

Маврин Е.А.Оренбургский государственный университет
E-mail: mea81107@mail.ru

ПАРАМЕТРИЧЕСКИЙ СИНТЕЗ КОЛЬЦЕВОГО ТОНКОСЛОЙНОГО АППАРАТА ДЛЯ ПАСТЕРИЗАЦИИ МОЛОКА

В современных экономических условиях на производство теплообменного оборудования расходуется огромное количество легированных и цветных металлов. Избыточная масса и габариты доставляют немало хлопот и издержек. Для многотонной конструкции требуется большая площадь под установку, надежное основание, покупка дополнительного грузоподъемного оборудования, да и цена самого теплообменника всегда остается неоправданно высокой. Поэтому при проектировании теплообменного оборудования проектировщик должен исходить из требований минимизации массогабаритных размеров.

В молочном производстве для пастеризации жидких молочных продуктов применяются габаритные пастеризаторы. Одним из широко применяемых пастеризаторов являются трубчатые, к перспективным среди которых относят кольцевые тонкослойные. Такие пастеризаторы имеют преимущество перед кожухотрубными и пластинчатыми, в частности, мгновенно нагревают теплоноситель за счет движения молока тонким слоем. Однако в научной литературе практически не существует исследований кольцевых тонкослойных пастеризаторов. В связи с этим актуальной остается задача поиска новых конструктивных решений и разработки методов расчета, позволяющих уменьшить массу и габариты теплообменного оборудования.

В данной статье, во-первых, рассмотрены уравнения сохранения массы, импульса и энергии, которые применяются при описании переносных свойств закрученных потоков в каналах сложной геометрии. Построение математической модели на основе процедуры осреднения привело к их упрощению. Во-вторых, определен комплекс параметров эффекта процесса передачи тепловой энергии, по которым проводилась параметрическая оптимизация рабочих параметров кольцевого аппарата. В-третьих, предложен опытный образец кольцевого тонкослойного аппарата, основанный на применении закручивающих устройств для интенсификации теплообмена. В-четвертых, определены оптимальные конструктивные параметры кольцевого тонкослойного аппарата.

Результатом является разработанный автором кольцевой тонкослойный аппарат, защищенный патентом РФ № 98555, позволяющий пастеризовать молоко аппаратурой меньших габаритов и металлоемкости по сравнению с аналогом.

Ключевые слова: теплообмен, металлоемкость, модернизация, математическая модель, параметрический синтез.

В молочной промышленности получили распространение пластинчатые, кожухотрубные и «труба в трубе» пастеризаторы. Однако, в настоящее время пластинчатые пастеризаторы практически не используют из-за их дороговизны. Широкое применение трубчатых теплообменников объясняется их значительно меньшей стоимостью и простотой изготовления по сравнению с пластинчатыми аппаратами, а также возможностью работы при более высоких температурах и давлениях. Основная проблема их применения заключается в том, что при нагреве молока приходится применять большое количество секций, что увеличивает их габариты и металлоемкость. В среднем масса пластинчатого пастеризатора составляет 2000 кг и выше, кожухотрубного – 500 кг, «труба в трубе» – 300 кг.

Опыт показывает, что перспективный путь решения этой проблемы – интенсификация теплообмена и увеличение площади соприкосновения теплоносителя со стенкой аппарата с по-

мощью модернизации трубчатой аппаратуры и искусственно закручивающих жидкостный поток вставок. Причем добиться наиболее высокой эффективности можно, применяя комбинированные методы интенсификации теплообмена – разные вставки. Применение вставок позволяет увеличить теплообменные поверхности до 20 раз.

Рациональный выбор пастеризатора и его параметрический синтез проведен следующими методами вычислительного эксперимента: математическое моделирование, практическая реализация.

Для упрощения описания процесса пастеризации необходимо использовать метод математического моделирования пространственно осреднения, который позволяет описать процесс передачи тепловой энергии.

Построение математической модели подразумевает упрощение уравнений сохранения массы, импульса и энергии в каналах сложной геометрии, описании переносных свойств закру-

рученных потоков и граничных условий с помощью процедуры осреднения.

Основные принципы расчетного моделирования теплообмена закрученных течений в каналах с завихрителями заключают в себя совместное решение следующих проблем:

– пространственного осреднения трехмерных уравнений динамики сплошной среды для каналов сложной геометрии с расположенными в них вставками различной конструкции и превращения трехмерных уравнений в одномерные;

– определения эффективных коэффициентов для перехода к выбранным масштабам осреднения;

Поля локальных скоростей, давлений и температур при течении теплоносителя в канале любой сложной формы описываются трехмерными дифференциальными уравнениями: динамики сплошной среды, неразрывности и энергии. В результате метода осреднения получены следующие уравнения:

$$\frac{da}{d\tau} = 2\pi\zeta \frac{l}{r} \frac{d}{dr} \frac{h_1}{h_0} \rho r u_r^2 + \frac{l}{r} \rho r u_r + 2\pi\rho \frac{dh_1}{dr} + \frac{2\pi}{r} \frac{d}{dr} (r S_{rr}), \quad (1)$$

где da – вектор ускорения потока жидкости в трубе, m/c^2 ; λ_{comp} – коэффициент гидравлического сопротивления, ρ – плотность теплоносителя; kg/m^3 , h_1 – вектор скоростного напора, m ; c_p – изобарная теплоемкость теплоносителя, $Dж/кг \cdot ^\circ C$; τ – время, s ; l – длина трубы, m ; r – область расположения завихрителей, u_r, ϕ, z – вектор радиальной, угловой, окружной составляющей скорости, m/c .

Уравнение неразрывности (1) после осреднения по ϕ принимает вид:

$$\frac{d\rho}{d\tau} = G_{\hat{a}i, (\hat{n}\hat{\delta}), (\hat{i}\hat{\Delta}\hat{\delta})} + Re u + (h_{11} - h_0) + lu_r + d(\rho u_r^2), \quad (2)$$

где $d\rho$ – плотность среды, заполняемой наблюдаемое пространство, kg/m^3 ; $G_{\hat{a}i, (cp), (нар)}$ – расход теплоносителя во внутренней трубе, производительность молока в средней трубе, расход теплоносителя в наружной трубе, m^3/c ;

Re – критерий Рейнольдса; \bar{u} – вектор скорости движения жидкости в средней трубе, m/c ; h_{11} – вектор полного напора, m ; h_0 – вектор статического напора, m .

– уравнение энергии:

$$\frac{dW}{d\tau} = \rho c_p (1 - \zeta) + \left(\frac{\Delta T_1}{\Delta T_2} \right) \left(\frac{l}{r} \hat{i} \frac{dq_r}{dr} \right) + h_1 + \hat{E} + N/G, \quad (3)$$

где dW – энергия, действующая на поверхность потока жидкости, $Dж$; ΔT_1 – разность температур стенки внутренней трубы, $^\circ C$; ΔT_2 – разность температур входного и выходного потока в средней трубе, $^\circ C$; h_1 – вектор скоростного напора, m ; K – коэффициент теплопередачи, $Вт/м^2 \cdot ^\circ C$; N/G – энергоемкость процесса, $кДж/кг$.

После осреднения уравнения превратились в одномерные скалярные:

– уравнение динамики сплошной среды:

$$\frac{da}{d\tau} = 2\pi\zeta \frac{l}{r} \frac{d}{dr} \frac{h_1}{h_0} \rho r u_r^2 + \frac{l}{r} \rho r u_r + 2\pi\rho \frac{dh_1}{dr} + \frac{2\pi}{r} \frac{d}{dr} (r S_{rr}), \quad (4)$$

– уравнение неразрывности:

$$\frac{d\rho}{d\tau} = G_{\hat{a}i, (\hat{n}\hat{\delta}), (\hat{i}\hat{\Delta}\hat{\delta})} + Re u + (h_{11} - h_0) + lu_r + d(\rho u_r^2), \quad (5)$$

– уравнение энергии:

$$\frac{dW}{d\tau} = \rho c_p (1 - \zeta) + \left(\frac{\Delta T_1}{\Delta T_2} \right) \left(\frac{l}{r} \hat{i} \frac{dq_r}{dr} \right) + h_1 + \hat{E} + N/G. \quad (6)$$

Таким образом, применение процедуры осреднения позволило привести систему исходных дифференциальных уравнений относительно локальных величин к системе осесимметричных уравнений относительно осредненных по угловой координате скоростей, давлений и температур.

Параметрическую оптимизацию процесса пастеризации, осуществляемого в кольцевом

пастеризаторе, проводили по параметрам эффекта, которые определяются в процессе работы технологического объекта и выражают полезность данного объекта. Нами предложены следующие параметры эффекта.

$$G_{\text{вн.}(cp),(\text{нар})} = \frac{\frac{d_{н.вн}}{d_{в.вн}} \cdot \left(\frac{d_{н.ср}}{d_{в.ср}} \right) \cdot \left(\frac{d_{н.нар}}{d_{в.нар}} \right) (T_6 - T_2) A_1 l_{\text{вн.}(cp),(\text{нар})}}{S \cdot c_p (T_7 - T_1)}, \quad (7)$$

где $G_{\text{вн.}(cp),(\text{нар})}$ – производительность молока и расход теплоносителя, м³/с; A_1 – коэффициент течения; S – шаг вставки, м; T_1 , T_7 – температуры теплоносителя на входе и выходе обогреваемого участка внутренней трубы, °С.

$$A_1 = \frac{\text{Re } h_0}{S \cdot c_p \cdot h_1}. \quad (8)$$

Располагая вставкой заданного шага, можно определить коэффициент использования мощности аппарата:

$$H = \frac{N \mu_u S}{(h_1 G_{ср} + h_1 G_{вн} + h_1 G_{нар})}, \quad (9)$$

где H – коэффициент использования мощности, кВт; N – тепловая мощность пастеризатора, ккал/ч; μ_u – коэффициент, учитывающий тепловую мощность аппарата, ккал/ч; S – шаг вставки, м; h_1 – скоростной напор, м; $G_{ср}$ – производительность в средней трубе, м³/с; $G_{вн}$ – расход теплоносителя во внутренней трубе м³/с; $G_{нар}$ – расход теплоносителя в наружной трубе м³/с.

$$\mu_u = \frac{(h_1 - h_0) \rho c_p^3 \text{Re}^4}{8} h_0 (\text{Re}^2 + \ln \text{Re} - \text{Re}^3 + 1) \quad (10)$$

Следующий параметр эффекта – энергоемкость процесса пастеризации N / G выражает отношение мощности пастеризатора к расходу теплоносителя:

$$N / G = A_3 \cdot S \cdot \Delta T_1 \cdot u, \quad (11)$$

где N / G – энергоемкость процесса, кДж/кг; A_3 – коэффициент, зависящий от сопротивления движению жидкости; $\Delta T_1 = T_7 - T_1$ – разность температур стенки внутренней трубы, °С; u – скорость процесса, м/с.

Производительность и расход $G_{\text{вн.}(cp),(\text{нар})}$ характеризует масштаб процесса пастеризации по материальному потоку. Производительность определится выражением вида:

$$A_3 = \frac{h_1}{S \pi \rho u^2}. \quad (12)$$

Скорость потока теплоносителя определяли по формуле:

$$u = \sqrt{\frac{2g}{\gamma} (\gamma_m - \gamma)}, \quad (13)$$

где g – ускорение свободного падения, м/с²; γ – удельный вес жидкости в рассматриваемой точке сечения, м/с; γ_m – удельный вес жидкости в микроманометре, м/с;

В отличие от осевых потоков, в винтовых каналах увеличивается как путь прохождения потока, так и скорость в живом сечении канала. В связи с этим выражение Дарси, связывающее потери напора закрученным потоком, примет следующий вид:

$$\lambda_{сomp} = \frac{\kappa' S}{\gamma l_{ср} u}, \quad (14)$$

где $\lambda_{сomp}$ – коэффициент гидравлического сопротивления; κ' – коэффициент, зависящий от конструкции и шага вставки; g – удельный вес жидкости в рассматриваемой точке сечения, кг/м³; $tg \varphi$ – угол наклона винтовой направляющей к горизонту, взятый по среднему диаметру зазора; $l_{ср}$ – длина средней трубы, м.

$$\kappa' = \frac{l_{ср} S \rho (h_1 - h_0)}{2 h_0} \text{Re}. \quad (15)$$

Пятый параметр эффекта: коэффициент теплопередачи определяется по формуле:

$$K = \frac{1}{\frac{A_m}{\pi h_1} + \frac{d_{н.вн}}{d_{в.вн} \alpha} + \frac{d_{н.ср} \lambda}{\pi d_{вн.ср}} + \frac{d_{н.нар}}{d_{в.нар} \alpha}}, \quad (16)$$

где K – коэффициент теплопередачи, Вт/м² · °С; A_m – коэффициент, зависящий от диаметра тру-

бы и межтрубного пространства; α' – коэффициент теплоотдачи от потока теплоносителя к стенке канала, Вт/м²·°С; λ – теплопроводность стенки, Вт/м·°С; α'' – коэффициент теплоотдачи от стенки канала к теплоносителю, Вт/м²·°С.

$$A_m = 2\pi\mu_u \rho h_0 t g \varphi \sqrt{1 - \frac{d_{н.вн}}{d_{в.вн}} \left(\frac{d_{н.ср}}{d_{в.ср}} \right) \left(\frac{d_{н.нар}}{d_{в.нар}} \right)}. \tag{17}$$

где μ_u – коэффициент, учитывающий тепловую мощность аппарата, ккал/ч; φ – угол наклона винтовой направляющей к горизонту, взятый по среднему диаметру зазора.

Программа экспериментальных гидродинамических и тепловых исследований включает два цикла опытов. Первый цикл посвящен определению влияния конструкции и шага вставки на оптимальную производительность и длину каждой секции. Найдены оптимальные значения параметров секций кольцевого аппарата. Винтовая вставка: внутренняя труба – 2,3 м, средняя – 1,9 м, наружная труба 1,65 м. Вставка по патенту РФ № 98555: внутренняя труба – 2,1 м. Во втором цикле опытов проводили оптимизацию конструктивно-технологические параметры кольцевого аппарата. Оптимизация рабочих параметров кольцевого аппарата выполнялась по максимальному значению коэффициента теплопередачи K , поскольку этот параметр эффекта является «сверткой» наибольшего числа параметров эффекта, входящих в выбранный нами комплекс параметров эффекта кольцевого аппарата. Остальные пара-

метры эффекта выступают в виде ограничений оптимальной области $K \geq 20000$ Вт/м²·°С; $H > 500$ кВт; $G > 0,00083$ м³/с; $\lambda_{сorp} < 0,14$; $N / G \leq 1000$ кДж/кг.

Оптимизация была проведена от выбранных параметров опорного образца, в качестве которого была принята лабораторная установка. Параметры, принимаемые за опорный объект, приведены в таблице 1.

На рисунке 1 показана характеристика влияния на коэффициент теплопередачи скорости и расхода теплоносителя. Анализ представленной характеристики показывает, что при оптимальной скорости теплоносителя 1,2 м/с и расходу 0,00063 м³/с коэффициент теплопередачи увеличивается от 10300 $\hat{A} \cdot \hat{i}^2 / \hat{N}$ до 17500 $\hat{A} \cdot \hat{i}^2 / \hat{N}$. Оптимальные вставки: перпендикулярная во внутренней трубе, винтовая в средней и наружной трубах.

На рисунке 2 представлена характеристика влияния конструкции и шага вставки $S=260$ мм на коэффициент теплопередачи. Изучив построенную характеристику, можно заметить, что во внутренней трубе самая оптимальная вставка – перпендикулярная, в средней и наружной трубах – винтовая. При увеличении расхода 0,00083 м³/с, снижается скорость теплоносителя, высокий коэффициент теплопередачи демонстрирует перпендикулярная вставка.

На рисунке 3 разница максимальной исследуемой скорости незначительна и колеблется от 0,00035 до 0,00037 м/с, другие параметры эффекта с увеличением скорости существенно улучшают свои показатели (в 5-10 раз): коэффициент теплопередачи увеличивается с 10000 $\hat{A} \cdot \hat{i}^2 / \hat{N}$ до 24000 $\hat{A} \cdot \hat{i}^2 / \hat{N}$; применяя вставки перпендикулярные и винтовые которые в наименьшей степени перекрывают сечение канала расход теплоносителя снижается достигнув 0,00086 м³/с. Коэффициент учитывающий тепловую мощность $N < 500$ кВт

На рисунке 4 показана характеристика влияния конструкции и шага вставки $S=220$ мм на коэффициент теплопередачи.

Анализируя полученную характеристику, приходим к выводу,

Таблица 1. Параметры, которые приняты за опорный объект в кольцевом тонкослойном аппарате

Параметры	Шаг вставки, мм			
	120	160	220	260
Температура воды (вход), °С	10			
Температура воды (выход), °С	97			
Температура молока (вход), °С	10			
Температура молока (выход), °С	80			
Диаметр внутренней трубы, мм	80			
Диаметр средней трубы, мм	100			
Диаметр наружной трубы, мм	120			
Производительность молока, м ³ /с	–	–	0,00085	–
Расход воды в наружной трубе, м ³ /с	–	–	0,00083	–
Расход воды во внутренней трубе, м ³ /с	–	–	0,00091	–
Длина средней трубы, м	–	1,90	–	–
Длина наружной трубы, м	–	1,65	–	–
Длина внутренней трубы, м	–	2,10	–	–

что применение перпендикулярной вставки во внутренней трубе и винтовой в средней и наружной трубах положительно сказывается на коэффициенте теплопередачи и на скорости теплоносителя. Поэтому, оптимальным является применение перпендикулярной вставки с коэффициентом теплопередачи для внутренней трубы $\hat{E} = 26000 \text{ \AA} \cdot \text{и}^2 / \text{°}\ddot{\text{N}}$.

На рисунке 5 показана зависимость влияния конструкции вставок на коэффициент теплопередачи, энергоёмкость и коэффициент гидравлического сопротивления.

Анализируя полученную зависимость, приходим к выводу, что применение перпендикулярной и винтовых вставок положительно сказывается на коэффициенте теплопередачи и коэффициенте гидравлического сопротивления, хотя при этом незначительно возрастает энергоёмкость. То есть данные вставки создают меньшее сопротивление для теплоносителя. Оптимальный коэффициент теплопередачи в диапазоне 20000 до $26000 \text{ \AA} \cdot \text{и}^2 / \text{°}\ddot{\text{N}}$.

Экспериментально установлены конструктивно-технологические параметры кольцевого

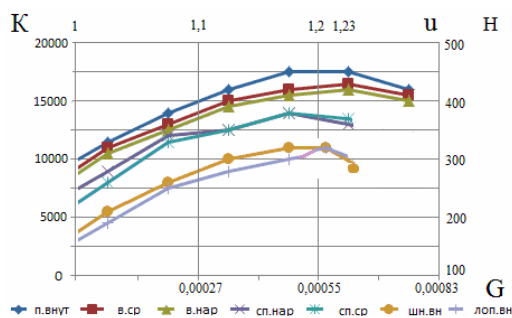


Рисунок 1. Характеристика влияния конструкции и шага вставки $S=120 \text{ мм}$ на коэффициент теплопередачи K

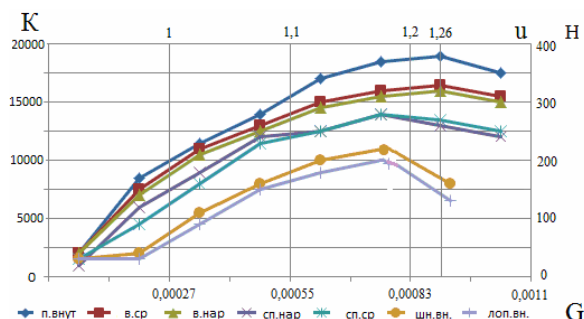


Рисунок 2. Характеристика влияния конструкции и шага вставки $S=260 \text{ мм}$ на коэффициент теплопередачи K

аппарата. Самые оптимальные вставки винтовая и перпендикулярная потоку с шагом $S=220 \text{ мм}$. Длина труб: средняя – 1,9 м, наружная 1,65 м, внутренняя – 2,1 м. Диаметры труб: средней – 0,1 м, наружной – 0,12 м, внутренней –

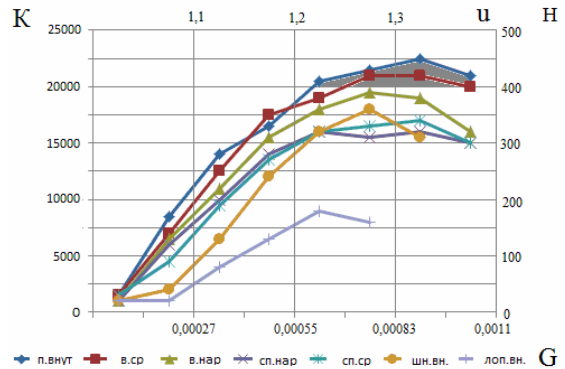


Рисунок 3. Характеристика влияния конструкции и шага вставки $S=160 \text{ мм}$ на коэффициент теплопередачи K

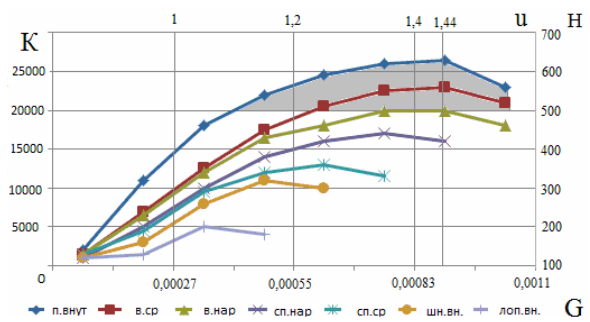
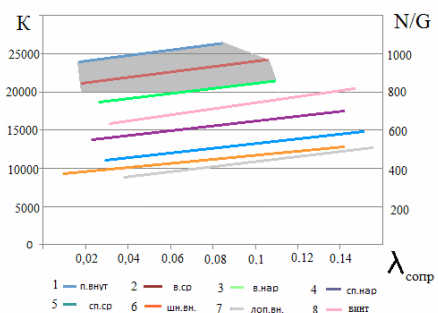


Рисунок 4. Характеристика влияния конструкции и шага вставки $S=220 \text{ мм}$ на коэффициент теплопередачи



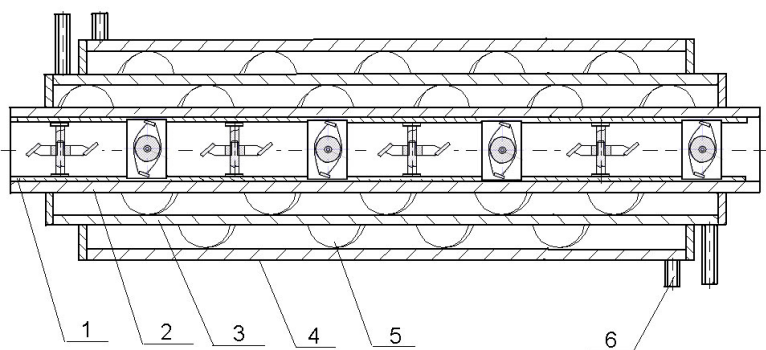
1, 2, 3 – $S=220 \text{ мм}$, 4 – спиральная с $S=220 \text{ мм}$ в наружной трубе; 5 – спиральная с $S=160 \text{ мм}$ в средней трубе; 6 – шнековая с $S=160 \text{ мм}$; 7 – лопатная с $S=120 \text{ мм}$, 8 – вставка с шагом $S=260 \text{ мм}$.

Рисунок 5. Зависимость влияния конструкции вставок на коэффициент теплопередачи, энергоёмкость и коэффициент гидравлического сопротивления

0,08 м. Скорость движения теплоносителей: средняя труба – 1,46 м/с, внутренняя – 1,42 м/с, наружная – 1,44 м/с. Производительность молока в средней трубе – $0,00101 \text{ м}^3 / \text{с}$. в наружной – $0,0012 \text{ м}^3 / \text{с}$, во внутренней – $0,00103 \text{ м}^3 / \text{с}$. Температура теплоносителя в наружной и внутренней трубах – 96°C , в средней – 82°C . Давление теплоносителя в наружной трубе – 343350 Н/м^2 , внутренней – 392400 Н/м^2 , средней – 353160 Н/м^2 . Коэффициент, учитывающий тепловую мощность выше 500 кВт . Масса кольцевого аппарата составляет 52 кг .

Таким образом, более рациональным будет использование винтовых вставок в средней и наружной трубах, перпендикулярной вставки во внутренней трубе с $S=220 \text{ мм}$.

Проведенная верификация математической модели по параметрам эффекта с использованием коэффициента конкордации Кендела и коэффициента ранговой корреляции Спирмена показывает адекватное описание моделью реального процесса.



1 – кассета с турбулизаторами; 2 – труба внутренняя; 3 – труба средняя; 4 – труба наружная; 5 – вставка винтовая; 6 – патрубков

Рисунок 6. Лабораторный кольцевой тонкослойный аппарат для пастеризации молока

В результате проведенного исследования создан опытный образец металлоэкономичного кольцевого тонкослойного аппарата.

По сравнению с пастеризатором-аналогом «ТПУ-2,5М» металлоемкость снизится на 40% (состоит из 32 труб и кожуха). Годовой экономический эффект от внедрения кольцевого тонкослойного аппарата составит 217000 руб.

10.06.2015

Список литературы:

- Горбатьюк, В.И. Процессы и аппараты пищевых производств // В.И. Горбатьюк. – М.: Колос, 1999. – 335 с.
- Грачев, Ю.П. Математические методы планирования эксперимента / Ю.П. Грачев, Ю.М. Плаксин. – М.: Дели принт, 2005. - 296 с.
- Гупта, А. Закрученные потоки / А. Гупта, Д. Лили, Н. Сайред. - М.: Мир, 1987. -588с.
- Карташов, Л.П. Системный синтез технологических объектов АПК // Л.П. Карташов, В.Ю. Полищук. - Екатеринбург: УрО РАН, 1998. - 185 с.
- Карташов, Л.П. Параметрический и структурный синтез технологических объектов на основе системного подхода и математического моделирования // Л.П. Карташов, Т.М. Зубкова. - Екатеринбург: УрО РАН, 2009. - 225 с.
- Касаткин, А.Г. Основные процессы и аппараты химической технологии / А.Г. Касаткин - М.: Химия, 1971. - 286 с.
- Колпаков, А.В. Совершенствование процесса перекачивания молока насосом доильной установки: Дис.... канд. техн. наук: 05.20.01. Оренбург, 2008. - 179 с.
- Полищук, В.Ю. Проектирование экструдеров для отраслей АПК // В.Ю. Полищук, В.Г. Коротков, Т.М. Зубкова. - Екатеринбург: УрО РАН, 2003. – с. 260.
- Новожилов, И.Ф. Интенсификация конвективного теплообмена внутри труб путем применения искусственной шероховатости / И.Ф. Новожилов, В.К. Мигай // Теплоэнергетика. - 1964. - №9. - С. 60-64.
- Плаксин, Ю.М. Процессы и аппараты пищевых производств / Ю.М. Плаксин, Н.Н. Малахов, В.А. Ларин. – М.: Колос, 2005. – 760 с.
- Плановский, А.Н. Процессы и аппараты химической и нефтехимической технологии / А.Н. Плановский, П.И. Николаев. – М.: Химия, 1971. – 190 с.
- Солнцев, В.Д. Процессы и аппараты пищевых производств и химической технологии / В.Д. Солнцев. – Владивосток: Изд-во ТРЭУ, 2006. – 100с.
- Терехов, В.И. Аэродинамика и тепломассообмен в ограниченных вихревых потоках: Дис. ... д-ра техн. наук / Терехов Владимир Иванович. - Новосибирск, 1987. - 459 с.
- Фафурин, В.А. Гидродинамика и разделительная способность течений в гидромеханических устройствах и аппаратах: Дис. ...д-ра техн. наук / Фафурин Виктор Алексеевич. – Казань, 2003. - 355 с.
- Щукин, В.К. Теплообмен и гидродинамика внутренних потоков в полях массовых сил / В.К. Щукин. - М.: Машиностроение, 1980. – 240 с.

Сведения об авторе:

Маврин Евгений Александрович, соискатель Оренбургского государственного университета
460018, г. Оренбург, пр-т Победы, д. 13, e-mail: mea81107@mail.ru