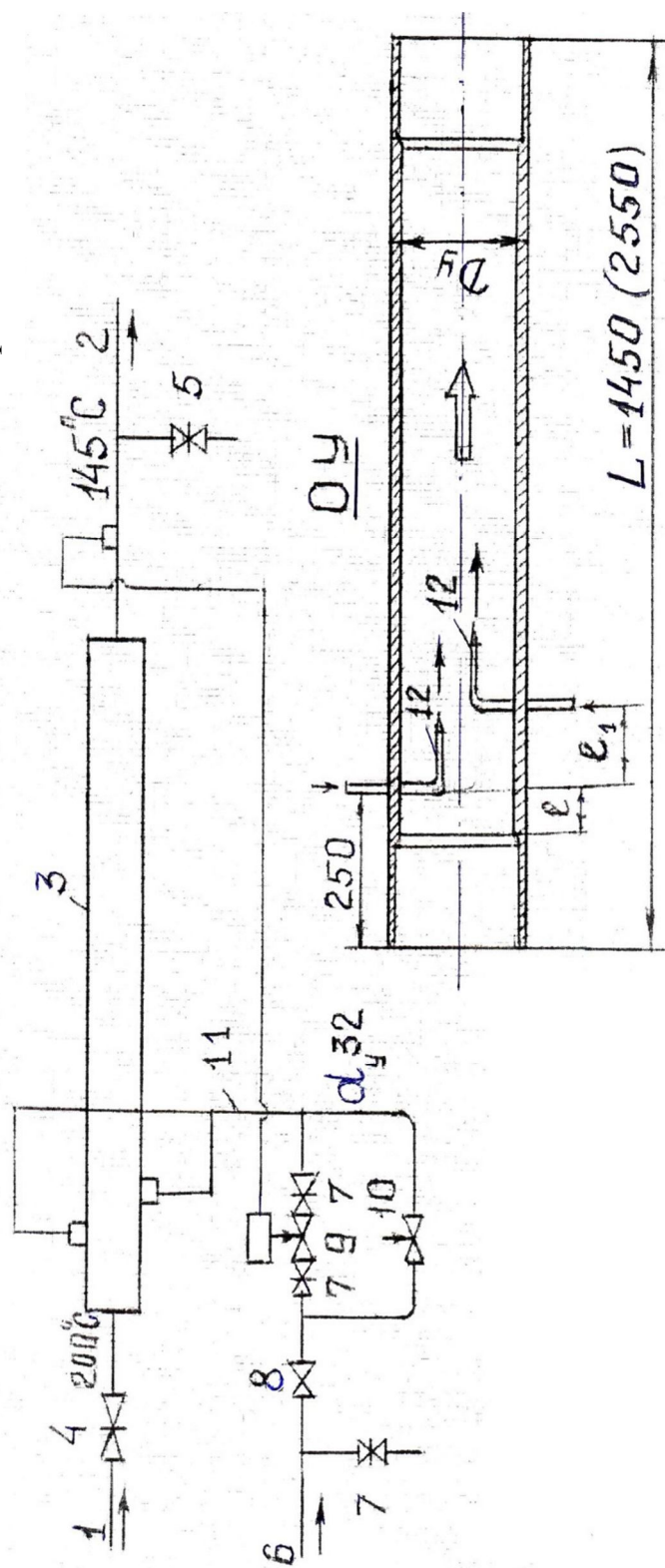


Рис. 3.5 П. Охлаждающее устройство для пара:

1 – подвод сильно перегретого пара; 2 – охлажденный пар; 3 – охлаждающее устройство (ОУ); 4 – задвижка; 5 – вентиль запорный для пара; 6 – подача конденсата (питательной воды); 7 – вентиль запорный для воды; 8 – вентиль; 9 – клапан регулирующий; 10 – вентиль игольчатый; 11 – трубопровод поступления конденсата на сопла; 12 – сопло для распыла конденсата в паровом объеме трубы

Окончание прил. П.24

$D_y$	$d_H/d_{BH}$	$L$	$\ell$	$d_y^{\text{сопла}}$
мм	мм	мм	мм	мм
200	219/207	1450	105	18
		2550	118	31
			124	47
250	273/259	1450	105	18
			118	31
		2550	124	47
300	325/309	1450	105	18
			118	31
		2550	124	47

*Примечание.* Завод-изготовитель охлаждающего устройства (ОУ) – ОАО «Сибэнергомаш», Россия, 656037, г. Барнаул, пр. Калинина, 26

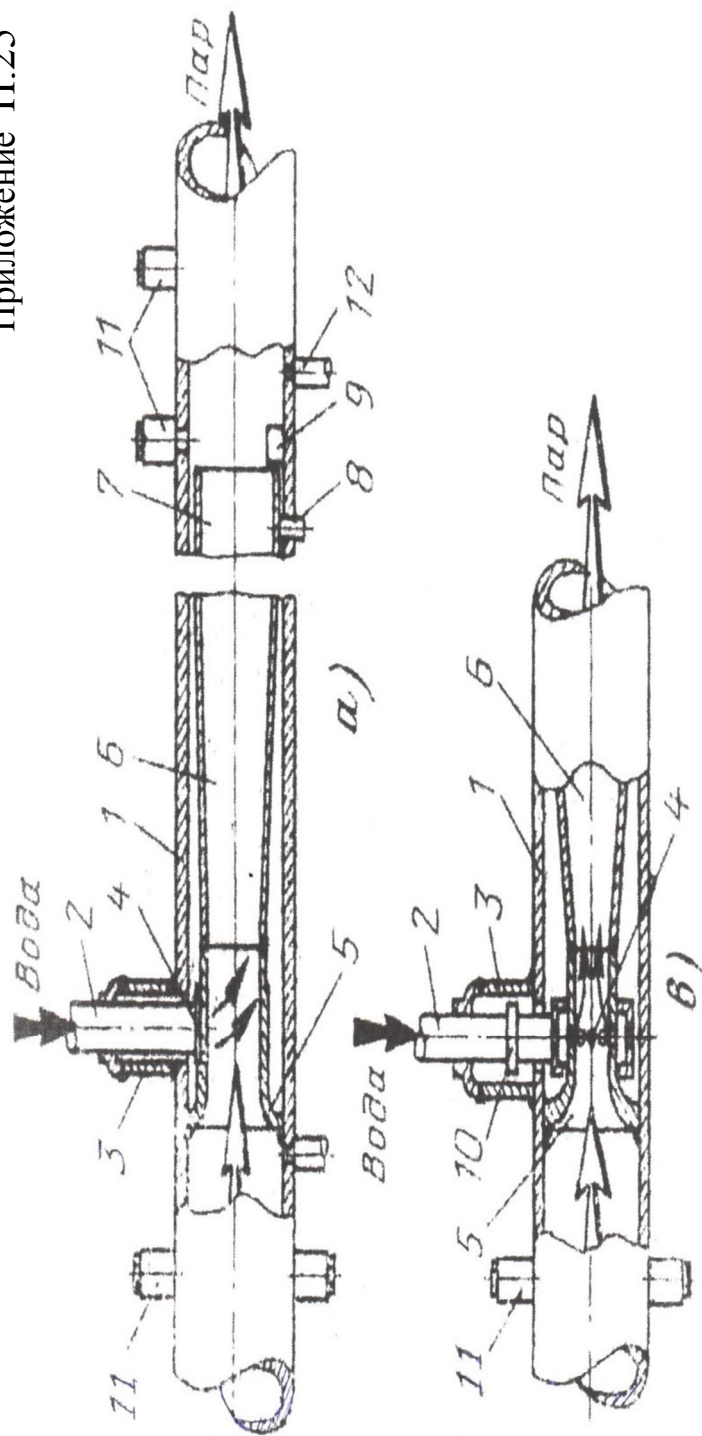
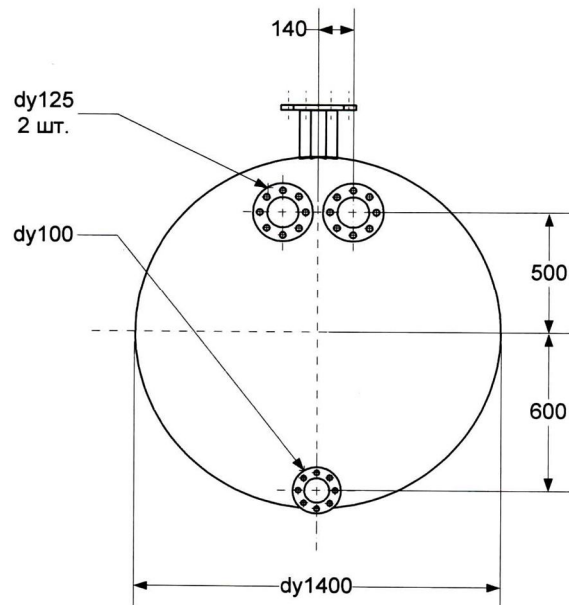
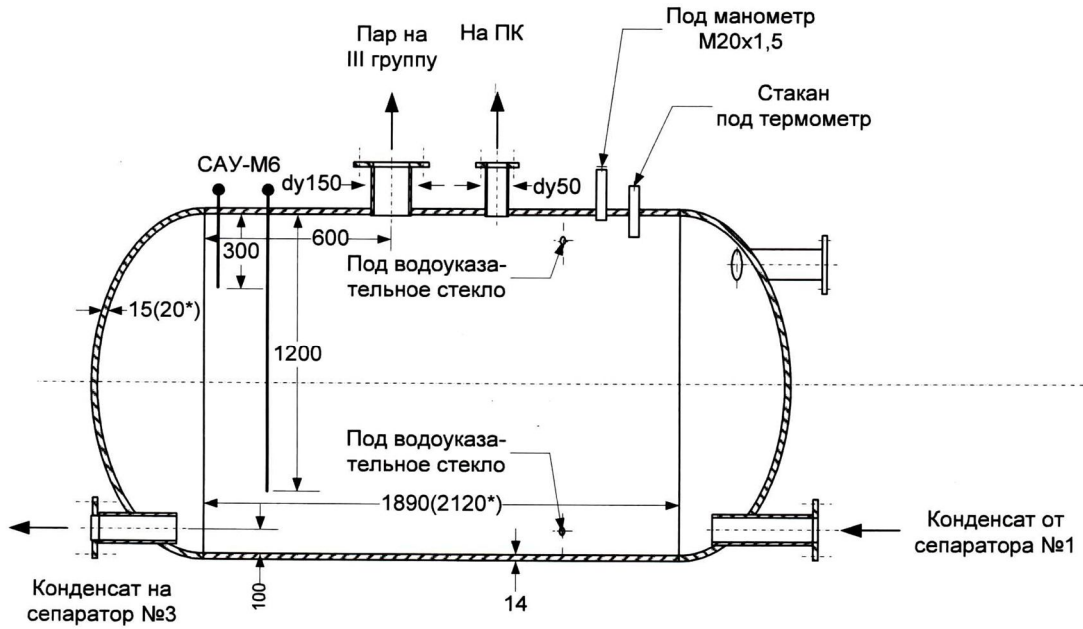


Рис. 3.6. П. Охлаждающее устройство для пара:

*а* и *б* – охладитель пара и его впрыскивающее устройство при одностороннем и с кольцевым вводом воды в пар; *1* – корпус охладителя пара; *2* – водопроводящая труба; *3* – защитный парубок; *4* – отверстия для распыливания воды в паре; *5* – сопло; *6* – диффузор; *7* – цилиндрическая часть защитной рубашки; *8* – шпилька для удержания рубашки; *9* – упор; *10* – компенсатор на водяной линии; *11* – лючок для измерительного прибора; *12* – дренаж, открываемый при остановке машины



Приложение П.26



Трубы

- dy=50 (57x3,5) ГОСТ 10704-91
- dy=100 (108x4) ГОСТ 10704-91
- dy=125 (133x4,5) ГОСТ 10704-91
- dy=150 (159x4,5) ГОСТ 10704-91
- dy=1400 (1420x14) ГОСТ 10706-76

Рис.3.7 П. Сепаратор № 2 ( $V = 3,26 \text{ м}^3$ )



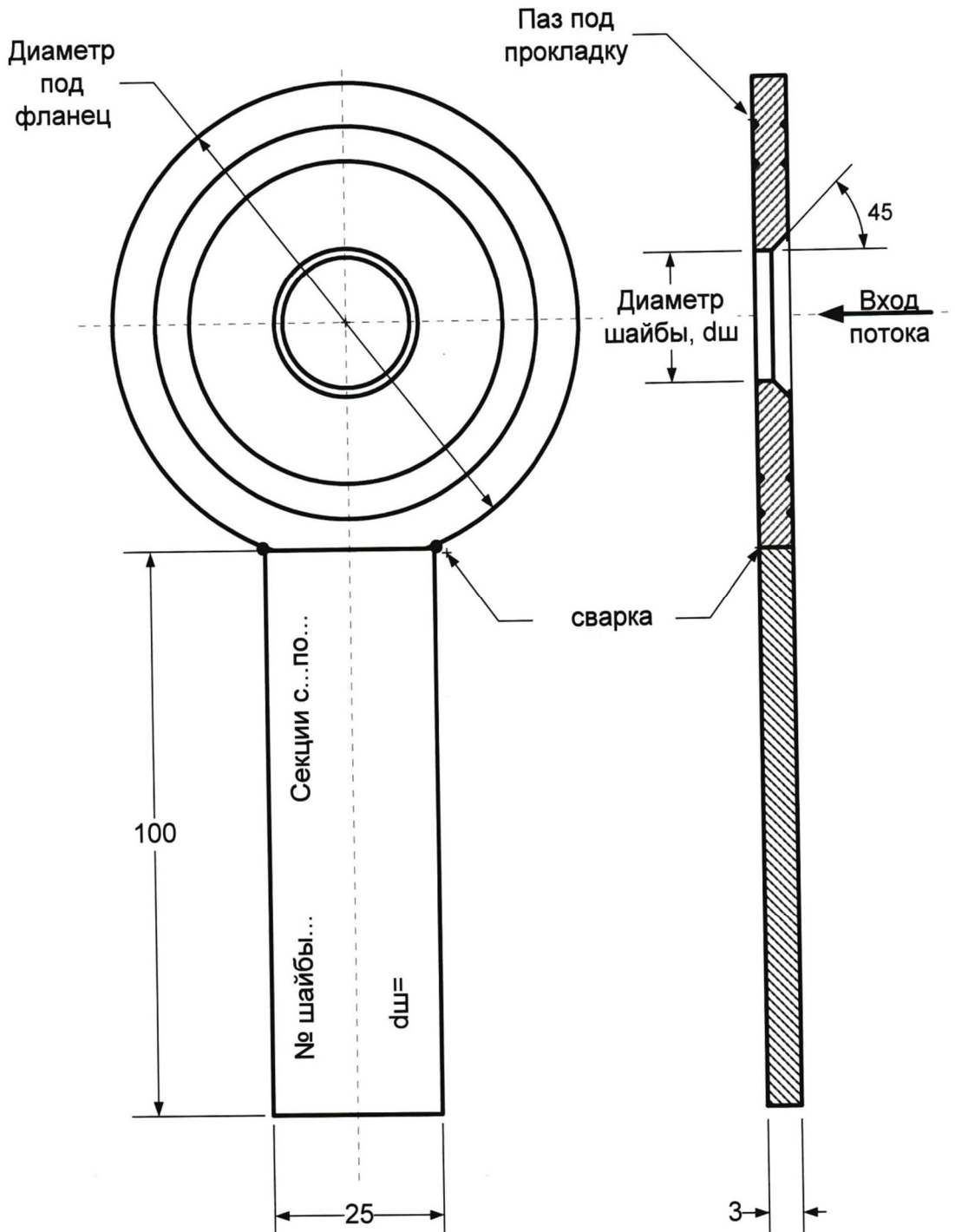


Рис.3.8 П. Дроссельная подпорная шайба

**РЕКОМЕНДАЦИИ  
по монтажу и эксплуатации ПКС ОМ-8**

1. Произвести капитальный ремонт пароконденсатной системы сушильной части ОМ-8 по предлагаемой схеме (см. рис. 3.4).
2. Расположить сепараторы в приемке в непосредственной близости от сушильной части машины. Глубину приемки определить после привязки схемы по месту.
3. Конденсатные насосы поставить в непосредственной близости от сепаратора № 2 *под залив*.
4. Теплообменники установить горизонтально и в противотоке теплоносителей. Пароводяной теплообменник (ПВТ) установить выше сепаратора № 2. Слив конденсата от ПВТ организовать по двум веткам: на всас конденсатных насосов и в сепаратор № 2. ВВТ-1 установить в приемке *под залив* водой и конденсатом. ВВТ-2 допускается установить на отметке «0» *под залив* водой.
5. Установить шайбы между фланцами на вертикальных участках конденсатопроводов. *Длина прямых вертикальных участков трубопроводов должна составлять не менее пяти условных диаметров до и после шайбы.*
6. Байпасы в обход шайб рекомендуется выполнить того же диаметра, что и конденсатопровод или на один диаметр меньше. Количество шаровых кранов рассчитано для байпасов с диаметром, равным условному диаметру конденсатопровода.
7. Все контролирующее и управляющее оборудование должно быть легкодоступно и, по возможности, расположено в одном месте (возле сепараторов).
8. По возможности держать сухость полотна перед сушильной установкой больше 43 % (после прессовой части машины).
9. Пар на первую паровую группу подавать после РОУ с параметрами: давление  $P_1 = 4,0$  МПа и температура  $t_1 = 155^\circ\text{C}$ .
10. Конденсатопроводы желательно монтировать с уклоном в сторону слива конденсата.
11. Паровой эжектор, необходимый для удаления воздуха из установки, включать при пуске установки на 15 мин и периодически один раз в смену на 5–10 мин. Длина прямых участков трубопроводов до и после эжектора должна составлять не менее 0,6 м. Допускается

вместо эжектора использование вакуумного насоса. В этом случае вакуумный насос должен работать в постоянном режиме.

12. В сепараторах должен поддерживаться средний уровень конденсата. Для этого необходимо использовать простейшие средства автоматизации, датчики уровня, регулирующий клапан РК-1 и частотные преобразователи на конденсатных насосах.
13. Если температура конденсата перед конденсатным насосом ниже 90 °С, то допускается откачивать конденсат по байпасу, минуя водоводяной теплообменник ВВТ-2.
14. Для использования внутреннего или коммерческого учета тепла рекомендуется установить узлы учета фирмы «Логика» или «Овен».
15. Установить счетчики:
  - на паропроводе к машине установить дифференциальный манометр (существует);
  - на общем конденсатопроводе ВСГН-65;
  - на общих трубопроводах холодной и горячей воды ВСХН-100 и ВСГН-100.

*Примечание.* Дифманометр требует расчета и поверки шайбы на новые расходы пара.

16. Установить РОУ на главном паропроводе к машине.
17. На сепараторах № 1, 2 установить водоуказательные стекла, манометры и термометры. На сепараторе № 1 установить предохранительный клапан. На паропроводе острого пара установить манометры, термометры и предохранительный клапан.
18. На общем конденсатопроводе и трубопроводах горячей и холодной воды установить термометры и манометры.
19. Воду, нагретую до 60°С, после теплообменников подавать либо на spryski прессовых сеток, либо на другие технологические нужды.
20. Для обеспечения нормальных условий эксплуатации и увеличения производительности сушильной установки необходимо усовершенствовать систему вентиляции машины. Организовать вытяжку паровоздушной смеси от машины и подвод горячего приточного воздуха (с температурой 60–70°С) под машину и в межцилиндровое пространство. Разработать схему реконструкции системы вентиляции ОМ-8. Организовать утилизацию теплоты паровоздушной смеси, отводимой от машины, на нагрев свежего и технологического воздуха.
21. Для более быстрого прогрева сушильной установки и слива конденсата из цилиндров рекомендуется на паропроводах и конденсатопроводах установить необходимые дренажи.

22. Дополнительное оборудование рекомендуется изготовить в соответствии с прилагаемыми эскизами силами предприятия.  
*Примечание.* При самостоятельном изготовлении оборудования необходимо провести гидравлические испытания согласно требованиям Росгортехнадзора.
23. Устранить свищи в паропроводах и заменить неисправные паровпускные головки.
24. Для снятия механических нагрузок с паровпускных головок, необходимо установить сильфонные компенсаторы на паропроводы и конденсаторопроводы каждого сушильного цилиндра.
25. Сепараторы заизолировать, а двигатели насосов – заземлить.
26. Очистить наружную поверхность сушильных цилиндров от волокна, т. е. убрать «шубу», а внутреннюю – от окалины.
27. Водяной насос устанавливать в случае, если водопровод не обеспечивает подачу 32,0 м<sup>3</sup>/ч и напор до 25 м вод. ст.
28. Вместо теплообменников ПВТ и ВВТ могут использоваться стандартные пластинчатые или кожухотрубные теплообменные аппараты, которые необходимо подбирать по поверхности теплообмена и расходу сред.
29. Перед пуском оборудования в работу необходимо досконально изучить техническую документацию на него.

## РЕКОМЕНДУЕМЫЙ ПОРЯДОК ДЕЙСТВИЙ ОБСЛУЖИВАЮЩЕГО ПЕРСОНАЛА

### НА РАЗЛИЧНЫХ РЕЖИМАХ ЭКСПЛУАТАЦИИ ПКС ОМ-8

#### *Пуск машины*

1. Перед пуском машины для скорейшего прогрева сушильных цилиндров (СЦ) необходимо открыть все байпасные линии на шайбах.
2. Открыть подачу охлаждающей воды на ПВТ, ВВТ-1 и ВВТ-2.
3. Подать пар на сушильную установку (СУ) с давлением  $P_1 = 0,15$  МПа (после главного регулятора давления (ГРД)).
4. Для слива остаточного конденсата открыть дренажи на сепараторах, паропроводах и конденсатопроводах.
5. По мере опорожнения сушильных групп перекрыть дренажи на сепараторах, начиная с сепаратора №1 (когда из дренажных отверстий пойдет пар) и на паропроводах и конденсатопроводах.
6. По мере прогрева СЦ постепенно увеличивать давление острого пара до рабочего значения. При этом контролировать давление пара на сепараторах и температуру поверхности цилиндров.
7. По достижении необходимой температуры на СЦ произвести заправку полотна.
8. Перекрыть байпасы на шайбах и убедиться в том, что все дренажные вентили закрыты.
9. Для удаления воздуха из ПКС включить в работу на 10 мин паровой эжектор.
10. Регулированием расхода пара на цилиндры № 39–42 (РД-1) установить необходимый режим сушки.

#### *Прекращение подачи полотна на машину (обрыв)*

1. При прекращении подачи полотна длительностью до 5 мин давление на входе в СУ снижать при помощи ГРД до значения 0,25 МПа.
2. При прекращении подачи полотна более 5 мин давление снижать до значения  $P_0 = 0,13–0,15$  МПа.
3. Обо всех случаях снижения давления незамедлительно сообщать оператору котельной установки.
4. Во всех случаях вести контроль за давлением пара на сепараторах и руководствоваться показаниями манометров для дальнейшего снижения давления на входе в СУ.

5. После возобновления подачи полотна плавно установить необходимый режим сушки (см. п. п. 6–10. Пуск машины).

#### *Останов машины*

1. О предстоящем останове заранее уведомить оператора котельной.
2. Прекратить подачу полотна на СУ.
3. Для скорейшего опорожнения СЦ открыть байпасы на шайбах.
4. Для опорожнения сепараторов открыть дренажные вентили на них.
5. После удаления конденсата из СУ перекрыть подачу пара (закрыть ГРД).
6. Открыть дренажи на паропроводах.
7. После снижения давления на всех элементах ПКС до 0,1 МПа и опорожнения СУ закрыть все дренажи.
8. Остановить вращение СЦ.

#### РЕКОМЕНДУЕМЫЕ МЕРОПРИЯТИЯ ПО ПОВЫШЕНИЮ БЕЗОПАСНОСТИ ЭКСПЛУАТАЦИИ ПКС

1. Периодически проводить гидравлические испытания всех элементов ПКС в соответствии с требованиями руководящих документов Росгортехнадзора.
2. Установить следующие предохранительные клапаны (ПК):
  - на паропроводе острого пара после ГРД ПК
$$D_y = 50; P = 0,45 \text{ МПа};$$
  - на сепараторе №1 ПК  $D_y = 50; P = 0,3 \text{ МПа}.$
3. В случае срабатывания любого из предохранительных клапанов подачу пара на СУ прекратить (закрыть ГРД) до выяснения причин срабатывания ПК.

## Список использованной литературы

1. *Жучков, П. А.* Исследование эффективности различных методов интенсификации тепловых процессов в сушильных установках для сушки тонких и дисперсных материалов в целлюлозно-бумажном производстве: автореф. дис. ... д-ра техн. наук / П. А. Жучков. – М.: МЭИ, 1970. – 62 с.
2. *Бельский, А. П.* Теоретические основы процессов контактно-конвективной сушки бумаги: автореф. дис. ... д-ра техн. наук / А. П. Бельский. – Л.: ЛТИЦБП, 1991. – 30 с.
3. *Бойков, Л. М.* Совершенствование процессов контактно-конвективной сушки картона и бумаги: автореф. дис. ... д-ра техн. наук / Л. М. Бойков. – СПб.: СПбГТУРП, 2001. – 32 с.
4. *Жучков, П. А.* Тепловые процессы в целлюлозно-бумажном производстве / П. А. Жучков. – М.: Лесная промышленность, 1978. – 407 с.
5. *Жучков, П. А.* Тепловой и гидравлический режимы бумагоделательных и картоноделательных машин / П. А. Жучков, В. И. Саунин. – М.: Лесная промышленность, 1972. – 152 с.
6. *Красников, В. В.* Кондуктивная сушка / В. В. Красников. – М.: Энергия, 1973. – 288 с.
7. *Куц, П. С.* Научные основы кинетики, технологии и техники сушки микробиологических материалов: автореф. дис. ... д-ра техн. наук / П. С. Куц. – Киев: Институт технической теплофизики АН УССР, 1979. – 62 с.
8. *Кришер, О.* Научные основы техники сушки / О. Кришер. – М.: ИЛ., 1961. – 539 с.
9. *Лыков, А. В.* Теория сушки / А. В. Лыков. – М.: Энергия, 1968. – 472 с.
10. *Лыков, А. В.* Тепломассообмен. Справочник / А. В. Лыков. – М.: Энергия, 1978. – 479 с.
11. *Лыков, А. В.* Теория тепло- и массопереноса / А. В. Лыков, Ю. А. Михайлов. – М.: Госэнергоиздат, 1963. – 535 с.
12. *Лыков, А. В.* Тепло- и массообмен в процессах сушки / А. В. Лыков. – М.: Госэнергоиздат, 1958. – 464 с.
13. *Тимофеев, О. Н.* Влияние конвективного тепломассообмена и прижимного материала на эффективность контактной сушки бумаги: автореф. дис. ... канд. техн. наук / О. Н. Тимофеев. – СПб.: СПбГТУРП, 2011. – 16 с.

15. *Самойло, В. Н.* Исследование и разработка методики расчета контактной сушки с использованием ЭВМ: автореф. дис. ...канд. техн. наук / В. Н. Самойло. – Л.: ЛТИ ЦБП, 1991. – 16 с.
16. *Ганичев, В. А.* Интенсификация конвективной сушки картона и древесно-волоконистых плит: автореф. дис. ...канд. техн. наук / В. А. Ганичев. – Л.: ЛТИЦБП, 1984. – 22 с.
17. *Бойков, Л. М.* Оценка эффективности сушки при различных способах энергоподвода / Л. М. Бойков // Инж.-физ. журнал. – 1991. – Т. 60. – № 3. – С. 442–448.
18. *Бойков, Л. М.* Тепловые процессы и установки целлюлозно-бумажного производства: учеб. пособие / Л. М. Бойков, П. А. Жучков, Ю. И. Хавкин и др. – Л.: ЛТА, 1991. – 96 с.
19. *Бойков, Л. М.* Теплотехника целлюлозно-бумажного производства. Теплоэнергетические и теплотехнологические установки: учеб. пособие / Л. М. Бойков. – СПб.: СПбГТУРП, 2002. – 117 с.
20. *Смирнова, О. С.* Расчет температуры бумажного полотна при кондуктивно-конвективной сушке. Часть I / О. С. Смирнова, А. П. Бельский, В. Ю. Лакомкин // Проблемы экономии ТЭР на промпредприятиях и ТЭС: межвуз. сб. науч. тр. – СПб.: ГОУВПО СПбГТУРП, 2005. – С. 14–20.
21. *Смирнова, О. С.* Расчет температуры бумажного полотна при кондуктивно-конвективной сушке. Часть II / О. С. Смирнова, А. П. Бельский, В. Ю. Лакомкин // Проблемы экономии ТЭР на промпредприятиях и ТЭС: межвуз. сб. науч. тр. – СПб.: ГОУВПО СПбГТУРП, 2005. – С. 21–23.
22. *Бельский, А. П.* Тепломассообмен при сушке бумаги на многоцилиндровых установках / А. П. Бельский, В. Ю. Лакомкин, Е. Н. Громова, А. Ф. Мурзич // Проблемы экономии ТЭР на промпредприятиях и ТЭС: межвуз. сб. науч. тр. – СПб.: ГОУВПО СПбГТУРП, 2007. – С. 36–44.
23. *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 СПбГТУРП, 2005. – С. 47–52.
24. *Бойков, Л. М.* Интенсификация сушки картона / Л. М. Бойков // Химия и технология бумаги: межвуз. сб. науч. тр. – Л.: ЛТА, 1988. – С. 127–130.
25. *Karisson, M.* Papermaking. Science and Technology / Papermaking. Part 2. Drying. – Helsinki. Finland, 2000.



26. *Бойков, Л. М.* Повышение эффективности работы контактных сушильных установок / Л. М. Бойков, С. В. Антуфьев // Проблемы экономии ТЭР на предприятиях и ТЭС: межвуз. сб. науч. тр. – Л.: ЛТИЦБП, ЛПИ. СЗПИ, 1991. – С. 112–117.

27. *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.

28. *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.: СПбГТУРП, 2000. – С. 84.

29. *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 СПбГТУРП, 2007. – С. 45–48.

30. *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 СПбГТУРП, 2007. – С. 26–28.

31. *Шейдегер, А. Е.* Физика течения жидкостей через пористые среды / А. Е. Шейдегер. – М.: ГТТИ, 1960.

32. *Коллинз, Р.* Течение жидкостей через пористые материалы / Р. Коллинз. – М.: Мир, 1963.

33. *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.

34. *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.: СПбГТУРП, 2005. – С. 53–58.

35. *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 СПбГТУ, СПбГТУРП, 2005. – С. 69–71.

36. *Сергеев, Г. Т.* Исследование внешнего тепло - и массопереноса при испарении жидкости капиллярно-пористым телом / Г. Т. Сергеев // Инж.-физ. журнал. – 1961. – Т.4. – № 3. – С. 33–37.

37. *Нестеренко, А. В.* Основы термодинамических расчетов вентиляции и кондиционирования воздуха / А. В. Нестеренко. – М.: Высшая школа, 1971.

38. *Орнатский, А. П.* Экспериментальное исследование максимальных тепловых потоков на плоских металлокерамических фитилях, характерных для тепловых труб / А. П. Орнатский, М. Г. Семина, В. И. Тимофеев // Инж.-физ. журнал. – 1978. – № 5. – С. 782–788.

39. *Дюдин, В. А.* Теплообмен при кипении хладагентов на поверхностях с пористыми покрытиями / В. А. Дюдин, Г. Н. Данилова, А. В. Боришанская // Теплообмен и гидродинамика. – М., 1977. – С. 15–30.

40. *Толубинский, В. И.* Механизм теплообмена и закономерности преобразования в испарительной зоне тепловой трубы / В. И. Толубинский, В. А. Антоненко, Ю. Н. Островский // Известия АН СССР. Серия «Энергетика и транспорт». – 1979. – № 1. – С. 141–148.

41. *Афанасьев, В. А.* Исследование теплообмена и предельных тепловых потоков при кипении в капиллярно-пористых структурах / В. А. Афанасьев, В. Ф. Смирнов // Теплоэнергетика. – 1979. – № 5. – С. 65–67.

42. *Абраменко, А. Н.* Теплообмен при испарении жидкости в пористых телах / А. Н. Абраменко, Л. Е. Канончик, А. Г. Шашков и др. // Инж.- физ. журнал. – 1982. – Т. 45. – № 2. – С. 218–226.

43. *Абраменко, А. Н.* Теплообмен при испарении жидкости в пористых телах / А. Н. Абраменко, Л. Е. Канончик // Тепло- и массообмен в системах с пористыми элементами: сб. тр. ИТМО. – Минск, 1981. – С. 13–19.

44. *Лыков, А. В.* Тепло- и массообмен капиллярно-пористых тел при обдувании их потоком разреженного газа / А. В. Лыков, Л. Л. Васильев // Тепло- и массообмен при низких температурах: сб. тр. ИТМО. – Минск, 1970.

45. *Васильев, Л. Л.* Экспериментальное исследование теплообмена при испарении жидкости из капиллярных структур / Л. Л. Васильев // Тепло- и массоперенос. Физические основы и методы исследования: сб. тр. ИТМО. – Минск, 1980.

46. *Зотов, С. Н.* Экспериментальное исследование высокотемпературного испарения жидкостей из капилляров / С. Н. Зотов, Я. И. Рабинович, Н. В. Чураев // Инж.- физ. журнал. – 1976. – Т.34. – № 6. – С. 1035–1036.

47. *Васильев, Л. Л.* Проблема гидродинамики и теплообмена в тепловых трубах / Л. Л. Васильев // Тепло- и массообмен в системах с пористыми телами: сб. тр. ИТМО. – Минск, 1981.

48. *Сейто, Саки.* Массоперенос и рост давления во влажном пористом материале при резком нагреве / Сейто, Саки // Труды американского общества инженеров-механиков. Серия «Теплопередача». – 1977. – № 1. – С. 111–118.

49. *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.

50. *Ребиндер, П. А.* О формах связи влаги с материалом в процессе сушки / П. А. Ребиндер // Труды всесоюзного совещания по сушке. – М.: Профиздат, 1985. – С. 20–27.

51. *Казанский, В. В.* Суперпозиции форм связи воды в капиллярно-пористых материалах / В. В. Казанский // Промышленная теплотехника. – 1988. – № 4. – С. 55–59.

52. *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.

53. *Куц, П. С.* Некоторые закономерности тепловлагообмена и приближенные методы расчета кинетики процесса сушки влажных материалов / П. С. Куц, А. И. Ольшанский // Инж.- физ. журнал. – 1977. – Т.32. – № 5. – С. 1007–1014.

54. *Ольшанский, А. И.* Расчет длительности процесса сушки некоторых материалов / А. И. Ольшанский // Строительные материалы. – 1976. – № 7.

55. *Гринчик, Н. Н.* Тепло- и массоперенос в капиллярно-пористых средах при интенсивном парообразовании с учетом движения фронта испарения / Н. Н. Гринчик // Теория и техника сушки влажных материалов: сб. науч. тр. ИТМО АН БССР. – Минск, 1979. – С. 30–49.

56. *Гринчик, Н. Н.* Об уравнениях тепло- и массопереноса в капиллярно-пористых телах при наличии фазовых превращений. / Н. Н. Гринчик // Вопросы теплопереноса в процессах сушки и термообработки: сб. науч. тр. ИТМО АН БССР. – Минск, 1978. – С. 9 – 14.

57. Куц, П. С. Тепло- и массоперенос в капиллярно-пористых телах при интенсивном парообразовании с учетом движения фронта испарения / П. С. Куц, Н. Н. Гринчик // Тепломассообмен в капиллярно-пористых телах: материалы к VI Всесоюзной конференции по тепломассообмену: сб. науч. тр. ИТМО АН БССР. – Минск, 1980. – С. 93–96.

58. Петров-Денисов, В. Г. К теории углубления фронта фазового перехода свободной влаги и образования избыточного давления при нагревании влажных тел / В. Г. Петров-Денисов // Химическая промышленность. – 1979. – № 6. – С. 58–62.

59. Бельский, А. П. Расчет и проектирование сушильной части бумагоделательных машин: учеб. пособие / А. П. Бельский. – СПб.: СПбГТУРП, 2000. – 130 с.

60. Бельский, А. П. Специальные вопросы тепломассообмена в энергетических и теплотехнологических процессах и установках: учеб. пособие / А. П. Бельский, В. Ю. Лакомкин. – СПб., СПбГТУРП, 1997. – 99 с.

61. Исаченко, В. П. Теплопередача / В. П. Исаченко, В. А. Осипова, А. С. Сукомел. – М.: Энергоиздат, 1981. – 416 с.

62. Антуфьев, В. М. Эффективность различных форм конвективных поверхностей нагрева / В. М. Антуфьев. – М.; Л.: Энергия, 1972. – 128 с.

63. Луцик, П. П. Уравнения кинетики высокоинтенсивного тепло- и массопереноса / П. П. Луцик // Инж.- физ. журнал. – 1976. – Т.31. – № 3. – С. 418–422.

64. Лыков, А. В. Теория теплопроводности / А.В. Лыков. – М.: Высшая школа, 1967. – 599 с.

65. Обливин, А. Н. Теоретические и экспериментальные исследования тепло- и массопереноса при контактном нагреве влажных пористых тел: автореф. дис. ... д-ра техн. наук / А. Н. Обливин. – М.: МВТУ им. Баумана, 1976. – 31 с.

66. Бельский, А. П. Тепловой баланс картоноделательной машины / А. П. Бельский, Л. М. Бойков, В. А. Ганичев // Машины и оборудование целлюлозно-бумажного производства: межвуз. сб. науч. тр. – Л.: ЛТА, 1976. – Вып.4. – С. 119–125.

67. Антуфьев, С. В. Тепловой баланс бумагоделательной машины № 8 Кондопожского ЦБК / С. В. Антуфьев, Л. М. Бойков // Машины и аппараты целлюлозно-бумажного производства: межвуз. сб. науч. тр. – Л.: ЛТА, 1984. – С. 104–105.

68. Бельский, А. П. Тепловой баланс целлюлозно-бумажного производства / А. П. Бельский, Л. М. Бойков, И. М. Нартов //

Целлюлоза, бумага и картон (реферативная информация). – М.: ВНИПИЭИлеспром. – 1979. – № 4. – С.16.

69. *Бабинский, А. С.* Подогреватель для интенсификации обезвоживания массы / А. С. Бабинский // Бумажная промышленность. – 1971. – № 1. – С. 22–23.

70. *Тарнавский, В.* Оценка эффективности работы парового ящика в сеточной части буммашины / В. Тарнавский, А. Клепачка, Л. М. Бойков // Проблемы экономии ТЭР на промпредприятиях и ТЭС: межвуз. сб. науч. тр. – Л.: ЛТА., ЛТИЦБП, 1969. – С. 32–35.

71. *Соловьев, Ю. П.* Проектирование крупных центральных котельных для комплекса тепловых потребителей / Ю. П. Соловьев. – М.: Энергия, 1976. – 192 с.

72. *Луканин, В. Н.* Теплотехника: учебник для вузов / В. Н. Луканин, М. Г. Шатров, Г. М. Камфер и др.; под ред. В. Н. Луканина. – 5-е изд., стер. – М.: Высшая школа, 2006. – 671 с.

73. *Ерофеев, В. Л.* Теплотехника: учебник для вузов / В. Л. Ерофеев, П. Д. Семенов, А. С. Пряхин; под ред. В. Л. Ерофеева. – М.: ИКЦ 2 Академкнига, 2008. – 488 с.

74. *Баскаков, А. П.* Теплотехника: учебник для вузов / А. П. Баскаков, Б.В. Берг, О.К. Витт и др.; под ред. А.П. Баскакова. – 3-е изд., перераб. и доп. – М.: ООО «ИД БАСТЕТ», 2010. – 328 с.

75. *Быстрицкий, Г. Ф.* Основы энергетики: учебник / Г. Ф. Быстрицкий. – 2-е изд., испр. и доп. – М.: КНОРУС, 2011. – 352 с.

76. *Михеев, М. А.* Основы теплопередачи / М.А. Михеев, И.М. Михеева. – 3-е изд., репринтное. – М.: ООО «ИД БАСТЕТ», 2010. – 344 с.

77. *Круглов, Г. А.* Теплотехника: учеб. пособие / Г. А. Круглов, Р. И. Булгакова, Е. С. Круглова. – СПб.: Изд-во «Лань», 2010. – 208 с.

78. *Мовсисян, В. Л.* Тепломассообменное оборудование промпредприятий: учеб. пособие / В. Л. Мовсисян, А. Ф. Мурзич, А. Н. Иванов. – СПб.: СПбГТУРП, 2005. – 288с.

79. *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.

80. *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.

81. *Соколов, Е. Я.* Струйные аппараты / Е. Я. Соколов, Н. М. Зингер. – М.: Энергоатомиздат, 1989.

82. *Иванов, С. Н.* Технология бумаги / С. Н. Иванов. – М.: Лесная промышленность, 1970. – 695 с.

83. *Бойков, Л. М.* Использование парожеткторов 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.

84. *Теселкина, Н. А.* Синтетические сетки вместо сушильных сукон / Н. А. Теселкина, Л. В. Малышева // Бумажная промышленность. – 1986. – № 4. – С. 15–16.

85. *Бойков, Л. М.* Совершенствование теплопереноса при сервисном обслуживании установок сушки пористых волокнистых материалов / Л. М. Бойков, Н. С. Нечаев // Техно-технологические проблемы сервиса. – СПб.: ГУСЭ. – 2009. – № 2. – С. 35–38.

86. *Бельский А. П.* Оптимизация давления пара при сушке бумаг / А. П. Бельский, В. И. Саунин // Бумажная промышленность. – 1982. – № 3. – С.11–12.

87. *Мурзич, А. Ф.* Теплообменное оборудование промпредприятий: учеб. пособие / А. Ф. Мурзич, А. Н. Иванов. – СПб.: СПбГТУРП., 2005. – 288 с.

88. *Schiel, C.* Secherie melioration du rendement / C. Schiel. Rev. АТIP, 1983. – Т.37. – № 5. – р. 246–248, 251–155.

89. *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.

90. *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.

91. *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.

92. *Газораспределительное устройство конвективной сушильной установки:* а. с. 1746173 СССР, МКИ F 26 В 21/00 / Л. М. Бойков, О. Д. Евсеев (СССР). 4 с.: ил.

93. *Способ* формования полотна из волокнистой массы: а. с. 1560664 СССР, МКИ 0664 СССР, МКИ В 21 Н 5/26 / О. А. Терентьев, Л. М. Бойков, Г. Т. Нестерчук (СССР). 3 с.: ил.
94. *Сушильный* цилиндр: а. с. 1449607 СССР, МКИ D 21 F 5/02 / С.В. Антуфьев, Л.М. Бойков. 2 с.: ил.
95. *Venters, J. S. Performance optimization of paper machine dryer / J. S Venters. Section. – Chemsa. – 1982. – v.12. – № 12. – P. 299–302.*
96. *Кононов, Б. В. Гофрированный картон / Б. В. Кононов, Г. Е. Ландау, Е. М. Погребов. – М.: Лесная промышленность, 1971. – 189 с.*
97. *Данилевский, В. А. Картонная и бумажная тара / В. А. Данилевский. – М.: Лесная промышленность, 1979. – 216 с.*
98. *Фляте, Д. М. Направления развития производства бумаги для гофрирования / Д. М. Фляте // Целлюлоза, бумага и картон (реферативная информация). – 1990. – Вып. 8. – М.: ВНИПИЭИлеспром. – 36 с.*
99. *Мусинский, В. В. Некоторые особенности производства гофрокартона на современном оборудовании / В. В. Мусинский // Целлюлоза, бумага, картон (экспресс-информация. Зарубежный опыт). – 1984. – Вып. 17. – М.: ВНИПИЭИлеспром. – С. 2–12.*
100. *Родин, В. А. Пути повышения качества гофрированного картона / В. А. Родин // Целлюлоза, бумага и картон (отечественный производственный опыт). – 1987. – Вып. 12. – М.: ВНИПИЭИлеспром. – С. 2–18.*
101. *Махотина, Л. Г. Технология тароупаковочных видов бумаги и картона: учеб. пособие / Л. Г. Махотина, Э. Л. Аким. – СПб.: ГОУВПО СПбГТУРП, 2004. – 112 с.*
102. *Бельский, А. П. Вентиляция бумагоделательных машин / А. П. Бельский, М. Д, Лотвинов. – М.: Лесная промышленность, 1990. – 216 с.*
103. *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.*
104. *Вукалович М. П. Таблицы теплофизических свойств воды и водяного пара / Вукалович М. П., Ривкин С. Л., А. А. Александров – М.: Издательство стандартов, 1968. – 408 с.*

## ОГЛАВЛЕНИЕ

	Стр.
Введение	3
<b>Глава 1.</b> Теоретические основы повышения эффективности сушки бумаги и картона	8
1.1. Характеристики пористой структуры полотна	8
1.2. Испарение и кипение в пористых телах	10
1.3. Формы связи влаги с материалом	14
1.4. Кинетика процесса сушки	20
1.5. Механизм тепло- и массопереноса в процессах сушки волокнистых материалов	22
1.6. Существующие методики теплового расчета сушильных установок БДМ и КДМ	29
1.7. Дифференциальные уравнения сушки полотна в зависимости от механизма процесса	44
1.8. Универсальная методика теплового расчета сушильных установок БДМ и КДМ	58
1.9. Показатели эффективности работы сушильных установок	63
1.10. Причины снижения эффективности работы сушильных установок БДМ и КДМ	66
<b>Глава 2.</b> Пароконденсатные системы и оборудование сушильных установок БДМ и КДМ	68
2.1. Тепловой баланс сушильной установки КДМ	68
2.2. Схемы теплоснабжения сушильных установок	78
2.2.1. Расчет тепловой схемы сушильной части машины	86
2.2.2. Расчет трубопроводов пароконденсатной системы сушильных установок БДМ и КДМ	100
2.3. Сушильный цилиндр	103
2.4. Устройства для удаления конденсата из цилиндров	113
2.5. Водоотделитель (сепаратор)	119
2.6. Конденсатоотводчики	121
2.7. Теплообменные аппараты	127
2.7.1. Пароводяной теплообменный аппарат (ПВТ)	128
2.7.2. Водно-водяной теплообменник (ВВТ)	137
2.7.3. Калориферы	147
2.8. Конденсатные насосы	154
2.9. Использование сушильных сеток	160
2.10. Системы вентиляции сушильных установок	



	БДМ и КДМ.	164
2.10.1.	Параметры влажного воздуха	165
2.10.2.	$I-d$ - диаграмма влажного воздуха и процессы изменения состояния воздуха	166
2.10.3.	Схемы систем вентиляции БДМ и КДМ	170
2.10.4.	Расчет теплоуловителей системы вентиляции сушильной установки и цеха	188
<b>Глава 3.</b>	<b>Экспериментальные исследования сушки бумаги и картона, выполненные в производственных условиях</b>	<b>196</b>
3.1.	Основные этапы модернизации пароконденсатных систем сушильных установок БДМ и КДМ	196
3.2.	Методика проведения обследования работы сушильных установок на действующих БДМ и КДМ	199
3.3.	Пароконденсатные системы сушильных установок, реализованные на производстве	202
3.3.1.	Универсальная схема ПКС, реализованная на КДМ Кемеровского предприятия ООО «Кузбасский скарабей»	202
3.3.2.	Схема реконструкции ПКС сушильной части КДМ типа ОМ – 8, ОАО «Марийский ЦБК»	216
3.4.	Кинетика сушки полотна бумаги и картона на действующих машинах	229
3.5.	Температурный режим работы сушильных установок	234
3.6.	Тепловой и гидравлический режимы работы сушильных установок БДМ и КДМ	239
3.7.	Влияние сушки на качество продукции	241
<b>Глава 4.</b>	<b>Анализ полученных результатов от внедрения ПКС</b>	<b>250</b>
4.1.	Факторы, влияющие на эффективность работы сушильных установок БДМ и КДМ	250
4.2.	Обеспечение неравномерного расхода пара по цилиндрам	256
4.2.1.	Причины снижения производительности машин и перерасхода теплоты на сушку	256
4.2.2.	Расход пара по цилиндрам	257
4.3.	Сводная таблица выполненной модернизации пароконденсатных систем на предприятиях ЦБП	264
4.4.	Использование научных разработок и передовых технологий при модернизации ПКС	274

<b>Глава 5.</b>	Мероприятия, позволяющие добиться дальнейшего повышения производительности машин и снижения затрат теплоты на сушку	277
5.1.	Эффективность сушки бумаги и картона при одностороннем подводе теплоты от пара к полотну	279
5.2.	Повышение давления греющего пара, поступающего на сушильные установки	289
5.3.	Повышение начальной сухости полотна	291
5.4.	Предварительный подогрев полотна перед поступлением его на сушильные цилиндры	293
5.5.	Использование парожекторов в схемах пароконденсатных систем сушильных установок БДМ и КДМ	297
5.6.	Охлаждающее устройство	305
5.7.	Уточнение существующей методики теплового расчета сушильных установок БДМ и КДМ	309
5.8.	Оптимизация конструкции сушильной части БДМ и КДМ	311
5.9.	Термопанели	319
5.10.	Совершенствование системы технологической вентиляции сушильных установок БДМ и КДМ	321
5.11.	Выводы по повышению эффективности работы БДМ и КДМ	325
<b>Глава 6.</b>	Гофроагрегаты	327
6.1.	Тепловой режим работы гофроагрегата	327
6.2.	Тепловой расчет элементов гофроагрегата	332
6.3.	Дефекты, возникающие по причине несовершенства пароконденсатной системы гофроагрегата	336
6.4.	Повышение эффективности производства гофрокартона	345
<b>Глава 7.</b>	Примеры расчета тепловой схемы и оборудования пароконденсатных систем сушильных установок БДМ и КДМ	349
7.1.	Расчет сушильной части бумагоделательной машины	349
7.2.	Расчет расхода пара по цилиндрам	358
7.3.	Расчет диаметров дроссельных подпорных шайб	365
7.4.	Расчет сепараторов	369

7.5.	Расчет пароводяного теплообменника ПВТ	373
7.6.	Расчет водо-водяного теплообменника (ВВТ-1)	379
7.7.	Расчет водо-водяного теплообменника (ВВТ-2)	388
7.8.	Расчет парового калорифера для системы приточной вентиляции цеха	395
7.9.	Выбор конденсатного и водяного насосов	399
7.10.	Расчет диаметров трубопроводов	399
7.11.	Расчет пароструйного эжектора	419
7.12.	Расчет расхода питательной воды для охлаждения пара в охлаждающем устройстве (ОУ)	427
7.13.	Расчет системы вентиляции бумагоделательной машины	428
7.14.	Расчет трубчатого теплорекуперационного агрегата системы вентиляции бумагоделательной машины	433
	Приложения	447
	Список использованной литературы	498
	Оглавление	507

Научное издание

Лев Михайлович Бойков

**Повышение эффективности сушки путем  
модернизации пароконденсатных систем  
бумагоделательных, картоноделательных  
машин и гофроагрегатов**

Редактор и корректор Бойкова Х.И.  
Техн. редактор Титова Л.Я.

---

Подп. к печати 05.02.2014. Формат 60× 84/16.  
Усл. печ. л. 32. Тираж 100 экз. Заказ

---

Отпечатано с готового оригинал-макета,  
предоставленного автором,  
в типографии Издательства Политехнического  
университета.  
195251, Санкт-Петербург, Политехническая ул., 29.