

8. *Вайстих, Г. Я.* Гранулирование кормов / Г.Я. Вайстих, П.М. Дарманьян. – М.: Агропромиздат, 1988. – 143 с.
9. *Кошак, Ж. В.* Моделирование и оптимизация технологических процессов зерноперерабатывающей и хлебопекарной отрасли / Ж.В. Кошак, А. Э. Кошак. – Мн.: ИВЦ Минфина, 2015. – 152 с.

*Рукопись статьи поступила в редакцию 23.06.2017*

**Zh. V. Koshak, S. M. Degtjaric, A. E. Koshak**

### **INFLUENCE OF WATER-HEAT TREATMENT ON THE EFFICIENCY OF TREATMENT-PROPHYLACTIC MIXED FODDER FOR CARP WITH PHYTIBIOTIC MICS-OIL**

Ecological cleanliness and safety of fish products are directly related to methods of prevention and treatment of bacterial infections of carp fish. The article presents studies on moisture-moisture processing of mixed fodders containing phytobiotic Mix-Oil as an active substance. Optimum parameters of moisture-thermal treatment of the medical-prophylactic mixed fodders at different dosages of the Mics-Oil preparation were obtained and the results on the effectiveness of its use are presented.

Keywords: mixed fodder, fish, carp, fish products, phytobiotics, moisture-heat treatment, processing parameters, aeromonosis prevention, efficiency.

УДК 663.81

*В статье описаны теоретические исследования движения жидкости в гидродинамическом нагревателе, используемом для подготовки и улучшения качества питьевой воды. Установлено, что принцип действия устройства основан на преобразовании механической энергии, подведенной к ротору, в энергию вихревого движения жидкости. Основная диссипация энергии в устройстве происходит в области бокового зазора, а тепловыделение в нем можно усилить за счет увеличения окружной скорости лопастей ротора и расхода жидкости в рабочей полости.*

*Ключевые слова: вода, пастеризация, гидродинамический нагрев, поток, кавитация, нагреватель, ротор.*

## **ГИДРОДИНАМИЧЕСКИЙ НАГРЕВ ЖИДКОСТИ**

**РУП «Научно-практический центр Национальной академии наук Беларуси по продовольствию», г. Минск, Республика Беларусь**

*З. В. Ловкис, заслуженный деятель науки Республики Беларусь, член-корреспондент Национальной академии наук Беларуси, доктор технических наук, профессор, генеральный директор;*

*С. И. Корзан, аспирант*

Водоснабжение населения Беларуси осуществляется в основном из подземных источников, в сутки на одного жителя приходится 214 л воды.

От качества водопроводной воды зависит здоровье каждого человека. Проявление различных аллергических заболеваний, нейродермитов, мочекаменной болезни, воспаления суставов и многих других заболеваний связано с качеством потребляемой воды. Существует множество этапов подготовки и улучшения качества питьевой воды: механическая фильтрация, обессоливание, обезжелезивание, обеззараживание, улучшение органолептических свойств и др. Однако уничтожить вредные компоненты можно только при длительном нагреве под давлением.

Процессы обеззараживания жидкостей нагревом изучаются более 100 лет многими отечественными и зарубежными исследователями, начиная с основателя пастеризации Луи Пастера.

Наиболее интенсивно научные работы велись в области обоснования параметров и режимов работы пастеризаторов косвенного нагрева жидкости, теплоносителем в которых выступает пар или горячая вода.

По данным целого ряда исследователей [1, с. 39], тепловая производительность пастеризатора косвенного нагрева, как и всякого другого теплового аппарата, зависит от площади нагрева  $F$ , коэффициента теплопередачи  $k$  и средней логарифмической разности температур между паром в рубашке и продуктом и характеризуется известной формулой теплопередачи:

$$Q = Fk \cdot \Delta t_{\text{ср}} = mc_m (t_k - t_n), \quad (1)$$

где  $m$  – масса нагреваемого продукта, кг;  $c_m$  – удельная теплоемкость продукта, Дж/(кг·°C);  $t_n$  и  $t_k$  – начальная и конечная температура нагрева продукта.

Эффективным устройством для нагрева жидкости являются гидродинамические нагреватели (ГДН). Однако они пока еще не нашли широкого применения, и процесс нагревания жидкости в них мало изучен.

Теории гидродинамического нагрева воды посвящены труды Э. С. Ашуралиева [2]. Рабочий процесс в ГДН жидкости он рассматривает с позиции теории гидродинамических передач, в основу расчета которой положена теория лопастных гидромашин Л. Эйлера [1, с. 41].

Прежде всего исследователь изучил баланс энергии ГДН. Интенсивность нагрева воды в ГДН, по его данным, определяется величиной потерь потребляемой энергии на преодоление сопротивлений в рабочей полости, т.е. явления, считающиеся отрицательными в гидродинамических передачах, в нагревателе представляются положительными.

В гидродинамических машинах и гидропередачах потери энергии делят на четыре вида:

- ♦ гидравлические потери или потери напора;
- ♦ потери на трение рабочих органов аппарата о жидкость;
- ♦ объемные потери из-за утечек жидкости из области высокого давления в область низкого давления;
- ♦ механические потери на трение в приводе.

Наибольший интерес у Э. С. Ашуралиева вызвали гидравлические потери и потери на трение рабочих органов о жидкость. Из них преимущественно образуется тепловыделение в гидродинамическом нагревателе.

Рассматривая уравнение Бернулли для потока, проходящего через нагреватель в сечениях на входе и на выходе из него, он получил уравнение баланса удельной энергии в виде:

$$H_i = \Delta H + \sum h, \quad (2)$$

где  $H_i$  – теоретический напор, создаваемый ротором, м;  $\Delta H$  – разность напоров на выходе и входе в нагреватель, м;  $\sum h$  – суммарные потери напора, м.

После определения составляющих этой формулы и соответствующих преобразований получена зависимость, отражающая преобразование удельной энергии потока в рабочей полости нагревателя:

$$\frac{u_2^2}{g} \mu_p = \frac{k_p Q^2}{2gF_p^2} + \frac{k_c Q^2}{2gF_c^2} + \frac{k_k Q^2}{2gmF_{nk}^2} + \frac{\Phi_{\text{вд}}}{2g} \left[ \left( u_{p1} - \frac{Q}{F_{p1}} \right)^2 + (u_2 \cdot \mu_p)^2 \right] + \Delta H, \quad (3)$$

где  $u_1$  и  $u_2$  – окружные скорости ротора на входе и выходе жидкости, м/с;  $F_{p1}$  – площадь сечения канала лопасти на входе в ротор, м<sup>2</sup>;  $F_p$ ,  $F_c$ ,  $F_{nk}$  – средние площади сечений ротора, корпуса и подающего канала, м<sup>2</sup>;  $m$  – число подающих каналов;  $\mu_p$  – коэффициент отклонения потока из-за конечного числа лопаток;  $k_p$ ,  $k_c$ ,  $k_k$  – коэффициенты сопротивления ротора, корпуса и подводящего канала;  $\Phi_{\text{вд}}$  – коэффициент потерь на вихреобразование при ударе потока о лопатку ротора.

Данная формула служит для расчета параметров ГДН при известном расходе воды в нем.

Мощность такого нагревателя зависит, в основном, от скорости вращения ротора, его геометрических размеров и расхода жидкости в лопастном канале [2]:

$$N = \frac{\rho g Q_{\text{л}} \omega^2 r_{p2}^2 \mu_p + c_{f1} \rho \omega^3 (r_2^5 - r_1^5) + c_{f\mu} \rho \omega^3 r_2^4 e + c_{f2} \rho \omega^3 (r_{p2}^5 - r_{p1}^5)}{\eta_{\text{мех}}}, \quad (4)$$

где  $r_{p1}$  и  $r_{p2}$  – минимальный и максимальный радиусы ротора по основанию и верхушке лопатки, м;  $r_1$  и  $r_2$  – минимальный и максимальный радиусы кольца трения с боковых сторон ротора, м;  $c_{f1}$ ,  $c_{f\mu}$ ,  $c_{f2}$  – коэффициенты гидравлического сопротивления рабочей полости лопаток, цилиндрической части бокового зазора ротор-корпус и бокового кольца трения в роторе;  $e$  – ширина цилиндрической части зазора, м;  $\eta_{\text{мех}}$  – механический КПД пастеризационной установки;  $\omega$  – угловая скорость вращения ротора, рад/с;  $g$  – ускорение свободного падения, м/с<sup>2</sup>.

Анализируя эти зависимости, а также результаты экспериментальных данных, Э.С. Ашуралиев утверждает, что основная диссипация энергии в таком нагревателе происходит в области бокового зазора. Тепловыделение в нем можно увеличить за счет увеличения окружной скорости лопастей ротора и расхода жидкости в рабочей полости [2, 3].

Существенный вклад в исследование процесса пастеризации продукта в установке с ГДН и в совершенствование конструкции нагревателя внесла А.Ю. Краснова [1]. Исследуя ГДН с радиальными ячейками в зазоре между ротором и корпусом, она установила, что потоку продукта в проточной части его характерна критическая скорость перехода от пристенного ламинарного течения к турбулентному в ядре потока, зависящая от вязкости пастеризуемого продукта. Причем чем выше эта вязкость, тем больше критическая скорость и толще пограничный слой. Ею показано, что в худших условиях нагрева в ГДН находятся именно пристенные слои продукта.

На нагрев продукта в пастеризаторе от начальной его температуры  $t_{\text{н}}$  до температуры пастеризации  $t_{\text{п}}$  расходуется следующее количество тепла:

$$Q = G c_m (t_{\text{п}} - t_{\text{н}}) \cdot (1 - \varepsilon), \quad (5)$$

где  $G$  – секундная подача продукта в пастеризатор, кг/с;  $c_m$  – удельная теплоемкость продукта, Дж/(кг·°С);  $\varepsilon$  – коэффициент регенерации тепла вне ГДН.

Анализ этого выражения показывает, что чем выше коэффициент регенерации, тем меньше требуется тепловая производительность ГДН. Затраты на гидродинамический нагрев уменьшаются, но возрастают затраты на процесс регенерации тепла.

Секундная теплопроизводительность  $Q$  ГДН, по данным А.Ю. Красновой и Э.С. Ашуралиева, в основном зависит от диаметра  $D$  ротора и частоты  $\omega$  его вращения:

$$Q = (b - at) \rho D^5 \omega^3, \quad (6)$$

где  $b$  и  $a$  – константы линеализации коэффициента мощности ГДН в области температур  $t$  (°С) продукта ( $b = 0,01$ ;  $a = 0,00008$ ) [1, с. 60];  $\rho$  – плотность продукта, кг/м<sup>3</sup>.

Д.А. Лебедько определил величину угловой скорости пастеризованной жидкости [3]:

$$\omega = \omega_0 = \frac{1}{1 + \sqrt{\frac{C_1 z B}{\pi \varepsilon r} \cdot \frac{R_1^4 - R_2^4}{R^4}}}, \quad (7)$$

где  $C_1$  – коэффициент, зависящий от формы ячеек;  $z$  – количество ячеек в ГДН;  $B$  – ширина ротора ГДН, м;  $\varepsilon$  – коэффициент сопротивления потоку;  $r$  – радиус ячейки в ГДН, м;  $R$  – внутренний радиус кольца, м;  $R_1$  – наружный радиус ротора ГДН, м;  $R_2$  – радиус впадин проточек по периферии ротора, м.

Для определения степени завершенности процесса пастеризации продукта, как и в работе Г.А. Кука [3, с. 39], А.Ю. Краснова вводит понятие критерия Пастера  $Pa$ , выражающего отношение фактического времени  $T_{\text{ф}}$  воздействия на продукт температуры пастеризации к необходимому времени подавления микрофлоры:

$$Pa = \frac{T_{\text{ф}}}{T_{\text{н}}}. \quad (8)$$

При этом доля ГДН в критерии Пастера определена по зависимости:

$$Pa_1 = A \cdot T_{on} \frac{1}{a} \int_{z_1}^{z_2} \frac{e^x dx}{x}, \quad (9)$$

$$\text{где } A = \frac{Mc\eta_m}{\beta_o \rho} e^{-\alpha + \frac{\beta b}{a}};$$

$$z_1 = -\frac{b}{a}(b - a \cdot 60^\circ);$$

$$z_2 = -\frac{b}{a}(b - a \cdot t_n);$$

$\beta_o$  – часть мощности  $\beta = D^5 \omega^3$ , участвующей в нагреве непосредственно в ГДН в пределах температур от  $60^\circ\text{C}$  до  $t_n$ ;  $\eta_m$  – тепловой КПД нагревателя.

В анализируемых работах в области ГДН рассматриваются в основном пастеризационные установки с плоскими дисками и нагревателями с однорядным расположением ячеек, которые не способствует повышению расхода жидкости в ГДН и тем самым тепловыделению в них, о чем свидетельствуют работы по исследованию как гидромффт [4], так и лопастных гидротормозов [5].

Кроме того, в указанных работах функционирование ГДН происходит в синхронном режиме закрытия и раскрытия всех ячеек ротора, что вносит дисбаланс в рассматриваемую систему и создает условия неравномерности (скачкообразности) в приводе.

Следовательно, повышение эффективности процесса пастеризации продукта в установках с ГДН возможно не только за счет дальнейшего совершенствования конструкции нагревателя, минимизации потерь тепла, но и за счет оптимизации параметров его проточной части. Значительную роль может сыграть сглаживание пиковых нагрузок, связанных с режимом функционирования ячеистых поверхностей ГДН, что требует дальнейшего уточнения процесса их работы при использовании в составе пастеризационных установок.

Схема течения жидкости в проточной части ГДН приведена на рис. 1.

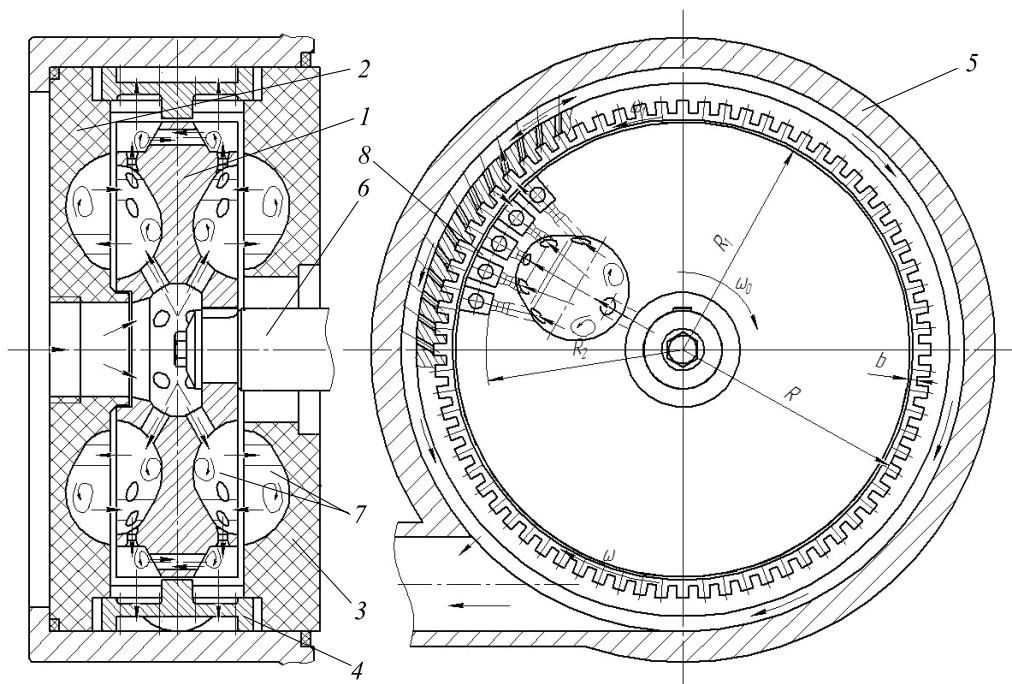


Рис. 1. Схема течения жидкости в проточной части ГДН: 1 – ротор; 2 – крышка передняя; 3 – крышка задняя; 4 – кольцо; 5 – корпус; 6 – вал; 7 – ячейка; 8 – лопасть

Предложенное нами пастеризационное устройство (рис. 1) содержит ротор 1 с ячейками 7 и лопастями 8, неподвижные крышки 2 и 3 с аналогичными ячейками 7 и кольцо 4. Ротор 1 закреплен на валу 6, крышки 2 и 3 зафиксированы в корпусе 5. При вращении ротора толщина слоя жидкости в проточной части меняется от минимальной, соответствующей указанному зазору, до максимальной, включающей дополнительно глубины ячеек крышек и ротора при совпадении этих ячеек.

Исследования движения потока жидкости через прозрачную крышку ГДН показали, что в канале по типу одновременно существует как профильная (у твердых стенок канала), так и срывающаяся кавитация (в вихрях за обтекаемой поверхностью лопаток ротора и корпуса). Форма кавитации – пузырьковая, реже пленочная [3].

Характерной кавитационной устойчивости ГДН может служить безразмерный критерий – число кавитации, используемое в насосном оборудовании [2]:

$$\sigma = 2 \frac{p_3 - p_{\text{нп}}}{\rho v^2}, \quad (10)$$

где  $p_3$  – статическое давление жидкости в критической точке, Па;  $p_{\text{нп}}$  – давление насыщенных паров продукта при его пастеризации, Па;  $v$  – относительная скорость жидкости в данной точке, м/с.

Кавитационный запас давления в ГДН определяется по зависимости [6]:

$$\Delta p = p_{\text{вх}} - \frac{c_p^2 v}{2g} - \frac{p_{\text{нп}}}{\rho g}, \quad (11)$$

где  $p_{\text{вх}}$  – давление продукта на входе в ГДН, Па;  $c_p$  – теплоемкость продукта, Дж/(кг·°С);  $v$  – скорость продукта, м/с.

Ротор ГДН вращается с постоянной угловой скоростью  $\omega_0$  с приводом от электродвигателя. Пастеризуемая жидкость в нем также приобретает усредненную угловую скорость  $\omega$ , но меньшую чем угловая скорость ротора  $\omega_0$ . Тогда относительная скорость жидкости  $\omega_1$  (по отношению к скорости ротора) будет:

$$\omega_1 = \omega_0 - \omega. \quad (12)$$

Угловая скорость  $\omega$  жидкости при пастеризации вызывает центробежную силу, действующую на внутреннюю поверхность кольца:

$$F = mR\omega^2, \quad (13)$$

где  $m$  – масса пастеризуемой жидкости в проточной части ГДН, кг;  $R$  – внутренний радиус кольца, м.

Объем проточной части ГДН складывается из объема кольцевого зазора  $b$  и объема ячеек ротора и крышек:

$$V = V_3 + V_{\text{я}} = \pi(R^2 - R_1^2) \cdot B + \pi r^2 \cdot B \cdot n = \pi b \cdot B + \pi r^2 \cdot B \cdot n, \quad (14)$$

где  $R_1$  – наружный радиус ротора, м;  $B$  – ширина ротора ГДН, м;  $r$  – радиус ячейки в ГДН, м;  $n$  – количество ячеек в ГДН.

Тогда масса пастеризуемой жидкости в проточной части ГДН составит

$$m = V \cdot \gamma = \left[ \pi(R^2 - R_1^2) \cdot B + \pi r^2 \cdot B \cdot n \right] \gamma, \quad (15)$$

где  $\gamma$  – удельный вес жидкости, кг/м<sup>3</sup>.

На рис. 2 приведена зависимость влияния температуры нагреваемого продукта  $t$  на нагреваемый объем жидкости  $V$ .

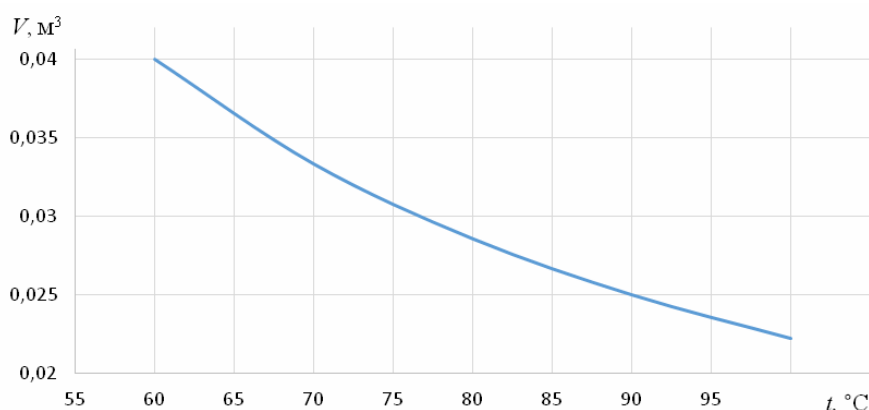


Рис. 2. Влияние температуры нагреваемого продукта  $t$  на нагреваемый объем жидкости  $V$

Из графика (рис. 2) видно, что при повышении температуры нагреваемого продукта, занимаемый этим продуктом объем уменьшается.

По этим данным при вращении ротора давление пастеризуемой жидкости на внутренние стенки кольца будет:

$$p = \frac{m}{F} = \frac{[\pi(R^2 - R_1^2) \cdot B + \pi r^2 \cdot B \cdot n] \gamma \cdot R \cdot \omega^2}{\pi R B} = (R^2 - R_1^2 + r^2 \cdot n) \gamma \cdot \omega^2, \quad (16)$$

где  $F$  – площадь внутренней расточки кольца под ротор,  $\text{м}^2$ .

Это давление вызывает силу трения жидкости о поверхность кольца, величина которой в расчете на  $1 \text{ м}^2$  поверхности его может быть определена по формуле, предложенной Г. А. Куком [7]:

$$\tau_0 = \varepsilon \rho \frac{\omega^2}{8}, \quad (17)$$

где  $\varepsilon$  – коэффициент сопротивления потоку;  $\rho$  – плотность жидкости,  $\rho = \gamma / g$ ,  $\text{кг/м}^3$ ;

На рис. 3 и 4 приведены зависимости давления жидкости в ГДН от угловой скорости вращения ротора и температуры продукта на выходе из ГДН.

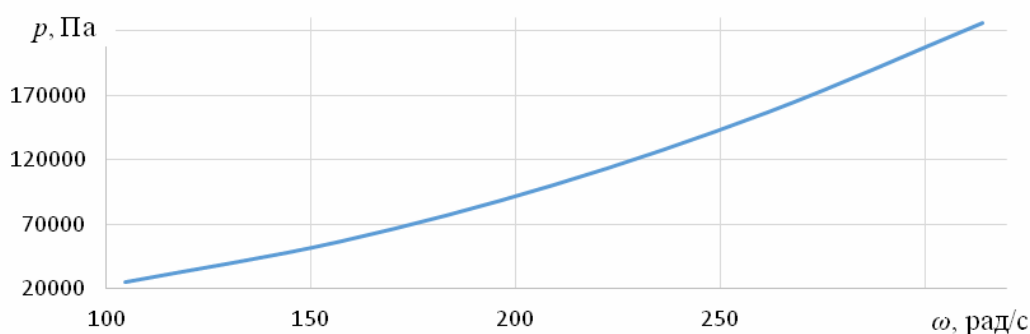


Рис. 3. Изменение давления жидкости в ГДН от угловой скорости вращения ротора

Теоретически обоснованные зависимости взаимосвязи давления от угловой скорости вращения ротора и температуры продукта на выходе из ГДН изменяются по параболическим зависимостям. По данным графикам можно определить создаваемое давление внутри ГДН в зависимости от угловой скорости вращения ротора, температуры продукта на выходе из ГДН и производительности ГДН. К примеру, при установленной температуре продукта на выходе из ГДН  $75 ^\circ\text{C}$ , в зависимости от производительности  $Q = 1500 - 2500 \text{ м}^3/\text{ч}$ , давление в ГДН будет соответственно  $p_{1500} = 4825,9 \text{ Па}$ ,  $p_{2000} = 6434,6 \text{ Па}$ ,  $p_{2500} = 8043,2 \text{ Па}$  (рис. 4).

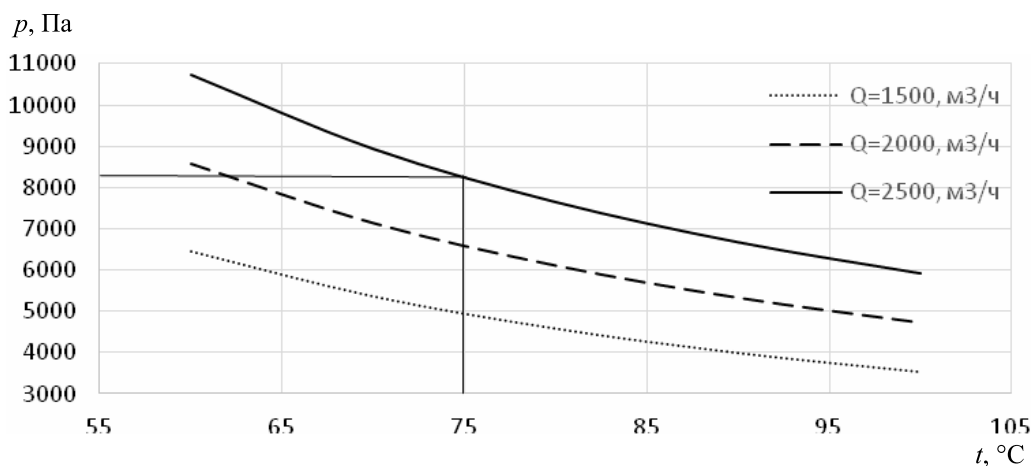


Рис. 4. Влияние температуры продукта на выходе из ГДН на параметры давления жидкости

В действительности течение пастеризуемой жидкости в ГДН носит сложный характер: в моменты смыкания ячеек ротора и статора давление в них скачком повышается, возникают кольцевые вихри в слоях жидкости, а при раскрытии ячеек поток ускоряется [3]. Все это приводит к интенсивному трению слоев жидкости между собой и о стенки ГДН, что обеспечивает нагрев её до температуры пастеризации.

## ЛИТЕРАТУРА

1. Краснова, А. Ю. Совершенствование процесса пастеризации молока в установке с гидродинамическим нагревателем : дис. ... канд. техн. наук : 05.20.01 / А. Ю. Краснова. – зерноград, 2008. – 185 с.
2. Ашуралиев, Э. С. Обоснование параметров и повышение эффективности функционирования гидродинамического нагревателя жидкости сельскохозяйственного назначения : дис. ... канд. техн. наук : 05.20.01 / Э. С. Ашуралиев. – Ростов-на-Дону, 2002. – 165 с.
3. Лебедько, Д. А. Обоснование процесса работы и параметров установки для пастеризации молока гидродинамическим воздействием в условиях АПК : дис. ... канд. техн. наук : 05.20.01 / Д. А. Лебедько. – зерноград, 2017. – 167 с.
4. Гидравлический привод / Б. А. Гавриленко [и др.]. – М.: Машиностроение, 1968. – 503 с.
5. Гидравлика, гидравлические машины и гидроприводы: Учеб. пособ для машиностроительных вузов / Т. М. Башта [и др.]. – М., Машиностроение, 1982. – 423 с.
6. Устройство для нагрева жидкости : пат. 1324620 СССР : МКИ А23С3/033 / В. Е. Заушицин, В. И. Фомин, Ю. А. Фаянс, Г. И. Проценко, Л. Н. Кривцов, М. И. Мучник; дата публ.: 23.07.87.
7. Кук, Г. А. Пастеризация молока / Г. А. Кук. – М.: Пищепромиздат, 1951. – 239 с.

*Рукопись статьи поступила в редакцию 23.06.2017*

**Z. V. Lovkis, S. I. Korzan**

## HYDRODYNAMIC HEATING OF LIQUID

The article describes theoretical studies of fluid motion in a hydrodynamic heater used to prepare and improve the quality of drinking water. Established: the principle of the device is based on the conversion of mechanical energy, supplied to the rotor, into the energy of the vortex motion of the liquid. The basic dissipation of energy in the device takes place in the region of the side gap, and the heat release in it can be increased by increasing the circumferential speed of the rotor blades and the flow of liquid in the working cavity.

Keywords: water, pasteurization, hydrodynamic heating, flow, cavitation, heater, rotor.