Министерство образования и науки Российской Федерации

Федеральное агентство по образованию

Тихоокеанский государственный экономический университет

Кафедра пищевой биотехнологии

*Курсовой проект по дисциплине*

*Процессы и аппараты химической технологии*

Тема: **«Расчет кожухотрубного теплообменника для стерилизации молока»**

Студентка Аржаева А. И.

Группа 441 Пб

Руководитель: доцент Фищенко Е. С.

Владивосток 2007

**Содержание**

Введение

I.Теоретическая часть. Теплообменные процессы

II.Описание технологической операции

Задание

1. Тепловой расчет

2. Гидравлический расчет

3. Расчет тепловой изоляции

4. Механический расчет

Список использованной литературы

# **Введение**

Любой технологический процесс, несмотря на различие методов, представляет собой ряд взаимосвязанных типовых технологических стадий, протекающих в аппаратуре определенного класса. Однако высокие требования к качеству продукции, эффективности производства, снижению его энерго- и материалоемкости, охране окружающей среды определяли специфику, отличающую эти технологические стадии получения пищевых продуктов и аппаратурно-технологическое оформление от подобных процессов в других отраслях народного хозяйства.

Процессы в пищевой технологии в большинстве своем сложны и зачастую представляют собой сочетание гидродинамических, тепловых, массообменных, биохимических и механических процессов.

Технологический процесс в пищевой технологии необходимо анализировать, рассчитать его, определить оптимальные параметры, разработать и рассчитать аппаратуру для его проведения. В нем изучаются закономерности масштабного перехода от лабораторных процессов и аппаратов к промышленным. Знание этих закономерностей необходимо для проектирования и создания современных многоэтажных промышленных процессов пищевой технологии.

Теплоиспользующие аппараты, применяемые в пищевых производствах для проведения теплоообменных процессов, называются теплообменниками. Теплообменники характеризуются разнообразием конструкций, которое объясняется различным назначением аппаратов и условиями проведения процессов.

По принципу действия теплообменники делятся на рекуперативные, регенеративные и смесительные (градирни, скрубберы, конденсаторы смешения и т. д.).

В *рекуперативных теплообменниках* теплоносители разделены стенкой и теплота передается от одного теплоносителя к другому через разделяющую их стенку.

В *регенеративных теплообменниках* одна и та же теплообменная поверхность омывается попеременно горячим и холодным теплоносителями.

В *смесительных аппаратах* передача теплоты происходит при непосредственном взаимодействии теплоносителей.

**І. Теоретическая часть. Теплообменные процессы**

**Теплообмен** – самопроизвольный, необратимый процесс переноса теплоты от более нагретых тел (или участков тел) к менее нагретым.

**Теплота** (количество теплоты) – энергетическая характеристика процесса теплообмена, которая определяется количеством энергии, отдаваемой или получаемой в процессе теплообмена.

**Теплообменные процессы** – это процессы, связанные с переносом теплоты от более нагретых тел к менее нагретым. К ним относятся процессы нагревания, пастеризации, стерилизации, охлаждения, конденсации, выпаривания и т. п. Скорость тепловых процессов определяется законами теплопередачи.

В процессах теплопередачи участвует не менее двух сред (веществ) с различными температурами. Среда с более высокой температурой, отдающая при теплообмене теплоту, называется горячим теплоносителем, среда с более низкой температурой, воспринимающая теплоту, называется холодным теплоносителем (хладагентом). Теплоносители и хладагенты должны быть химически стойкими, не вызывать коррозии аппаратуры, не образовывать отложений на стенках аппаратов. В качестве теплоносителей в пищевой промышленности наибольшее распространение получили насыщенный водяной пар, вода, дымовые газы, а в качестве хладагентов – аммиак, фреоны, рассол хлорида кальция, воздух, азот. Выбор теплоносителя или хладагента определяется их назначением, температурами процесса, стоимостью.

К теплообменным относят такие технологические процессы, скорость которых определятся скоростью подвода или отвода теплоты: нагревание, испарение (в том числе выпаривание), охлаждение, конденсация.

**ІІ. Описание технологической операции**

Молоко, из которого производят молочные продукты, должно быть пастеризовано для уничтожения в молоке патогенных бактерий и нежелательных вегетативных форм вредных для этих продуктов, а в некоторых случаях и стерилизовано. Эффективность стерилизации зависит от температуры и времени воздействия на молоко.

Температурная обработка молока установлена стандартами и преследует две цели: соблюдение гигиенических требований для охраны здоровья, повышение стойкости молока при хранении.

***Стерилизация молока*** – способ термической обработки молока при температуре выше 1000С с целью уничтожения вегетативных клеток и большинства спор бактерий. Стерилизованное молоко должно отвечать требованиям промышленной стерильности, т.е. в нем не должно содержаться патогенных и токсигенных микроорганизмов, а также микроорганизмов – возбудителей порчи. Поэтому готовят стерилизованное молоко из сырья высокого качества, в котором содержание спор бактерий не должно превышать 100 КОЕ в 1 см3 сырого молока. В стерилизованном молоке допускается наличие небольшого количества спор бактерий, которые не размножаются и не вызывают изменений в продукте на протяжении всего срока хранения.

Существует 3 способа стерилизации молока:

* пастеризация при 750С → стерилизация при 135-1400С в потоке → охлаждение до 700С → розлив в стерильные бутылки → стерилизация при 116-1200С;
* стерилизация в потоке при 1400С → охлаждение → асептический розлив в стерильные пакеты;
* пастеризация при 800С → стерилизация в потоке при 1400С → асептический розлив в стерильные пакеты.

Наиболее современным и распространенным способом производства стерилизованного молока является способ однократной стерилизации молока в потоке с последующим розливом.

*Микробиологический контроль стерилизованного молока* осуществляется не реже 2-3 раз в неделю. Отобранные образцы должны соответствовать требованиям промышленной стерильности. Для определения промышленной стерильности образцы со стерилизованным молоком термостатируют при 370С в течение 3 суток. После термостатной выдержки проводят осмотр образцов продукта.

При наличии вздутия упаковки или изменения внешнего вида молока в бутылках (наличия сгустка, хлопьев, отстоя сыворотки и др.) упаковки считают несоответствующими требованиям промышленной стерильности. Упаковки без внешних дефектов вскрывают, а продукт анализируют органолептически. Продукт отвечает требованиям промышленной стерильности если не установлено изменений вкуса и консистенции.

Для обработки молока в закрытом потоке при высоких скоростях его движения служат трубчатые стерилизационные установки.

Недостатки трубчатых стерилизационных установок - высокая металлоемкость и большие габаритные размеры по сравнению с пластинчатыми при равной производительности; необходимость значительного свободного пространства со стороны торцов цилиндрических теплообменных секций для работы длинными ершами при чистке и мойке аппарата; отсутствие секций для рекунерации теплоты, что снижает экономичность работы и сужает область применения этих теплообменников.

Вследствие малой скорости движения теплоносителей одноходовые теплообменники работают со сравнительно невысоким коэффициентом теплопередачи. Повышение этого коэффициента может быть достигнуто путем применения трубок небольшого диаметра, в которых продукт будет двигаться с большей скоростью. Однако это часто приводит к необходимости создавать многокорпусные или многоходовые аппараты.(Лунин)

Многоходовые кожухотрубчатые теплообменники чаще всего используют в качестве парожидкостных подогревателей, в которых жидкость пропускают по трубкам, имеющим несколько ходов. Как правило, они могут иметь жескую конструкцию.

**Задание**

Спроектировать кожухотрубный теплообменник для нагревания G, кг/с, продукта от начальной температуры tн2 до конечной tк2 теплоносителем с начальной температурой tн1 и конечной температурой tк1.

**Исходные данные для расчета:**

Производительность G1 = 3,36 кг/с

Начальная температура молока tн2 = 8ºC

Температура пастеризации t3 = 100,2ºC

Конечная температура молока tк2 = ºC

Коэффициент рекуперации тепла ε = 0,8.

Начальная температура водяного пара tн1 = 130ºC

Конечная температура водяного пара tк1 = 100ºC

Степень сухости водяного пара x = 0,9

Общее допустимое гидравлическое сопротивление Р = 0,22 МПа

Средняя удельная теплоемкость молока см = 3890,9 Дж/ (кг∙ºС)

Плотность молока ρм = 1032,5 кг/ м3

# **1.** **Тепловой расчет**

1. Определяем среднюю температуру продукта (молока) в подогревателе:

tм = 0,5(tн1 + tн2)

tм  = (100,2+8)/2 = 54,1°С.

1. Из таблицы 11[1] определяются физические свойства молока при tм:

ср = 3,875 кДж/(кг\*К),

ρ = 1014 кг/м3,

λ = 0,593 Вт/(м\*К),

ν = 0,76\*10-6 м2/с,

Ρr = 5.

1. По таблице 11.2 [6] по давлению водяного пара Р определяем характеристики насыщенного пара:

энтальпия пара ί″= 2707 кДж/кг,

энтальпия конденсата ί′ = 504,8 кДж/кг.

1. Количество тепла, необходимое для подогрева продукта (молока) до заданной температуры, т. е. до 100,2°С:

Q = G\*cр\*(tк2 – tн2)φn, кВт,

Q = 3,36\*3,875\*(100,2-8)\*1,04 = 1248,5 кВт,

где φn – поправочный коэффициент, φn = 1,03-1,05.

1. Средний логарифмический напор, создаваемый в теплообменнике между горячим и холодным теплоносителями рассчитывается:

Δtср = (Δtб – Δtм)/2,3lg (Δtб/Δtм),

где Δtб = t1н – t2н = 130-8 = 122°С, Δtм = t2к - t1н = 100,2 – 100 = 0,2°С.

Δtср = (122 – 0,2)/(2,3lg122/0,2) = 18,98 ≈ 20°С.

1. Задаем скорость движения продукта в трубах при условии, что скорость движения в трубах лежит в пределах ω = (0,6-1,5), м/с: ω′ = 1м/с.
2. Задаем наружный и внутренний диаметры трубок, учитывая, что внутри трубок протекает продукт, а снаружи трубки омываются паром:

dн = 35 мм, dвн = 25 мм.

1. Определяем необходимое количество трубок для обеспечения данной скорости продукта в одном ходу:

n′ = 1,27\*G/dвн2\*ω′\*ρ

n′ = 1,27\*3,36 / (0,025)2 \*1\*1014 = 4,2672/0,634 = 6,73.

Значение n′ округляем до целого десятка n= 10 трубок.

1. Уточняем скорость движения продукта по трубам по округленному числу n:

ω = 3600\*G/2825\* dвн2 \* ρ, м/с,

ω = 3600\*3,36 / 2825\*(0,025)2 \*1014\*10 = 12096/17903,4 = 0,68 м/с.

1. Определяем значение коэффициента теплоотдачи молока α2:

α2 = Νu\*λ/dвн,

Νu = 0,0225\*Re0,8 \* Pr0,4,

Re = ωdвн /ν,

Re = 0,68\*0,025/0,76\*10-6 = 22368 > 10000, следовательно, имеет место турбулентный режим.

Νu = 0,0225\*(22368)0,8 \* 50,4 = 129,014,

α2 = 129,014\*0,593 / 0,025 = 3060,2 Вт/(м2 \*К) = 3,06 кВт/(м2\*К).

1. Необходимая поверхность для нагрева продукта с учетом возможности загрязнений:

F = Q/ α2 \* Δtср \* ήз,

где ήз – коэффициент загрязнений (ήз = 0,7-0,9),

F = 1248,5 / 3,06\*20\*0,8 = 1248,5/48,96 = 25,5 м2.

Выбираем тип теплообменника ТК ГОСТ 15118-79 для нагревания – охлаждения.

1. Исходя из того, что длина теплообменника лежит в пределах 1,5-4 м, для компоновки трубного пучка принимается число ходов продукта по трубам подогревателя, число ходов может быть 2, 4, 6 (в первом приближении принимается произвольно). Пусть Zм = 6.
2. Средняя длина трубки одного хода:

l´ = F / π\* dн \* Zм, м,

l´ = 25,5 / 3,14\*0,035\*10\*6 = 25,5/6,594 = 3,9 м.

1. Расход пара на подогрев продукта составляет:

Gп = Q / (ι″ - ι′) \* x, кг/ч,

где x – сухость водяного пара.

Gп = 1248,5 / (2707-504,8)\*0,9 = 0,63 кг/с.

1. Число отверстий под трубки в трубной доске:

N0 = Zм\*n,

N0 = 10\*6 = 60 отверстий.

1. Число труб, размещенных на диаметре трубной решетки (наибольшей диагонали шестиугольника):

nd = 3√ (4Fр / 3t\*f\*β),

где β – отношение высоты или длины теплообменника к его диаметру:

β = Н/D = L/D, β = 3-5, примем β = 3;

t- шаг размещения трубок, м.

nd = 3√ 4\*25,5 / 3\*0,044\*0,144 = 3√ 5368 = 17,51 ≈18.

1. Внутренний диаметр корпуса:

Dв = N0\* dн,

Dв = 60\*0,035 = 2,1 м.

Пусть трубки на трубной решетки закреплены сваркой, тогда t = 1,25dн,

t = 1,25\*0,035 = 0,044 м.

f – поверхность одного метра трубы принятого диаметра, м2:

f = 2πr(r+h)/3 = 2\*3,14\*0,0175\*(0,0175+3,9)/3 = 0,144.

1. Внутренние диаметры кожухов, изготовленных сваркой, рекомендуется принимать от 400 до 3000 мм через каждые 200 мм. Если корпус выполняется из труб, то наружный диаметр выбирают равным 159, 273 или 325 мм. Пусть внутренний диаметр кожуха равен 3000 мм = 3 м, а наружный корпуса – 325 мм = 3,25 м.
2. Общее число труб, размещаемых в пределах правильного шестиугольника,

n = 0,75(nd2 – 1) + 1,

n = 0,75\*(182 - 1) + 1 = 243,25 ≈ 244.

1. Диаметр трубной решетки или внутренний диаметр кожуха теплообменника для многоходового теплообменника:

Dвн = 1,1t √ n/η, где η = от 0,6 до 0,7.

Dвн = 1,1\*0,044\*√ 244/0,6 = 0,05\*20,14 = 1,007 м

1. Полная высота теплообменника, м:

Н = l + 2δ +2h,

где δ – толщина трубной решетки, м; h – высота предтрубной камеры, м; конструктивно принимают от 200 до 400 мм, примем h = 300 мм = 0,3м.

Н = 3,9 + 2\*1,26\*10-3 + 2\*0,3 = 3,9 + 2,52\*10-3 + 0,6 = 4,5 м.

1. Число ходов в межтрубном пространстве:

Ζмтр = 0,785[(Dвн – ndн2)ρωмтр] / Gмтр,

где Sмтр – проходное сечение межтрубного пространства кожухотрубного аппарата (без перегородок), м2:

Sмтр = 0,785(Dвн2 – ndн2),

Sмтр = 0,785( 1,0072 – 244\*0,0352) = 0,56 м2,

S – живое сечение прохода теплоносителя, м2:

S = G/ωρ,

S = 3,36/0,68\*1014 = 0,005 м2.

h = 0,56 / 1,007\*(1 – 0,035/0,005) = 0,093 м = 93 мм.

Ζмтр = 0,785[(2,12 – 244\*0,0352)1014\*0,68] / 3,36 = 0,785\*2834,62/3,36 = 662.

23. Расстояние между сегментными перегородками межтрубного пространства:

h = Sмтр/[D(1 – dн/S)],

# **2. Гидравлический расчет**

Гидравлический расчет выполняется для определения потерь давления и затрат энергии на преодоление этих потерь.

1. Общие потери давления определяются:

ΔΡ = ΔΡтр + ΔΡмс

или напора

hп = hтр + hмс, где

ΔΡтр (hтр ) – потери давления (напора) на преодоление сопротивлений трения при движении теплоносителей через каналы установки,

ΔΡмс (hмс) – потери давления (напора) на преодоление местных сопротивлеий.

2. Конечное уравнение для расчета потерь давления (напора) имеет вид:

ΔΡобщ = ΔΡтр + ΔΡ + ΔΡг,

Нобщ = hтр + hа + hг,

где

ΔΡтр (hтр) – потери давления (напора) а проводящих и отводящих трубопроводах, Па, мм вод. Ст.;

ΔΡ (hа) – потери давления (напора) в теплообменнике, Па, мм вод. ст.;

ΔΡг – потери давления при подъеме жидкости на высоту hг, Па.

ΔΡтр = λ\*l/dэ\*ρω2/2,

ΔΡтр = 0,295\*(3,9/3,9)\*(1014\*0,682)/2 = 69,160 Па = 0,069 кПа, где

λ – коэффициент трения, значение которого зависит от режима течения среды и от относительной шероховатости канала, при турбулентном режиме (Re = 22368) определяют зону трения:

e = Δ/dэ = 0,02\*10-3/3,9 = 0,005\*10-3 – относительная шероховатость стенок трубы (канала),

Δ – абсолютная шероховатость, м, для новых чистых стальных бесшовных труб Δ = 0,01-0,02 мм = 0,02\*10-3 м, примем Δ = 0,02\*10-3 м.

e = 0,02\*10-3/3,9 = 0,05\*10-3,

560/e = 560/0,05\*10-3 = 11200 < Re => автомодельная зона трения =>

λ = 1,1\*(0,005\*10-3)0,25 = 1,1\*0,268\*100,75 = 0,295

ΔΡ = (λ\*l/dэ + Σξ)\*ρω2/2, где

Σξ – суммарный коэффициент местных сопротивлений,

Σξ = 0,2+1,0+1,0+1,0+1,5 = 4,7.

ΔΡ = (0,295\*3,9/3,9 + 4,7)\*1014\*0,682/2 = 1171,03 Па = 1,17 кПа,

ΔΡг = ρghг,

ΔΡг = 1014\*9,81\*3,9 = 38794,63 Па = 38,794 кПа.

ΔΡобщ = 0,069 + 1,17 + 38,794 = 40,033 кПа = 40033 Па.

3. Мощность, затрачиваемая на перемещение продукта, или мощность на валу насоса:

Nн = G\*ΔΡобщ/ρη, где

η – КПД насоса, примем η = 0,6.

Nн = 3,36\*40033/1014\*0,6 = 221,09 Вт = 0,22 кВт.

4. Мощность электродвигателя, кВт:

Nдв = Nн\*10-3 \* ηдв\*ηп, где

ηдв – КПД двигателя,

ηп – КПД передачи от двигателя к насосу, пусть ηп = 0,8.

Nдв = 221,09\*10-3/0,8\*0,6 = 0,46 кВт.

На основе проведенных расчетов подбираем консольный насос марки ХМ2/25 n = 2900 об/мин и электродвигатель для него тип 4А71В2 мощностью 1,1 кВт.

# 

# **3. Расчет тепловой изоляции**

Любое нагретое тело теряет тепло в окружающую среду, что существенно увеличивает затраты на данный процесс. Для снижения этих затрат и соблюдения требований техники безопасности используют тепловую изоляцию.

Температура на поверхности изоляции из условий безопасности работы tиз = 45°С.

Температура окружающей среды:

t0 = 20°С.

Толщина тепловой изоляции:

δиз = λиз\*(tст1 – tиз) / α0\*( tиз – t0),где

tст1 = 130°С,

δиз = 0,082\*(130-45) / 11,49\*(45-20) = 6,97/287,25 = 0,024 м = 24 мм.

Примем в качестве теплоизоляционного материала пеностекло (предельная температура использования 300°С): λиз = 0,082 Вт/(м2\*К).

Так как термическое сопротивление теплоотдачи от горячего теплоносителя изолируемой поверхности, а также термическое сопротивление этой поверхности очень малы по сравнению с термическим сопротивлением изоляции, то удельный тепловой поток можно рассчитать:

q = α0\*(tиз – t0),

где

α0 – суммарный коэффициент теплоотдачи от наружной поверхности аппарата к воздуху, Вт/(м2\*К),

α0 = 9,74 + 0,07\*( tиз – t0) = 9,74 + 0,07\*(45-20) = 11,49 Вт/(м2\*К),

q = 11,49\*(45-20) = 287,25 Вт/м2.

# **4. Механический расчет**

Корпус теплообменного аппарата выполняется сварным, из листовой стали 20К. Тогда допускаемое напряжение в зависимости от температуры стенки выбираем [σ]\* = 139 Мпа.

Расчет толщины стенок на внутренне давление:

Толщина стенки при расчете на внутреннее давление проверяется по формуле:

δ = (Р\*D/2[σ]доп\*φ) + С, где

δ – толщина стенки корпуса, м;

Р – внутреннее избыточное давление в корпусе, МПа;

D – внутренний диаметр корпуса, м;

[σ]доп – допускаемое напряжение, МПа, [σ]доп = [σ]\*η = 139\*0,9 = 125,1 МПа,

η – коэффициент, учитывающий конструкцию и условия работы аппарата, η = 0,9 для сосудов, обогреваемых топочными газами [4];

φ – коэффициент прочности сварного шва, для односторонней сварки

φ = 0,65;

С – поправка на коррозию, овальность и т. д., С = 0,003 м. [4]

δ = 0,22\*2,1/2\*125,1\*0,65 + 0,001 = 0,462/162,63 + 0,003 = 0,0058 м = 5,8 мм.

Расчет толщины стенок на наружное давление:

Толщина стенок на наружное давление при разрежении в аппарате:

δ = (Рн\*Dн/2\*[σ]с\*φ) + С,

где Рн – наружное избыточное давление, МПа;

Dн – наружный диаметр цилиндра, м;

[σ]с – допускаемое напряжение на сжатие,

МПа, [σ]с=[σ]доп=125,1 МПа;

С – конструктивная прибавка, С = 0,003 м. [4].

δ = 0,1\*0,325/2\*125,1\*0,65 + 0,001 = 0,0325/162,63 + 0,003 = 0,0032 м =

=3,2 мм.

Расчет толщины трубных решеток:

Толщина трубных решеток выбирается в зависимости от диаметра размещенных в ней труб. Шаг между соседними трубами должен быть не меньше t = 4,8dн = 4,8\*0,035 = 0,168, тогда толщина трубной решетки при заданном шаге:

Δр = 4,8\*t / (t - dн),

Δр = 0,168 / (0,168 – 0,035) = 0,168/0,133 = 1,26 мм.

Расчет толщины крышек:

Форма крышек и днищ в теплообменных аппаратах бывает различной (сферической, эллиптической, конической или плоской).

Номинальная толщина стенки эллиптического днища:

δ = Р\*Dн\*К\*/2[σ]допφ + С, где

К – фактор формы днища, К = 1,10, [4], табл. 5,8 с.124

δ = 0,22\*0,325\*1,1/2\*125,1\*0,65 + 0,003 = 0,0787/162,63 + 0,003 = 0,0035 м = 3,5 мм.

# **Список использованной литературы**

1. Солнцев В.Д. Процессы и аппараты пищевых производств химической технологии: Учебно-методическое пособие. – Владивосток: Изд-во ТГЭУ, 2006. – 100с.
2. Гинзбург А.С., Громов М.А, Красовская Г.И. Теплофизические характеристики пищевых продуктов: Справочник. – М.: Пищ. пром-сть, 1980. – 286с.
3. Кавецкий Г.Д., Васильев Б.В. Процессы и аппараты пищевой технологии. – 2-е изд., перераб. и доп. – М.: Колос, 1999. – 551 с.
4. Лунин О. Г., Вельтищев В. Н. Теплообменные аппараты пищевых производств. – М.: Агропромиздат, 1987. – 239с.
5. Соколов В. И. Основы расчета и конструирования машин и аппаратов пищевых производств. – М.: Машиностроение, 1983. – 484с.
6. Угрюмова С. Д. Теплотехника: Учебник. Владивосток: Издательство ДВГАЭУ,1999. – 296с.