

**Д. С. ДВОРЕЦКИЙ, Е. В. ХАБАРОВА,  
П. М. СМОЛИХИНА, В. А. ПРОНИН**

# **ТЕХНОЛОГИИ И ОБОРУДОВАНИЕ СТАДИИ ПОЛУЧЕНИЯ САХАРНОГО СИРОПА**



**Тамбов  
Издательство ФГБОУ ВО «ТГТУ»  
2023**

Министерство науки и высшего образования Российской Федерации

**Федеральное государственное бюджетное образовательное  
учреждение высшего образования  
«Тамбовский государственный технический университет»**

**Д. С. ДВОРЕЦКИЙ, Е. В. ХАБАРОВА,  
П. М. СМОЛИХИНА, В. А. ПРОНИН**

# **ТЕХНОЛОГИИ И ОБОРУДОВАНИЕ СТАДИИ ПОЛУЧЕНИЯ САХАРНОГО СИРОПА**

Утверждено Ученым советом университета  
в качестве учебного пособия  
для студентов 4, 5 курсов, обучающихся по направлению подготовки  
19.03.02 «Продукты питания из растительного сырья»,  
всех форм обучения

*Учебное электронное издание*



---

Тамбов  
Издательский центр ФГБОУ ВО «ТГТУ»  
2023

УДК 664.1(075.8)

ББК Л86я73

Т38

Рецензенты:

Доктор технических наук, профессор, профессор кафедры «Техника  
и технология производства нанопродуктов» ФГБОУ ВО «ТГТУ»

*Е. Н. Туголуков*

Генеральный директор ООО «Кристалл»

Кирсановский сахарный завод

*С. В. Пятахин*

Т38      **Технологии** и оборудование стадии получения сахарного сиропа [Электронный ресурс] : учебное пособие / Д. С. Дворецкий, Е. В. Хабарова, П. М. Смолихина, В. А. Пронин. – Тамбов : Издательский центр ФГБОУ ВО «ТГТУ», 2023. – 1 электрон. опт. диск (CD-ROM). – Системные требования : ПК не ниже класса Pentium II ; CD-ROM-дисковод ; 3,6 Мб ; RAM ; Windows 95/98/XP ; мышь. – Загл. с экрана.

ISBN 978-5-8265-2599-9

Изложены основы и сущность процессов на стадии выпаривания в производстве сахара из сахарной свеклы; даны характеристика полуфабрикатов, конструкции и принцип действия основного и вспомогательного оборудования.

Предназначено для студентов 4, 5 курсов, обучающихся по направлению подготовки 19.03.02 «Продукты питания из растительного сырья», всех форм обучения, а также для специалистов перерабатывающей отрасли.

УДК 664.1(075.8)

ББК Л86я73

*Все права на размножение и распространение в любой форме остаются за разработчиком.  
Незаконное копирование и использование данного продукта запрещено.*

**ISBN 978-5-8265-2599-9**

© Федеральное государственное бюджетное образовательное учреждение высшего образования «Тамбовский государственный технический университет» (ФГБОУ ВО «ТГТУ»), 2023

## ВВЕДЕНИЕ

---

По энергоемкости сахарное производство занимает одно из первых мест в пищевой промышленности, а выпарная установка – ведущее место в свеклосахарном производстве. Выпарные станции сахарных заводов постоянно совершенствуются с целью снижения энергозатрат.

Данное учебное пособие посвящено технологии и оборудованию стадии получения сахарного сиропа (полуфабриката, получаемого на выпарной станции).

В первом разделе учебного пособия даны общие сведения о процессе выпаривания диффузионного сока и химических изменениях, происходящих при этом, приведены основы теплопередачи, а также основы расчета материального и теплового балансов выпарных установок.

Во втором разделе рассмотрены конструкционные особенности пленочных выпарных аппаратов с описанием принципа действия. Приведена схема выпарной станции современного свеклосахарного производства.

В третьей главе дана схема расчета многокорпусной выпарной установки с подробным разъяснением действий на каждом этапе. Предложено задание по расчету оборудования с исходными данными и последовательностью выполнения.

Каждая глава заканчивается контрольными вопросами, что дает возможность более глубоко понять содержащийся в данном разделе материал. Отдельно в Приложении приведены используемые сокращения и обозначения, термины и определения, необходимые данные для расчетов и сведения о дополнительном оборудовании – насосах.

Пособие содержит список литературы, который позволит более глубоко изучить отдельные стадии и технологию производства сахара в целом.

Изложение информации в пособии соответствует утвержденной программе дисциплины «Технологии пищевых производств» по направлению подготовки 19.03.02 Продукты питания из растительного сырья. Оно будет полезно студентам, выполняющим курсовые и дипломные проекты по данной тематике, а также квалифицированным рабочим, техникам и специалистам, слушателям курсов повышения квалификации по специальности «Технология сахара и сахаристых продуктов».

# 1. ОСНОВЫ ПРОЦЕССА ВЫПАРИВАНИЯ В СВЕКЛОСАХАРНОМ ПРОИЗВОДСТВЕ

## 1.1. ОБЩИЕ СВЕДЕНИЯ О ПРОЦЕССЕ ВЫПАРИВАНИЯ ДИФфуЗИОННОГО СОКА

Выпарная станция на сахарном заводе занимает ключевое место с точки зрения технологической и тепловой схем завода, от работы которой зависят производительность завода, расход топлива, потери сахара и его качества.

Цель работы выпарной станции в технологической схеме производства сахара-песка – удаление воды из очищенного свекловичного сока и получение сиропа-полуфабриката, из которого впоследствии получают сахар методом кристаллизации.

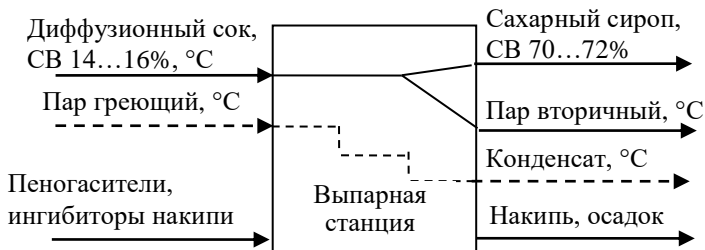
Стабильная работа станции позволяет получить сироп хорошего качества с заданными показателями на выходе, что в дальнейшем способствует нормальному протеканию процессов в продуктовом отделении сахарного завода.

На стадию выпаривания поступает очищенный сульфитированный свекловичный сок *II сатурации*, который представляет собой жидкость с содержанием сухих веществ 14...16% и рН 9...11 (рис. 1.1). В среднем из 100 кг перерабатываемой свеклы на сахарном заводе получают 125 кг очищенного сока.

Сатурация – это обработка сока сатурационным газом, содержащим 30...34% диоксида углерода.

*I Сатурация* – насыщение дефекованного свекловичного сока углекислым газом, в результате чего избыточная известь превращается в нерастворимый осадок  $\text{CaCO}_3$ , на котором адсорбируются несахара.

*II Сатурация* – повторное насыщение сока углекислым газом, в результате чего осаждаются соли кальция и другие растворенные несахара.



**Рис. 1.1.** Схема выпаривания сока до сиропа

Как правило, в состав очищенного диффузионного сока, поступающего на выпаривание, входят следующие вещества [13, 14]: сахара 10...12%, азотистые вещества 0,5...0,7%, безазотистые органические вещества 0,4...0,5%, чистая зола 0,5%, соли кальция 0,015%, цветность 15...25 усл. ед.

Цветность сахаров – это показатель, характеризующий степень окрашенности раствора сахара, обусловленную присутствием красящих веществ сахарного производства в кристаллах сахара, выраженный в единицах оптической плотности.

После выпаривания сироп имеет концентрацию сухих веществ 65...72%, из него удаляется 110...115% воды к массе свеклы. Количество воды, которое нужно выпарить, вычисляется на основании материального баланса, вычисления ведут на 100 кг перерабатываемой свеклы. Из 125 кг очищенного сока с содержанием сухих веществ  $CB_c = 16,0\%$ , при получении сиропа с содержанием сухих веществ  $CB_{сир} = 70,0\%$ , должно быть выпарено  $W = 125 \cdot (1 - 16/70) = 96,43$  кг воды.

Выпаривание до большего содержания сухих веществ приводит к повышению вязкости и трудностям при фильтровании. Пересыщение раствора может привести к выпадению кристаллов сахарозы, что в свою очередь, вызывает засахаривание сиропных труб и насосов.

При выпаривании химический состав сока изменяется: протекают химические реакции разложения сахарозы и редуцирующих веществ, азотистых соединений с образованием красящих веществ; происходит отложение накипи на поверхности теплообмена выпарных аппаратов и изменение pH сока (табл. 1.1).

## 1.1. Химические изменения в соке при выпаривании

Химическая реакция	Последствия	Причины	Меры предупреждения
Разложение сахарозы и редуцирующих веществ	Увеличение цветности сгущаемого сока, снижение качества сахара	Изменение pH сока при сгущении; высокая температура выпаривания; высокая концентрация несахаров; продолжительность выпарки; наличие ионов железа в соке	Полное разложение редуцирующих сахаров в процессе очистки сока; хорошая циркуляция сока в кипятильных трубах; сокращение продолжительности его сгущения до сиропа; добавление в сок перед выпаркой ингибиторов цветности; поддержание уровня сока в кипятильных трубах
Снижение pH сока (<9)	Повышенные потери сахарозы от разложения; образование осадков	Образование органических кислот в результате разложения редуцирующих сахаров под действием высокой температуры; незавершенность химических реакций на основной дефекации; переработка свеклы с высоким содержанием азотсодержащих веществ	Перед сгущением в сок вводят тринатрийфосфат, кальцинированную соду, сульфит или гидросульфит натрия (калия)
Образование осадков	Отложение накипи на поверхности труб; снижение производительности выпарной установки	нарушение технологического режима на сатурации; снижение pH	Соблюдение технологических режимов на сатурациях; внесение поверхностно-активных веществ в сок перед выпариванием; использование ингибиторов накипи; использование ультразвука

1 этап

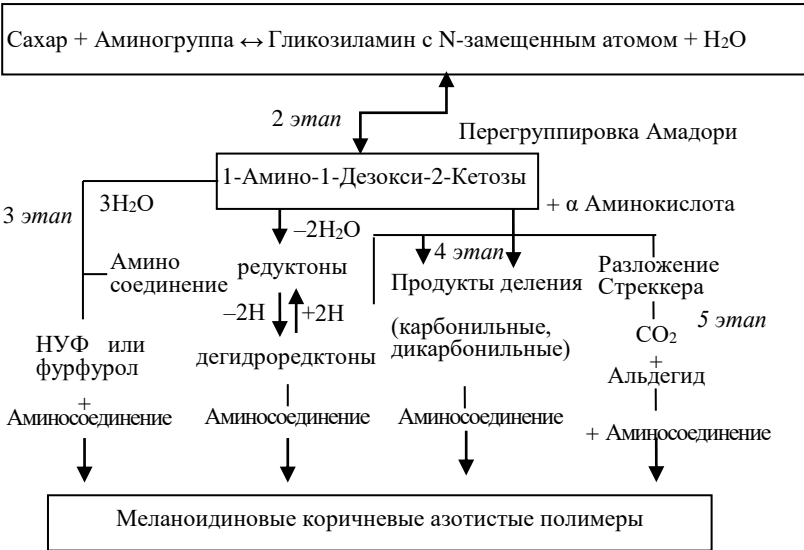


Рис. 1.2 Этапы реакции меланоидинообразования

Разложение сахара в выпарных аппаратах зависит от температуры кипения и продолжительности пребывания в них сока. Красящие вещества образуются на выпарке в результате реакции Майяра между редуцирующими веществами и аминокислотами, как правило, это высокополимерные азотсодержащие окрашенные вещества (меланоидины) (рис. 1.2).

В результате разложения редуцирующих веществ, их взаимодействия с аминокислотами (рис. 1.2) и карамелизации сахарозы *цветность* сгущаемого сока может увеличиться на 120...150%. Интенсивность образования красящих веществ зависит от pH сока, температуры, концентрации несахаров, продолжительности процесса, наличия ионов железа в соке и др.

Цветность сока – важный показатель его качества: чем менее окрашен сок, тем легче получить из него хороший белый сахар.

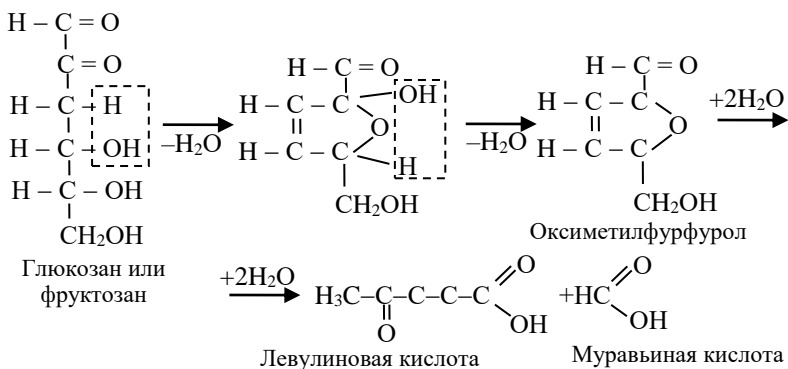
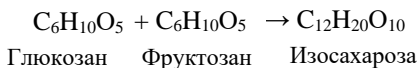
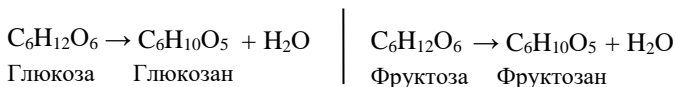
Наибольший выход красящих веществ на единицу разложившихся моносахаридов происходит при pH около 8. Увеличение концентрации аминокислот и редуцирующих веществ в соке в  $n$  раз приводит к повышению цветности в  $n^2$  раз, так как меланоидиновая реакция, обуславливающая преимущественное нарастание цветности, реакция второго порядка. Ионы железа ускоряют реакции образования красящих веществ в 2–3 раза.



Один из наиболее эффективных способов торможения реакций образования красящих веществ в выпарной установке – полное разложение редуцирующих сахаров в процессе очистки сока, минимальное разложение сахарозы в выпарном аппарате, обусловленное хорошей циркуляцией сока в кипятильных трубах и небольшой продолжительностью его сгущения до сиропа, добавлением в сок перед выпаркой ингибиторов цветности (сульфиты и гидросульфиты щелочных металлов, обработка диоксидом серы).

Немаловажное значение имеют также поддержание оптимального уровня сока в кипятильных трубах и равномерное распределение греющего пара в объеме паровых камер выпарных аппаратов, что предохраняет поверхности теплообмена от пригорания сахара, особенно в тех местах, куда подводится пар.

Образовавшиеся при инверсии редуцирующие сахара под действием высокой температуры разлагаются до органических кислот, снижая тем самым рН выпариваемого сока (рис. 1.3).



**Рис. 1.3. Распад редуцирующих сахаров до органических кислот**

Кроме этого, снижение рН может быть обусловлено также незавершенностью химических реакций на основной дефекации, связанной с небольшой продолжительностью и низкой температурой процесса, а также переработкой свеклы с высоким содержанием азотсодержащих веществ.

На снижение рН сока при сгущении также существенное влияние оказывает его буферная емкость, которая зависит от состава несхаров свеклы и остаточной щелочности сока II сатурации. Для поддержания в выпарной установке оптимального значения рН в сок перед сгущением вводят тринатрийфосфат, кальцинированную соду, сульфит или гидросульфит натрия (калия).

Увеличение рН сока при выпаривании бывает редко, только когда сок обладает высокой натуральной щелочностью. Если его пересатурировать на II сатурации, то щелочные карбонаты переходят в гидрокарбонаты:



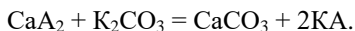
Когда такой сок сгущают, гидрокарбонаты вновь переходят в щелочные карбонаты и увеличивают рН. Если при сгущении сока происходит повышение рН, то необходимо уточнить его оптимальную величину на II сатурации по минимуму солей кальция и не допускать пересатурирования сока.

При сгущении сока выпариванием кристаллоиды, поступившие с соком, а также образующиеся в результате реакций разложения некоторых органических кислот (не завершенных на основной дефекации и сатурации) и взаимодействия продуктов их распада с карбонатами, переходят в пересыщенное состояние и выпадают в осадок.

Нерастворимый осадок карбоната кальция образуется также при сгущении пересатурированного сока II сатурации в результате реакции



В выпарной установке продолжаются реакции обмена между растворимыми солями кальция и карбонатами калия или натрия с образованием нерастворимого карбоната кальция [12]



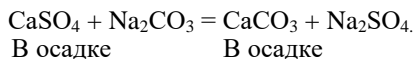
Часть образующихся осадков (до 20%) остается в сиропе в виде взвесей, а остальные отлагаются на поверхности теплообмена в виде накипи.

Наличие в I корпусе накипи свидетельствует о нарушении технологического режима на II сатурации. В состав накипи входит до 60%

кальциевых солей органических кислот (в основном оксалаты). Наиболее плотный слой накипи образуют кальциевые соли кремниевой кислоты. Эти соли почти не растворяются в разбавленной соляной кислоте.

Таким образом, для уменьшения интенсивности образования накипи на поверхностях теплообмена выпарных аппаратов необходимо: тщательно соблюдать технологические режимы на I и II сатурациях; сохранять высокое значение рН сока на I сатурации (11,4...11,6), если на дефекацию поступает известковое молоко с повышенным содержанием магния; поддерживать рН 9...11 сока II сатурации и достаточную длительность процесса с последующим дозреванием сока для устранения пересыщения карбонатов. Рекомендуется вводить в сок перед выпарной установкой ингибиторы накипи (композиционную добавку).

По мере увеличения слоя накипи на поверхности нагрева производительность выпарной установки снижается, что приводит к получению жидкого сиропа ( $СВ_{сир}$  45...50%). Когда слой накипи в I корпусе достигает толщины 0,1...0,5 мм, а в последних – 2...3 мм, накипь удаляют с помощью химических реагентов (сода + кислота). В результате реакции с кальцинированной содой труднорастворимый в разбавленном растворе соляной кислоты сульфат кальция и другие его соли переходят в легкорастворимые соли (карбонат кальция и др.).



Карбонат кальция, образовавшийся при обработке содой и не отделившийся от поверхности теплообмена, растворяется в соляной кислоте, образуя хлорид кальция:



Одним из эффективных методов борьбы с образованием накипи в теплообменном аппарате считается использование ультразвука. Под воздействием ультразвука образование накипи прекращается в результате нарушения условий кристаллизации, либо накипь разрушается и отслаивается. Перспективным способом может быть внесение поверхностно-активных веществ (ПАВ) в сок перед выпариванием [9].

Для получения качественного сиропа и повышения эффективности работы установки, необходимо знание взаимодействия химических процессов, происходящих в соке при выпаривании. Отслеживание химических показателей свековичного сока в аппаратах, соблюдение технологических режимов позволит грамотно управлять процессом и вовремя реагировать на изменения.

## 1.2. ОРГАНИЗАЦИЯ ПРОЦЕССА ТЕПЛОПЕРЕДАЧИ

Для удаления воды из диффузионного сока необходим подвод тепла. Перенос энергии в форме тепла, происходящий между телами, имеющими различную температуру, называется теплообменом. Движущей силой любого процесса теплообмена является разность температур, при наличии которой тепло самопроизвольно, в соответствии со вторым законом термодинамики, переходит от более нагретой к менее нагретой среде (рис. 1.4) [7].

Средний температурный напор зависит от характера изменения температур теплоносителей вдоль поверхности теплообмена. При установившемся процессе теплообмена температуры теплоносителей изменяются вдоль поверхности  $F$  разделяющей их стенки, но остаются при этом постоянными во времени и выражаются зависимостью  $t = f(F)$ . При неустановившихся процессах теплообмена возможны два варианта: температуры в каждой точке поверхности изменяются только во времени, т.е. являются функцией времени  $t = f(\tau)$ , например, обогрев хорошо перемешиваемой жидкости через стенку насыщенным водяным паром; температуры теплоносителя изменяются и во времени, и вдоль поверхности теплообмена  $t = f(F, \tau)$ .

Процесс теплообмена, возникающий между жидкими или газообразными средами, разделенными твердой стенкой, называется теплопередачей. Законы *теплопередачи* лежат в основе теплового процесса выпаривания.

*Теплопередача* – это процесс передачи тепла от более нагретой к менее нагретой жидкости (газу) через разделяющую их поверхность или твердую стенку.

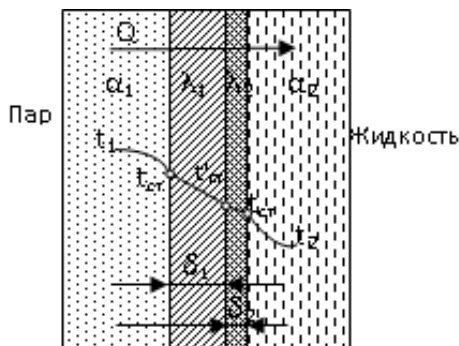


Рис. 1.4. Схема передачи тепла от пара к жидкости через стенку

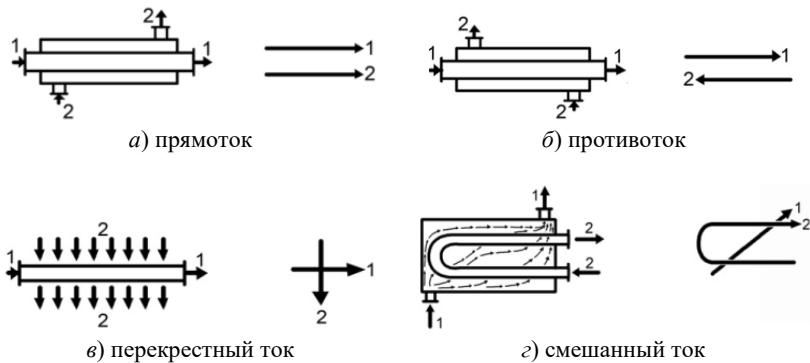
Теплопередача при переменных температурах зависит от взаимного направления движения теплоносителей. В непрерывных процессах теплообмена возможны следующие варианты направления движения жидкостей друг относительно друга вдоль разделяющей их стенки (рис. 1.5):

- 1) параллельный ток, или прямоток (рис. 1.5, а), при котором теплоносители движутся в одном и том же направлении;
- 2) противоток (рис. 1.5, б), при котором теплоносители движутся в противоположных направлениях;
- 3) перекрестный ток (рис. 1.5, в), при котором теплоносители движутся взаимно перпендикулярно друг другу;
- 4) смешанный ток, при котором один из теплоносителей движется в одном направлении, а другой – как прямотоком, так и противотоком к первому (рис. 1.5, г).

Движущая сила процессов теплопередачи при переменных температурах изменяется в зависимости от вида взаимного направления движения теплоносителей. Поэтому выражение среднего температурного напора в общем уравнении теплопередачи также будет зависеть от относительного направления движения теплоносителей и характера организации процесса теплопередачи (непрерывный или периодический).

Средняя движущая сила  $\Delta t_{cp}$ , или средний температурный напор, при прямотоке и противотоке представляет собой среднюю логарифмическую разность температур:

$$\Delta t_{cp} = \frac{\Delta t_6 - \Delta t_M}{2,31 \lg \frac{\Delta t_6}{\Delta t_M}} = \frac{\Delta t_6 - \Delta t_M}{\ln \frac{\Delta t_6}{\Delta t_M}}. \quad (1.1)$$



**Рис. 1.5. Взаимное направление движения теплоносителей**

Величина  $\Delta t_6$  представляет собой разность температур на том конце теплообменника, где она больше;  $\Delta t_M$  – меньшая разность температур на противоположном конце теплообменника.

При прямотоке теплоносителей (рис. 1.6)

$$\Delta t_H = \Delta t_6; \quad \Delta t_K = \Delta t_M,$$

где  $\Delta t_H$  представляет собой разность начальных температур теплоносителей;  $\Delta t_K$  – разность конечных температур теплоносителей.

При противотоке теплоносителей возможны несколько вариантов, большая разность температур может оказаться как на одном, так и на другом конце теплообменника (рис. 1.7).

При отношении разности температур теплоносителей на концах теплообменника  $(\Delta t_6 / \Delta t_M) < 2$  можно с достаточной для технических расчетов точностью определять средний температурный напор как среднеарифметическую величину, т.е. принимать

$$\Delta t_{cp} = \frac{\Delta t_6 + \Delta t_M}{2}. \quad (1.2)$$

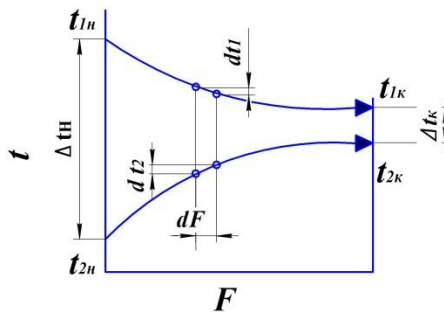


Рис. 1.6. Изменение температуры теплоносителей при параллельном токе

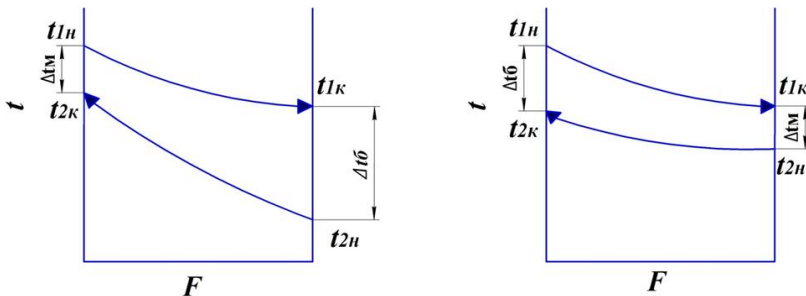


Рис. 1.7. Изменение температуры теплоносителей при движении жидкостей противотоком

Правильный выбор взаимного направления движения теплоносителей имеет существенное значение для наиболее экономичного проведения процессов теплообмена.

Для сравнительной оценки прямотока и противотока сопоставим эти виды взаимного направления движения теплоносителей с точки зрения расхода теплоносителей и средней разности температур.

В случае прямотока (рис. 1.8) конечная температура более холодного теплоносителя  $t_{2к}$  не может быть выше конечной температуры более нагретого теплоносителя  $t_{1к}$ . Практически для осуществления процесса теплообмена на выходе из теплообменника должна быть некоторая разность температур  $\Delta t_{к} = t_{1к} - t_{2к}$ .

При противотоке более холодный теплоноситель с той же начальной температурой  $t_{2н}$ , что и при прямотоке, может нагреться до более высокой температуры  $t'_{2к}$ , близкой к начальной температуре  $t_{1н}$  более нагретого теплоносителя. Это позволяет сократить расход более холодного теплоносителя, но одновременно приводит к некоторому уменьшению средней разности температур и соответственно к увеличению потребной поверхности теплообмена при противотоке по сравнению с прямотоком.

Однако экономический эффект, достигаемый вследствие уменьшения расхода теплоносителя при противотоке, превышает дополнительные затраты, связанные с увеличением размеров теплообменника. Отсюда следует, что применение противотока при теплообмене более экономично, чем прямотока.

Если сопоставить противоток с прямотоком при одних и тех же начальных и конечных температурах теплоносителей (изменение температуры более холодного теплоносителя показано на рис. 1.8 пунктиром), то средняя разность температур при противотоке будет больше, чем при прямотоке, а расход теплоносителей одинаков.

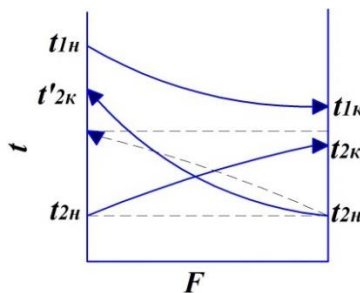


Рис. 1.8. Сравнение прямотока и противотока теплоносителей

Следовательно, скорость теплообмена при противотоке выше, что обуславливает преимущество противотока перед прямотоком.

Вместе с тем в отдельных случаях выбор направления движения теплоносителей прямотоком диктуется технологическими соображениями (например, с целью избежать перегрева одного из теплоносителей). Кроме того, если температура одного из теплоносителей (например, конденсирующегося насыщенного пара) остается постоянной вдоль поверхности теплообмена, а температура теплоносителя по другую сторону стенки изменяется или оба теплоносителя имеют постоянные температуры, не изменяющиеся во времени и вдоль поверхности теплообмена, то направление движения теплоносителей не оказывает влияния на разности их температур, среднюю разность температур и расходы теплоносителей.

Средняя разность температур при перекрестном и смешанном токе ниже, чем при противотоке и выше чем при прямотоке. Поэтому указанные виды взаимного направления движения теплоносителей занимают промежуточное положение между противотоком и прямотоком.

При перекрестном и смешанном токе среднюю разность температур находят по формуле

$$\Delta t_{cp} = \frac{\Delta t_6 + \Delta t_m}{2} z, \quad (1.3)$$

где  $z$  – поправочный множитель, меньше единицы.

Величина  $z$  является функцией двух величин: отношения перепада температур теплоносителей

$$\frac{\Delta t_1}{\Delta t_2} = \frac{\Delta t_{1н} - \Delta t_{1к}}{\Delta t_{2к} - \Delta t_{2н}},$$

степени нагрева более холодного теплоносителя, определяемой отношением его перепада температур к разности начальных температур обоих теплоносителей

$$\frac{\Delta t_{2н} - \Delta t_{2к}}{\Delta t_{1н} - \Delta t_{2н}}.$$

Графики для нахождения поправочного множителя, а также уравнения для аналитического определения средней разности температур (если требуется более точное определение  $\Delta t_{cp}$ ) приводятся в справочной и специализированной литературе [12 – 14].

Целью расчета теплообменного оборудования является определение площади поверхности теплообмена. Исходными данными для расчета являются: результаты материального баланса, а именно материальные потоки, входящие на стадию и отходящие с нее; результаты



расчета теплового баланса, в ходе которого определяется тепловая нагрузка, т.е. количество тепла (энергии), которое надо подвести или отвести со стадии. Ранее в п. 1.1. мы говорили о том, что из 100 кг перерабатываемой свеклы получается  $G_c = 125$  кг очищенного сока с содержанием сухих веществ  $СВ_c = 16,0$

$$Q = D (I_r - c' \theta) = G_n c_n (t_k - t_n) + W(I - c'' t_k) + Q_{\text{конц}} + Q_{\text{п}} \%$$

Со стадии выходит сироп с содержанием сухих веществ  $СВ_{\text{сир}} = 70,0\%$ . В результате расчета материального баланса определено количество получаемого сиропа и количество выпаренной воды. Затем составляется тепловой баланс. Количество тепла, вносимое на стадию входящими потоками, должно быть равно количеству тепла, отводимого с отходящими потоками плюс потери в окружающую среду (составляют до 4% от тепловой нагрузки)

$$Q_c + Q_{\text{п}} = Q_{\text{сир}} + Q_{\text{вт.п}} + Q_{\text{кон}} + Q_{\text{пот}}$$

где  $Q_c$ ,  $Q_{\text{п}}$ ,  $Q_{\text{сир}}$ ,  $Q_{\text{вт.п}}$ ,  $Q_{\text{кон}}$ ,  $Q_{\text{пот}}$  – тепло свекольного сока, пара, сиропа, вторичного пара, конденсата и тепловые потери, соответственно.

В результате расчета теплового баланса определяется тепловая нагрузка, т.е. количество тепла, которое необходимо подвести для выпаривания расчетного количества воды.

$$\Delta Q = Q_{\text{сир}} - Q_c + Q_{\text{пот}} = Q_{\text{п}} - Q_{\text{кон}}. \quad (1.4)$$

Все дальнейшие расчеты предполагают знание кинетических закономерностей процесса, т.е. законов теплопередачи.

Тепло  $Q$ , необходимое для выпаривания воды, обычно подводится через стенку, отделяющую две среды – греющий пар (теплоноситель) и жидкость (выпариваемый сахарный сок). Это сложный процесс, включающий теплоотдачу от греющего пара к поверхности разделяющей стенки ( $\alpha_1$ ), теплопроводность через твердую стенку ( $\lambda_1$ ) с учетом отложений или накипи ( $\lambda_2$ ) и теплоотдачу ( $\alpha_2$ ) от стенки к жидкой среде (рис. 1.4).

Общая кинетическая зависимость для процессов теплопередачи, выражающая связь между тепловым потоком  $Q'$  и поверхностью теплообмена  $F$ , представляет собой основное уравнение теплопередачи:

$$Q' = KF\Delta t_{\text{ср}}\tau, \quad (1.5)$$

где  $K$  – коэффициент теплопередачи, определяющий среднюю скорость передачи тепла вдоль всей поверхности теплообмена;  $\Delta t_{\text{ср}}$  – средняя разность температур между теплоносителями (греющим паром и соком), определяющая среднюю движущую силу процесса теплопередачи, или температурный напор;  $\tau$  – время.

*Коэффициент теплопередачи  $K$  [Вт/(м<sup>2</sup>·град)]* показывает, какое количество тепла переходит в 1 с от более нагретого к более холодному теплоносителю через поверхность теплообмена 1 м<sup>2</sup> при средней разности температур между теплоносителями, равной 1 градус.

Согласно уравнению (1.1), количество тепла, передаваемое от более нагретого к более холодному теплоносителю, пропорционально поверхности теплообмена  $F$ , среднему температурному напору  $\Delta t_{cp}$  и времени  $\tau$ .

Для непрерывных процессов теплообмена уравнение теплопередачи имеет вид:

$$Q' = KF\Delta t_{cp}, \quad (1.6)$$

$$K = \frac{1}{\frac{1}{\alpha_1} + \frac{\delta}{\lambda} + \frac{1}{\alpha_2}}, \quad (1.7)$$

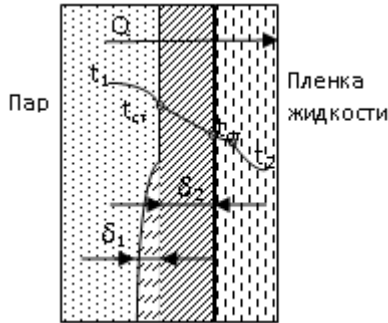
где  $\alpha_1$  и  $\alpha_2$  – коэффициент теплоотдачи от пара к стенке и от стенки к жидкости, соответственно,  $\delta$  – толщина стенки,  $\lambda$  – коэффициент теплопроводности.

*Коэффициент теплоотдачи  $\alpha$  [Вт/(м<sup>2</sup>·град)]* показывает, какое количество тепла передается от 1 м<sup>2</sup> поверхности стенки к жидкости (или от жидкости к 1 м<sup>2</sup> поверхности стенки) в течение 1 с при разности температур между стенкой и жидкостью 1 градус.

*Коэффициент теплопроводности  $\lambda$  [Вт/(м·град)]* показывает, какое количество тепла проходит вследствие теплопроводности в единицу времени через единицу поверхности теплообмена при падении температуры на 1 град на единицу длины нормали к изотермической поверхности.

### Теплоотдача от пара к стенке

В выпарных аппаратах теплоотдача от конденсирующегося пара осуществляется, как правило, в условиях пленочной конденсации. При пленочной конденсации термическое сопротивление практически полностью сосредоточено в пленке конденсата  $\delta_1$ , температура которой со стороны стенки принимается равной температуре стенки  $t_{ст}$ , а со стороны пара – температуре насыщения  $t_n$  пара (рис. 1.9). По сравнению с термическим сопротивлением пленки соответствующее сопротивление паровой фазы пренебрежимо мало.



**Рис. 1.9.** Схема передачи тепла от пара к жидкости через стенку при изменении агрегатного состояния теплоносителя

При протекании теплообмена с изменением агрегатного состояния теплоносителя (конденсация пара), в тепловом балансе должно быть учтено тепло, выделяющееся при физическом процессе. Так, при конденсации насыщенного пара, являющегося греющим агентом, количество тепла, вносимого паром пропорционально  $I_{п}$  энтальпии поступающего в аппарат пара, а количество тепла, отводимого с конденсатом пропорционально  $I_{к}$  энтальпии удаляемого парового конденсата.

*Энтальпия пара* (теплосодержание) [Дж] – практически определяется как количество тепла, которое нужно для получения 1 кг пара данного состояния из 1 кг воды при 0 °С, если нагрев происходит при постоянном давлении.

В случае использования перегретого пара его энтальпия складывается из тепла, отдаваемого паром при охлаждении от температуры  $t_{п}$  до температуры насыщения  $t_{нас}$ , тепла конденсации пара и тепла, выделяющегося при охлаждении конденсата.

При обогреве насыщенным паром, если конденсат не охлаждается, количество тепла, отдаваемого паром, пропорционально  $r$  – *удельной теплоте конденсации*.

*Удельная теплота конденсации*  $r$  [Дж/кг]– это физическая величина, показывающая какое количество теплоты выделяется при переходе единицы массы пара в жидкое состояние.

Удельная теплота конденсации равна удельной теплоте парообразования. При конденсации не происходит понижения температуры пара. При этом выделяется теплота за счет уменьшения потенциальной

энергии молекул вещества и переходе его из одного агрегатного состояния в другое.

Вследствие сложной зависимости коэффициента теплоотдачи от большого числа факторов невозможно получить расчетное уравнение для  $\alpha$ , пригодное для всех случаев теплоотдачи. Поэтому коэффициент теплоотдачи рассчитывается для условий конкретной задачи. Для его определения необходимо знать температурный градиент жидкости у стенки, т.е. распределение температур в жидкости.

Для конденсации чистого насыщенного пара на поверхности вертикальной стенки (трубы) и ламинарного стекания пленки конденсата получено эмпирическое уравнение для определения  $\alpha_1$

$$\alpha_1 = 2,04A \left( \frac{r}{H\Delta t} \right)^{0,25}, \quad (1.8)$$

где  $A = \sqrt[4]{\frac{\rho_{ж}^2 \lambda_{ж}^3}{\mu_{ж}}}$ ,  $\rho_{ж}$  – плотность жидкости, кг/м<sup>3</sup>;  $\lambda_{ж}$  – теплопроводность жидкости, Вт/(м·град);  $\mu_{ж}$  – вязкость жидкости, н·с/м<sup>2</sup>;  $H$  – высота трубы, м;  $r$  – теплота конденсации при температуре насыщения, Дж/кг.

### Передача тепла через стенку

При передаче тепла через плоскую стенку при установившемся процессе количество тепла прямо пропорционально коэффициенту теплопроводности материала стенки  $\lambda$  и обратно пропорционально толщине стенки  $\delta$ . По толщине плоской стенки температура изменяется прямолинейно

$$Q = \frac{\lambda}{\delta} (t_{ст1} - t_{ст2}) F \tau, \quad (1.9)$$

где  $\lambda$  – коэффициент теплопроводности материала стенки, Вт/(м·град);  $\delta$  – толщина стенки, м;  $(t_{ст1} - t_{ст2})$  – разность температур поверхностей стенки, град;  $F$  – поверхность стенки, м<sup>2</sup>;  $\tau$  – время, с. Для непрерывного процесса передачи тепла теплопроводностью  $\tau = 1$  уравнение:

$$Q = \frac{\lambda}{\delta} (t_{ст1} - t_{ст2}) F. \quad (1.10)$$

Если плоская стенка состоит из  $n$  слоев, отличающихся друг от друга теплопроводностью и толщиной (например, при наличии слоя загрязнения на стенке), то соответствующие сопротивления складываются и учитываются при расчете коэффициента теплопередачи в тепловом балансе.

## Передача тепла от стенки к жидкости

Как было ранее сказано, греющий пар отдает теплоту соку, а вода из сока, получив эту теплоту испаряется и выводится в виде вторичного пара.

Если теплоноситель движется по вертикальной поверхности в виде тонкой пленки, то коэффициенты теплоотдачи определяются из уравнения:

$$\alpha = \frac{Nu \cdot \lambda}{l}, \quad (1.11)$$

где  $Nu$  – критерий Нуссельта;  $l$  – длина трубы, м.

Из (1.11) видно, что расчет коэффициента теплоотдачи сводится к определению *критерия Нуссельта*, значение которого задается соответствующими критериальными уравнениями конвективного теплообмена, зависящими от режима течения жидкости (ламинарный, турбулентный) и формы канала.

*Критерий Нуссельта* является мерой соотношения толщины пограничного слоя  $\delta$  и определяющего геометрического размера (для трубы ее диаметр).

Характер течения жидкости в трубах определяется значением *числа Рейнольдса*  $Re$ . При ламинарном течении  $Re < 2300$ , при турбулентном  $Re > 10\,000$ , если  $2300 < Re < 10\,000$  наблюдается переходный режим течения жидкости.

*Число (критерий) Рейнольдса* представляет собой безразмерный комплекс, связывающий скоростные и вязкостные характеристики жидкости с определяющим размером канала (для трубы – это ее диаметр).

Средний температурный напор зависит от характера изменения температур теплоносителей вдоль поверхности теплообмена. При установившемся процессе теплообмена температуры теплоносителей изменяются вдоль поверхности  $F$  разделяющей их стенки, но остаются при этом постоянными во времени и выражаются зависимостью  $t = f(F)$ . При неустановившихся процессах теплообмена возможны два варианта: температуры в каждой точке поверхности изменяются только во времени, т.е. являются функцией времени  $t = f(\tau)$ , например, обогрев хорошо перемешиваемой жидкости через стенку насыщенным

водяным паром; температуры теплоносителя изменяются и во времени, и вдоль поверхности теплообмена  $t = f(F, \tau)$ .

Пар образуется не в массе кипящей жидкости, а на стенке поверхности теплообменных труб в местах, являющихся центрами парообразования [4, 22, 26]. На шероховатых стенках, за счет выступов, центров парообразования всегда больше, чем на гладких, поэтому парообразование идет интенсивнее.

Над поверхностью нагрева имеется слой кипящей жидкости, по мере приближения к поверхности нагрева ее температура повышается вследствие гидростатического эффекта – результат повышения давления с увеличением глубины погружения частицы жидкости. На расстоянии в 2...3 мм от поверхности нагрева температура жидкости быстро повышается и у самой поверхности становится равной ее температуре. Образовавшийся на поверхности трубы пузырек пара характеризуется углом смачивания, под который быстро подтекает жидкость (сок) и он легко отрывается от поверхности нагрева (рис. 1.10). При этом интенсивность кипения сока высокая.

Паровые пузырьки образуются быстро за счет интенсивного теплообмена с жидкостью и при достижении определенного размера отрываются и всплывают в выпариваемом соке. Для воды размер такого парового пузырька составляет 2,5 мм. Интенсивность процесса определяют лишь условия теплообмена, а именно температурный напор – разность температур между греющим паром и кипящей жидкостью. Так, для воды повышение разности температур до 25 °С увеличивает коэффициент теплоотдачи, при этом наблюдается пузырчатое кипение. Дальнейшее повышение разности температур до критического значения вызывает следующий эффект: в центре трубы сначала образуется смесь пузырьков пара и жидкости, напоминающая пену, постепенно пузырьки пара сливаются, и зона кипения расширяется с образованием у стенок трубы сплошной паровой пленки.

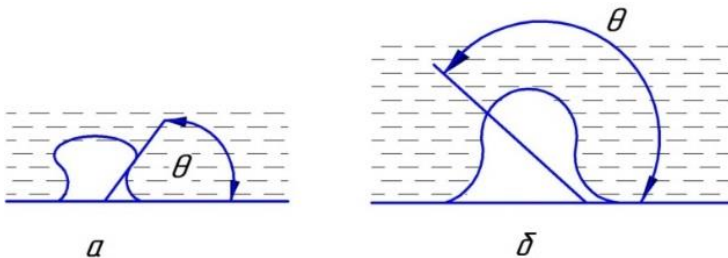


Рис. 1.10. Образование пузырька пара в жидкости, хорошо смачивающей поверхность нагрева (а) и плохо смачивающей (б)

При этом резко снижается коэффициент теплоотдачи, так как образуется пленочное кипение с образованием паровой прослойки из-за скопления пузырьков пара вдоль стенок труб. Тогда как при пузырьчатом кипении, пузырьки пара, отрываясь от поверхности нагрева, попадают в поток паровых пузырьков, двигающихся независимо друг от друга.

Если жидкость обладает повышенной вязкостью, смачиваемость поверхности нагрева затрудняется, угол смачивания большой, пузырек пара трудно отрывается от поверхности нагрева. Существует вероятность отрыва лишь вершин таких пузырьков, тогда как основание остается на поверхности. При этом, если центров парообразования много, образуется тонкое сплошное паровое пространство, разделяющее жидкость и поверхность нагрева. Теплопроводность пара незначительна, поэтому наличие даже очень тонкой паровой «пленки» сильно снижает коэффициент теплопередачи.

Отсюда можно сделать вывод, что жидкости с малой вязкостью, хорошо смачивающие поверхность теплопередачи, выпариваются быстрее, что обуславливает конечное содержание сухих веществ в сиропе. Для поддержания интенсивного процесса теплопередачи необходимо проводить процесс выпаривания в зоне пузырьчатого кипения.

Таким образом, зная тепловую нагрузку на стадии теплопередачи, определившись с направлением движения теплоносителей, переходим к расчету коэффициента теплопередачи  $K$ . По эмпирическим формулам, учитывающим режимы движения потоков, рассчитываем коэффициенты теплоотдачи от пара к разделяющей стенке  $\alpha_1$ , и от стенки к жидкости (соку), определяем сумму тепловых сопротивлений стенки и загрязнений. Затем рассчитываем среднюю движущую силу (средний температурный напор), и пользуясь основным уравнением теплопередачи (1.6) определяем площадь поверхности теплообмена.

### **1.3. МАТЕРИАЛЬНЫЙ И ТЕПЛОВОЙ БАЛАНСЫ СТАДИИ ВЫПАРИВАНИЯ**

Количество воды, подлежащее выпариванию на станции, можно вычислить, решив систему уравнений, включающую материальный баланс потоков и материальный баланс по сухому веществу.

На выпаривание поступает  $G_c$  кг/с очищенного сока с содержанием сухих веществ  $СВ_c$  вес. % и удаляется  $G_{сир}$  кг/с упаренного раствора сиропа с содержанием сухих веществ  $СВ_{сир}$  вес. %. Если в аппарате

выпаривается  $W$  кг/с воды, то общий материальный баланс аппарата выражается уравнением:

$$G_c = G_{\text{сир}} + W. \quad (1.12)$$

Материальный баланс по абсолютно сухому веществу, находящемуся в растворе:

$$\frac{G_c \text{CB}_c}{100} = \frac{G_{\text{сир}} \text{CB}_{\text{сир}}}{100}. \quad (1.13)$$

В уравнения (1) и (2) входят пять переменных, из которых какие-либо три величины должны быть заданы. При практических расчетах наиболее часто бывают заданы: расход очищенного сока  $G_c$ , его концентрация  $\text{CB}_c$  и требуемая конечная концентрация  $\text{CB}_{\text{сир}}$  упаренного сиропа. Тогда по уравнениям (1.12) и (1.13) определяют производительность аппарата:

– по упаренному сиропу

$$G_{\text{сир}} = \frac{G_c \text{CB}_c}{\text{CB}_{\text{сир}}}; \quad (1.14)$$

– по выпариваемой воде

$$W = G_c - G_{\text{сир}} = G_c \left( 1 - \frac{\text{CB}_c}{\text{CB}_{\text{сир}}} \right). \quad (1.15)$$

В качестве греющего агента для удаления воды используют водяной пар, который называют *греющим*, или *первичным*.

*Греющим (первичным)* паром называется пар, подаваемый из парогенератора.

*Вторичным* или *ретурным* называется пар, образующийся при выпаривании кипящего раствора.

Для уравнений теплового баланса введем обозначения:  $D$  – расход греющего пара;  $I_r$  – его энтальпия;  $I$  – энтальпия вторичного пара;  $i_n = c_n t_n$  – энтальпия исходного раствора;  $i_k = c_k t_k$  – энтальпия конечного (упаренного) раствора;  $i' = c' \theta$  – энтальпия конденсата греющего



пара;  $c_n, c_k, c'$  – средние удельные теплоемкости исходного раствора, конечного раствора и конденсата соответственно (в пределах от  $0^\circ\text{C}$  до температуры жидкости);  $t_n, t_k, \theta$  – температуры исходного и конечного растворов и насыщения греющего пара соответственно. Приход и расход тепла приведены в табл. 1.2.

Соответственно уравнение теплового баланса имеет вид:

$$G_n i_n + DI_r = G_k i_k + WI + Di' + Q_{\text{конц}} + Q_{\text{п}}. \quad (1.16)$$

Рассматривая исходный раствор как смесь упаренного раствора подлежащей испарению воды и допуская, что теплоемкость  $c_n$  исходного раствора в пределах температур от  $t_n$  до  $t_k$  остается постоянной, запишем тепловой баланс смешения при температуре кипения раствора в аппарате:

$$G_n c_n t_k = G_k c_k t_k + Wc'' t_k,$$

где  $c''$  – средняя удельная теплоемкость воды (в пределах температур от  $0^\circ\text{C}$  до  $t_k$ ).

Отсюда

$$G_k c_k = G_n c_n - Wc''. \quad (1.17)$$

Подставляя значения  $i_n, i_k, i'$  и  $G_k c_k$  в уравнение (1.16), получим:

$$G_n c_n t_n + DI_r = G_n c_n t_k - Wc'' t_k + WI + Dc'\theta + Q_{\text{конц}} + Q_{\text{п}}. \quad (1.18)$$

Из этого уравнения определим количество тепла, подводимого в единицу времени с теплоносителем (греющим паром), или тепловую нагрузку  $Q$  выпарного аппарата:

$$Q = D(I_r - c'\theta) = G_n c_n (t_k - t_n) + W(I - c'' t_k) + Q_{\text{конц}} + Q_{\text{п}}. \quad (1.19)$$

## 1.2. Приход и расход тепла на стадии выпаривания

Приход тепла	Расход тепла
С исходным раствором $G_n i_n$	С упаренным раствором $G_k i_k$
С греющим паром $DI_r$	С вторичным паром $WI$
	С паровым конденсатом $Di'$
	Теплота концентрирования $Q_{\text{конц}}$
	Потери тепла в окружающую среду $Q_{\text{п}}$

Первый член правой части уравнения (1.18) выражает расход тепла в аппарате на нагревание исходного раствора до температуры кипения, второй член правой части – расход тепла на испарение влаги из раствора. Кроме того, тепло затрачивается на концентрирование раствора (если тепловой эффект концентрирования отрицателен) и на компенсацию потерь тепла в окружающую среду.

Входящая в уравнение (1.19) теплота концентрирования  $Q_{\text{конц}}$  выражает тепловой эффект концентрирования раствора. Она равна разности ( $\Delta q$ , Дж/кг) интегральных теплот растворения 1 кг растворенного вещества в исходном и концентрированном растворах, взятой с обратным знаком и умноженной на расход растворенного вещества

$$Q_{\text{конц}} = \Delta q G_{\text{к}} \frac{b_{\text{к}}}{100}.$$

Так как при концентрировании раствора тепло может поглощаться или выделяться, то  $Q_{\text{конц}}$  может входить не только в расходную, но и в приходную части теплового баланса. Теплота концентрирования учитывается в тепловом балансе выпарного аппарата, если она значительна и ею пренебречь нельзя.

Величину  $Q_{\text{п}}$  обычно принимают в виде доли от тепловой нагрузки  $Q$  аппарата; обычно задаются  $Q_{\text{п}} = (0,03 \dots 0,05) Q$ .

Эту величину потерь тепла в окружающую среду обеспечивают благодаря необходимой толщине тепловой изоляции аппарата.

Из уравнения (1.19) может быть определен расход греющего пара:

$$D = \frac{G_{\text{н}} c_{\text{н}} (t_{\text{к}} - t_{\text{н}}) + W(I - c'' t_{\text{к}}) + Q_{\text{конц}} + Q_{\text{п}}}{I_r - c' \theta}. \quad (1.20)$$

Из уравнения (1.20) можно, пренебрегая величинами  $Q_{\text{конц}}$  и  $Q_{\text{п}}$ , определить теоретический расход пара на выпаривание 1 кг воды. Если принять, что исходный раствор поступает в аппарат предварительно нагретым до температуры кипения, т.е.  $t_{\text{н}} = t_{\text{к}}$ , то

$$D = \frac{W(I - c'' t_{\text{к}})}{I_r - c' \theta} = \frac{Wr}{r'} \approx W. \quad (1.21)$$

Это означает, что масса расходуемого греющего пара равна массе выпариваемой воды, или приближенно: в однокорпусном аппарате на выпаривание 1 кг воды надо затратить 1 кг греющего пара. Практически же, с учетом потерь тепла в окружающую среду и того, что  $r > r'$ , удельный расход греющего пара увеличивается и составляет 1,1...1,2 кг/кг испаряемой влаги.

В сахарном производстве используются многокорпусные выпарные установки, состоящие из нескольких выпарных аппаратов, или корпусов, в которых вторичный пар каждого предыдущего корпуса направляется в качестве греющего в последующий корпус. При этом давление в последовательно соединенных (по ходу выпариваемого раствора) корпусах снижается таким образом, чтобы обеспечить разность температур между вторичным паром из предыдущего корпуса и раствором, кипящим в данном корпусе, т.е. создать необходимую движущую силу процесса выпаривания. В этих установках первичным паром обогревается только первый корпус. Следовательно, в многокорпусных выпарных установках достигается значительная экономия первичного пара по сравнению с однокорпусными установками той же производительности.

По аналогии с уравнением (1.15) материального баланса однокорпусного выпарного аппарата составляют материальный баланс для многокорпусной установки, согласно которому общее количество воды  $W$ , выпариваемой во всех корпусах, составляет

$$W = G_c \left( 1 - \frac{CB_c}{CB_{\text{сир}}} \right), \quad (1.22)$$

где  $G_c$  и  $CB_c$  – расход и концентрация (содержание сухих веществ) сока (исходного раствора);  $CB_{\text{сир}}$  – концентрация сиропа (упаренного раствора), удаляемого из последнего корпуса. На основе уравнений для однокорпусного аппарата могут быть определены концентрации раствора на выходе из каждого корпуса многокорпусной установки (индексы 1, 2, 3, ...,  $n$  соответствуют порядковому номеру корпуса):

$$CB_1 = \frac{G_c CB_c}{G_c W_1}, \quad (1.23)$$

$$CB_2 = \frac{G_c CB_c}{G_c - W_1 - W_2}, \quad (1.24)$$

$$CB_2 = \frac{G_c CB_c}{G_c - W_1 - W_2 - W_3}, \quad (1.25)$$

$$CB_n = CB_{\text{сир}} = \frac{G_c CB_c}{G_c - W_1 - W_2 - W_n}. \quad (1.26)$$

*Тепловой баланс.* Для каждого корпуса многокорпусной выпарной установки тепловой баланс составляют, пользуясь уравнением (1.6) для однокорпусного аппарата.

Рассмотрим тепловой баланс многокорпусной вакуум-выпарной прямоточной установки (рис. 1.11), первый корпус которой обогревается свежим насыщенным водяным паром. Расход свежего (первичного) пара  $D_1$  кг/с, его энтальпия  $I_{r1}$  кДж/кг и температура  $\theta_1$  °С.

После первого корпуса отбирается  $E_1$  кг/с и после второго корпуса  $E_2$  кг/с экстра-пара. Соответственно, расход вторичного пара из первого корпуса, направляемого в качестве греющего во второй корпус, составляет  $(W_1 - E_1)$  кг/с и вторичного пара из второго корпуса, греющего третий корпус  $(W_2 - E_2)$  кг/с, где  $W_1$  и  $W_2$  – массы воды, выпариваемой в первом и втором корпусах соответственно.

Уравнения тепловых балансов корпусов:

*первый корпус:*

$$Q_1 = D_1(I_{r1} - c_1'\theta_1) = G_{\text{н}}c_0(t_{K1} - t_0) + W_1(I_1 - c_1''t_{K1}) + Q_{\text{конц1}} + Q_{\text{пот1}}; \quad (1.27)$$

*второй корпус:*

$$Q_1 = (W_1 - E_1)(I_1 - c_2'\theta_1) = (G_{\text{н}} - W_1)c_1(t_{K2} - t_{K1}) + W_2(I_2 - c_2''t_{K2}) + Q_{\text{конц2}} + Q_{\text{пот2}}; \quad (1.28)$$

*третий корпус:*

$$Q_1 = (W_2 - E_2)(I_2 - c_3'\theta_3) = (G_{\text{н}} - W_1 - W_2)c_2(t_{K3} - t_{K2}) + W_3(I_3 - c_3''t_{K3}) + Q_{\text{конц3}} + Q_{\text{пот3}}, \quad (1.29)$$

где  $t_0$  – температура исходного раствора;  $c_0$  – средняя удельная теплоемкость исходного раствора;  $t_{K1}$ ,  $t_{K2}$ ,  $t_{K3}$  – температуры кипения раствора по корпусам;  $c_1$ ,  $c_2$ ,  $c_3$  – средние теплоемкости раствора по корпусам;  $\theta_1$ ,  $\theta_2$ ,  $\theta_3$  – температура конденсации греющего пара по корпусам;  $c_1'$ ,  $c_2'$ ,  $c_3'$  – средние удельные теплоемкости конденсата греющего пара по корпусам;  $c_1''$ ,  $c_2''$ ,  $c_3''$  – средние удельные теплоемкости воды (в пределах от 0 °С до соответствующих температур кипения раствора по корпусам);  $Q_{\text{конц1}}$ ,  $Q_{\text{конц2}}$ ,  $Q_{\text{конц3}}$  – теплоты концентрирования раствора по корпусам;  $Q_{\text{пот1}}$ ,  $Q_{\text{пот2}}$ ,  $Q_{\text{пот3}}$  – потери тепла в окружающую среду по корпусам.

Потери тепла в окружающую среду по корпусам принимают равными 3...5% от  $Q_1$ ,  $Q_2$  и  $Q_3$  соответственно.

Если раствор поступает в первый корпус предварительно нагретым до температуры его кипения в этом корпусе, т.е.  $t_0 = t_{K1}$ , то в уравнении (1.27) член  $G_{\text{н}}c_0(t_{K1} - t_0) = 0$ .

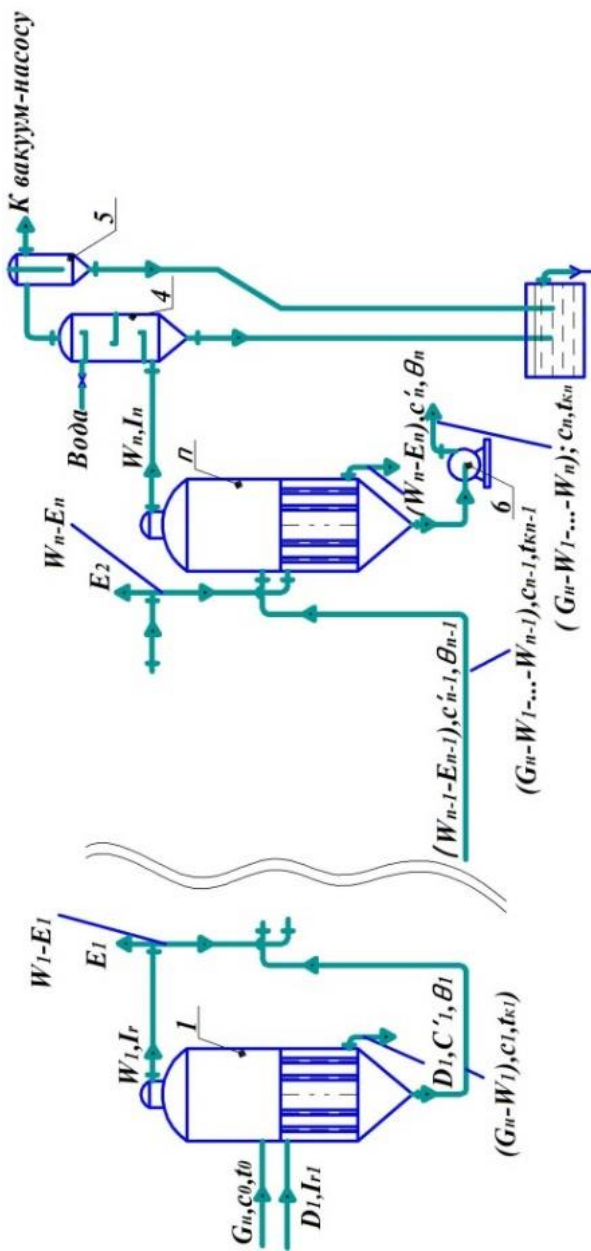


Рис. 1.11. Материальные и тепловые потоки многокорпусной выпарной установки:  
 1, ..., n – корпуса; 4 – барометрический конденсатор; 5 – ловушка; 6 – насос

Вместе с тем, в вакуум-выпарной установке с параллельным движением греющего пара и раствора вследствие самоиспарения последнего члены теплового баланса, выражающие расход тепла на нагревание раствора до температуры кипения в данном корпусе, во всех корпусах (кроме первого) будут иметь отрицательное значение. В частности, для трехкорпусной вакуум-установки  $t_{K2} < t_{K1}$  и  $t_{K3} < t_{K2}$ .

В систему уравнений теплового баланса входит число неизвестных, на единицу больше числа самих уравнений. Так, уравнения (1.27) – (1.29) включают четыре неизвестных:  $D_l$ ,  $W_1$ ,  $W_2$  и  $W_3$ . Для того чтобы сделать эту систему уравнений разрешимой, ее дополняют уравнением материального баланса по выпариваемой воде, которое в данном случае имеет вид:

$$W = W_1 + W_2 + W_3, \quad (1.30)$$

где  $W$  – общее количество выпариваемой в установке воды, определяемое по уравнению материального баланса.

Обобщая уравнения теплового баланса, напишем выражение его для любого  $n$ -го корпуса многокорпусной выпарной прямоточной установки: (1.31)

$$Q_n = (W_{n-1} - E_{n-1})(I_{n-1} - c'_n \theta_n) = (G_n - W_1 - W_2 - \dots - W_{n-1}) \times \\ \times c_{n-1}(t_{Kn} - t_{Kn-1}) + W_n(I_n - c''_n t_{Kn}) + Q_{\text{конци}} + Q_{\text{потн}}. \quad (1.31)$$

Соответственно уравнение материального баланса по воде:

$$W = W_1 + W_2 + W_3 + \dots + W_m + \dots + W_n, \dots, \quad (1.32)$$

где  $n$  – число корпусов установки.

Выражения тепловых балансов изменяются в соответствии со схемой движения потоков греющего пара и раствора в многокорпусной установке (противоток, параллельное питание исходным раствором и т.д.). Из уравнений теплового баланса определяют расходы греющего пара и тепловые нагрузки корпусов.

Расчет материального и теплового балансов позволит не только определить количество выпариваемой воды и тепла для ее удаления, но и количество вторичного пара, которое можно отвести и использовать на других участках производства, снижая таким образом общезаводские энергозатраты.

### Контрольные вопросы

1. Цель работы выпарной станции в свеклосахарном производстве.
2. Химические изменения, происходящие в соке при выпаривании. Их причины и последствия.
3. Механизм процесса теплопередачи через стенку от пара к жидкости.
4. Что показывает коэффициент теплопередачи?
5. Движущая сила процесса теплопередачи.
6. Механизм процесса выпаривания в кипящем слое.
7. Механизм процесса выпаривания в пленке.
8. Количество воды, удаляемой при выпаривании.
9. Принцип расчета материального баланса выпарной установки для одного или нескольких корпусов
10. Факторы, влияющие на работу выпарной станции.

## 2. АППАРАТУРНОЕ ОФОРМЛЕНИЕ ПРОЦЕССА ВЫПАРИВАНИЯ

---

Процессы выпаривания проводят под вакуумом, при повышенном и атмосферном давлениях. Выбор давления связан со свойствами выпариваемого раствора и возможностью использования тепла вторичного пара.

На сахарных предприятиях сгущение сиропа проводят под вакуумом, т.к. при выпаривании под вакуумом становится возможным проводить процесс при более низких температурах, что важно в случае концентрирования растворов веществ, склонных к разложению при повышенных температурах. Кроме того, применение вакуума дает возможность использовать в качестве греющего агента, кроме первичного пара, вторичный пар самой выпарной установки, что снижает расход первичного греющего пара. Вместе с тем при применении вакуума удорожается выпарная установка, поскольку требуются дополнительные затраты на устройства для создания вакуума (конденсаторы, ловушки, вакуум-насосы), а также увеличиваются эксплуатационные расходы.

Выпарные аппараты являются важнейшим элементом тепловых схем сахарного завода. Они должны иметь хорошие теплотехнические показатели (высокие значения коэффициентов теплопередачи, устойчиво работать при низких значениях температурных напоров), а также надежны в эксплуатации.

Сок сгущается в выпарных аппаратах с трубчатой поверхностью теплообмена, обогреваемых насыщенным паром температурой более высокой, чем температура кипения сока. Поэтому за счет градиента температур теплота пара через поверхность нагрева передается соку. Греющий пар омывает кипяtilьные трубы снаружи и при соприкосновении со стенкой конденсируется. При этом выделяется теплота конденсации, которая передается через стенку соку, в результате чего сок начинает кипеть. Происходит как бы обмен скрытой теплотой: греющий пар отдает теплоту конденсации и удаляется из греющей камеры в виде конденсатной воды, а вода из сока, получив эту теплоту (теплота испарения), выводится в виде вторичного пара [22].

За последние два десятилетия, используемые на сахарных заводах схемы выпарных установок были значительно модернизированы.



Хотя по-прежнему наиболее распространенной продолжает оставаться пятикорпусная (в пять ступеней испарения) выпарная установка с последовательным движением пара и сока от первой ступени испарения до последней, все шире начали применяться 6- и 7-корпусные выпарные установки, появились сведения о 8- и 9-корпусных выпарных установках. Усложнились схемы движения сока и пара по корпусам – начали использоваться элементы противотока движения пара и сока по ступеням испарения выпарной установки. Однако, несмотря на все имеющиеся разнообразия, все это выпарные установки с поверхностным теплообменом [32, 37].

Отсутствуют данные об использовании в сахарной промышленности адиабатных выпарных или иных методов удаления воды из сахарного раствора, хотя поиски по созданию более дешевых поверхностных испарителей не прекращаются. Широкое применение пятикорпусных выпарных установок объясняется тем, что при использовании выпарных аппаратов с естественной циркуляцией необходимо обеспечить достаточные перепады температур на каждой из ступеней испарения, а диапазон температур, в котором может работать выпарная установка (от 135 до 90 °С), как правило, не позволяет обеспечить эффективную работу более 5 ступеней [37].

Использование пленочных выпарных аппаратов позволило снизить величины требуемых теплоперепадов на ступенях выпарной установки и увеличить количество корпусов выпарной установки до 9. При этом температура кипения сока в первом корпусе повышается до 129...135 °С, а температура вторичного пара последнего корпуса поддерживается на уровне 90 °С [32, 37 – 42].

Исходя из технологических требований, выпарные аппараты должны обеспечивать минимальные величины времени пребывания в них сахарного раствора, поскольку именно этот параметр определяет величины потерь сахара от термического разложения и нарастание цветности. Длительность пребывания раствора приобретает особое значение в связи со стремлением повысить температурный режим выпарной установки, что является одним из основных условий переноса пароотборов на последние ступени испарения с целью повышения кратности испарения выпарной установки.

Выпарные аппараты с многократной естественной циркуляцией, эксплуатируемые в настоящее время на свеклосахарных заводах, имеют существенные недостатки. В них длительное время при высокой температуре находится большое количество выпариваемого сока.

Из-за нарушения режима циркуляции и колебания уровня сока в кипятельных трубах пригорает сахар на поверхностях теплообмена, нарастает цветность и повышается разложение сахарозы. Так как для сахарной промышленности выпарные аппараты с естественной циркуляцией остаются практически единственным типом, то используются однопроходные выпарные аппараты пленочно-прямоточного типа (ВАПП) [22, 23, 32, 37 – 42].

## **2.1. КОНСТРУКЦИЯ И ПРИНЦИП РАБОТЫ ПЛЕНОЧНОГО ВЫПАРНОГО АППАРАТА**

В пленочном выпарном аппарате осуществляется сгущение диффузионного сока (технического раствора сахара) путем испарения из него воды. В качестве теплоносителя используется греющий пар. Образующийся вторичный пар (выпар, ВП) используется для снабжения других пленочных выпарных аппаратов или иных потребителей пара.

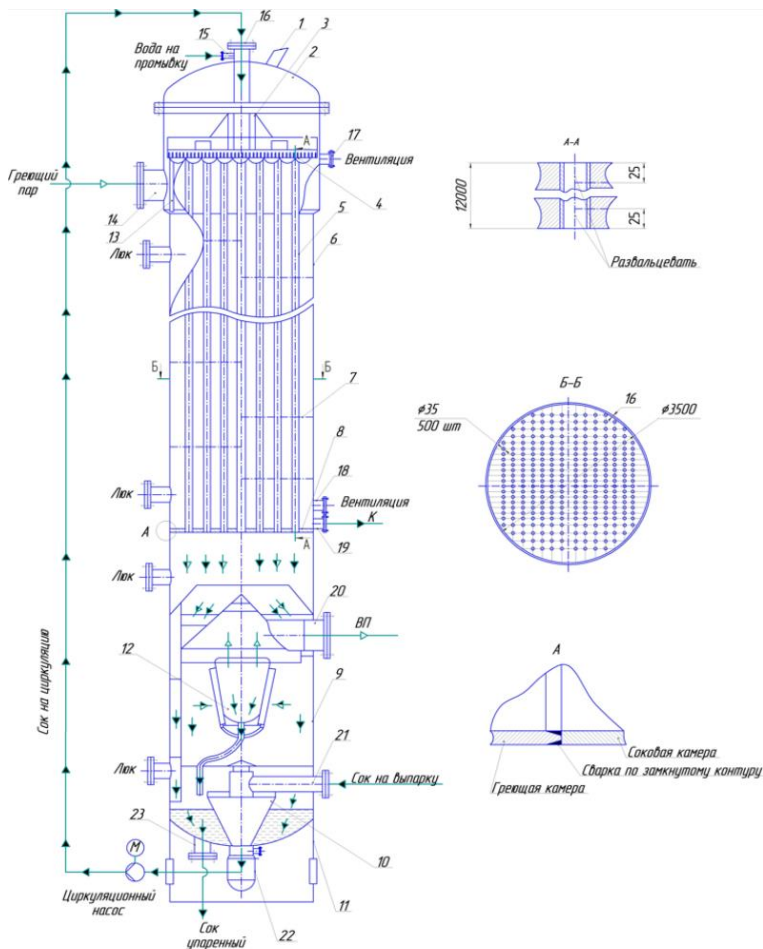
Эффективность работы выпарного аппарата показывает коэффициент теплопередачи.

Аппарат состоит из следующих основных сборочных узлов: купола распределителя 2; сокораспределителя 3; нагревательной камеры с греющими трубами 6; соковой/выпарной камеры 9 и вертикальной опорной рамы 11 (рис. 2.1).

Подаваемый через штуцер входа сока на циркуляцию (выпарку) 21 технический раствор сахара поступает во внутренне соковое пространство на дно соковой/выпарной камеры. С помощью циркуляционного насоса через штуцер 22 сок из внутреннего пространства соковой камеры подается в купол распределителя 2.

Купол распределителя 2 представляет собой сварную конструкцию. Он состоит из верхней сводчатой крышки, входного патрубка 16 для перекачиваемого сока и фланца, в куполе имеется штуцер для подвода аварийной воды 15. Устройство для переноса 1 является вспомогательным средством для размещения на нем купола распределителя с соседнего пленочного выпарного аппарата. Купол распределителя соединен с нагревательной камерой 6 посредством фланцевого соединения.

В верхней части нагревательной камеры 6 установлен сокораспределитель 3, который обеспечивает равномерное смачивание внутренних стенок нагревательных труб. Сок стекает тонким слоем внутри нагревательных труб 5, причем часть содержащейся в нем воды испаряется.



**Рис. 2.1. Устройство пленочного прямоточного выпарного аппарата:**

- 1 – устройство для переноса; 2 – купол распределителя;
- 3 – сокораспределитель; 4 – трубная решетка верхняя;
- 5 – трубы нагревательные; 6 – нагревательная камера; 7 – опорные листы;
- 8 – трубная решетка нижняя; 9 – соковая камера; 10 – конусная перегородка между наружным и внутренним соковым пространством; 11 – вертикальная опорная рама; 12 – сепаратор; 13 – дефлекторный распределитель пара;
- 14 – вход пара; 15 – штуцер для аварийной воды; 16 – штуцер входной для циркуляционного сока; 17 – патрубок вентиляционный верхний;
- 18 – патрубок вентиляционный нижний; 19 – патрубок для отвода конденсата; 20 – выход вторичного пара (ВП); 21 – вход сока на циркуляцию (выпарку); 22 – циркулирующий сок; сторона всасывания; 23 – выход сока (сироп)

Сокораспределитель представляет собой кольцо-насадку. Резьба на наружной поверхности кольца заставляет сок растекаться по всему периметру трубки и в виде устойчивой пленки под действием силы тяжести стекать вниз. Пар, прорвав пленку, попадает непосредственно в паровой поток, протекающий по трубе. Пар выходит через трубку насадки, и так как эмульсии нет, то он не нуждается в сепарации; таким образом, отпадает надобность в надсоковом пространстве аппарата.

Нагревательная камера 6 через фланцевое соединение крепится с куполом распределителя. Внутри нагревательной камеры 6 установлены трубные решетки (4 – верхняя, 8 – нижняя) в которых закреплены (завальцованы) нагревательные трубы 5 (разрез А-А), внутри которых пленкой сверху вниз стекает сок. Для жесткости конструкции нагревательные трубы укреплены опорными листами 7. Греющий пар подается в межтрубное пространство под давлением через патрубок 14. В корпусе греющей камеры есть два вентиляционных клапана 17 и 18, которые обеспечивают удаление неконденсируемых газов из нагревательной камеры.

Греющий пар конденсируется на наружной поверхности нагревательных труб. Конденсат (К) стекает через нижний патрубок 19 нагревательной камеры.

После нагревательной камеры образующийся выпар (вторичный пар, ВП) поступает параллельно соку вниз (принцип прямотока) внутри нагревательных труб (разрез Б-Б) вместе с концентрированным соком в соковую/выпарную камеру. Нагревательная (греющая) камера соединяется с соковой/выпарной камерой посредством сварного соединения (вид А).

Соковая камера 9 представляет собой сварную конструкцию из нескольких рамных профилей, нижнего сводчатого дна и вертикальной рамы 11. В верхней части соковой/выпарной камеры имеется встроенный сепаратор 12, на котором происходит разделение жидкой и паровой фазы (выпара, ВП), Вторичный пар (ВП, выпар) отводится через патрубок 20.

В нижней зоне соковой/выпарной камеры концентрированный сок поступает в наружное соковое пространство и выпускается в регулируемом режиме из пленочного выпарного аппарата через патрубок 23. Избыточный сок перетекает через край конусной перегородки 10 из наружного сокового пространства во внутреннее и смешивается с поступающим соком, после чего эта смесь вновь поступает

на циркуляцию для дальнейшего упаривания, при этом процесс повторяется до получения упаренного раствора с заданным содержанием в соке СВ. По всей высоте колонны имеются люки для проведения осмотра и профилактического обслуживания аппарата.

Замена корпуса с многократной естественной циркуляцией на два пленочных прямоточных аппарата позволяет при повышенном отборе диффузионного сока получать сироп с расчетной концентрацией сухих веществ и сократить расход греющего пара на сгущение.

Применение пленочной выпарки, работающей без образования смеси пара и сока и поэтому не имеющей гидростатических потерь разности температур и ловушек для сока, увлекаемого при кипении, позволит увеличить кратность испарения под давлением с трех до четырех.

## **2.2. УСТРОЙСТВО И ПРИНЦИП РАБОТЫ ВЫПАРНОЙ СТАНЦИИ**

Очищенный сульфитированный свекловичный сок II сатурации, представляющий собой жидкость с содержанием сухих веществ СВ 17,4% после подогрева в теплообменниках ТО1 и ТО2 (ТО1,2) направляется на стадию предварительного выпаривания в корпус 4А выпарной установки (ВУ) (рис. 2.2).

После частичного упаривания и подогрева в теплообменном оборудовании ТО (3, 4, 5) сок с содержанием СВ 19,46% поступает в корпус 1А основной батареи выпарной установки (ВУ), состоящей из 8 корпусов, соединенных последовательно по направлению перетекания сока.

После прохождения всех стадий упаривания в корпусах 1А-1Б-2А-2Б-3А-3Б-4Б-5 из выпарной установки выходит сироп с содержанием СВ 72,6%, который транспортируется на стадию фильтрования сиропа.

В соответствии с технологической схемой (рис. 2.2) корпуса ВУ включены по обогреву паром в две параллельные линии: 1А-2А-3А-4А и 1Б-2Б-3Б-4Б-5. В качестве греющего агента для удаления воды из сока используют водяной пар. Этот пар подается из парогенератора ТЭЦ к корпусам 1А и 1Б параллельными потоками. Вторичный пар (выпар, ВП) образуется при выпаривании кипящего свекловичного сока.

Каждый второй и последующие корпуса линий А и Б ВУ обогреваются вторичным паром (выпаром, ВП) предыдущего корпуса соответствующей линии. Реализуется параллельная схема питания паром линий А и Б выпарной установки (ВУ).

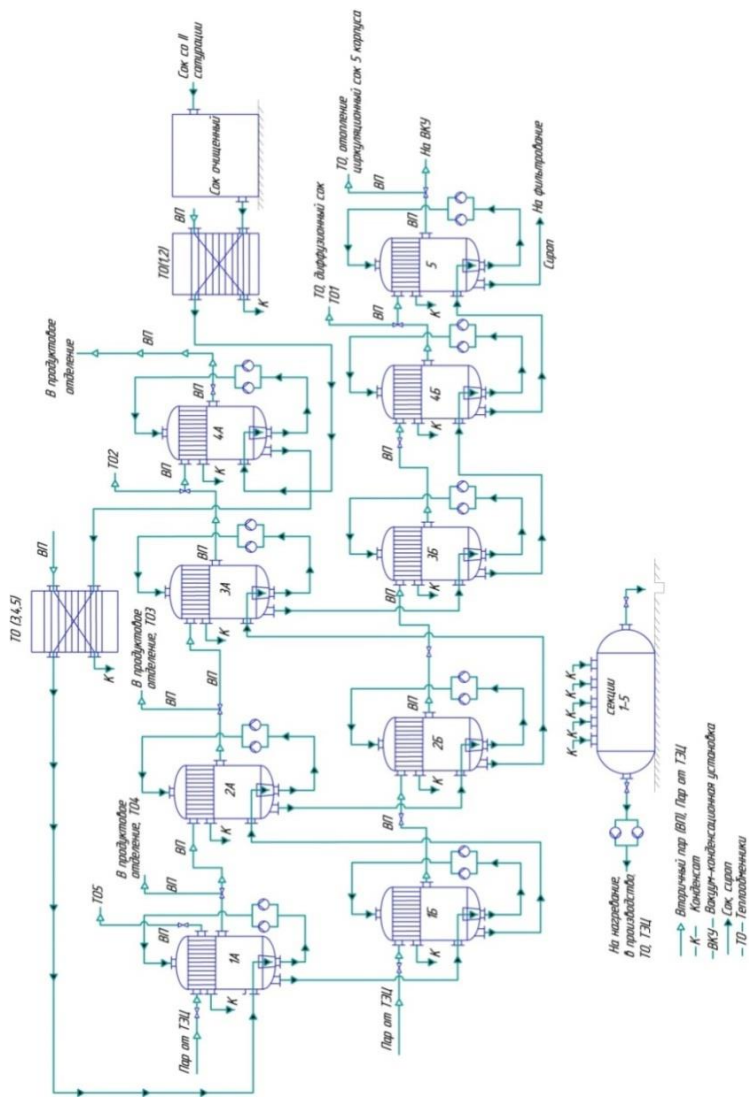


Рис. 2.2. Выпарная станция свеклосахарного производства производительностью 20 000 т/сут по перерабатываемой свекле

Часть вторичного пара (ВП) на отдельных корпусах ВУ отбирается на технологические нужды (продуктовое отделение, нагрев диффузионного, очищенного и циркуляционного сока и др.). Таким образом, многократное использование греющего пара в выпарной установке и рациональное потребление теплоты вторичного пара, конденсатов и т.д. значительно снижают расход условного топлива.

В таблице 2 представлена информация по распределению параметров греющего пара, вторичного пара и содержанию сухих веществ СВ по корпусам ВУ.

Между корпусами установки сок перемещается самотеком от корпуса к корпусу. Для осуществления циркуляции сока в каждом корпусе необходимо вспомогательное оборудование – циркуляционные насосы, включенные в циркуляционный контур. Для обеспечения бесперебойной работы установки для случая внештатной ситуации предусмотрены дублирующие, резервные циркуляционные насосы, которые включены параллельно основным насосам.

## 2. Параметры сред по корпусам ВУ

Параметры сред при вариантах работы заода	Параметры греющего пара		Параметры вторичного пара		Сухие вещества	
	$P_{гп}$ бар (абс)	$T_{гп}$ , °C	$P_{вп}$ бар (абс)	$T_{вп}$ , °C	$СВ_{пн}$ , %	$СВ_{к}$ , %
I-А корпус ВУ	2,83	131,6	2,38	125,8	19,46	22,5
I-Б корпус ВУ	2,83	131,6	2,38	125,8	22,5	26,1
II-А корпус ВУ	2,34	125,3	1,92	119,0	26,1	30,0
II-Б корпус ВУ	2,34	125,3	1,92	119,0	30,0	36,3
III-А корпус ВУ	1,88	118,5	1,35	108,2	36,3	43,0
III-Б корпус ВУ	1,88	118,5	1,35	108,2	43,0	55,18
IV-А корпус ВУ	1,32	107,7	1,08	101,8	17,4	19,46
IV-Б корпус ВУ	1,32	107,7	0,94	98,0	55,18	65,04
V корпус ВУ	0,93	97,5	0,68	86,2	65,04	72,6

## Насосы СКМ

Основные теоретические положения и понятия о насосах приведены в Прил. В. Для перекачивания воды, сока и других технологических жидкостей в сахаросвекольном производстве предназначены насосы типа СКМ с водородным показателем рН от 6 до 13 ед., температурой от 5 до 95 °С и плотностью 1000-1320 кг/м<sup>3</sup>, вязкостью от 1 до 22 мм<sup>2</sup>/с, содержанием взвешенных частиц от 5 до 300 г/л.

Структурная схема условных обозначений насосов:

С К М XXX – XX – XX,

где С – насос для свекольного производства; К – консольный; М – массный; XXX – подача в номинальном режиме, м<sup>3</sup>/ч; XX – напор в номинальном режиме, м; XX – обозначение модификации в части исполнения корпуса.

Пример условного обозначения насосов с подачей 150 м<sup>3</sup>/ч, напором 60 м: СКМ 150-60.

Структурная схема условного обозначения агрегатов:

А СКМ XXX – XX,

где А – отличительный индекс агрегата; СКМ XXX – XX – обозначение насоса в составе агрегата.

Пример условного обозначения агрегата, в состав которого входит насос СКМ 150-60: АСКМ 150-60.

Агрегаты (рис. П.9) состоят из насоса и двигателя, установленных на общей раме и соединенных втулочно-пальцевой муфтой, закрытой ограждением.

Показатели надежности насосов при эксплуатации в рабочем интервале:

- средняя наработка на отказ не менее 2000 часов,
- средний ресурс до капитального ремонта не менее 8000 часов,
- средний полный срок службы до списания не менее 2 лет.

Критерием отказа являются:

- повышение температуры корпуса подшипника свыше 80 °С;
- уровень вибрации в рабочем интервале более 11,2 мм/с;
- износ втулки сальника, при котором утечка через сальниковое уплотнение не поддается регулированию поджатием или заменой сальниковой набивки.



Насосы (рис. П.10) – центробежные, горизонтальные, консольные, одноступенчатые с осевым подводом перекачиваемой жидкости.

Базовой деталью является литой чугунный корпус 3 со спиральным отводом, патрубок которого направлен вертикально вверх.

К корпусу насоса крепится выемная часть 4, состоящая из статорных и роторных деталей.

К фланцу кронштейна, со стороны полумуфты насоса, болтами 5 крепится стойка 6.

При помощи стойки и лап, выполненных на корпусе, насос крепится к фундаментной раме.

Основной статорной деталью выемной части (рис. П.11) является кронштейн 2, в расточках которого установлены подшипники качения радиального типа (поз. 19), и радиально-упорного типа (поз. 12), служащие опорами ротора насоса.

Ротор насоса (рис. П.12) состоит из вала, колеса рабочего 3, импеллера 5, гильзы защитной 7, полумуфты насоса 10, крепежных и других деталей.

Разгрузка ротора от осевой силы осуществляется с помощью разгрузочных лопаток, выполненных на основном диске рабочего колеса. Остаточная осевая сила воспринимается радиально-упорными подшипниками 12 (рис. П.11).

Смазка подшипников взаимозаменяемая: жидкая картерная – масло И-12А или пластичная Литол-24. Пополнение смазки в подшипниках осуществляется при помощи штатных масленок, установленных на кронштейне.

В насосе установлено комбинированное концевое уплотнение, состоящее из импеллера 23 (рис. П.10) и сальниковой набивки.

Разрезные кольца 5 мягкой сальниковой набивки поджимаются буксами 6 и 21. Кольцо 3 предохраняет от выдавливания набивки во внутреннюю полость насоса (в случае установки нескольких колец набивки перед кольцом гидрозатворным 4).

Полное устранение утечки перекачиваемой жидкости, неизбежной при эксплуатации насоса с сальниковым уплотнением, достигается в бессальниковом насосе.

Для уменьшения утечки рабочей жидкости, для смазки трущихся поверхностей, колец сальниковой набивки в полость кольца гидрозатворного 4 при помощи пресс-масленки 13 набивается консистентная смазка Литол-24 ГОСТ 21150–87. Смазка уменьшает вероятность

проникновения атмосферного давления в полость насоса при давлении на входе ниже атмосферного.

Для промывки насоса после остановки предусмотрен подвод пара через штуцер 31 (при подаче пара пробка слива должна быть закрыта).

Маркировка насосов выполнена на табличке, прикрепленной к кронштейну и содержит следующие данные:

- наименование и товарный знак предприятия-изготовителя;
- условное обозначение насоса;
- массу насоса;
- год выпуска;
- порядковый номер насоса по системе нумерации предприятия – изготовителя;
- клеймо технического контроля.

На корпусе насосов указывается методом клеймения порядковый номер насоса.

Направление вращения ротора указано стрелкой на корпусе насоса. Стрелка окрашена в красный цвет.

Монтаж агрегатов проводится в следующей последовательности.

1. Проверяется горизонтальность фундамента в продольном и поперечном направлениях в соответствии с действующими строительными нормами;

2. Устанавливаются фундаментные болты в колодцы фундамента в положение, соответствующее расположению отверстий в фундаментной раме;

3. Колодцы заливаются цементным раствором;

4. После затвердения цементного раствора производится выставка агрегатов в горизонтальной плоскости. Отклонение от горизонтали не должно превышать 1,0 мм/м. Базой для установки уровня служит фланец напорного патрубка;

5. Производится затяжка фундаментных болтов. Затяжку гаек производят в два – три приема, затягивая диаметрально противоположные болты.

6. Подсоединяется входной и напорный трубопроводы к патрубкам насоса.

Диаметры трубопроводов должны быть не меньше диаметров соответствующих патрубков насоса. Если диаметр трубопровода больше диаметра патрубка, то между ними устанавливается переходной конический патрубок с углом конусности не более 10 °.

Длина прямого участка трубы перед насосом должна быть не менее шести внутренних диаметров входного патрубка насоса. Установка арматуры на этом участке не допускается.

Смещение осей входного и напорного трубопроводов относительно патрубков насоса не должно быть более 0,5 мм, допуск параллельности фланцев – не более 0,1 мм.

#### 7. Устанавливается запорная и регулирующая аппаратура.

Рекомендуется во избежание обратного тока перекачиваемой жидкости установить на напорном трубопроводе, между насосом и задвижкой, обратный клапан;

Входной и напорный трубопроводы должны быть закреплены на самостоятельных опорах и иметь температурные компенсаторы.

Не допускается притягивать трубопроводы к насосу при монтаже. Подгонять входной и напорный трубопроводы к насосу следует за счет монтажных стыков, которые привариваются после подсоединения контрфланцев с участками трубопроводов к фланцам насоса.

Смещение осей входного и напорного трубопроводов относительно патрубков насоса должно быть не более 0,5 мм, допуск параллельности фланцев – не более 0,1 мм.

8. Производится контрольная проверка центровки агрегата после подсоединения трубопроводов.

9. Устанавливаются контрольно-измерительные приборы в соответствии с технологической схемой насосной установки.

После монтажа агрегатов осуществляются наладка и монтажные испытания, пуск и обкатка, сдача смонтированных агрегатов в эксплуатацию.

Во время эксплуатации агрегатов необходимо обеспечить контроль за его работой. После пуска агрегатов определяется давление на входе и располагаемый кавитационный запас. В процессе работы агрегатов контролируются:

- давление на входе и выходе из насоса;
- сила тока двигателя;
- мощность, потребляемая двигателем.
- температура подшипниковых опор, которая не должна превышать 80 °С;
- количество масла (при использовании жидкой смазки).
- работа сальникового уплотнения – при нормальной работе уплотнения должна наблюдаться капельная утечка;

- состояние амортизаторов упругой муфты – поверхность амортизаторов должна быть без видимых усталостных разрушений;
- затяжка резьбовых соединений;
- уровень шума и вибрации.

Насосные агрегаты должны быть остановлены при возникновении аварийных ситуаций, а именно:

- при несчастном случае;
- при нарушении герметичности насоса и технологического трубопровода;
- при появлении дыма из подшипников или уплотнения вала насоса;
- при появлении дыма, искр и запаха горячей изоляции двигателя;
- при температуре подшипников свыше 80 °С;
- при повышении утечки через уплотнение вала насоса;
- при возникновении шумов, не свойственных нормально работающему агрегату;
- при недопустимом отклонении параметров.

В насосных агрегатах периодическому обслуживанию подлежат подшипники, сальниковое уплотнение и арматура, установленная на входном и напорном трубопроводах. Требуется пополнять смазку в подшипниках через 350 – 500 часов, а полную замену смазки производить через 3000 – 4000 часов работы агрегата.

При полной замене масла необходимо удалить старое масло и промыть подшипники качения в 6-процентном растворе любого минерального масла, уайт-спирите или бензине, а внутреннюю полость кронштейна, находящуюся между подшипниками, промыть уайт-спиритом и просушить. Свободный объем подшипников и крышек заполнить с помощью масленок смазкой пластичной ЦИАТИМ-221 ГОСТ 9433–2021 или Литол-24 ГОСТ 21150–2017.

При использовании жидкой смазки после промывки подшипников и кронштейна залить в кронштейн через пробку 10 (рис. П.10) жидкую смазку – масло И-12А ГОСТ 20799–88 до верхнего уровня, указанного на указателе уровня масла 34.

При ухудшении работы или технических показателей насоса производится ревизия агрегатов. Для проведения ревизии требуется выполнить следующие работы:

- отсоединить двигатель от сети;
- закрыть задвижки на входном и напорном трубопроводах;
- опорожнить насос. В случае перекачивания насосом быстро кристаллизирующейся жидкости промыть насос горячей водой или продуть паром;

- рассоединить муфту;
- снять двигатель;
- участки входного и напорного трубопроводов допускается не отсоединять, если не требуется переносить насос на другое место. Участок входного трубопровода отсоединяется в том случае, если выработался зазор Б и его необходимо выставить при помощи паронитовых прокладок 11 со стороны входного патрубка (рис. П.10);

- отсоединить от фундаментной рамы стойку 6 (рис. П.9);
- вынуть из корпуса 3 выемную часть 4, отвернув гайки 7 крепления выемной части к корпусу (рис. П.9);

- вывернуть болт 29 и снять гайку 30 (рис. П.11);
- снять с вала колесо 27, шпонку 36;
- отвернуть гайки шпилек 25 крепления обоймы 24 к крышке 1, выпрессовать ее из расточки крышки. Снять импеллер 23;

- отвернуть гайки 33 крепления втулок 6 и 21 и фланца нажимного 32 к крышке и отодвинуть втулки в сторону подшипников. Снять втулки;

- вынуть кольца 5 сальниковой набивки, кольцо гидрозатворное 4 и кольцо 3;

- отвернуть гайки 22 крепления крышки 1 к кронштейну 2 и снять крышку;

- снять с вала гильзу защитную 26, отбойник 7;

- снять с кронштейна крышки 15 и 20.

Дальнейшая разборка рекомендуется только в случаях замены или ремонта вала; замены подшипников или замены кольца пружинного; замены или ремонта кронштейна.

В этом случае порядок разборки следующий:

- выпрессовать вал 18 с подшипниками из расточек кронштейна в сторону полумуфты (рис. П.11);

- снять гайку 8;

- снять подшипники 12;

- снять кольцо пружинное 11;

- подать вал в сторону подшипника 19 и вывести подшипник из расточки кронштейна 2;
- вынуть вал 18 из кронштейна 2;
- снять гайку 8 и подшипник 19.

Перед сборкой насоса необходимо тщательно очистить и протереть все детали. Детали, на которых обнаружены дефекты, отремонтировать или заменить запасными.

Сборка насоса осуществляется в обратном порядке. Рекомендуется перед посадкой подшипников 12 на вал 8 нагреть их в минеральном масле до температуры от 80 до 100 °С. Перед установкой защитной гильзы 26 необходимо проверить вращение ротора. Ротор должен вращаться легко, без задеваний.

Особое внимание при ревизии следует обратить на детали ротора, посадочные размеры, величины биений.

При замене деталей ротора необходимо произвести его балансировку.

Повторное применение паронитовых прокладок и резиновых уплотнительных колец не допускается.

После сборки насоса проверить легкость вращения вала, количество и качество масла, затяжку всех крепежных деталей.

Для поддержания эксплуатационных качеств за период срока службы насос подвергается следующим видам ремонта: текущему и капитальному.

Текущий ремонт представляет собой минимальный по объему работ вид ремонта, при котором обеспечивается нормальная эксплуатация насоса до очередного планового ремонта.

Во время текущего ремонта, при необходимости, выполняется промывка подшипников и полная смена смазки или только пополнение смазки в подшипниках, производится замена сальниковой набивки.

Замена сальниковой набивки выполняется без разборки насоса. Для удаления старой набивки необходимо отвернуть гайки 33 крепления втулок 6 и 21 и фланца нажимного 32 (рис. П.11), отодвинуть втулки и фланец нажимной в сторону подшипников и извлечь кольца набивки. При помощи специального приспособления нарезать сальниковую набивку. Перед установкой колец набивки для улучшения работы сальникового уплотнения необходимо выполнить обжатие колец.

Установку колец набивки выполнить по одному со смещением разрезов (стыков) на 180°.

Капитальный ремонт заключается в полной разборке и дефектации всех деталей насоса, в замене или ремонте всех составных частей с целью восстановления показателей насоса (например, снижение напора), с последующей сборкой, регулировкой и испытанием. Капитальный ремонт выполняется силами стационарных ремонтных предприятий.

### **Контрольные вопросы**

1. Устройство пленочного прямоточного выпарного аппарата.
2. Принцип работы пленочного прямоточного выпарного аппарата.
3. Преимущества и недостатки пленочного аппарата по сравнению с аппаратом с кипящим слоем.
4. Схема многокорпусной выпарной установки с потоками.
5. Принцип работы многокорпусной выпарной установки.
6. Технологические режимы работы многокорпусной выпарной установки.
7. Места отбора проб и основные технологические показатели сиропа, проверяемые на выпарной станции.
8. Перечислите, из каких аппаратов состоит выпарная станция в свеклосахарном производстве.
9. По каким основным параметрам осуществляется выбор насоса?
10. Что такое производительность насоса?
11. Что характеризует напор насоса?
12. На что расходуется мощность насоса?
13. Что такое кавитация и когда возникает данное явление?

### 3. РАСЧЕТ МНОГОКОРПУСНОЙ ВЫПАРНОЙ УСТАНОВКИ

---

Для сгущения очищенного сока II сатурации с начальной массовой долей сухих веществ от 14...16% до сиропа с массовой долей сухих веществ 65...70% применяют выпарные установки, состоящие из отдельных корпусов – выпарных аппаратов. По числу корпусов в сахарном производстве эксплуатируются трех- и четырехкорпусные установки с концентратором, четырехкорпусные с нулевым корпусом, пятикорпусные [33].

Целью расчета является определение поверхности нагрева выпарных аппаратов. По результатам расчета по нормальям подбирают стандартное оборудование.

Схематично порядок расчета представлен на рис. 3.1.

На *первом этапе* осуществляется выбор типа и конструкции выпарного аппарата. Тип и конструкцию выпарного аппарата выбирают на основании характеристики выпариваемого раствора, т.е. с учетом вязкости, плотности, поверхностного натяжения и других физических показателей сока. С учетом свойств раствора также определяют материал, из которого должен быть изготовлен аппарат. Для выпарных аппаратов стадии получения сахарного сиропа рекомендуется коррозионностойкая (нержавеющая) сталь 12X18H10T с коэффициентом теплопроводности  $\lambda = 17,5$  Вт/(м·град).

Выбор типа аппарата производят по каталогу на выпарные аппараты [44]. В предварительном расчете задают диаметр и высоту трубок, равную средней высоте трубок, приведенных в каталоге для данного типа выпарного аппарата.

*Второй этап.* Составление материального баланса и определение общего количества выпариваемой воды  $W$  (уравнение 1.22). Расчет ведется, как правило, на 100 кг перерабатываемой свеклы, т.е. на сгущение поступает 125 кг очищенного сока II сатурации.

*Третий этап.* Определение массы воды, выпариваемой по корпусам  $W_i$ . Распределение расходов выпаренной воды по корпусам производят на основании опытных данных. Как правило, принимается соотношение  $W_1:W_2:W_3 = 1:1,1:1,2$ .



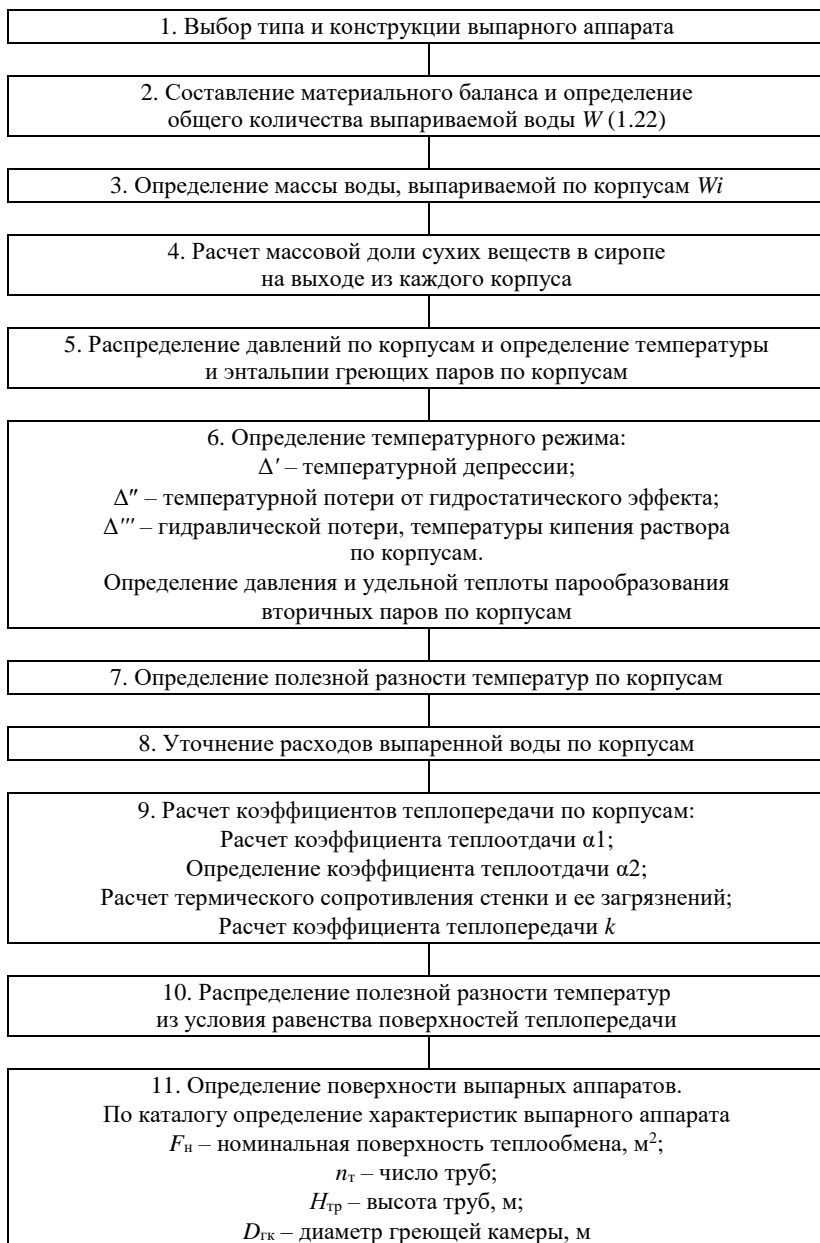


Рис. 3.1. Порядок расчета многокорпусной установки

При этом учитывается отбор экстрапара  $E_i$  из каждого корпуса выпарной установки в процентах к массе перерабатываемой свеклы, который используется для технологических нужд на других технологических участках производства. Предварительно принимаются ориентировочные количества паров самоиспарения из каждой конденсатной колонки, поступающих в корпуса выпарной установки  $e_i$ , % к массе свеклы. Фактические пароотборы из корпусов выпарной установки с учетом паров самоиспарения составляют:

$$E_{\Phi i} = E_i - e_i. \quad (3.1)$$

Для определения массы воды, выпариваемой по корпусам  $W_i$  решается система уравнений:

$$\begin{aligned} W_1 &= W_1, \\ W_i &= W_i - 1 - E_{\Phi} (i - 1), \\ W &= \Sigma W_i. \end{aligned} \quad (3.2)$$

*Четвертый этап.* Расчет массовой доли сухих веществ в сиропе на выходе из каждого корпуса

Для прямоточной выпарной установки

$$CB^I = \frac{G_c CB_c}{G_c - W_1}, \quad (3.3)$$

$$CB^{II} = \frac{G_c CB_c}{G_c - W_1 - W_2}, \quad (3.4)$$

$$CB^{III} = \frac{G_c CB_c}{G_c - W_1 - W_2 - W_3}. \quad (3.5)$$

Средние концентрации в аппаратах рассчитываются как среднее арифметическое. Для первого аппарата это

$$CB_{cp}^I = \frac{(G_c CB^I)}{2} \text{ и т.д.}$$

*Пятый этап.* Распределение давлений по корпусам.

Общий перепад давлений в установке

$$\Delta P_{\text{общ}} = P_{r1} - P_{\text{бк}}, \quad (3.6)$$

где  $P_{r1}$  – давление греющего пара, поступающего в 1 корпус установки, Па;  $P_{\text{бк}}$  – давление в барометрическом конденсаторе, Па.

Общий перепад давлений распределяют поровну по всем корпусам

$$\Delta P = \frac{\Delta P_{\text{общ}}}{n}, \quad (3.7)$$

где  $n$  – число корпусов.

Тогда давление греющего пара во втором и последующих корпусах

$$P_{r2} = P_{r1} - \Delta P, \quad (3.8)$$

$$P_{ri} = P_{r1} - (i - 1) \Delta P. \quad (3.9)$$

По давлениям паров пользуясь таблицами «Свойства насыщенного водяного пара в зависимости от давления» [47] находят температуры и энтальпии греющих паров по корпусам.

*Шестой этап.* Определение температурного режима.

Если известны температуры греющего пара по корпусам, то температуры кипения раствора можно определить по следующей формуле

$$t_{\text{кип}i} = t_{ri} + \Delta'''_i + \Delta''_i + \Delta'_i, \quad (3.10)$$

где  $t_{ri}$  – температура греющего пара;  $\Delta'$  – температурная депрессия;  $\Delta''$  – температурная потеря от гидростатического эффекта;  $\Delta'''$  – гидравлическая потеря.

Для расчета температурной депрессии и гидростатического эффекта определяем температуру вторичного пара по корпусам. Для чего задаемся гидравлической потерей, которая вызвана изменением давления вторичного пара вследствие гидравлических сопротивлений между корпусами выпарной установки. Обычно величина гидравлической депрессии принимается равной 1...1,5 °С. Приняв значение гидравлических потерь, можно определить температуры вторичных паров по корпусам

$$t_{\text{вт}1} = t_{r1} + \Delta''_1, \quad (3.11)$$

$$t_{\text{вт}i} = t_{ri} + \Delta''_i, \quad (3.12)$$

$$t_{\text{вт}n} = t_{\text{ок}} + \Delta''_n. \quad (3.13)$$

По найденным температурам определяют давления и удельные теплоты парообразования вторичных паров по корпусам, пользуясь таблицами [47].

Гидростатическая депрессия зависит от высоты уровня раствора в аппарате, интенсивности циркуляции раствора, плотности парожидкостной эмульсии. Для любого корпуса величина ее находится по формуле

$$\Delta'' = t_{\text{ср}} - t_{\text{вт}}, \quad (3.14)$$

где  $t_{\text{ср}}$  – температура кипения раствора, соответствующая давлению в среднем слое раствора  $P_{\text{ср}}$ , величина которого определяется по формуле

$$P_{\text{ср}} = \frac{P_{\text{вт}} + H_{\text{ур}}}{2\rho_{\text{р-ра}} g}, \quad (3.15)$$

где  $P_{\text{вт}}$  – давление вторичного пара;  $H_{\text{ур}}$  – оптимальная высота уровня по водомерному стеклу, м, которая при выпаривании водных растворов в выпарных аппаратах с естественной циркуляцией рассчитывается по формуле

$$H_{\text{ур}} = [0,26 + 0,0014 \cdot (\rho_{\text{р}} - \rho_{\text{в}})] \cdot H, \quad (3.16)$$

где  $H$  – рабочая высота трубы, м;  $\rho_{\text{р}}$ ,  $\rho_{\text{в}}$  – плотности раствора и воды при температуре кипения, кг/м<sup>3</sup>.

Для выбора рабочей высоты трубы  $H$  необходимо ориентировочно оценивать поверхность теплопередачи выпарного аппарата. Можно принять удельную тепловую нагрузку аппаратов с естественной циркуляцией раствора  $q = 30\,000 \dots 50\,000$  Вт/м<sup>2</sup>, с принудительной циркуляцией  $q = 40\,000 \dots 80\,000$  Вт/м<sup>2</sup>, тогда ориентировочно поверхность аппарата определяется по формуле

$$F_{\text{ор}} = \frac{W_1 r_1}{q}, \quad (3.17)$$

где  $r_1$  – теплота парообразования вторичного пара, Дж/кг.

Зная поверхность аппарата, принимается высота кипяtilьных труб (по таблицам каталогов [47]).

По значениям  $P_{\text{ср}}$  (см. табл. «Свойства насыщенного водяного пара в зависимости от давления» [47]) определяют  $t_{\text{ср}}$ , а затем – величину гидростатического эффекта по формуле (3.14).

Следует отметить, что в пленочных выпарных аппаратах с гравитационно стекающей пленкой раствора гидростатическая температурная депрессия отсутствует, что является одним из преимуществ этих аппаратов наряду с высокими теплотехническими показателями и малой продолжительностью процесса.

Температурную депрессию при любом давлении для разбавленных растворов можно определить по методу И. А. Тищенко

$$\Delta' = \Delta'_{\text{атм}} f, \quad (3.18)$$

где  $\Delta'_{\text{атм}}$  – температурная депрессия при атмосферном давлении;  $f$  – поправочный коэффициент.

Температурная депрессия сахарных растворов определяется по таблице Прил. Г (табл. Г.1) или рассчитывается по формуле

$$\Delta'_{\text{атм}} = 0,38e^{(0,05 + 0,045\text{CB})}, \quad (3.19)$$

где СВ – концентрация свекольного сока, %.

Поправочный коэффициент рассчитывают по формуле:

$$f = \frac{16,2t_{\text{вт}}^2}{r}, \quad (3.20)$$

где  $t_{\text{вт}}$  – температура вторичного пара, К;  $r$  – теплота парообразования вторичного пара, Дж/кг.

Определив температурные потери, рассчитывают температуры кипения по корпусам.

*Седьмой этап.* Определение полезной разности температур по корпусам.

Определив температуры кипения по корпусам, рассчитывают полезные разности температур по корпусам

$$\Delta t_{\text{п}} = t_{\text{г}} - t_{\text{кип}}. \quad (3.21)$$

Определяется сумма полезных разностей температур по корпусам

$$\Sigma \Delta t_{\text{п}} = \Delta t_{\text{п1}} + \dots + \Delta t_{\text{пi}}.$$

Кроме того, суммарная полезная разность температур определяется по формуле

$$\Sigma \Delta t_{\text{п}} = t_{\text{г1}} - t_{\text{бк}} - \Sigma \Delta, \quad (3.22)$$

где  $\Sigma \Delta$  – сумма температурных потерь установки.

Полученные данные температур кипения, давлений и тепло парообразования греющего и вторичного паров по корпусам заносятся в сводную таблицу «Температурный режим выпарной установки».

*Восьмой этап.* Уточнение расходов выпаренной воды по корпусам.

Для уточнения расходов выпаренной воды по корпусам составляют для каждого корпуса установки уравнения теплового баланса. В конечном виде эти уравнения для прямоточной выпарной установки имеют вид:

$$Q_1 = D_1 r_{\text{г1}} = 1,03 \cdot [G_c c_c (t_{\text{кип1}} - t_{\text{п}}) + W_1 r_{\text{вт1}}];$$

$$Q_{i+1} = W_i r_{\text{г}(i+1)} = 1,03 \cdot [(G_c - W_i) c_i (t_{\text{кип}(i+1)} - t_{\text{кип}i}) + W_{i+1} r_{\text{вт}(i+1)}].$$

Для решения этой системы уравнений дополнительно записывается уравнение материального баланса по выпаренной воде для всей установки

$$W = W_1 + \dots + W_n,$$

где  $Q_1, Q_{i+1}$  – тепловые потоки по корпусам, Вт;  $D_1$  – расход греющего пара в 1 корпусе;  $W_1, W_i$  – расход выпаренной воды по корпусам, кг/с;  $r_{r1}, r_{ri}$  – удельная теплота конденсации греющего пара по корпусам, Дж/кг;  $r_{вт1}, r_{вт(i+1)}$  – теплота парообразования вторичного пара по корпусам, Дж/кг;  $c_e, c_i$  – теплоемкость сока (раствора начального) и в  $i$ -м корпусе, Дж/кг·К.

В случае, если рассчитанные количества воды отличаются от предварительно принятых более чем на 5%, необходимо заново рассчитать концентрации, температурные депрессии и температуры кипения, положив в основу расчета новое, полученное из решения балансовых уравнений распределение нагрузок по испаряемой воде.

*Девятый этап.* Расчет коэффициентов теплопередачи по корпусам.

Предварительно приняв высоту кипятильных труб, определив значения температур кипения и концентрации растворов по корпусам, можно рассчитать коэффициенты теплопередачи в соответствии со схемой процесса передачи тепла в греющей камере выпарного аппарата, представленной на рис. 1.9.

Коэффициент теплопередачи рассчитывают по формуле

$$k = \frac{1}{\frac{1}{\alpha_1} + \sum_{i=1}^n \frac{\delta_i}{\lambda_i} + \frac{1}{\alpha_2}}, \quad (3.23)$$

где  $\alpha_1$  – коэффициент теплоотдачи при конденсации пара на наружной поверхности вертикальных труб, Вт/м<sup>2</sup>·К;  $\alpha_2$  – коэффициент теплоотдачи от стенки к кипящему раствору, Вт/м<sup>2</sup>·К;  $\sum_{i=1}^n \frac{\delta_i}{\lambda_i}$  – сумма термических сопротивлений стенки и ее загрязнений.

Значения физико-химических свойств водяного конденсата находят по справочным таблицам (например [47]).

*Определение коэффициента теплоотдачи  $\alpha_1$ .*

Коэффициент теплоотдачи  $\alpha_1$  определяют по формуле 1.11.

*Определение коэффициента теплоотдачи  $\alpha_2$*

Выбор формулы для определения коэффициента теплоотдачи от стенки к раствору зависит от условий циркуляции в трубах аппарата.

При пузырьковом кипении в трубах вертикальных аппаратов с естественной циркуляцией, а также при кипении в большом объеме в условиях естественной циркуляции применяется формула

$$\alpha_2 = 780 \cdot \frac{\lambda_p^{1,3} \rho_p^{0,5} \rho_n^{0,06}}{\sigma^{0,5} r_{вт}^{0,6} \rho_0^{0,66} c_p^{0,3} \mu^{0,3}} q^{0,6}, \quad (3.24)$$

где  $\sigma$  – поверхностное натяжение, Н/м;  $q$  – удельная тепловая нагрузка, Вт/м<sup>2</sup>;  $\lambda_p$  – теплопроводность раствора (сока), Вт/м·К;  $\rho_p$  – плотность раствора (сока), кг/м<sup>3</sup>;  $\rho_n$  – плотность вторичного пара, кг/м<sup>3</sup>;  $\rho_0$  – плотность пара при давлении  $P = 1$  кгс/см<sup>2</sup>, кг/м<sup>3</sup>;  $r_{вт}$  – теплота парообразования, Дж/кг;  $c_p$  – теплоемкость раствора (сока), Дж/кг·К;  $\mu_p$  – коэффициент динамической вязкости раствора, Па·с.

Все теплофизические константы раствора для расчета следует брать при температуре кипения и концентрации в данном аппарате или рассчитывать по аналитическим формулам. Расчет ведется из условия равенства удельных тепловых потоков.

$$q = q_{кон} = q_{ст} = q_{кип},$$

где  $q_{кон}$  – тепловой поток со стороны греющего пара  $q_{кон} = \alpha_1 \Delta t_1$ ;  $q_{ст}$  – удельный тепловой поток в стенке  $q_{ст} = \Delta t_{ст} / r_{ст}$ ;  $q_{кип}$  – удельный тепловой поток при кипении жидкости внутри трубы  $q_{кип} = \alpha_2 \Delta t_2$ .

В начале расчета задается разность температур  $\Delta t_1 = t_{гр} - t_{ст1}$ . Затем рассчитывают  $t_{ст1} = t_{гр} - \Delta t_1$ . Определяют коэффициент  $\alpha_1$  и  $q_{кон}$  конденсации.

Затем рассчитывают термическое сопротивление стенки и ее загрязнений

$$\sum r_{ст} = \sum_{i=1}^{i=n} \frac{\delta_i}{\lambda_i} = r_{заг1} + \frac{\delta_{ст}}{\lambda_{ст}} + r_{заг2}, \quad (3.25)$$

где  $r_{заг1}$ ,  $r_{заг2}$  – сопротивление загрязнений со стороны греющего пара и кипящего раствора [43], м °С/Вт;  $\lambda_{ст}$  – коэффициент теплопроводности материала стенки, Вт/м·К;  $\delta_{ст}$  – толщина металлической стенки, м.

При установившемся режиме

$$q_{ст} = q_{кон} = \frac{\Delta t_{ст}}{r_{ст}}.$$

Из этого уравнения определяют  $\Delta t_{ст}$ , а затем  $t_{ст2}$  – температуру стенки со стороны кипящего раствора. Затем  $\Delta t_2 = t_{ст2} - t_k$ .

Рассчитывают  $\alpha_2$  и  $q_{\text{кип}}$ .

При установившемся процессе теплообмена  $q_{\text{кон}} = q_{\text{кип}}$ . Если их разница больше 5%, то необходимо заново рассчитать  $\alpha_1$ ,  $q_{\text{кон}}$ ,  $\alpha_2$ ,  $q_{\text{кип}}$ , изменив значение  $t_{\text{ст1}}$ .

Если при втором приближении  $q_{\text{кон}} \neq q_{\text{кип}}$ , то для расчета в третьем приближении строят графическую зависимость удельной тепловой нагрузки  $q_{\text{кон}} = f(\Delta t_1)$  и  $q_{\text{кип}} = f(\Delta t_1)$ . Обычно, чтобы добиться равенства тепловых потоков, третьего приближения бывает достаточно. При пересечении этих двух прямых зависимостей получается разность температур  $\Delta t_1$ , при которой  $q_{\text{кон}} = q_{\text{кип}}$ .

Рассчитав  $q$ , определяют  $k = q/\Delta t_n$ .

В аппаратах с принудительной циркуляцией обеспечиваются высокие скорости движения растворов в трубах –  $W = 2,0 \dots 2,5$  м/с, и, как следствие этого, – устойчивый турбулентный режим течения раствора. Поэтому коэффициент теплоотдачи со стороны кипящего раствора определяют по эмпирической формуле

$$\alpha_2 = \frac{\text{Nu} \lambda_p}{d},$$

$$\text{где } \text{Nu} = 0,023 \text{Re}^{0,8} \text{Pr}^{0,43}, \quad \text{Re} = \frac{\omega \lambda d \rho_p}{\mu_p}, \quad \text{Pr} = \frac{c_p \mu_p}{\lambda_p},$$

где  $\rho_p$  – плотность раствора, кг/м<sup>3</sup>;  $\mu_p$  – вязкость раствора, Па·с;  $c_p$  – теплоемкость раствора, Дж/кг·К;  $d$  – внутренний диаметр труб;  $\lambda_p$  – теплопроводность раствора, Вт/м·К;  $\omega$  – скорость движения раствора.

В выпарных аппаратах с длинными трубками (пленочные) коэффициенты теплоотдачи определяют по уравнению

$$\alpha_2 = c \frac{\lambda_p}{\delta} (0,25 \text{Re})^n \left( \frac{q \delta}{\lambda_p t_{\text{вт}}} \right)^m, \quad (3.26)$$

где  $\lambda_p$  – теплопроводность кипящего раствора, Вт/м·К;  $\delta$  – толщина пленки, рассчитывается по уравнению

$$\delta = \left( \frac{3}{4} \frac{v_p^2}{g} \right)^{1,3} \text{Re}^{1,3},$$

где  $v_p$  – кинематический коэффициент вязкости раствора, м/с;  $\text{Re} = 4\Gamma/\mu_p$  – критерий Рейнольдса для пленки жидкости;  $\Gamma = G/\Pi$  –



линейная массовая плотность орошения, кг/м с;  $\mu_p$  – вязкость кипящего раствора;  $G$  – расход раствора, поступающего в корпус, кг/с;  $\Pi$  – смоченный периметр, м

$$\Pi = \pi d_{\text{вн}} n = \frac{F_{\text{оп}}}{H},$$

где  $H$  – высота трубы, ориентировочный расчет которого приведен ранее;  $q$  – тепловая нагрузка, равная  $q = \alpha_1 \Delta t_1$ .

Значение коэффициентов и показателей степеней в уравнении коэффициента теплоотдачи

$$\begin{aligned} q < 20\,000 \text{ Вт/м}^2; & \quad c = 163,1; \quad n = -0,264; \quad m = 0,635; \\ q > 20\,000 \text{ Вт/м}^2; & \quad c = 2,6; \quad n = 0,203; \quad m = 0,322. \end{aligned}$$

*Десятый этап.* Распределение полезной разности температур.

Распределение полезной разности температур по корпусам проводят из условия равенства поверхностей теплопередачи в аппаратах установки

$$\Delta t_{\text{п}} = \frac{\frac{Q_{\text{п}}}{K_{\text{п}}} \sum \Delta t_{\text{п}}}{\sum_{i=1}^{i=n} \frac{Q_i}{K_i}},$$

где  $\Delta t_{\text{п}}$  – полезная разность температур для  $n$  корпуса;  $Q_{\text{п}}$  – тепловая нагрузка аппарата, Вт;  $K_{\text{п}}$  – коэффициент теплопередачи, Вт/м<sup>2</sup>·К;  $\sum \Delta t_{\text{п}}$  – суммарная полезная разность температур.

Рассчитанная суммарная полезная разность температур должна быть равна рассчитанной ранее.

Затем рассчитывают поверхность выпарных аппаратов

$$F = \frac{Q}{K \Delta t_{\text{п}}}. \quad (3.27)$$

Если найденные значения поверхности теплопередачи выпарных аппаратов незначительно отличаются от ориентировочно определенных, то в последующих приближениях нет необходимости вносить коррективы на изменение конструктивных размеров аппарата (высота, диаметр, число труб).

Сравнение распределенных и рассчитанных значений полезных разностей температур, как правило, сводят в таблицу.

Если рассчитанные полезные разности температур и распределенные в 1-м приближении различаются более чем на 5%, необходимо заново перераспределить температуры между корпусами установки.

В основу перераспределения кладут полезные разности температур, найденные по результатам распределения общей полезной разности, из условия равенства поверхностей теплопередачи.

Определяют тепловые потоки, коэффициенты теплопередачи по ранее приведенным формулам и вновь распределяют полезную разность температур. Если различия полезных разностей температур, полученных в результате 1-го и 2-го приближений, не превышают 5%, распределение суммарной полезной разности температур заканчивают.

В случае, если это различие более 5%, необходимо выполнить 3-е приближение, в основу которого следует принять  $\Delta t_{\text{пол}}$  по корпусам из 2-го приближения и так до совпадения полезных разностей температур.

*Одиннадцатый этап.* Определение поверхности выпарных аппаратов. По каталогу определение характеристик выпарного аппарата.

$F_n$  – номинальная поверхность теплообмена,  $\text{м}^2$ ;

$n_{\text{т}}$  – число труб;

$H_{\text{тр}}$  – высота труб, м;

$D_{\text{гк}}$  – диаметр греющей камеры, м.

$D_{\text{сеп}}$  – диаметр сепаратора, м;

$H_a$  – общая высота аппарата, м;

$M$  – масса аппарата, кг.

Пусть требуется выполнить расчет четырехкорпусной выпарной установки с концентратором, если даны: производительность завода по перерабатываемой свекле  $G$ , т/сут.; масса отфильтрованного сока II сатурации, поступающего на выпаривание на 100 кг перерабатываемой свеклы  $G_c$ , кг; массовая доля сухих веществ в соке  $СВ_c$ , %; массовая доля сухих веществ в сиропе после выпарки  $СВ_{\text{сир}}$ , %; длина кипяточных трубок  $l$ , м. Определен температурный режим выпарной установки Прил. Г, табл. Г.2.

В Приложении Г (табл. Г.3) даны варианты исходных данных для расчета по вариантам.

### **Методика расчета четырехкорпусной выпарной установки с концентратором**

Расчет ведется на 100 кг свеклы.

Масса сиропа  $G_{\text{сир}}$  после выпарки на основе материального баланса по сухим веществам

$$G_{\text{сир}} = \frac{G_{\text{сир}} \cdot \text{СВ}_{\text{с}}}{\text{СВ}_{\text{сир}}},$$

где  $G_{\text{с}}$  – масса отфильтрованного сока II сатурации, поступающего на выпаривание на 100 кг перерабатываемой свеклы, кг;  $\text{СВ}_{\text{с}}$  – массовая доля сухих веществ в соке, %;  $\text{СВ}_{\text{сир}}$  – массовая доля сухих веществ в сиропе после выпарки, %.

Масса воды, выпарившейся в концентрате вследствие самоиспарения, кг

$$x = \frac{G_{\text{сир}} c_{\text{сир}} (t_4 - t_{\text{кц}})}{(t_4'' - i') - c_{\text{сир}} (t_4 - t_{\text{кц}})},$$

где  $c_{\text{сир}}$  – удельная теплоемкость сиропа с массовой долей сухих веществ 70%,  $c_{\text{сир}} = 2,74$  кДж/(кг·К), определяется по эмпирической формуле

$$c_{\text{сир}} = c_{\text{в}} - [(2,512 - 0,0075 t_{\text{сир}})] \text{СВ}_{\text{сир}},$$

где  $c_{\text{в}} = 4,186$  кДж/(кг·К) – удельная теплоемкость воды;  $t_4, t_{\text{кц}}$  – соответственно температуры кипения сиропа в IV корпусе и концентрате, °С;  $t_4'', i'$  – удельная энтальпия сокового пара и воды, кипящей под давлением, равным давлению в концентрате, кДж/кг (см. Прил. Г, табл. Г.2)

$$i' = c_{\text{в}} t_{\text{кц}}.$$

Массовая доля сиропа после IV корпуса выпарки, %

Масса воды, выпариваемой в четырех корпусах

$$\text{СВ}_{\text{сир}}^{\text{IV}} = \frac{G_{\text{с}} \cdot \text{СВ}_{\text{с}}}{G_{\text{сир}} + x}.$$

Распределение экстрапаров в процентах к массе свеклы, исходя из расхода пара по обогреваемым станциям завода, составляет:

$E_1$	$E_2$	$E_3$	$E_4$	$E_5$
20,07	14,22	18,27	2,67	0,71

Количество пара, полученного в результате самоиспарения конденсата по корпусам выпарки (% к массе свеклы):

$$e_1 = 0,60\%, \quad e_2 = 1,65\%, \quad e_3 = 1,60\%, \quad e_4 = 2,2\%.$$

Действительный отбор экстрапаров из выпарного аппарата с учетом самоиспарения конденсата, %,

$$E_1^1 = E_1 - e_1; \quad E_2^1 = E_2 - e_2; \quad E_3^1 = E_3 - e_3; \quad E_4^1 = E_4 - e_4.$$

Затем определяется масса воды, выпариваемой по корпусам, % к массе свеклы:

I корпус	$W_1 = W_1$
II корпус	$W_2 = W_1 - E_1^1$
III корпус	$W_3 = W_1 - E_1^1 - E_2^1$
IV корпус	$W_4 = W_1 - E_1^1 - E_2^1 - E_3^1$
Всего	$W = 4W_1 - 3E_1^1 - 2E_2^1 - E_3^1$

Отсюда

$$W_1 = \frac{W + 3E_1^1 + E_2^1 + E_3^1}{4}.$$

Принимается количество греющего пара  $D$  равным количеству испаряющейся в данном корпусе воды. Тогда  $D_i = W_i$ , где  $i$  – номер корпуса.

Количество теплоты на выпаривание по корпусам, кДж,

$$Q_i = W_i(i_{ni}'' - i_{ki}),$$

где  $i_{ni}''$  – удельная энтальпия пара, греющего данный корпус, кДж/кг (см. табл. Г.2);  $i_{ki}$  – удельная энтальпия конденсата, уходящего из греющей камеры этого корпуса, кДж/кг,

$$i_{ki} = c_b t_{ki},$$

где  $t_{ki}$  – температура конденсата в  $i$ -м корпусе, °С (см. табл. Г.2).

Массовая доля сиропа на выходе из каждого корпуса, %

$$CB^I = \frac{G_c \cdot CB_c}{G_c - W_1};$$

$$CB^{II} = \frac{G_c \cdot CB_c}{G_c - W_1 - W_2};$$

$$CB^{III} = \frac{G_c \cdot CB_c}{G_c - W_1 - W_2 - W_3};$$

$$CB^{IV} = \frac{S_c \cdot CB_c}{G_c - W_1 - W_2 - W_3 - W_4}.$$

Средние значения массовой доли сока по корпусам, %,

$$CB_1 = \frac{CB_c + CB^I}{2};$$

$$CB_2 = \frac{CB^I + CB^{II}}{2};$$

$$CB_3 = \frac{CB^{II} + CB^{III}}{2};$$

$$CB_4 = \frac{CB^{III} + CB^{IV}}{2}.$$

В зависимости от длины кипяtilьных трубок и массовой доли сока определяются коэффициенты теплопередачи по корпусам  $k_1 - k_4$  применительно к рекомендуемому тепловому режиму экстраполированием данных (Прил. Г табл. Г.4).

Площадь поверхностей теплопередачи по корпусам, м<sup>2</sup>

$$F_i = \frac{0,0103Q_i G}{(k_i \Delta t_i)},$$

где  $G$  – производительность завода по перерабатываемой свекле, кг/с.

Напряжение поверхности нагрева корпусов выпарки, кг/(м<sup>2</sup>·с)

$$u_i = \frac{0,01W_i G}{F_i}.$$

Уточненные значения коэффициента теплопередачи, кВт/(м<sup>2</sup>·К)

$$k_i = \varphi_i \frac{\alpha_{1i} \alpha_{2i}}{\alpha_{1i} + \alpha_{2i}},$$

где  $\varphi_i$  – коэффициент использования площади поверхности нагрева, определяемый по зависимости, представленной на рис. П.13 Прил. Г;

$\alpha_{1i}, \alpha_{2i}$  – соответственно коэффициенты теплоотдачи от конденсирующегося пара к стенке и от стенки к кипящему соку, кВт/(м<sup>2</sup>·К), которые определяются по соответствующим номограммам рис. П.14 и рис. П.15 Прил. Г.

Рассчитываются площади поверхностей нагрева корпусов, м<sup>2</sup>

$$F_i = \frac{1,03Q_i G}{100k_i \Delta t},$$

где  $\Delta t$  – полезная разность температур, °С (см. табл. 2).

Если результаты второго определения  $F_i$  равны или близки к первоначальным значениям  $F_i$ , то их можно считать окончательными, а если сильно отличаются, то необходимо выполнить уточненный расчет  $F_i$  в третий раз.

Надсоковое пространство должно иметь такие размеры, чтобы вторичный пар полностью отделялся от капель упариваемого сока во избежание потери сока и загрязнения конденсата последующего корпуса.

Объем парового пространства  $i$ -го корпуса выпарки, м<sup>3</sup>:

$$V_i = \frac{W_i - v}{R_v},$$

где  $W = W_i G$  – масса воды, выпариваемой в корпусе, кг;  $v$  – удельный объем вторичного пара при 125 °С, м<sup>3</sup>/кг ( $v = 0,76$  м<sup>3</sup>/кг);  $R_v$  – объемное напряжение парового пространства, м<sup>3</sup>/(м<sup>3</sup>·с),  $R_v = 0,75$  м<sup>3</sup>/(м<sup>3</sup>·с).

Размеры греющей камеры определяются исходя из площади поверхности нагрева, диаметра и длины труб. Используются трубки с наружным диаметром 33 мм и толщиной стенки 1,5 мм.

Площадь поверхности одной трубки, м<sup>2</sup>

$$f_i = \pi d_{cp} l,$$

где  $d_{cp}$  – средний диаметр трубок, м.

Количество трубок по корпусам, шт.

$$n = \frac{F_i}{f_i}.$$

При расположении трубок по вершинам равностороннего треугольника и шага между трубками  $t = (1,23...1,28)d_n$ , мм, где  $d_n$  – наружный диаметр трубок.

Площадь, занимаемая одной трубкой,  $m^2$  ( $\alpha = 60^\circ$  – величина внутреннего угла равностороннего треугольника)

$$F_{\text{тр}} = l^2 \sin \alpha.$$

Площадь, занятая всеми трубками,  $m^2$

$$S_i = \frac{F_{\text{тр}} n_i}{k_u}.$$

### Контрольные вопросы

1. Каковы основные требования, предъявляемые к выпарным установкам и аппаратам?
2. Как определяется площадь поверхности нагрева выпарного аппарата?
3. Что характеризуют коэффициенты  $\alpha_1$  и  $\alpha_2$ ?
4. Что характеризует коэффициент теплопередачи?
5. С какой целью осуществляется очистка поверхности нагрева от накипи?
6. Как возникает естественная циркуляция в выпарном аппарате?

## ЗАКЛЮЧЕНИЕ

---

В настоящем учебном пособии рассмотрен наиболее энергоемкий участок свеклосахарного производства – выпарная станция. Даны фундаментальные научные представления о физико-химических процессах на стадии выпаривания, конструкционные особенности аппаратов и циркуляционных насосов выпарных установок свеклосахарного производства, дана методика расчета многокорпусных выпарных станций.

Освоение представленного материала позволит студентам применить полученные знания при выполнении курсового и дипломного проектирования, поможет молодым специалистам отрасли в профессиональном становлении, в решении производственно-технологических задач.



## СПИСОК ЛИТЕРАТУРЫ

---

1. **Инновационные** технологии производства, хранения и переработки сахарной свеклы : аналит. обзор / В. Ф. Федоренко и др. – М. : ФГБНУ «Росинформагротех», 2020. – 92 с.
2. **Ведомственные** нормы технологического проектирования свеклосахарных заводов. – URL : <https://files.stroyinf.ru/Data2/1/4293845/4293845755.htm>
3. **Инструкция** по ведению технологического процесса свеклосахарного производства. – М. : ВНИИСП, 1985. – 372 с.
4. **Касаткин, А. Г.** Основные процессы и аппараты химической технологии : учебник для вузов. – 10-е изд., стереотипное, доработанное. Перепеч. с изд. 1973 г. / А. Г. Касаткин. – М. : ООО ТИД «Альянс», 2004. – 753 с.
5. **Славянский, А. А.** Промышленное производство сахара : учебное пособие / А. А. Славянский. – М. : МГУТУ им. К. Г. Разумовского, 2015. – 255 с.
6. **Славянский, А. А.** Сахар: назначение, свойства и производство : учебное пособие / А. А. Славянский. – М. : МГУТУ, 2012. – 213 с.
7. **Славянский, А. А.** Технологическое оборудование сахарных заводов: классификация, техническая характеристика, компоновка / А. А. Славянский. – М. : Издательский комплекс МГУПП, 2006. – 120 с.
8. **Славянский, А. А.** Специальная технология сахарного производства: учебное пособие / А. А. Славянский. – 2-е изд., испр. – СПб : Лань, 2020. – 216 с. – URL: <https://e.lanbook.com/book/133893> (дата обращения: 01.12.2022).
9. **Современные** технологии оборудования свеклосахарного производства : в 2-х ч. Ч. 2 / В. О. Штангеев и др. ; под ред. В. О. Штангеев. – Киев : Цукор України, 2004. – 320 с.
10. **Славянский, А. А.** Проектирование предприятий отрасли : учебник / А. А. Славянский. – М. : ФОРУМ, 2009. – 320 с.
11. **Славянский, А. А.** Повышение выхода и качества сахара в продуктовом отделении завода: методическое пособие / А. А. Славянский, С. П. Гольденберг, М. Б. Мойесеяк. – М. : МГУПП, 2009. – 171 с.
12. **Науменко, Т. В.** Тепловые схемы выпарной установки сахарного завода : учебное пособие для СПО / Т. В. Науменко. – СПб. : Лань, 2022. – 68 с.

13. **Сапронов, А. Р.** Технология сахара : учебник / А. Р. Сапронов, Л. А. Сапронов, С. В. Ермолаев. – СПб. : ИД «Профессия», 2013. – 296 с.

14. **Очистка** диффузионного сока в сахарном производстве / З. В. Ловкис и др. ; под общ. ред. З. В. Ловкиса. – Минск : Беларус. навука, 2013. – 234 с.

15. **Савостин, А. В.** Совершенствование технологии очистки диффузионных соков / А. В. Савостин // Инновационные технологии в пищевой и перерабатывающей промышленности : электронный сб. матер. I Междунар. науч.-практ. конф., Краснодар, 20 – 22 ноября 2012 года. – Краснодар : Кубанский государственный технологический университет, 2012. – С. 385 – 388.

16. **Косякова, Л. А.** Повышение эффективности очистки диффузионного сока в свеклосахарном производстве / Л. А. Косякова // Новая наука: Стратегии и векторы развития. – 2016. – № 5-2(82). – С. 191 – 193.

17. **Головин, П. В.** Химия и технология свеклосахарного производства / П. В. Головин, А. А. Герасименко ; Акад. наук УССР. Ин-т орган. химии. – Киев : Наукова думка, 1964. – 728 с.

18. **Азрилсвич, М. Я.** Технологическое оборудование свеклосахарных заводов / М. Я. Азрилсвич. – 3-е изд., перераб. – М. : Агропромиздат, 1986. – 320 с.

19. **Бобровник, Л. Д.** Физико-химические основы очистки в сахарном производстве / Л. Д. Бобровник. – Киев : Высшая школа, 1994. – 255 с.

20. **Бугаенко, И. Ф.** Технохимический контроль сахарного производства / И. Ф. Бугаенко. – М. : Агропромиздат, 1989. – 216 с.

21. **Тужилкин, В. И.** Управление технологическими процессами производства сахаристых продуктов. Диагностика и эффективное управление при нарушениях и отклонениях в технологии : учебное пособие / В. И. Тужилкин, Н. Д. Лукин. – СПб. : Лань, 2020. – 224 с.

22. **Жигалов, С. Ф.** Процессы и аппараты свеклосахарного производства / С. Ф. Жигалов. – М. : Пищепромиздат, 1958. – 609 с.

23. **Силин, П. М.** Технология сахара. – 2-е изд., перераб. и доп. / П. М. Силин. – М. : Пищ. пром-сть, 1967. – 625 с.

24. **Физико-химические** процессы сахарного производства / И. С. Гулый и др. – М. : Агропромиздат, 1987. – 264 с.

25. **Даишев, М. И.** Теоретические основы технологии сахара. Ч. 1. Технология получения диффузионного сока (современное состояние и перспективы развития) / М. И. Даишев. – Краснодар : Изд-во КубГТУ, 1997. – 70 с.

26. **Сапронов, А. Р.** Технология сахарного производства. – 2-е изд., исправл. и доп. / А. Р. Сапронов. – М. : Колос, 1999. – 495 с.

27. **Санжаровская, Н. С.** Химия и технология сахара : учебное пособие / Н. С. Санжаровская. – Краснодар : Изд-во КубГАУ, 2020. – 98 с.

28. **Антинакипин** Полистабиль VZK: экономия топлива, увеличение выхода сахара [Борьба с накипеобразованием поверхности нагрева выпарной станции свеклосахарного завода] // Пищевая и перерабатывающая промышленность. Реферативный журнал. – 2008. – № 2. – С. 438.

29. **Савостин, А. В.** Сравнительная оценка эффективности действия антинакипинов при выпаривании соков свеклосахарного производства / А. В. Савостин, В. О. Городецкий // Изв. высших учебных заведений. Пищевая технология. – 2014. – № 5-6(341-342). – С. 102 – 106.

30. **Паньковский, Г. А.** Где мы теряем пар и топливо? [В свеклосахарном производстве] / Г. А. Паньковский // Пищевая и перерабатывающая промышленность. Реферативный журнал. – 2003. – № 4. – С. 1414.

31. **Рогачев, Н. М.** Курс физики : учебное пособие / Н. М. Рогачев. – 2-е изд., испр. и доп. – Самара : Изд-во Самарского университета, 2017. – 480 с.

32. **Тепляшин, В. Н.** Процессы и аппараты пищевых производств [Электронный ресурс] : учебное пособие / В. Н. Тепляшин, Л. И. Ченцова, В. Н. Невзоров, И. В. Мацкевич ; Красноярский государственный аграрный университет. – Красноярск, 2022. – 273 с.

33. **Гребенюк, С. М.** Технологическое оборудование сахарных заводов / С. М. Гребенюк. – М. : Лег. и пищ. пром-ть, 1983. – 342 с.

34. **Котовский, В. Н.** Теплопередача : конспект лекций / В. Н. Котовский. – М. : МГТУ ГА, 2015. – 76 с.

35. **Портнов, В. В.** Многоступенчатые выпарные установки : учебное пособие / В. В. Портнов, В. В. Майоров. – Воронеж : ГОУВПО «Воронежский государственный технический университет», 2008. – 173 с.

36. **Павлов, К. Ф.** Примеры и задачи по курсу процессов и аппаратов химической технологии. – 10-е изд. / К. Ф. Павлов, П. Г. Романков, А. А. Носков. – Л. : Химия, 1987. – 576 с.

37. **Аничин, В. Л.** Управление ресурсами в свеклосахарном производстве : монография / В. Л. Аничин // Крестьянское дело. – Белгород : Изд-во БГСХА, 2001. – 176 с.

38. **Кульнева, Н. Г.** Методы интенсификации технологических процессов свеклосахарного производства. Лабораторный практикум : учебное пособие / Н. Г. Кульнева, А. А. Ефремов ; Воронеж. гос. ун-т инж. технол. – Воронеж : ВГУИТ, 2015. – 96 с.

39. **Щеренко, А. П.** Рациональное энергообеспечение двух энергозатратных технологий в производстве свекловичного сахара – выпаривания сока и сушки жома / А. П. Щеренко // Изв. высших учебных заведений. Пищевая технология. – 2001. – № 2-3(261-262). – С. 75 – 77.

40. **Бушмин, И. С.** Возможности снижения расхода топлива в свеклосахарном производстве / И. С. Бушмин, Р. В. Парахин, А. В. Лункин // Новая наука: От идеи к результату. – 2017. – Т. 2, № 2. – С. 138 – 140.

41. ГОСТ 11987–81 Аппараты выпарные трубчатые стальные. Типы, основные параметры и размеры. – UTL : [https://standartgost.ru/g/%D0%93%D0%9E%D0%A1%D0%A2\\_11987-81](https://standartgost.ru/g/%D0%93%D0%9E%D0%A1%D0%A2_11987-81)

42. **Вобликова, Т. В.** Процессы и аппараты пищевых производств : учебное пособие / Т. В. Вобликова, С. Н. Шлыков, А. В. Пермяков. – 4-е изд., стер. – СПб. : Лань, 2022. – 204 с. – URL : <https://e.lanbook.com/book/206393> (дата обращения: 01.12.2022).

43. **Филиппов, В. В.** Теплообмен в химической технологии. Теория. Основы проектирования : учеб. пособие / В. В. Филиппов. – Самара : Самар. гос. техн. ун-т, 2014. – 197 с.

44. **Технические** таблицы. – URL : <https://tehtab.ru/Guide/GuidePhysics/GuidePhysicsHeatAndTemperature/ConvectionHeatTransfer1/HeatTransferDirtySurface/>

45. **Справочник** химика. Химия и химическая технология. – URL : <https://www.chem21.info/page/112243125255040027148170126181210004079016134193/>

46. **Розенфельд, Л. М.** Холодильные машины и аппараты / Л. М. Розенфельд. – М. : Государственное издательство торговой литературы, 1960. – 656 с.

47. **Методические** указания по расчету количественных характеристик Теплообмена в арматуре клапанного типа Рд 26-07-31-99. – URL : <https://meganorm.ru/Data2/1/4293746/4293746950.htm>

48. **Науменко, Т. В.** Расчет выпарной станции сахарных заводов. Курсовое и дипломное проектирование : учебное пособие для СПО / Т. В. Науменко. – СПб. : Лань, 2022. – 38 с.

49. **Расчет** и проектирование массообменных аппаратов : учебное пособие / А. Н. Остриков и др. – СПб. : Лань, 2021. – 352 с. – URL : <https://e.lanbook.com/book/168739> (дата обращения: 01.12.2022).

50. **Процессы** и аппараты. Расчет и проектирование аппаратов для тепловых и теплообменных процессов : учебник для вузов / А. Н. Остриков и др. – 2-е изд., стер. – СПб. : Лань, 2021. – 440 с. – URL: <https://e.lanbook.com/book/163402> (дата обращения: 01.12.2022).

51. **Современные** технологии и оборудование свеклосахарного производства. Ч. 1 / В. О. Штангеев и др. ; под ред. В. О. Штангеева. – Киев : ЦукорУкраїни, 2003. – 352 с.

52. **Современные** технологии и оборудование свеклосахарного производства. Ч. 2 / В. О. Штангеев и др. ; под ред. В. О. Штангеева. – Киев: ЦукорУкраїни, 2004. – 320 с.

53. **Пат.** № 2314139 С1 Российская Федерация, МПК В01D 1/22, В01D 3/28. Пленочный выпарной аппарат со стекающей пленкой / Войнов Н. А., Карпеза А. Г., Войнов А. Н.. – № 2006110821/15 ; заявл. 03.04.2006 ; опубл. 10.01.2008 ; заявитель Государственное образовательное учреждение высшего профессионального образования «Сибирский государственный технологический университет».

54. **Пат.** 2354429 С1 Российская Федерация, МПК В01D 1/22. Пленочный выпарной аппарат с восходящей пленкой / Н. А. Войнов, Д. В. Тароватый, А. Н. Войнов ; заявитель и патентообладатель ГОУ ВПО Сибирский гос. технолог. университет. – № 2008106130/15 ; заявл. 18.02.08 ; опубл. 10.05. 09.

55. **А. с.** 821486 А1 СССР, МПК С13F 1/00. Способ управления производительностью выпарных станций свеклосахарного производства / А. Н. Валер (СССР). – № 2728423 ; заявл. 21.02.79 ; опубл. 15.04.81.

## ПРИЛОЖЕНИЯ

### Приложение А

#### ПЕРЕЧЕНЬ СОКРАЩЕНИЙ И ОБОЗНАЧЕНИЙ

В учебном пособии применяют следующие сокращения и обозначения:

$\alpha_1$ и $\alpha_2$	– коэффициент теплоотдачи от пара к стенке и от стенки к жидкости, соответственно, Вт/(м <sup>2</sup> ·град)
$c_n, c_k, c'$	– средние удельные теплоемкости исходного раствора, конечного раствора и конденсата соответственно (в пределах от 0 °С до температуры жидкости), кДж/кг·К
$c'_{1}, c'_{2}, c'_{3}$	– средние удельные теплоемкости конденсата греющего пара по корпусам, кДж/кг·К
$c''_{1}, c''_{2}, c''_{3}$	– средние удельные теплоемкости воды (в пределах от 0 °С до соответствующих температур кипения раствора по корпусам), кДж/кг·К
$c_c, c_i$	– теплоемкость сока (раствора начального) и в $i$ -м корпусе, Дж/кг·К
$c_p$	– теплоемкость раствора (сока), Дж/кг·К
$D_1$	– расход свежего (первичного) пара, кг/с
$d$	– внутренний диаметр труб, м
$d_{cp}$	– средний диаметр трубок, м
$d_n$	– наружный диаметр трубок, м
$E_1, E_2$	– расход экстра-пара после первого и второго корпуса, соответственно, кг/с
$F$	– площадь поверхности стенки, м <sup>2</sup>
$F_n$	– номинальная поверхность теплообмена, м <sup>2</sup>
$f_1$	– площадь поверхности одной трубки, м <sup>2</sup>
$\varphi_i$	– коэффициент использования площади поверхности нагрева
$G_c$	– расход очищенного сока, кг/с
$G_{сир}$	– расход упаренного раствора сиропа, кг/с
$G$	– расход раствора, поступающего в корпус, кг/с
$\Gamma = G/\Pi$	– линейная массовая плотность орошения, кг/м с
$r_{заг1}, r_{заг2}$	– сопротивление загрязнений со стороны греющего пара и кипящего раствора, м °С/Вт

$H_{\text{тр}}$	– высота труб, м
$H_{\text{а}}$	– общая высота аппарата, м
$I_{\text{п}}$	– энтальпия поступающего в аппарат пара, Дж
$I_{\text{к}}$	– энтальпия удаляемого парового конденсата, Дж
$i_{\text{к}}$	– энтальпия конечного (упаренного) раствора, Дж
$i'$	– энтальпия конденсата греющего пара, Дж
$K$	– коэффициент теплопередачи, Вт/(м <sup>2</sup> ·град)
$l$	– длина трубы, м
$\lambda_{\text{ж}}$	– теплопроводность жидкости, Вт/(м·град)
$\lambda$	– коэффициент теплопроводности материала стенки, Вт/(м·град)
$\lambda_{\text{р}}$	– теплопроводность раствора (сока), Вт/м·К
$\mu_{\text{ж}}$	– коэффициент динамической вязкости жидкости, Па·с
$\mu_{\text{р}}$	– коэффициент динамической вязкости раствора, Па·с
$n$	– число корпусов установки
$Nu$	– критерий Нуссельта
$\Pi$	– смоченный периметр, м
$P_{\text{г1}}$	– давление греющего пара, поступающего в 1 корпус установки, Па
$P_{\text{бк}}$	– давление в барометрическом конденсаторе, Па
$P_{\text{вт}}$	– давление вторичного пара, Па
$Q_{\text{с}}, Q_{\text{п}}, Q_{\text{сир}}, Q_{\text{вт.п}}, Q_{\text{кон}}, Q_{\text{пот}}$	– тепло свекольного сока, пара, сиропа, вторичного пара, конденсата и тепловые потери, соответственно, кВт
$Q_{\text{конц}}$	– теплота концентрирования, кВт
$Q_{\text{конц1}}, Q_{\text{конц2}}, Q_{\text{конц3}}$	– теплоты концентрирования раствора по корпусам, кВт
$Q_{\text{п1}}, Q_{\text{п2}}, Q_{\text{п3}}$	– потери тепла в окружающую среду по корпусам, кВт
$Q_1, Q_{i+1}$	– тепловые потоки по корпусам, кВт
$Q_{\text{п}}$	– тепловая нагрузка аппарата, кВт;
$q$	– удельная тепловая нагрузка, Вт/м <sup>2</sup>
$\rho_{\text{ж}}$	– плотность жидкости, кг/м <sup>3</sup>
$\rho_{\text{р}}, \rho_{\text{в}}$	– плотности раствора и воды при температуре кипения, кг/м <sup>3</sup>
$\rho_{\text{п}}$	– плотность вторичного пара, кг/м <sup>3</sup>
$\rho_0$	– плотность пара при давлении $P = 1$ кгс/см <sup>2</sup> , кг/м <sup>3</sup>
$\tau$	– время, с
$r$	– удельная теплота конденсации, Дж/кг
$r_1$	– теплота парообразования вторичного пара, Дж/кг
$\Gamma_{\text{г1}}, \Gamma_{\text{ги}}$	– удельная теплота конденсации греющего пара по корпусам, Дж/кг
$\Gamma_{\text{вт1}}, \Gamma_{\text{вт}(i+1)}$	– теплота парообразования вторичного пара по корпусам, Дж/кг

$Re = 4\Gamma/\mu_p$	– критерий Рейнольдса для пленки жидкости
$R_v$	– объемное напряжение парового пространства, $\text{м}^3/(\text{м}^3 \cdot \text{с})$
$\delta$	– толщина стенки, м
$\delta_1$	– термическое сопротивление
$S_i$	– площадь, занятая всеми трубками, $\text{м}^2$
$СВ_e$	– содержание сухих веществ очищенного сока, %
$СВ_{\text{сир}}$	– содержанием сухих веществ сиропа, %
$\Delta t_{\text{ср}}$	– средняя движущая сила, $^{\circ}\text{C}$
$\Delta t_m$	– меньшая разность температур на противоположном конце теплообменника, $^{\circ}\text{C}$
$t_{2к}$	– конечная температура более холодного теплоносителя, $^{\circ}\text{C}$
$t_{1к}$	– температура более нагретого теплоносителя, $^{\circ}\text{C}$
$t_{\text{нас}}$	– температура насыщения, $^{\circ}\text{C}$
$t_0$	– температура исходного раствора, $^{\circ}\text{C}$
$t_{к1}, t_{к2}, t_{к3}$	– температуры кипения раствора по корпусам, $^{\circ}\text{C}$
$\Delta t_{\text{п}}$	– полезная разность температур для n корпуса, $^{\circ}\text{C}$
$\theta_1, \theta_2, \theta_3$	– температура конденсации греющего пара по корпусам, $^{\circ}\text{C}$
$\Delta'$	– температурная депрессия
$\Delta''$	– потери температурной депрессии от гидростатического эффекта
$\Delta'''$	– гидравлические потери, температуры кипения раствора по корпусам
$\Delta'_{\text{атм}}$	– температурная депрессия при атмосферном давлении
$u_i$	– напряжение поверхности нагрева корпусов выпарки, $\text{кг}/(\text{м}^2 \cdot \text{с})$
$\nu_p$	– кинематический коэффициент вязкости раствора, $\text{м}^2/\text{с}$
$\nu$	– удельный объем вторичного пара, $\text{м}^3/\text{кг}$
$W$	– расход выпаренной воды, $\text{кг}/\text{с}$
$W_1$ и $W_i$	– расход выпаренной воды по корпусам, $\text{кг}/\text{с}$

### *Насосы*

$\beta$	– коэффициент запаса мощности
$b_1$ и $b_2$	– ширина рабочего колеса на внутренней и внешней окружностях соответственно
$c_{1r}$ и $c_{2r}$	– радиальные составляющие абсолютных скоростей на входе в колесо и выходе из него
$\Gamma$	– удельный вес, $\text{кгс}/\text{м}^3$
$H$	– полный напор насоса, м
$H_T$	– теоретический напор насоса, м



$H_{\text{вс}}$	– высота всасывания, м
$H_{\text{н}}$	– высота нагнетания, м
$H_r$	– геометрическая высота подачи жидкости, м
$h_{\text{п.вс}}$ и $h_{\text{п.н}}$	– потери напора во всасывающем и нагнетательном трубопроводах
$H'_{\text{вак}}$	– вакуумметрическая высота всасывания, м
$\Delta h_k$	– кавитационный запас, м
$n_s$	– коэффициент быстроходности (удельное число оборотов), $\text{мин}^{-1}$ ;
$n$	– число оборотов насоса, $\text{мин}^{-1}$ ;
$N_{\text{п}}$	– полезная мощность насоса, кВт
$N_e$	– мощность на валу, кВт
$N_{\text{уст}}$	– установочная мощность двигателя, кВт
$\eta_{\text{п}}$	– коэффициентом полезного действия (к. п. д.) насоса
$\eta_{\text{мех}}$	– механический к.п.д.
$\eta_{\text{г}}$	– гидравлический к.п.д.
$p_2$	– давление в напорной емкости
$p_{\text{вс}}$	– давление во всасывающем патрубке насоса, Па
$p_{\text{н}}$	– давление в напорном патрубке насоса, Па
$p_a$	– атмосферное давление, Па
$p_0$	– давление в приемной емкости, Па
$Q$	– производительность насоса или подача, $\text{м}^3/\text{с}$
$\rho$	– плотность перекачиваемой жидкости, $\text{кг}/\text{м}^3$
$\delta$	– толщина лопаток
$\omega_0$ и $\omega_2$	– скорости жидкости в приемной и напорной емкостях (в сечениях 0–0 и II–II соответственно)
$\omega_{\text{вс}}$ и $\omega_{\text{н}}$	– скорости жидкости во всасывающем и нагнетательном патрубках насоса
$z$	– число лопаток

## ТЕРМИНЫ И ОПРЕДЕЛЕНИЯ

В учебном пособии применяют следующие термины и определения:

Вторичный или ретурный пар	– пар, образующийся при выпаривании кипящего раствора
Выпаривание	– процесс концентрирования жидких растворов путем частичного удаления растворителя испарением при кипении жидкости
Вязкость	– свойство жидкостей оказывать сопротивление движению
Греющий пар	– пар, подаваемый на обогрев
Дефекация	– обработка диффузионного сока известью с целью очистки от несахаров
Диффузионный сок	– сок, извлеченный из свекловичной стружки в процессе экстрагирования сахарозы
Кинематическая вязкость	– это соотношение динамической вязкости жидкости к ее плотности
Коэффициент полезного действия	– характеризует совершенство конструкции и экономичность эксплуатации насоса
Коэффициент теплоотдачи	– показывает, какое количество тепла передается от $1 \text{ м}^2$ поверхности стенки к жидкости (или от жидкости к $1 \text{ м}^2$ поверхности стенки) в течение 1 с при разности температур между стенкой и жидкостью $1^\circ$
Коэффициент теплопередачи	– показывает, какое количество тепла переходит в 1 с от более нагретого к более холодному теплоносителю через поверхность теплообмена $1 \text{ м}^2$ при средней разности температур между теплоносителями, равной $1^\circ$

Коэффициент теплопроводности	– показывает, какое количество тепла проходит вследствие теплопроводности в единицу времени через единицу поверхности теплообмена при падении температуры на 1° на единицу длины нормали к изотермической поверхности
Критерий Нуссельта	– критерий подобия при передаче тепла конвекцией, характеризует процесс теплообмена между теплоносителем и стенкой
Механический к.п.д. насоса	– характеризует потери мощности на механическое трение в насосе (в подшипниках, сальниках и др.)
Напор насоса	– характеризует избыточную энергию, которая сообщается насосом единице веса перекачиваемой жидкости
Напор геометрический	– потенциальная энергия положения жидкости, выраженная в метрах
Насосы	– гидравлические машины, которые преобразуют механическую энергию двигателя в энергию перемещаемой жидкости, повышая ее давление
Поверхностно-активные вещества (ПАВ)	– называются вещества, адсорбирующиеся на поверхности раздела фаз и снижающие межфазное поверхностное натяжение
Производительность или подача	– объем жидкости, подаваемой насосом в нагнетательный трубопровод, в единицу времени
Реакция Майера	– (реакция сахароаминной конденсации) – химическая реакция между аминокислотами и сахарами, которая происходит при нагревании, как правило, продуктами реакции являются высокополимерные азотсодержащие окрашенные вещества (меланоидины)

Редуцирующие (восстанавливающие) вещества	– это такие вещества, которые вступают в реакцию восстановления, т.е. способные легко окисляться. Например, сахара (глюкоза, фруктоза, мальтоза и лактоза), восстанавливающие щелочные растворы меди и других поливалентных металлов
Сатурация сахаросодержащего раствора	– взаимодействие дефектованного (очищенного негашеной известью) свекловичного сока с диоксидом углерода сатурационного газа до заданного значения рН, сопровождающееся образованием осадка карбоната кальция, с целью удаления несахаров путем адсорбции на осадке
Температурная депрессия	– разность между температурой кипения раствора и температурой кипения чистого растворителя при одинаковом давлении. Зависит от природы растворенного вещества и растворителя, концентрации раствора и давления
Турбулентный режим движения жидкости	– частицы жидкости движутся с большими скоростями, по сложным неупорядоченным траекториям, что приводит к перемешиванию слоев и образованию местных завихрений
Удельная теплота конденсации	– это физическая величина, показывающая какое количество теплоты выделяется при переходе единицы массы пара в жидкое состояние
Цветность сахаров	– показатель, характеризующий степень окрашенности раствора сахара, обусловленную присутствием красящих веществ сахарного производства в кристаллах сахара, выраженный в единицах оптической плотности

Число (критерий)  
Рейнольдса

– критерий подобия гидромеханических процессов, характеризующий действие сил трения в подобных потоках и определяющий режим движения жидкости

Энтальпия пара

– это теплосодержание пара, которое практически определяется как количество тепла, которое нужно для получения 1 кг пара из 1 кг воды температурой 0 С, если нагрев происходит при постоянном давлении

## НАСОСЫ

Движение жидкостей по трубопроводам и через аппараты связано с затратами энергии. В некоторых случаях, например, при движении с более высокого уровня на более низкий, жидкость перемещается самотеком, т.е. без затрат внешней энергии, вследствие преобразования части собственной потенциальной энергии в кинетическую. При перемещении жидкости по горизонтальным трубопроводам и с низшего уровня на высший применяют насосы.

Насосы – гидравлические машины, которые преобразуют механическую энергию двигателя в энергию перемещаемой жидкости, повышая ее давление. Разность давлений жидкости в насосе и трубопроводе обуславливает ее перемещение.

Различают насосы двух основных типов: динамические и объемные.

В динамических насосах жидкость перемещается при воздействии сил на незамкнутый объем жидкости, который непрерывно сообщается со входом в насос и выходом из него.

В объемных насосах жидкость перемещается (вытесняется) при периодическом изменении замкнутого объема жидкости, который периодически сообщается со входом в насос и выходом из него.

Динамические насосы по виду сил, действующих на жидкость, подразделяются на лопастные и насосы трения.

К лопастным относятся динамические насосы, в которых энергия передается жидкости при обтекании лопастей вращающегося рабочего колеса (или нескольких колес) насоса.

Лопастные насосы, в свою очередь, делятся на центробежные и осевые, причем в центробежных насосах жидкость движется через рабочее колесо от его центра к периферии, а в осевых – в направлении оси колеса.

Насосы трения представляют собой динамические насосы, в которых жидкость перемещается преимущественно под воздействием сил трения. К насосам трения относятся, в частности, вихревые и струйные насосы.

Группа объемных насосов включает насосы, в которых жидкость вытесняется из замкнутого пространства телом, движущимся возвратно-поступательно (поршневые, плунжерные, диафрагмовые насосы) или имеющим вращательное движение (шестеренные, пластинчатые, винтовые насосы).

Насосы каждой из указанных выше групп различаются по конструктивным признакам.

В свеклосахарных производствах применяются насосы типа СК (АСК), СКМ (АСКМ), СКО (АСКО), которые полностью взаимозаменяемы.

Основными параметрами насоса любого типа являются производительность, напор и мощность.

Производительность, или подача,  $Q$  ( $\text{м}^3/\text{с}$ ) определяется объемом жидкости, подаваемой насосом в нагнетательный трубопровод в единицу времени.

Напор  $H$  (м) характеризует удельную энергию, которая сообщается насосом единице веса перекачиваемой жидкости. Этот параметр показывает, насколько возрастает удельная энергия жидкости при прохождении ее через насос, и определяется с помощью уравнения Бернулли. Напор можно представить как высоту, на которую может быть поднят 1 кг перекачиваемой жидкости за счет энергии, сообщаемой ей насосом. Поэтому напор не зависит от удельного веса  $\gamma$  ( $\text{кгс}/\text{м}^3$ ) или плотности  $\rho$  ( $\text{кг}/\text{м}^3$ ) перекачиваемой жидкости.

Полезная мощность  $N_{\text{п}}$ , затрачиваемая насосом на сообщение жидкости энергии, равна произведению удельной энергии  $H$  на весовой расход  $\gamma \cdot Q$  жидкости:

$$N_{\text{п}} = \gamma QH = \rho g QH. \quad (\text{П.1})$$

Мощность на валу  $N_e$  больше полезной мощности в связи с потерями энергии в насосе, которые учитываются коэффициентом полезного действия (к. п. д.) насоса  $\eta_{\text{н}}$ :

$$N_e = \frac{N_{\text{п}}}{\eta_{\text{н}}} = \frac{\rho g QH}{\eta_{\text{н}}}. \quad (\text{П.2})$$

Коэффициент полезного действия  $\eta_{\text{н}}$  характеризует совершенство конструкции и экономичность эксплуатации насоса. Величина  $\eta_{\text{н}}$  отражает относительные потери мощности в самом насосе и выражается произведением

$$\eta_{\text{н}} = \eta_{\text{v}} \eta_{\text{r}} \eta_{\text{мех}}. \quad (\text{П.3})$$

В выражение (П.3) входят следующие величины:  $\eta_{\text{v}} = Q/Q_T$  – коэффициент подачи, или объемный к. п. д., представляющий собой отношение действительной производительности насоса  $Q$  к теоретической  $Q_T$  (учитывает потери производительности при утечках жидкости через зазоры и сальники насоса, а также вследствие неодновременного перекрытия клапанов и выделения воздуха из перекачиваемой жидко-

сти при давлении ниже атмосферного – во время всасывания);  $\eta_r$  – гидравлический к. п. д. – отношение действительного напора насоса к теоретическому (учитывает потери напора при движении жидкости через насос);  $\eta_{\text{мех}}$  – механический к. п. д., характеризующий потери мощности на механическое трение в насосе (в подшипниках, сальниках и др.).

Значение  $\eta_n$  зависит от конструкции и степени износа насоса и в среднем составляет: для центробежных насосов 0,6...0,7; для поршневых насосов 0,8...0,9; для наиболее совершенных центробежных насосов большой производительности 0,93...0,95.

Мощность, потребляемая двигателем, или номинальная мощность двигателя  $N_{\text{дв}}$ , больше мощности на валу вследствие механических потерь в передаче от электродвигателя к насосу и в самом электродвигателе. Эти потери учитываются введением в уравнение (П.2) к. п. д. передачи  $\eta_{\text{пер}}$  и к. п. д. двигателя  $\eta_{\text{дв}}$

$$N_{\text{дв}} = \frac{N_e}{\eta_{\text{пер}}\eta_{\text{дв}}} = \frac{N_{\text{п}}}{\eta_{\text{и}}\eta_{\text{пер}}\eta_{\text{дв}}}. \quad (\text{П.4})$$

Произведение  $\eta_{\text{и}}\eta_{\text{пер}}\eta_{\text{дв}}$  представляет собой полный к. п. д. насосной установки  $\eta$ , который определяется как отношение полезной мощности  $N_{\text{п}}$  к номинальной мощности двигателя  $N_{\text{дв}}$ , и характеризует полные потери мощности насосной установкой:

$$\eta = \frac{N_{\text{п}}}{N_{\text{дв}}} = \eta_{\text{и}}\eta_{\text{пер}}\eta_{\text{дв}}. \quad (\text{П.5})$$

Из уравнений (3) и (5) следует, что полный к. п. д. насосной установки может быть выражен произведением пяти величин:

$$\eta = \eta_v \eta_r \eta_{\text{мех}} \eta_{\text{пер}} \eta_{\text{дв}}. \quad (\text{П.6})$$

Установочная мощность двигателя  $N_{\text{уст}}$  рассчитывается от возможных перегрузок в момент пуска насоса, возникающих в связи с необходимостью преодоления инерции покоящейся массы жидкости:

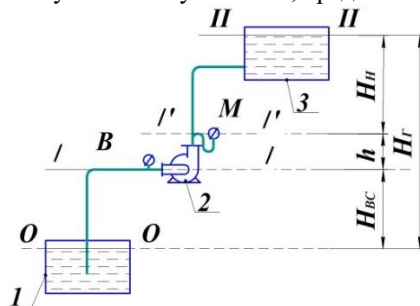
$$N_{\text{уст}} = \beta N_{\text{дв}}. \quad (\text{П.7})$$

Здесь  $\beta$  – коэффициент запаса мощности; его значения определяют в зависимости от номинальной мощности двигателя  $N_{\text{дв}}$ :

$N_{\text{дв}}$ , квт .....	менее 1	1...5	5...50	более 50
$\beta$ .....	2...1,5	1,5...1,2	1,2...1,15	1,1



Рассмотрим схему насосной установки, представленной на рис. П.1.



**Рис. П.1. Схема насосной установки:**

1 – приемная емкость; 2 – насос; 3 – напорная емкость;  
M – манометр; B – вакуумметр

Введем обозначения:  $p_0$  – давление в емкости 1, из которой насосом 2 засасывается жидкость (назовем ее условно приемной емкостью);  $p_2$  – давление в напорной емкости 3;  $p_{вс}$  – давление во всасывающем патрубке насоса;  $p_н$  – давление в напорном патрубке насоса;  $H_{вс}$  – высота всасывания;  $H_н$  – высота нагнетания;  $H_r$  – геометрическая высота подачи жидкости;  $h$  – расстояние по вертикали между уровнями установки манометра M и вакуумметра B.

Уравнение Бернулли для сечений 0–0 и 1–1:

$$\frac{p_0}{\rho g} + \frac{\omega_0^2}{2g} = H_{вс} + \frac{p_{вс}}{\rho g} + \frac{\omega_{вс}^2}{2g} + h_{п.вс}. \quad (\text{П.8})$$

Уравнение Бернулли для сечений I'–I' и II–II:

$$H_{вс} + h + \frac{p_н}{\rho g} + \frac{\omega_н^2}{2g} = H_{вс} + h + H_н + \frac{p_2}{\rho g} + \frac{\omega_2^2}{2g} + h_{п.н}. \quad (\text{П.9})$$

В этих уравнениях:

$\omega_0$  и  $\omega_2$  – скорости жидкости в приемной и напорной емкостях (в сечениях 0–0 и II–II соответственно);

$\omega_{вс}$  и  $\omega_н$  – скорости жидкости во всасывающем и нагнетательном патрубках насоса;

$h_{п.вс}$  и  $h_{п.н}$  – потери напора во всасывающем и нагнетательном трубопроводах.

Скорость жидкости  $\omega_0$  пренебрежимо мала по сравнению со скоростью во всасывающем трубопроводе, т.е. сравнительно с  $\omega_{вс}$ .

Напор насоса равен сумме трех слагаемых: высоты подъема жидкости в насосе, разности пьезометрических напоров и разности динамических напоров в нагнетательном и всасывающем патрубках насоса.

Обычно нагнетательный и всасывающий патрубки насоса имеют одинаковый диаметр; соответственно  $\omega_n = \omega_{вс}$ .

Для расчета напора при проектировании насосов применяют следующее уравнение (П.10).

$$H = h + \frac{P_n - P_{вс}}{g}. \quad (\text{П.10})$$

Для определения напора действующего насоса пользуются показаниями установленных на нем манометра ( $p_m$ ) и вакуумметра ( $p_v$ ). Выразим абсолютные давления  $p_n$  и  $p_{вс}$  через показания манометра и вакуумметра:

$$P_n = P_m + P_a, \quad P_{вс} = P_a - P_v,$$

причем  $p_a$  – атмосферное давление.

Делая подстановку этих выражений в уравнение (П.10), получим

$$H = h + \frac{P_n - P_{вс}}{\rho g}. \quad (\text{П.11})$$

Таким образом, напор действующего насоса может быть определен как сумма показаний манометра и вакуумметра (выраженных в м столба перекачиваемой жидкости) и расстояния по вертикали между точками расположения этих приборов.

В насосной установке напор насоса затрачивается на перемещение жидкости на геометрическую высоту ее подъема ( $H_r$ ), преодоление разности давлений в напорной и приемной емкостях  $\left( \frac{P_2 - P_1}{\rho g} \right)$

и суммарного гидравлического сопротивления ( $h_{п}$ ) во всасывающем и нагнетательном трубопроводах.

Уравнение

$$H = H_r + \frac{P_2 - P_1}{\rho g} + h_{п} \quad (\text{П.12})$$

используют при подборе насосов для технологических установок.

Если давления в приемной и напорной емкостях одинаковы ( $p_1 = p_2$ ), то уравнение напора принимает вид

$$H = H_r + h_{п}. \quad (\text{П.13})$$

При перекачивании жидкости по горизонтальному трубопроводу ( $H_r = 0$ ):

$$H = \frac{p_2 - p_0}{\rho g} + h_{\text{п}}. \quad (\text{П.13а})$$

В случае равенства давлений в приемной и напорной емкостях для горизонтального трубопровода ( $p_0 = p_2$  и  $H_r = 0$ ) напор насоса

$$H = h_{\text{п}}. \quad (\text{П.13б})$$

Всасывание жидкости насосом происходит под действием разности давлений в приемной емкости  $p_0$  и на входе в насос  $p_{\text{вс}}$  или под действием разности напоров  $\frac{p_0}{\rho g} - \frac{p_{\text{вс}}}{\rho g}$ . Высота всасывания может быть определена из уравнения (П.8):

$$H_{\text{вс}} = \frac{p_0}{\rho g} - \left( \frac{p_{\text{вс}}}{\rho g} + \frac{\omega_{\text{вс}}^2 - \omega_0^2}{2g} \right) + h_{\text{п.вс}}. \quad (\text{П.14})$$

Принимая во внимание, что практически скорость  $\omega_0 = 0$  получим

$$H_{\text{вс}} = \frac{p_0}{\rho g} - \left( \frac{p_{\text{вс}}}{\rho g} + \frac{\omega_{\text{вс}}^2}{2g} \right) + h_{\text{п.вс}}. \quad (\text{П.15})$$

Таким образом, высота всасывания насоса увеличивается с возрастанием давления  $p_0$  в приемной емкости и уменьшается с увеличением давления  $p_{\text{вс}}$ , скорости жидкости  $\omega_{\text{вс}}$  и потерь напора  $h_{\text{п.во}}$  во всасывающем трубопроводе.

Если жидкость перекачивается из открытой емкости, то давление  $p_0$  равно атмосферному  $p_a$ . Давление на входе в насос  $p_{\text{вс}}$  должно быть больше давления  $p_t$  насыщенного пара перекачиваемой жидкости при температуре всасывания ( $p_{\text{вс}} > p_t$ ), так как в противном случае жидкость в насосе начнет кипеть. При этом в результате интенсивного выделения из жидкости паров и растворенных в ней газов возможен разрыв потока и уменьшение высоты всасывания до нуля. Следовательно

$$H_{\text{вс}} \leq \frac{p_a}{\rho g} - \left( \frac{p_t}{\rho g} + \frac{\omega_{\text{вс}}^2}{2g} + h_{\text{п.вс}} \right). \quad (\text{П.16})$$

Из уравнения (П.16) следует, что высота всасывания зависит от атмосферного давления, скорости движения и плотности перекачиваемой жидкости, ее температуры (и соответственно давления ее паров) и гидравлического сопротивления всасывающего трубопровода.

Давление насыщенного пара жидкости увеличивается с повышением температуры и становится равным внешнему (атмосферному) давлению при температуре кипения. При увеличении температуры перекачиваемой жидкости высота всасывания насоса уменьшается. Как следует из уравнения (3.16), высота всасывания для жидкостей, имеющих температуру, близкую к температуре кипения при условиях всасывания, может оказаться равной нулю.  $H_{\text{вс}} = 0$  при

$$\frac{P_a}{\rho g} = \frac{P_t}{\rho g} + \frac{\omega_{\text{вс}}^2}{2g} + h_{\text{п.вс}}.$$

Поэтому при перекачивании горячих жидкостей насос устанавливают ниже уровня приемной емкости, чтобы обеспечить некоторый подпор со стороны всасывания, или создают избыточное давление в приемной емкости. Таким же образом перекачивают высоковязкие жидкости.

На допустимую высоту всасывания насосов оказывает также влияние явление кавитации.

Кавитация возникает при высоких скоростях вращения рабочих колес центробежных насосов и при перекачивании горячих жидкостей в условиях, когда происходит интенсивное парообразование в жидкости, находящейся в насосе. Пузырьки пара попадают вместе с жидкостью в область более высоких давлений, где мгновенно конденсируются. Жидкость стремительно заполняет полости, в которых находился сконденсировавшийся пар, что сопровождается гидравлическими ударами, шумом и сотрясением насоса. Кавитация приводит к быстрому разрушению насоса за счет гидравлических ударов и усиления коррозии в период парообразования. При кавитации производительность и напор насоса резко снижаются.

Явление кавитации приводит к уменьшению допустимой вакуумметрической высоты всасывания, под которой понимают разность давлений в приемной емкости и во всасывающем патрубке насоса, выраженную в м столба перекачиваемой жидкости

$$H_{\text{вак}} = \frac{P_0 - P_{\text{вс}}}{\rho g}. \quad (\text{П.17})$$

Значение  $H_{\text{вак}}$  можно определить из уравнения (8), пренебрегая величиной  $\omega_1$ , так как  $\omega_1 \ll \omega_{\text{вс}}$ . Для того чтобы предотвратить возникновение кавитации при работе насоса, допустимое значение вакуумметрической высоты всасывания ( $H'_{\text{вак}}$ ) принимают, вычитая из  $H_{\text{вак}}$  найденную из уравнения (8), некоторую высоту, называемую кавитационным запасом ( $\Delta h_k$ , м). Таким образом

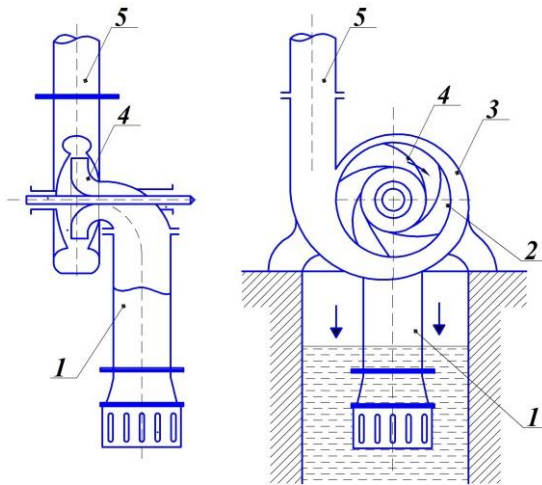
$$H'_{\text{вак}} = H_{\text{вак}} - \Delta h_{\text{к}}, \quad (\text{П.18})$$

причем значения  $\Delta h_{\text{к}}$  (или  $H_{\text{вак}}$ ) приводятся в каталогах насосов при  $p = 1 \text{ кгс/см}^2 \approx 10 \text{ м вод. ст.}$  и  $t = 20 \text{ }^\circ\text{C}$ . При отклонении от этих условий должны быть учтены фактическое атмосферное давление и давление насыщенных паров перекачиваемой жидкости при ее температуре.

В центробежных насосах всасывание и нагнетание жидкости происходит равномерно и непрерывно под действием центробежной силы, возникающей при вращении рабочего колеса с лопатками, заключенного в спиралеобразном корпусе.

В одноступенчатом центробежном насосе (рис. П.2) жидкость из всасывающего трубопровода *1* поступает вдоль оси рабочего колеса *2* в корпус *3* насоса и, попадая на лопатки *4*, приобретает вращательное движение. Центробежная сила отбрасывает жидкость в канал переменного сечения между корпусом и рабочим колесом, в котором скорость жидкости уменьшается до значения, равного скорости в нагнетательном трубопроводе *5*.

При этом, как следует из уравнения Бернулли, происходит преобразование кинетической энергии потока жидкости в статический напор, что обеспечивает повышение давления жидкости. На входе в колесо создается пониженное давление, и жидкость из приемной емкости непрерывно поступает в насос.



**Рис. П.2. Схема центробежного насоса:**

- 1* – всасывающий трубопровод; *2* – рабочее колесо; *3* – корпус;  
*4* – лопатки; *5* – нагнетательный трубопровод

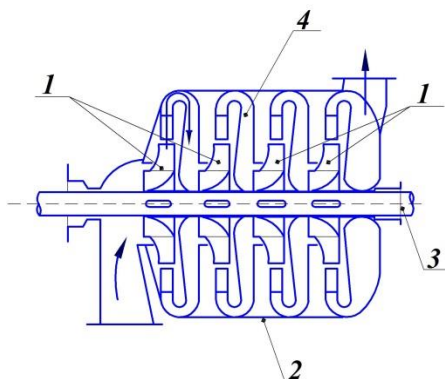
Давление, развиваемое центробежным насосом, зависит от скорости вращения рабочего колеса. Вследствие значительных зазоров между колесом и корпусом насоса разрежение, возникающее при вращении колеса, недостаточно для подъема жидкости по всасывающему трубопроводу, если он и корпус насоса не залиты жидкостью. Поэтому перед пуском центробежный насос заливают перекачиваемой жидкостью. Чтобы жидкость не выливалась из насоса и всасывающего трубопровода при заливке насоса или при кратковременных остановках его, на конце всасывающей трубы, погруженной в жидкость, устанавливают обратный клапан, снабженный сеткой (на рисунке не показан).

Напор одноступенчатых центробежных насосов (с одним рабочим колесом) ограничен и не превышает 50 м. Для создания более высоких напоров применяют многоступенчатые насосы (рис. П.3), имеющие несколько рабочих колес 1 в общем корпусе 2, расположенных последовательно на одном валу 3.

Жидкость, выходящая из первого колеса, поступает по специальному отводному каналу 4 в корпусе насоса во второе колесо, где ей сообщается дополнительная энергия. Из второго колеса через отводной канал в третье колесо и т.д. Таким образом, ориентировочно (без учета потерь) можно считать, что напор многоступенчатого насоса равен напору одного колеса, умноженному на число колес. Число рабочих колес в многоступенчатом насосе обычно не превышает пяти.

Теоретический напор  $H_T$  насоса равен разности напоров на входе в колесо и выходе из него:

$$H_T = H_2 - H_1 = \frac{p_2 - p_1}{\rho g} + \frac{c_2^2 - c_1^2}{2g}. \quad (\text{П.19})$$



**Рис. П.3. Схема многоступенчатого насоса:**  
1 – рабочее колесо; 2 – корпус; 3 – вал; 4 – отводной канал

Действительный напор насоса меньше теоретического, так как часть энергии жидкости расходуется на преодоление гидравлических сопротивлений внутри насоса и жидкость в нем при конечном числе лопаток не движется по подобным траекториям.

Действительный напор составляет

$$H = H_T \eta_r \varepsilon, \quad (\text{П.20})$$

где  $\eta_r$  – гидравлический к. п. д. насоса, равный  $0,8 \dots 0,95$ ;  $\varepsilon$  – коэффициент, учитывающий конечное число лопаток, равный  $0,6 \dots 0,8$ .

Значительные потери напора, возникающие в центробежном насосе, обуславливают снижение его общего к. п. д.

Производительность центробежного насоса  $Q$  соответствует расходу жидкости через каналы шириной  $b_1$  и  $b_2$  между лопатками рабочего колеса:

$$Q = b_1 (\pi D_1 - \delta z) c_{1r} = b_2 (\pi D_2 - \delta z) c_{2r}, \quad (\text{П.21})$$

где  $\delta$  – толщина лопаток;  $z$  – число лопаток;  $b_1$  и  $b_2$  – ширина рабочего колеса на внутренней и внешней окружностях соответственно;  $c_{1r}$  и  $c_{2r}$  – радиальные составляющие абсолютных скоростей на входе в колесо и выходе из него ( $c_{1r} = c_{2r}$ ).

Для уменьшения гидравлических потерь на входе жидкости в рабочее колесо скорость  $c_{1r}$  принимают равной скорости жидкости во всасывающем трубопроводе.

Графические зависимости напора  $H$ , мощности на валу  $N_e$  и к. п. д. насоса  $\eta_n$  от его производительности  $Q$  при постоянном числе оборотов  $n$  называются характеристиками насоса (рис. П.4). Эти зависимости получают при испытаниях центробежных насосов, изменяя степень открытия задвижки на нагнетательной линии; они приводятся в каталогах на насосы.

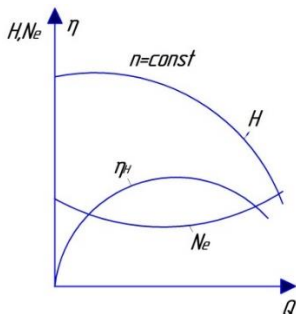


Рис. П.4. Характеристика центробежного насоса

Из рисунка П.4. следует, что с увеличением производительности при  $n = \text{const}$  напор насоса уменьшается, потребляемая мощность возрастает, а к. п. д. проходит через максимум. Небольшой начальный участок кривой  $H-Q$ , где напор слегка возрастает с увеличением производительности, соответствует неустойчивой работе насоса.

Насос потребляет наименьшую мощность при закрытой напорной задвижке (при  $Q = 0$ ). Наиболее благоприятный режим эксплуатации центробежного насоса при данном числе оборотов соответствует максимуму на кривой  $\eta_n-Q$ .

Снимая характеристики насоса при различных числах оборотов насоса ( $n_1, n_2, n_3, \dots$ ), получают ряд зависимостей  $H-Q$  (рис. П.5). На каждой кривой  $H-Q$  выделяют точки, отвечающие некоторому постоянному значению к. п. д. ( $\eta'_n, \eta''_n, \eta'''_n, \dots$ ), которые соединяют между собой плавной линией. Эти линии ограничивают области, внутри которых к. п. д. насоса имеет значение не меньше, чем указанное на границе области.

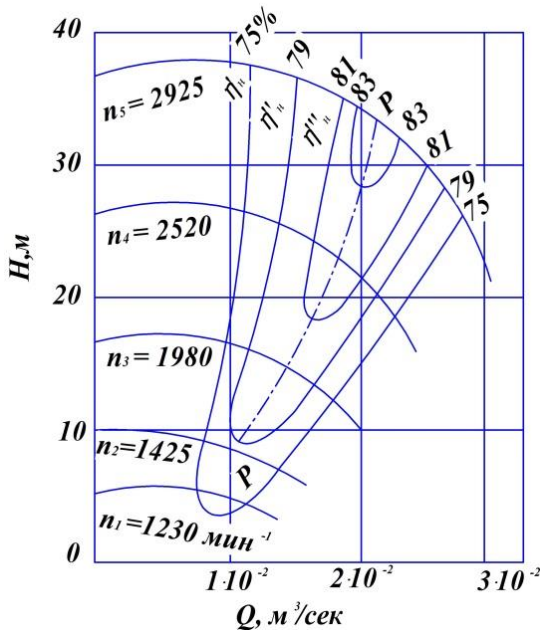


Рис. П.5. Универсальная характеристика центробежного насоса



Линия  $p$ – $p$  соответствует максимальным значениям к. п. д. при данных числах оборотов рабочего колеса. Полученные таким путем графические зависимости между напором, к. п. д. и производительностью насоса при различных числах оборотов колеса называют универсальными характеристиками. Пользуясь универсальной характеристикой, можно установить пределы работы насоса (соответствующие максимальному значению к. п. д.) и выбрать наиболее благоприятный режим его работы.

При выборе насоса необходимо учитывать характеристику сети, т.е. трубопровода и аппаратов, через которые перекачивается жидкость.

Характеристика сети выражает зависимость между расходом жидкости  $Q$  и напором  $H$ , необходимым для перемещения жидкости по данной сети. Напор  $H$  может быть определен как сумма геометрической высоты подачи  $H_r$  и потерь напора  $h_{п.}$ . После преобразований, обозначая  $V_{сек}$  через  $Q$ , получим, что потери напора пропорциональны квадрату расхода жидкости:

$$h_{п.} = kQ^2, \quad (\text{П.22})$$

где  $k$  – коэффициент пропорциональности.

Тогда характеристика сети выразится зависимостью, представляющей собой уравнение параболы:

$$H = H_r + kQ^2. \quad (\text{П.23})$$

Совмещение характеристик сети и насоса показано на рис. П.6. Точка  $F$  пересечения этих характеристик называется рабочей точкой; она отвечает наибольшей производительности насоса  $Q_1$  при его работе на данную сеть. Если требуется более высокая производительность, то необходимо либо увеличить число оборотов электродвигателя, либо заменить данный насос на насос большей производительности. Увеличение производительности может быть достигнуто также путем уменьшения гидравлического сопротивления сети  $h_{п.}$ . В этом случае рабочая точка переместится по характеристике насоса вправо.

Насос должен быть выбран так, чтобы рабочая точка соответствовала требуемым производительности и напору в области наибольших к. п. д.

Совместная работа насосов. На практике иногда применяют параллельное или последовательное соединение насосов, работающих на данную сеть.

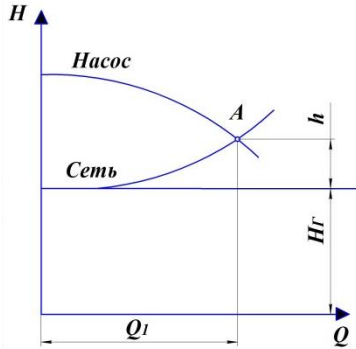


Рис. П.6. Совмещение характеристик насоса и сети

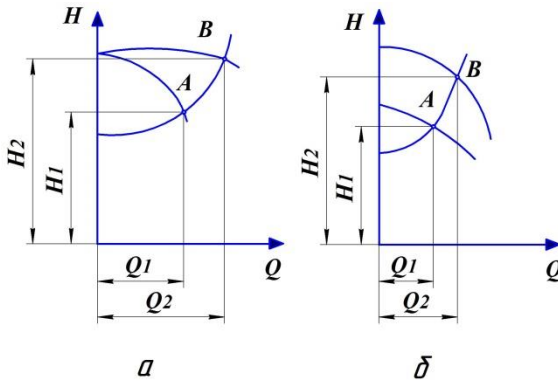


Рис. П.7. Совместная работа насосов:

*a* – параллельное соединение; *б* – последовательное соединение

При параллельном соединении общую характеристику насосов получают сложением абсцисс характеристик каждого из насосов для данного напора. На рисунке П.7, *a* показана характеристика двух одинаковых насосов, работающих параллельно.

Совмещение характеристики сети с общей характеристикой насосов показывает, что рабочая точка *B* в этом случае соответствует производительности  $Q_2$  большей, чем производительность одного насоса (точка *A*). Однако общая производительность всегда будет меньше суммы производительностей насосов, работающих отдельно друг от друга, что связано с параболической формой характеристики сети. Чем круче эта характеристика, тем меньше приращение производительности. Поэтому параллельное включение насосов используют для увеличения производительности насосной установки, когда харак-

характеристика сети является достаточно полой. Увеличение напора при этом незначительно.

При последовательном соединении насосов общую характеристику получают сложением напоров насосов для каждого значения производительности.

На рисунке П.7 (б) представлена общая характеристика двух одинаковых насосов, соединенных последовательно. Точка пересечения этой характеристики с характеристикой сети (рабочая точка *B*) соответствует суммарным напору и производительности ( $H_2$  и  $Q_2$ ) последовательно соединенных насосов, работающих на данную сеть. При таком соединении насосов удастся значительно увеличить напор, если характеристика сети является достаточно крутой.

Коэффициент быстроходности, называемый также удельным числом оборотов  $n_s$ , представляет собой число оборотов такой геометрически подобной модели колеса, которая при одинаковом к.п.д. и производительности  $0,075 \text{ м}^3/\text{с}$  развивает напор 1 м. Коэффициент быстроходности является основной характеристикой серии подобных насосов.

Коэффициент быстроходности  $n_s$  ( $\text{мин}^{-1}$ ) можно определить по уравнению

$$n_s = \frac{3,65n\sqrt{Q}}{\sqrt[4]{H^3}}, \quad (\text{П.24})$$

где  $n$  – число оборотов насоса,  $\text{мин}^{-1}$ ;  $Q$  – производительность насоса при максимальном к. п. д.,  $\text{м}^3/\text{с}$ ;  $H$  – полный напор насоса, м.

Из приведенного уравнения следует, что при постоянном числе оборотов колеса  $n$  коэффициент быстроходности  $n_s$  возрастает с увеличением производительности и уменьшением напора. Поэтому в общем случае тихоходные колеса применяют для получения повышенных напоров при малой производительности, а быстроходные – для достижения высоких производительностей при небольших напорах.

Колеса центробежных насосов в зависимости от значения коэффициента быстроходности  $n_s$  делятся на три основных типа:

	$n_s$
Тихоходные	40...80
Нормальные	80...150
Быстроходные	150...300

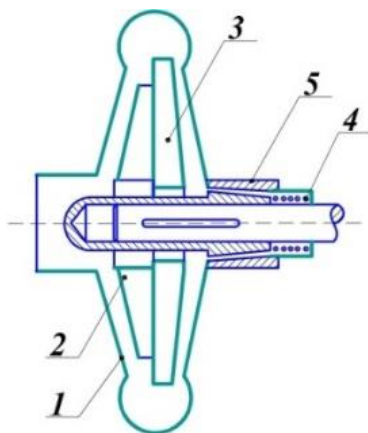
У насосов некоторых конструкций величина  $n_s$  больше. Так, например, у осевых (пропеллерных) насосов  $n_s$  600...1200.

Бессальниковые насосы. Для центробежных насосов большое значение имеет надежная конструкция сальников – уплотнений вала, обеспечивающих устранение утечек перекачиваемой жидкости: неудовлетворительная работа сальников влечет за собой также повышенный износ вала, длительные и частые простои насоса, резкое увеличение эксплуатационных расходов.

Полное устранение утечки перекачиваемой жидкости, неизбежной при эксплуатации насоса с сальниковым уплотнением, достигается в бессальниковом насосе (рис. П.8).

В корпусе *1* помещается рабочее колесо *2*. На нем укреплено добавочное колесо *3*, снабженное радиальными лопатками, которое откачивает протекшую за колесо жидкость в полость нагнетания насоса, устраняя тем самым утечку перекачиваемой жидкости через зазоры между валом и корпусом при работе насоса. При остановке насоса утечка жидкости предотвращается специальным (стояночным) уплотнением, которое запирает зазор между корпусом и валом в момент выключения насоса. Герметичность этого уплотнения достигается с помощью двух конических поверхностей – удлиненной втулки рабочего колеса *2* и втулки *5*. Плотное прилегание конических поверхностей этих втулок обеспечивается посредством пружины *4*. В момент пуска насоса вал несколько перемещается влево и уплотняющие поверхности отходят друг от друга, размыкая стояночное уплотнение.

Все детали насоса, соприкасающиеся с перекачиваемой жидкостью, изготавливаются из антикоррозионных материалов.



**Рис. П.8. Схема бессальникового насоса:**

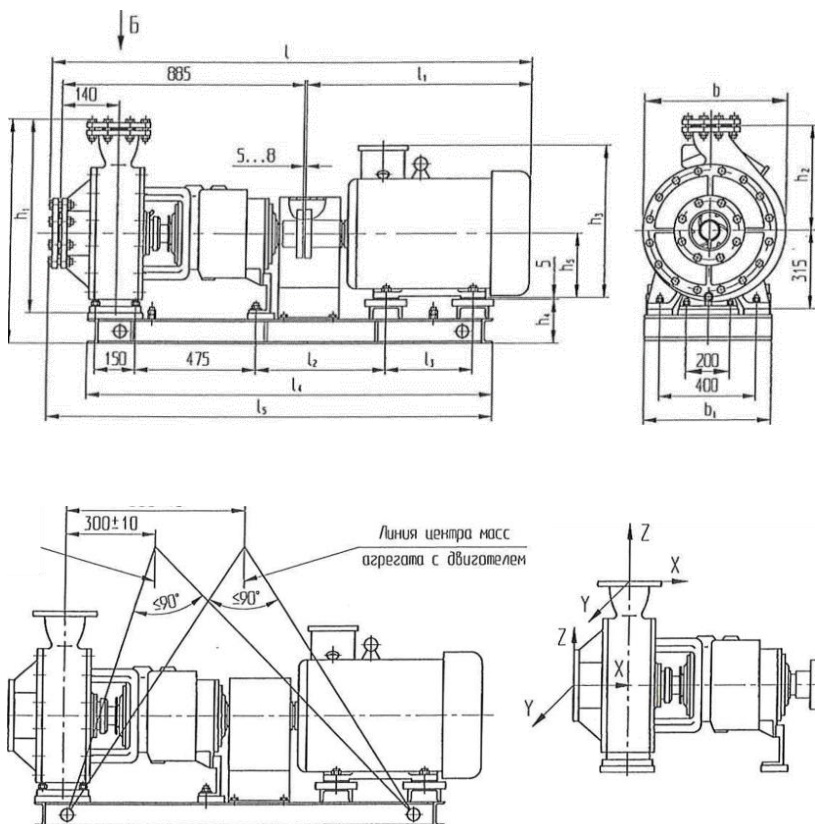
*1* – корпус; *2* – рабочее колесо; *3* – добавочное колесо;  
*4* – пружина; *5* – втулка

Наибольшее распространение в промышленности получили центробежные насосы, которые имеют перед поршневыми ряд важных преимуществ. К ним относятся:

- 1) высокая производительность и равномерная подача;
- 2) компактность и быстроходность (возможность непосредственного присоединения к электродвигателю);
- 3) простота устройства, что позволяет изготавливать их из химически стойких, трудно поддающихся механической обработке материалов (например, ферросилида, керамики и т.п.);
- 4) возможность перекачивания жидкостей, содержащих твердые взвешенные частицы, благодаря большим зазорам между лопатками и отсутствию клапанов;
- 5) возможность установки на легких фундаментах.

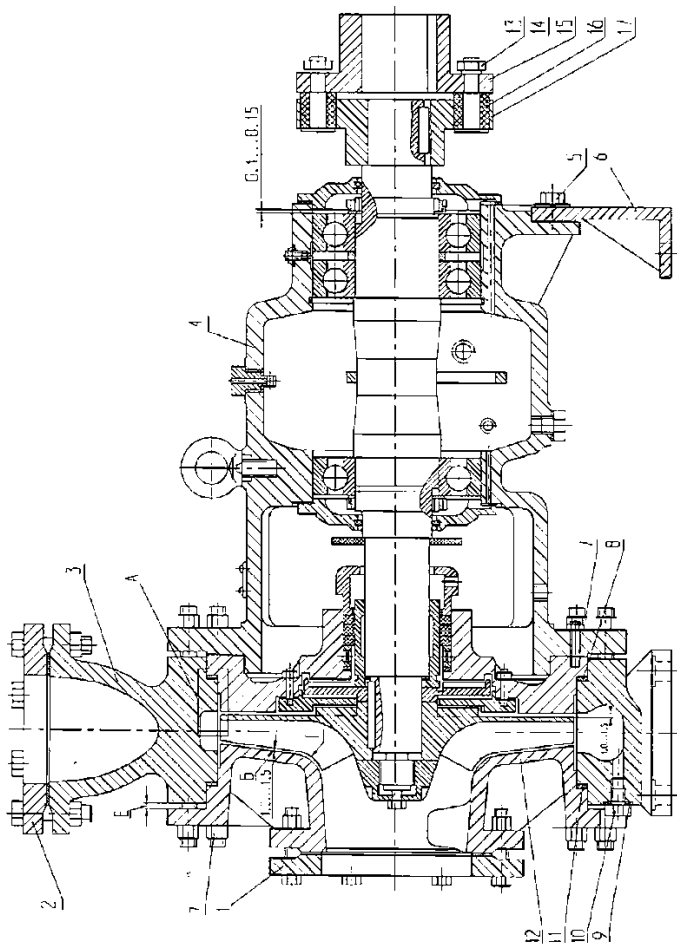
К. п. д. наиболее крупных и тщательно изготовленных центробежных насосов достигает 0,95; к. п. д. поршневых насосов 0,9. Однако центробежные насосы небольшой и средней производительности имеют к. п. д. на 10...15% ниже, чем поршневые. Это обусловлено наличием больших зазоров между полостями всасывания и нагнетания, через которые возможен переток жидкости, а также затратами энергии на неизбежное вихреобразование вблизи кромок лопаток вращающегося с большой скоростью рабочего колеса, которая преобразуется в тепло и рассеивается в окружающей среде. Такие потери резко возрастают для высоковязких жидкостей, перекачивание которых центробежными насосами, вследствие резкого снижения к. п. д., экономически невыгодно.

К недостаткам центробежных насосов следует отнести относительно низкие напоры, а также уменьшение производительности при увеличении сопротивления сети и резкое снижение к. п. д. при уменьшении производительности.



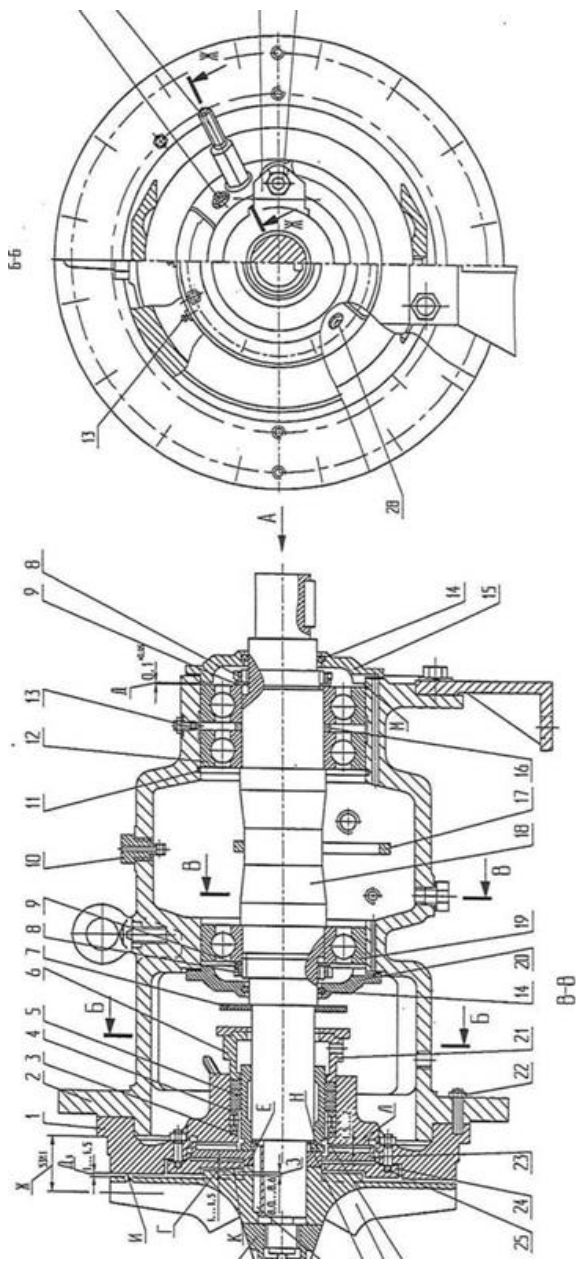
Наименование	Обозначение	Входной патрубок	Напорный патрубок
Сила, кН (кгс)	$P_X$	$\pm 1,4 (\pm 140)$	$\pm 0,5 (\pm 50)$
	$P_Y$	$\pm 1,0 (\pm 100)$	$\pm 0,6 (\pm 60)$
	$P_Z$	$\pm 0,8 (\pm 80)$	$\pm 0,9 (\pm 90)$
Момент, кН·м (кгс·м)	$M_X$	$\pm 2,0 (\pm 200)$	$\pm 1,5 (\pm 150)$
	$M_Y$	$\pm 1,8 (\pm 180)$	$\pm 1,4 (\pm 140)$
	$M_Z$	$\pm 1,2 (\pm 120)$	$\pm 0,9 (\pm 90)$

Рис. П.9. Агрегаты электронасосные типа СКМ



**Рис. П.10. Насосы типа СМК:**

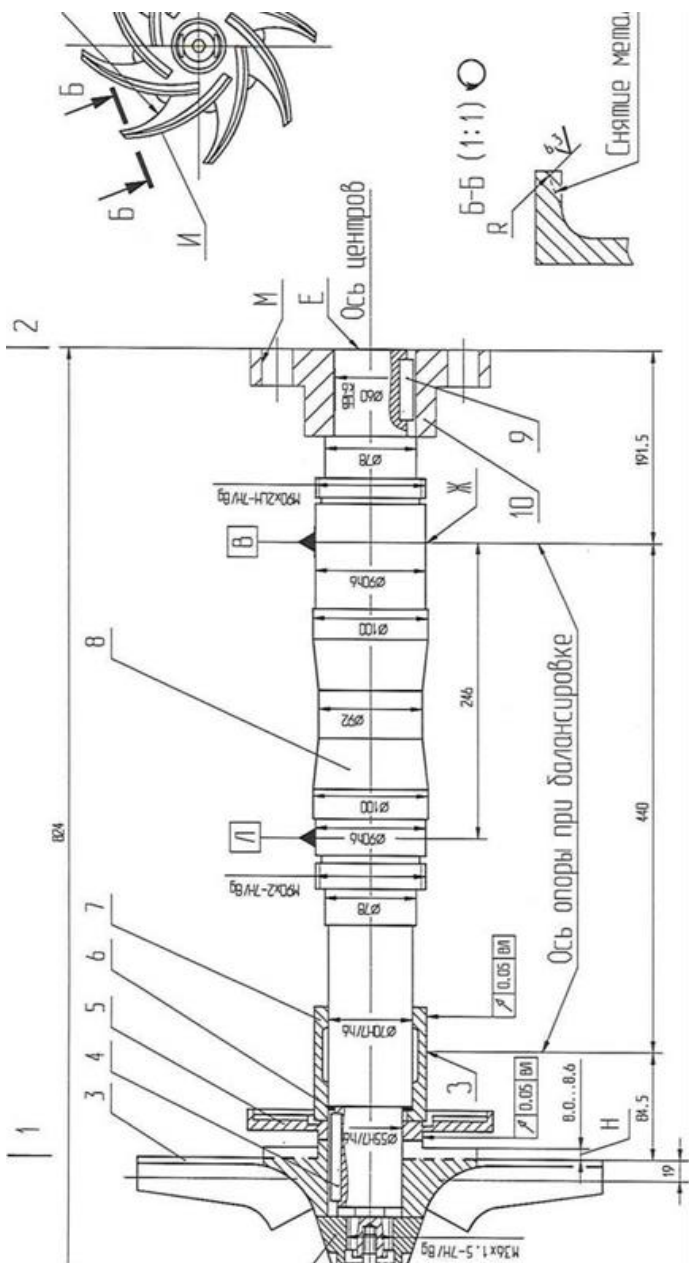
- 1 – фланец; 2 – корпус; 3 – фланец; 4 – выемная часть; 5 – болт; 6 – стойка; 7 – гайка;  
 8 – прокладка; 9 – шайба; 10 – пробка; 11 – прокладка; 12 – патрубок; 13 – гайка; 14 – шайба;  
 15 – полумуфта двигателя; 16 – палец; 17 – полумуфта насоса



**Рис. П.11. Выемная часть:**

- 1 – крышка; 2 – кронштейн; 3 – кольцо; 4 – кольцо гидрозатворное; 5 – кольцо; 6 – втулка;
- 7 – отбойник; 8 – гайка; 9 – шайба стопорная; 10 – пробка; 11 – кольцо пружинное; 12 – подшипник;
- 13 – масленка; 14 – кольцо; 15 – крышка подшипника; 16 – кольцо; 17 – кольцо смазочное; 18 – вал;
- 19 – подшипник; 20 – крышка подшипника; 21 – втулка; 22 – гайка; 23 – импеллер; 24 – обойма; 25 – шпилька;
- 26 – гильза защитная; 27 – колесо рабочее; 28 – прокладка; 29 – болт; 30 – гайка; 31 – штуцер;
- 32 – фланец нажимной; 33 – гайка; 34 – указатель уровня масла; 35 – пробка; 36 – шпонка





**Рис. П.12 Ротор:**

- 1 – болт; 2 – гайка; 3 – колесо рабочее; 4 – шпонка; 5 – импеллер; 6 – прокладка; 7 – гильза защитная;
- 8 – вал; 9 – шпонка; 10 – полумуфта насоса

ТАБЛИЦЫ ИСХОДНЫХ И СПРАВОЧНЫХ ДАННЫХ ДЛЯ РАСЧЕТА ВЫПАРНЫХ УСТАНОВОК

Г.1. Температурная депрессия сахарных растворов

Концентрация раствора, %	А, °С, при температуре в надсоковом пространстве аппарата °С														
	60	65	70	75	80	85	90	95	100	105	110	115	120	125	130
10	0,1	0,1	0,08	0,09	0,09	0,09	0,09	0,1	0,1	0,1	0,1	0,1	0,1	0,1	0,1
15	0,15	0,2	0,2	0,2	0,2	0,2	0,2	0,2	0,2	0,2	0,3	0,3	0,3	0,3	0,3
20	0,3	0,3	0,3	0,3	0,3	0,3	0,3	0,3	0,3	0,3	0,4	0,4	0,4	0,4	0,4
25	0,4	0,4	0,4	0,4	0,4	0,5	0,5	0,5	0,5	0,5	0,5	0,5	0,6	0,6	0,6
30	0,5	0,6	0,6	0,6	0,6	0,6	0,7	0,7	0,7	0,7	0,7	0,8	0,8	0,8	0,8
35	0,7	0,7	0,7	0,8	0,8	0,8	0,8	0,9	0,9	0,9	1,0	1,0	1,0	1,0	1,0
40	0,9	1,0	1,0	1,0	1,0	1,1	1,1	1,2	1,2	1,2	1,3	1,3	1,3	1,4	—
45	1,3	1,3	1,3	1,4	1,4	1,5	1,5	1,6	1,6	1,7	1,7	1,7	1,9	—	—
50	1,6	1,6	1,7	1,7	1,8	1,9	1,9	2,0	2,0	2,1	2,2	2,2	2,3	—	—
55	2,0	2,1	2,2	2,2	2,3	2,4	2,5	2,5	2,6	2,7	2,8	2,9	—	—	—
60	2,6	2,7	2,7	2,8	2,9	3,0	3,1	3,2	3,3	3,4	3,6	3,7	—	—	—
65	3,3	3,4	3,5	3,6	3,8	3,9	4,0	4,1	4,3	4,4	4,6	—	—	—	—
70	4,2	4,3	4,4	4,8	4,8	4,9	5,1	5,3	5,4	5,6	5,8	—	—	—	—

**Г.2. Температурный режим четырехкорпусной  
выпарной установки с концентратом**

Параметры	Корпуса выпарной установки				Концентрат
	I	II	III	IV	
Температура греющего пара $t$ , °С	131,6	124,3	118,5	107,7	97,5
Давление греющего пара $P_{г.п}$ , МПа	0,283	0,234	0,188	0,132	0,093
Полезная разность температур $\Delta t$ , °С	6,0	7,5	10,5	12,0	15,6
Температура кипения сока $t$ , °С	126,0	117,0	104,5	89,0	68,4
Температурная депрессия $\Delta\Phi$ , °С	0,5	1,0	2,5	4,0	8,4
Температура сокового пара $\theta$ , °С	125,8	119,0	108,2	98,0	86,2
Давление сокового пара $P_{с.п}$ , МПа	0,238	0,192	0,135	0,094	0,068
Потери температуры в паропроводе $\Delta_c$ , °С	1	1	1	1	1
Температура конденсата $t_k$ , °С	129,6	122,3	116,5	105,7	95,5
Удельная энтальпия пара $i''$ , кДж/кг	2728	2713	2707	2693	2675

### Г.3. Исходные данные для расчета

Номер варианта	Производительность $G$ , т/сутки	Масса сока $G_c$ , кг/с	Массовая доля сухих веществ в соке $СВ_c$ , %	Массовая доля сухих веществ в сиропе $СВ_{сир}$ , %	Длина кипяточных трубок $l$ , м
1	2000	120	14,0	65	2,6
2	3000	122	15,0	70	2,5
3	4000	124	16,0	65	3,0
4	5000	126	14,0	70	2,0
5	6000	128	15,0	65	2,5
6	2000	130	16,0	70	3,0
7	3000	121	14,0	65	2,0
8	4000	123	15,0	70	2,5
9	5000	125	16,0	65	3,0
10	6000	127	14,0	70	2,0
11	2000	129	15,0	65	2,5
12	3000	120	16,0	70	3,0
13	4000	122	14,0	65	2,0
14	5000	124	15,0	70	2,5
15	6000	126	16,0	65	3,0
16	2000	128	14,0	70	2,0
17	3000	130	15,0	65	2,0
18	4000	121	16,0	70	2,5
19	5000	123	14,0	65	3,0
20	6000	125	15,0	70	2,0
21	2000	127	16,0	65	2,5
22	3000	129	14,0	70	3,0
23	4000	120	15,0	65	2,5
24	5000	122	16,0	70	3,0
25	6000	125	14,0	65	3,0

**Г.4. Зависимость коэффициента теплопередач  $k$ , Вт/(м<sup>2</sup>·К),  
от длины трубок и концентрации сока [2]**

Длина трубок $l$ , м	Массовая доля сока и сиропа, %						
	10	20	30	40	50	60	65
<i>I корпус</i>							
2,0	2846	2858	2491				
2,5	2784	2595	2435				
3,0	2788	2553	2393				
<i>II корпус</i>							
2,0		1870	1716	1584			
2,5		1863	1709	1570			
3,0		1856	1702	1563			
<i>III корпус</i>							
2,0			1179	1047	893		
2,5			1765	1033	886		
3,0			1151	1026	879		
<i>IV корпус</i>							
2,0				781	656	544	
2,5				774	658	544	
3,0				774	656	544	
<i>Концентратор</i>							
2,0					440	356	286
2,5					440	356	279
3,0					432	349	279

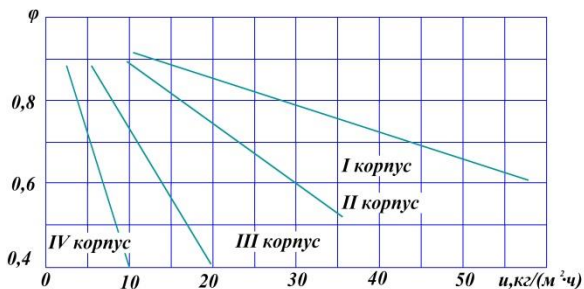


Рис. П.13. Зависимость коэффициента использования поверхности нагрева от величины напряжения корпуса выпарного аппарата [2]

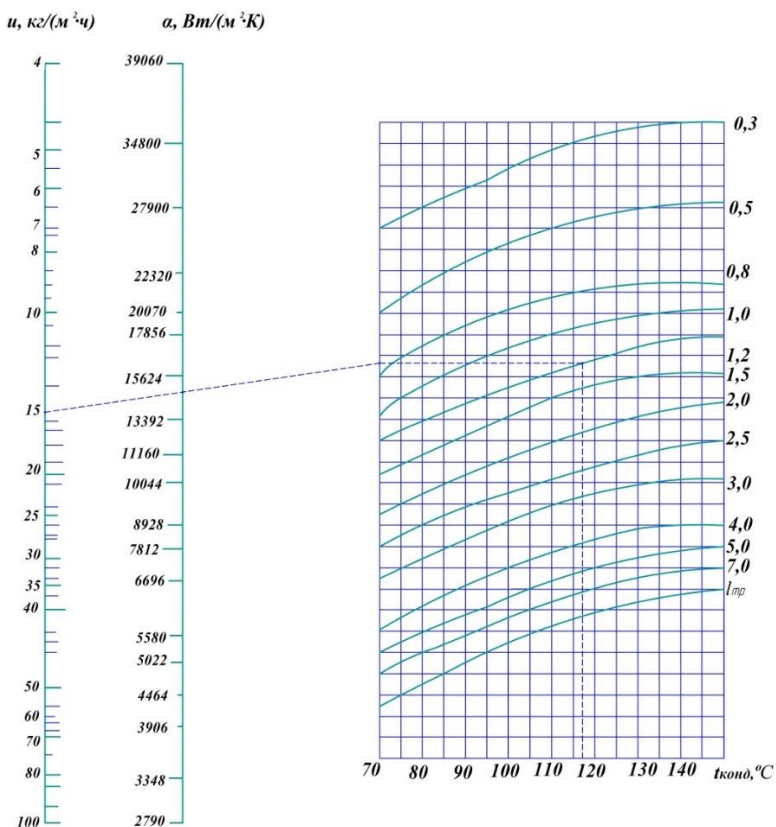


Рис. П.14. Номограмма для определения коэффициента теплоотдачи от конденсирующегося пара к стенке

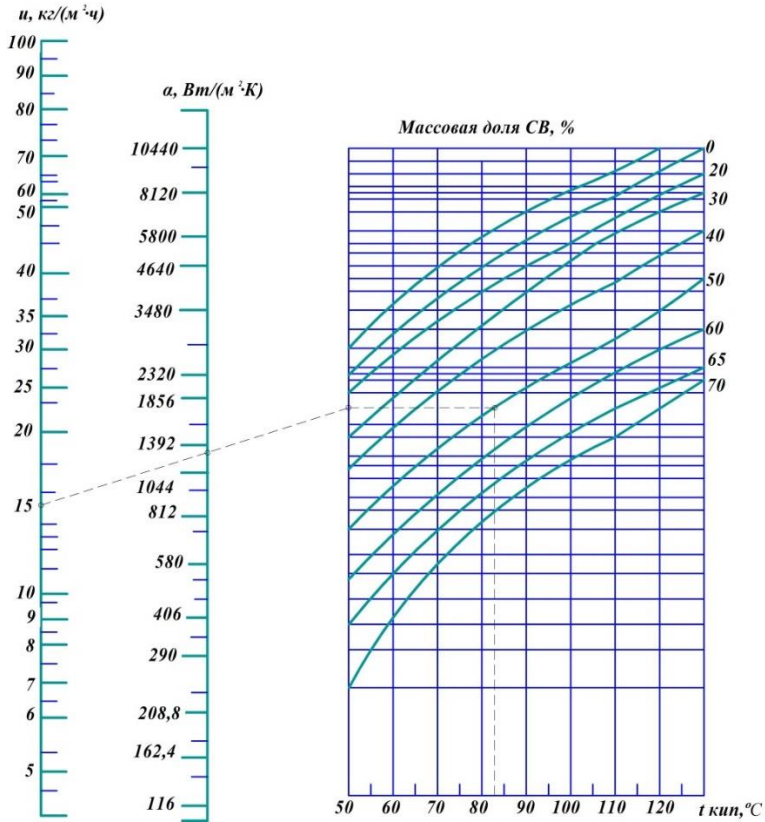


Рис. П.15. Номограмма для определения коэффициента теплоотдачи от стенки к кипящей жидкости

## ОГЛАВЛЕНИЕ

---

ВВЕДЕНИЕ .....	3
1. ОСНОВЫ ПРОЦЕССА ВЫПАРИВАНИЯ В СВЕКЛО-САХАРНОМ ПРОИЗВОДСТВЕ .....	4
1.1. Общие сведения о процессе выпаривания диффузионного сока .....	4
1.2. Организация процесса теплопередачи .....	
1.3. Материальный и тепловой балансы стадии выпаривания .....	11
2. АППАРАТУРНОЕ ОФОРМЛЕНИЕ ПРОЦЕССА ВЫПАРИВАНИЯ .....	22
2.1. Конструкция и принцип работы пленочного выпарного аппарата .....	31
2.2. Устройство и принцип работы выпарной станции .....	33
3. РАСЧЕТ МНОГОКОРПУСНОЙ ВЫПАРНОЙ УСТАНОВКИ .....	36
ЗАКЛЮЧЕНИЕ .....	47
СПИСОК ЛИТЕРАТУРЫ .....	64
Приложение А. ПЕРЕЧЕНЬ СОКРАЩЕНИЙ И ОБОЗНАЧЕНИЙ .....	69
Приложение Б. ТЕРМИНЫ И ОПРЕДЕЛЕНИЯ .....	73
Приложение В. НАСОСЫ .....	77
Приложение Г. ТАБЛИЦЫ ИСХОДНЫХ И СПРАВОЧНЫХ ДАННЫХ ДЛЯ РАСЧЕТА ВЫПАРНЫХ УСТАНОВОК .....	97



Учебное электронное издание

ДВОРЕЦКИЙ Дмитрий Станиславович  
ХАБАРОВА Елена Владимировна  
СМОЛИХИНА Полина Михайловна  
ПРОНИН Василий Александрович

# ТЕХНОЛОГИИ И ОБОРУДОВАНИЕ СТАДИИ ПОЛУЧЕНИЯ САХАРНОГО СИРОПА

Учебное пособие

Редактирование Е. С. Мордасовой  
Графический и мультимедийный дизайнер Т. Ю. Зотова  
Обложка, упаковка, тиражирование Е. С. Мордасовой

ISBN 978-5-8265-2599-9



Подписано к использованию 13.06.2023.

Тираж 50 шт. Заказ № 58

Издательский центр ФГБОУ ВО «ТГТУ»  
392000, г. Тамбов, ул. Советская, д. 106, к. 14  
Телефон: (4752) 63-81-08  
E-mail: izdatelstvo@tstu.ru