



ПИЩЕВЫЕ ТЕХНОЛОГИИ

Научная статья/Research Article

УДК 621.65:637.02

DOI: 10.36718/1819-4036-2024-6-146-156

Наталья Равиловна Ахмедова^{1✉}, Оксана Игоревна Левичева²,
Владимир Аркадьевич Наумов³

^{1,3}Калининградский государственный технический университет, Калининград, Россия

²ООО «Балтфармацевтика», Калининградская область, Багратионовск, Россия

¹isfendi@mail.ru

²csu411@rambler.ru

³van-old@mail.ru

ГИДРАВЛИЧЕСКИЙ РАСЧЕТ СИСТЕМЫ ПОДАЧИ ПЛАВЛЕННОГО СЫРА КУЛАЧКОВЫМ НАСОСОМ

Цель исследования – разработать метод расчета системы непрерывной подачи высоковязких пищевых масс с учетом характеристик трубопровода, кулачкового насоса и реологических параметров перекачиваемой пищевой жидкости. В работе рассматривалась система подачи плавленного сыра с реологическими параметрами при температурах от 55 до 95 °С. В результате гидравлического расчета с использованием опубликованных данных установлено: 1) расчет эффективной динамической вязкости μ_E по формуле Оствальда с найденными значениями параметров дает результаты очень близкие к экспериментальным данным, полученным из открытых источников; 2) зависимость затраченной мощности N от давления линейная, от частоты вращения ротора n – параболическая, от безразмерного коэффициента динамической вязкости μ – степенная; 3) безразмерный коэффициент динамической вязкости μ по-разному влияет на производительность Q и мощность N : при больших значениях μ влияние на Q снижается, а на N , наоборот, возрастает; 4) с ростом вязкости перекачиваемой жидкости показатели энергетической эффективности кулачкового насоса сначала улучшаются (гидравлический коэффициент полезного действия насоса η увеличивается, показатель удельных энергетических затрат E уменьшается), а затем начинают ухудшаться. Построена характеристика технологического трубопровода (зависимость потребного давления от расхода перекачиваемого плавленного сыра) с заданными длиной L , местными сопротивлениями, статическим давлением P_c для трех значений внутреннего диаметра. Предложен метод, позволяющий определить параметры работы системы подачи жидких пищевых продуктов в рабочей точке с учетом влияния его вязкости (на примере перекачивания плавленного сыра).

Ключевые слова: кулачковый насос, плавленный сыр, высоковязкие пищевые массы, гидравлический расчет

Для цитирования: Ахмедова Н.Р., Левичева О.И., Наумов В.А. Гидравлический расчет системы подачи плавленного сыра кулачковым насосом // Вестник КрасГАУ. 2024. № 6. С. 146–156. DOI: 10.36718/1819-4036-2024-6-146-156.

Благодарности: исследование проведено в рамках выполнения государственного задания НИОКР «Разработка и совершенствование производственных систем пищевой отрасли».

Natalia Ravilovna Akhmedova^{1✉}, Oksana Igorevna Levicheva², Vladimir Arkadievich Naumov³

^{1,3}Kaliningrad State Technical University, Kaliningrad, Russia

²ООО Baltfarmaceutika, Kaliningrad Region, Bagrationovsk, Russia

¹isfendi@mail.ru

²csu411@rambler.ru

³van-old@mail.ru

HYDRAULIC CALCULATION OF THE PROCESSED CHEESE SUPPLY SYSTEM WITH A CAM PUMP

The purpose of the study is to develop a calculation method for a continuous supply system for highly viscous food masses, taking into account the characteristics of the pipeline, cam pump and rheological parameters of the pumped food liquid. The paper considered a system for supplying processed cheese with rheological parameters at temperatures from 55 to 95 °C. As a result of hydraulic calculations using published data, it was found that 1) calculation of the effective dynamic viscosity μE using the Ostwald formula with the found parameter values yields results very close to the experimental data obtained from open sources; 2) the dependence of the expended power N on the pressure is linear, on the rotor speed n is parabolic, and on the dimensionless dynamic viscosity coefficient μ is power-law; 3) the dimensionless dynamic viscosity coefficient μ has different effects on the productivity Q and the power N : for large values of μ , the effect on Q decreases, while on N , on the contrary, it increases; 4) with the growth of viscosity of the pumped liquid, the energy efficiency of the cam pump first improves (the hydraulic efficiency of the pump η increases, the specific energy consumption indicator E decreases), and then begins to deteriorate. The characteristic of the process pipeline (dependence of the required pressure on the flow rate of pumped processed cheese) with a given length L , local resistances, static pressure P_C for three values of the internal diameter is constructed. A method is proposed that allows determining the operating parameters of the liquid food supply system at the operating point, taking into account the influence of its viscosity (using the example of pumping processed cheese).

Keywords: cam pump, processed cheese, highly viscous food masses, hydraulic calculation

For citation: Akhmedova N.R., Levicheva O.I., Naumov V.A. Hydraulic calculation of the processed cheese supply system with a cam pump // Bulliten KrasSAU. 2024;(6): 146–156 (In Russ.). DOI: 10.36718/1819-4036-2024-6-146-156.

Acknowledgments: research has been carried out within the framework of the state task of R&D “Development and improvement of food industry production systems”.

Введение. Гидравлический расчет систем непрерывной подачи жидких пищевых продуктов играет важную роль при разработке нового высокотехнологического оборудования [1–3]. Однако в предыдущие годы расчеты технологического трубопровода выполняли при фиксированных значениях расхода перекачиваемых пищевых масс, даже при вариации параметров трубопровода. Такие вариации приводят к изменению гидравлического сопротивления трубопровода. Что, в свою очередь, влечет смещение рабочей точки насосной установки. Чтобы сохранить заданное значение подачи пищевых масс (производительности), необходимо подбирать новые характеристики насоса. Доказано,

что такие расчеты необходимо проводить с учетом нагрузочных характеристик (на примере центробежных и винтовых насосов, применяемых в пищевой промышленности [4, 5]).

В последние десятилетия заметно возрос интерес пищевой индустрии к кулачковым насосам (КН). Установки с КН обеспечивают бережное перекачивание жидких пищевых продуктов без повреждения их структуры. Поэтому КН находят все более широкое применение для перекачивания таких продуктов, как джем, сметана, плавленый сыр, несмотря на их довольно высокую стоимость по сравнению с агрегатами других типов.

Опубликовано довольно много работ по исследованию факторов, влияющих на работу КН [6–9]. Численное исследование влияния основных факторов на производительность КН выполнено Y. Kang et al. [6]. Уменьшение размера зазора между ротором и стенкой корпуса приводит к существенному увеличению напора, заметного влияния зазора между двумя роторами на производительность КН не было установлено. Для определения течения жидкости через КН I. Malael et al. [7] численным методом была решена система уравнений Навье – Стокса, что позволило рассчитать производительность КН по найденному полю скоростей. Y.B. Li et al. [8] была изучена подача КН при перекачивании пяти сред с вязкостью от 1 cst (как у воды) до 110 cst. Увеличение вязкости жидкости уменьшает утечки в полости ротора, а расход при перекачивании вязкой жидкости (110 cst) оказался на 40 % выше, чем при перекачивании воды. Увеличение скорости вращения ротора со 100 до 400 об/мин привело к росту производительности КН почти в два раза.

N.R. Akhmedova et al. [9] был разработан метод, позволяющий построить диаграмму производительности КН (зависимости подачи от перепада давления) с учетом влияния вязкости жидких пищевых продуктов. В работе сделан ряд важных выводов: установлено, что производительность КН при перекачивании вязких пищевых продуктов заметно выше, чем при перекачивании воды, при этом значительно возрастает затрачиваемая мощность; повышение температуры пищевых масс приводит к снижению производительности КН.

Заметим, что во всех перечисленных публикациях теоретическое исследование работы КН проводилось без учета характеристики трубопровода.

Цель исследования – разработать метод расчета системы непрерывной подачи высоковязких пищевых масс с учетом характеристик трубопровода и КН. При этом важным вопросом является задание реологических параметров перекачиваемой пищевой жидкости. Рассмотрим этот вопрос на примере плавленого сыра (ПС).

Задачи: на основе опубликованных результатов экспериментальных исследований установить реологические параметры ПС и их зави-

симость от температуры; определить зависимость подачи КН от перепада давления, частоты вращения ротора (ЧВР) и вязкости перекачиваемого ПС; установить гидравлическую характеристику технологического трубопровода – зависимость потребного давления в трубопроводе от расхода перекачиваемого ПС; найти параметры насосной установки в рабочей точке.

Объекты и методы. Объект исследования – система подачи ПС. Определено четыре образца ПС с установленными составом и реологическими свойствами (при температурах от 55 до 95 °С). Определение реологических свойств жидкости позволяет установить, к какой модели жидкости относится исследуемая среда при заданных температурах. Зависимости основных рабочих характеристик КН получены на основе анализа опубликованных данных испытаний. Гидравлический расчет технологического трубопровода для ПС выполнялся как для неньютоновской жидкости.

Результаты и их обсуждение. Для гидравлического расчета необходимо задать реологические параметры перекачиваемого ПС. Установлено, для ПС наилучшим образом подходит реологическая модель степенной жидкости (модель Оствальда – де Вааля) [10, 11]. Формула Оствальда для эффективной динамической вязкости (Па·с) имеет вид

$$\mu_E = K \cdot \omega^{m-1}, \quad (1)$$

где m – показатель неньютоновского поведения жидкости; K – коэффициент консистенции жидкости, Па·с ^{m} ; ω – градиент (сдвиг) скорости, с⁻¹.

Реологические параметры ПС зависят в первую очередь от его состава, температуры, градиента скорости, а также величины и продолжительности механического воздействия, условий транспортирования и хранения и других факторов. Транспортирование ПС в процессе его производства происходит, как правило, при высоких температурах [12, 13], поэтому воспользуемся результатами экспериментальных исследований [10], в которых были определены реологические параметры семи образцов ПС при температурах от 55 до 95 °С. Состав и реологические параметры образцов четырех образцов ПС представлены в таблицах 1 и 2. В скобках указаны номера образцов ПС в [10].

По таблице 2 можно найти зависимость параметров от температуры t

$$m = a + b \cdot t; K_j = A \cdot t^{-\alpha}, \quad (2)$$

где a, b, A, α – эмпирические константы, например, для ПС-4: $a = 0,517; b = 0,00197; \alpha = 5,192$.

На рисунке 1 приведено сравнение результатов расчетов по формулам (1) с экспериментальными данными для ПС-4.

Таблица 1

Состав образцов ПС из [10], %

Образец	Gouda chese	Water	Butter	Skimmed milk powder	Sodium citrate
ПС-1	50,5	37,5	0	9,0	3,0
ПС-2	60,0	17,0	17,5	2,5	3,0
ПС-3(6)	43,0	24,5	27,0	2,5	3,0
ПС-4(7)	60,0	17,0	17,5	2,5	3,0

Таблица 2

Реологические параметры образцов ПС из [10]

Образец	Параметр	Температура, °C				
		55	65	75	85	95
ПС-1	m	0,751	0,833	0,844	0,863	0,877
	$K, \text{Па} \cdot \text{с}^m$	7,526	2,175	0,944	0,412	0,221
ПС-2	m	0,750	0,812	0,760	0,756	0,752
	$K, \text{Па} \cdot \text{с}^m$	4,633	1,689	1,345	0,648	0,564
ПС-3(6)	m	0,662	0,720	0,713	0,692	0,681
	$K, \text{Па} \cdot \text{с}^m$	8,256	3,269	2,237	1,554	1,138
ПС-4(7)	m	0,627	0,655	0,645	0,684	0,711
	$K, \text{Па} \cdot \text{с}^m$	60,713	26,545	15,462	7,136	3,332

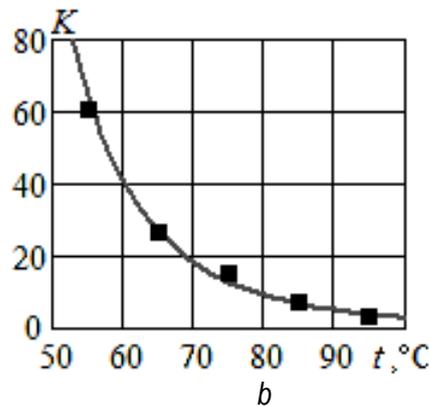
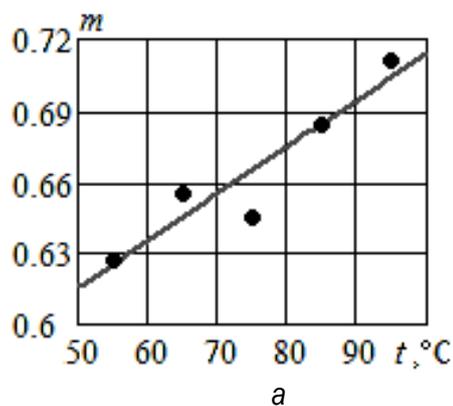


Рис. 1. Реологические параметры ПС-4. Точки – экспериментальные данные [10], линии – результаты расчета по формулам (2)

По рисунку 2 видно, что расчет эффективной вязкости ПС-4 по формуле (1) с найденными значениями параметров дает результаты, очень близкие к экспериментальным данным [10].

Сравнение результатов расчетов и опытных данных для других образцов ПС также дает вполне удовлетворительные результаты.

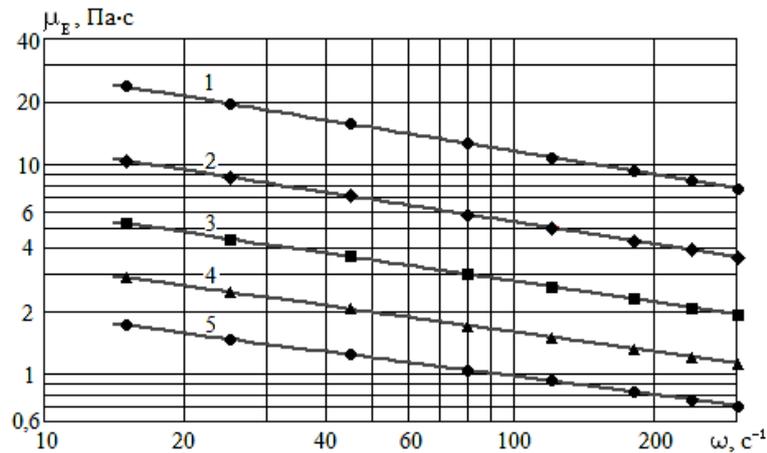


Рис. 2. Зависимость эффективной вязкости ПС-4 от градиента скорости при различных температурах: 1 – 55 °С; 2 – 65 °С; 3 – 75 °С; 4 – 85 °С; 5 – 95 °С. Точки – экспериментальные данные [10], линии – результаты расчета по формуле (1)

Рабочие характеристики кулачковых насосов. G. Dimitreli et al. [10] на основе анализа данных испытаний КН WCB [14] получили зависимость подачи КН от перепада давления, ЧВР и вязкости перекачиваемой жидкости:

$$Q \equiv f(n, p, \mu) = f_1(n, 0) - (f_1(n, 0) - f_1(n, p)) / \mu^\gamma, \quad (3)$$

$$f_1(n, p) = V_1 \cdot [n - n_0(p)], \quad n_0 = B \cdot p^\beta, \quad (4)$$

где $Q = f_1(n, p)$ – зависимость подачи воды от ЧВР и перепада давления; V_1 – объем воды, перекачиваемой за один оборот при перепаде давления $P = 0$; n – частота вращения ротора (ЧВР), c^{-1} ; n_0 – минимальная ЧВР начала перекачивания жидкости, c^{-1} ; μ – безразмерный коэффициент динамической вязкости (БКДВ) исследуемой жидкости, отнесенный к соответ-

ствующему значению у воды при 20 °С; $p = P/P_A$ – безразмерный перепад давлений; P_A – атмосферное давление; β , B – эмпирические константы; γ – эмпирический показатель влияния вязкости жидкости на производительность КН.

В исследованной системе подачи ПС [15] используется КН компании Rotas [16]: PLP 2-1,5 с $V_1 = 0,22 \text{ дм}^3$. Была выполнена проверка возможности использования модели (3), (4) для расчета нагрузочной характеристики агрегатов указанного производителя. Значения эмпирических констант, подобранные методом наименьших квадратов: $B = 1,356 \text{ с}^{-1}$; $\beta = 0,707$; $\gamma = 0,398$. Результаты расчета подачи КН в сравнении с экспериментальными данными вполне удовлетворительные. Они представлены на рисунке 3.

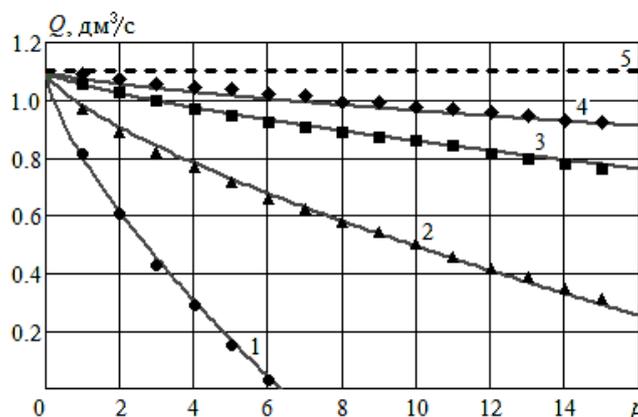


Рис. 3. Производительность Rotas PLP 2-1,5 при $n = 5 \text{ с}^{-1}$ и различной вязкости: 1 – $\eta = 1$ (вода); 2 – $\eta = 10$; 3 – $\eta = 100$; 4 – $\eta = 300$; 5 – $\eta \rightarrow \infty$. Точки – данные испытаний [16], линии – результаты расчета по формуле (3)

По результатам испытаний [16] нами было установлено, что зависимость затраченной мощности от давления линейная, от ЧВР – параболическая, от БКДВ – степенная

$$N = A_N \cdot n \cdot (1 + b_1 p + b_2 n + b_3 (\mu - 1)^x), \quad (5)$$

где значения эмпирических констант, подобранные для РЛР 2-1,5: $A_N = 0,020$ кДж; $b_1 = 1,10$; $b_2 = 0,1538$ с⁻¹; $b_3 = 0,113$; $\chi = 0,517$. Результаты расчета по формуле (5) практически совпадают с экспериментальными данными (рис. 4). Индекс детерминации 0,99.

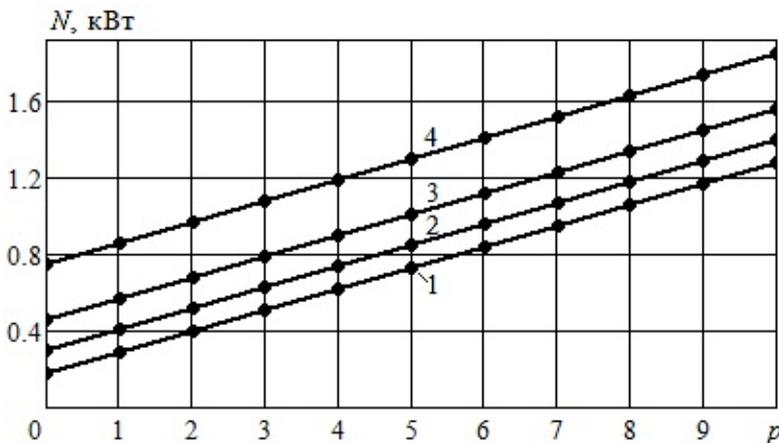


Рис. 4. Затраченная мощность Ротас РЛР 2-1,5 при $n = 5$ с⁻¹ и различной вязкости: 1 – $\mu = 1$ (вода); 2 – $\mu = 100$; 3 – $\mu = 500$; 4 – $\mu = 2000$. Точки – данные испытаний [16], линии – результаты расчета по формуле (5)

Обратим внимание, что БКДМ по-разному влияет на производительность и мощность. При больших значениях μ влияние на Q снижается, а на N , наоборот, возрастает.

В технической документации производителей КН [14, 16] отсутствуют показатели энергетической эффективности. По функциям (3) и (5) можно рассчитать гидравлический коэффициент полезного действия насоса (ГКПД, %) η и показатель удельных энергетических затрат (УЭЗ, кДж/дм³) E

$$\eta = 100 \cdot Q \cdot P / N, \quad E = N / Q. \quad (6)$$

Результаты расчета по формулам (6) на рисунке 5 показывают, что с ростом вязкости перекачиваемой жидкости показатели энергетической эффективности КН сначала улучшаются (η увеличивается, E уменьшается), а затем начинают ухудшаться. Влияние перепада давления не столь однозначно. С ростом P УЭЗ монотонно увеличиваются, что говорит об ухудшении энергоэффективности. Тогда как ГКПД возрастает. При большой вязкости такое возрастание отмечается на всем рабочем диапазоне перепада давления.

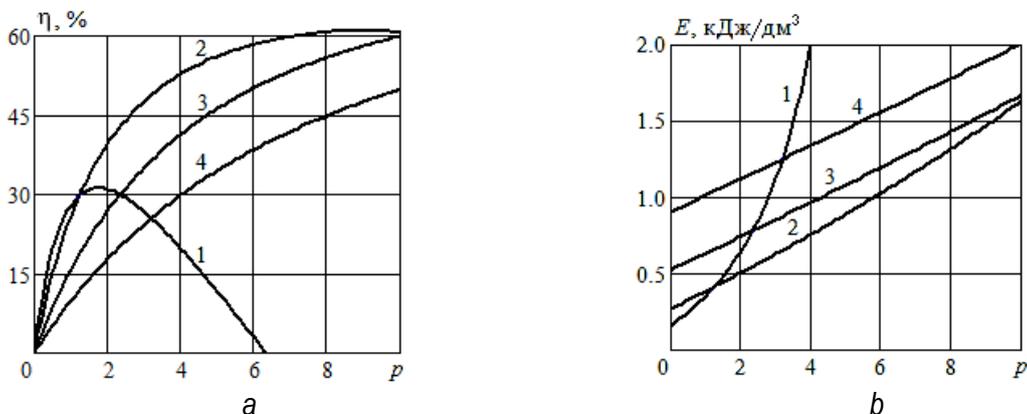


Рис. 5. ГКПД (а) и УЭЗ (б) Ротас при $n = 5$ с⁻¹ и различной вязкости: 1 – $\mu = 1$ (вода); 2 – $\mu = 100$; 3 – $\mu = 1000$; 4 – $\mu = 4000$

Характеристика технологического трубопровода. Характеристика технологического трубопровода представляет собой зависимость потребного давления от расхода и может быть записана в следующей форме:

$$P_T \equiv \varphi(Q) = P_C + \Delta P_L + \Delta P_M, \quad (7)$$

где P_C – статическое давление, обусловленное разностью уровней и давлений в исходной и конечной емкости, Па; ΔP_L – потери давления по длине трубопровода, Па; ΔP_M – потери давления в местных гидравлических сопротивлениях, Па.

При гидравлическом расчете течения ньютоновской жидкости потери давления из-за трения по длине трубопровода рассчитывают по известной формуле Дарси – Вейсбаха

$$\Delta P_L = 0.5 \cdot \lambda \cdot \rho (L/d) W^2, \quad (8)$$

где L – длина трубопровода, м; d – внутренний диаметр трубопровода, м; W – средняя по поперечному сечению скорость жидкости в трубопроводе, м/с; ρ – плотность жидкости, кг/м³; λ – коэффициент потерь из-за трения по длине трубопровода.

При ламинарном режиме течения ньютоновской жидкости в круглой трубе известна теоретическая формула

$$\lambda = 64/Re, \quad (9)$$

где Re – число Рейнольдса, $Re = \rho W d / \mu$.

Для расчета гидравлических потерь при тении неньютоновских жидкостей используют раз-

личные методы. В частности, сложные эмпирические формулы, справедливые для конкретных материалов в определенном диапазоне параметров (см., например, [2]). В [17, 18] показано, что формулу (9) можно применять и для расчета течения неньютоновских жидкостей, если заменить обычное число Рейнольдса на приведенное. Приведенное число Рейнольдса для степенной жидкости вычисляется по формуле

$$Re_{PL} = \frac{W^{2-m} d^m \rho}{8^{m-1} K \cdot \left(\frac{3m+1}{4m}\right)^m}. \quad (10)$$

Известно, что при малых числах Рейнольдса ($Re < 10-20$) гидравлические потери в местных сопротивлениях рассчитывают по формуле

$$\Delta P_M = 0.5 \cdot \zeta \cdot \rho W^2, \quad \zeta = \Theta / Re, \quad (11)$$

где Θ – безразмерный коэффициент, зависящий от типа местного гидравлического сопротивления и его безразмерных параметров. Так, в [19, с. 80] приведено значение для угольника (внезапный поворот на 90°) $\Theta = 400$.

В [17, 18] показано, что формулу (11) также можно применять и для расчета течения неньютоновских жидкостей, если заменить Re на Re_{PL} . Причем для колена величина Θ сильно зависит от радиуса закругления трубопровода R . При $R = d$ получено $\Theta = 180$, а при $R = d/2$ – $\Theta \approx 400-650$.

Подставив (8)–(11) в (7), получим

$$\varphi(Q) = P_C + 2^{3m-4} K \cdot \left(\frac{3m+1}{4m} \cdot \frac{4Q}{\pi d^3}\right)^m \cdot \left(64 \frac{L}{d} + \Sigma \Theta\right). \quad (12)$$

Рабочая точка насосной установки. Параметры рабочей точки насосной установки находятся при пересечении графиков нагрузочной характеристики насоса и характеристики трубопровода. В верхней части рисунка 6 нагрузочная характеристика PLP 2-1,5 (линия 1) построена для перекачивания ПС-1 при температуре 75 °С и $n = 10$ с⁻¹. Построена характеристика технологического трубопровода [15] длиной $L = 33$ м с 10 поворотами, статическим давлением $P_C = 100$ кПа для трех значений внутреннего диаметра. С увеличением диаметра гидравлические потери падают (соответственно линии 2, 3, 4). Пересечение линий 1 и 2 (точка А) представляет со-

бой рабочую точку при меньшем диаметре ($d = 35$ мм). Перепад давления и подача в этой рабочей точке соответственно 853,5 кПа и 2,085 дм³/с. В верхней части рисунка 6 построена зависимость затраченной мощности насоса от перепада давления. Вертикаль, проведенная через точку А, позволяет найти параметры рабочей точки: $N = 2,94$ кВт (точка В), а в нижней части рисунка 6: $\eta = 60,5$ % (точка D), $E = 1,41$ кДж/дм³ (точка С).

Таким же способом были найдены параметры в рабочей точке насосной установки при разных значениях температуры ПС для ЧВР $n = 10$ с⁻¹ (табл. 3) и для $n = 5$ с⁻¹ (табл. 4).

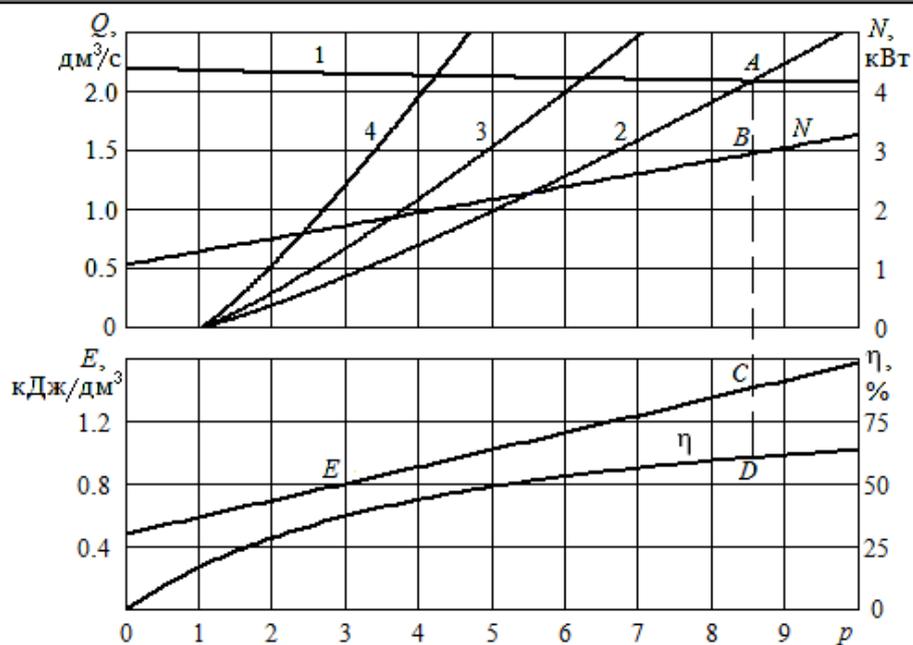


Рис. 6. Определение параметров рабочей точки при 75°C и $n = 10 \text{ с}^{-1}$:
 1 – нагрузочная характеристика PLP 2-1,5; 2 – характеристика трубопровода при $d = 35 \text{ мм}$; 3 – при $d = 39 \text{ мм}$; 4 – при $d = 45 \text{ мм}$

Таблица 3

Параметры в рабочей точке при $n = 10 \text{ с}^{-1}$

$t \text{ } ^\circ\text{C}$	$d, \text{ мм}$	$Q, \text{ дм}^3/\text{с}$	$P_T, \text{ кПа}$	$N, \text{ кВт}$	$\eta, \%$	$E, \text{ кДж}/\text{дм}^3$
95	35	2,104	315,5	1,50	44,6	0,712
	39	2,119	249,0	1,35	39,1	0,636
	45	2,133	190,3	1,22	33,3	0,572
85	35	2,098	470,4	1,92	51,4	0,915
	39	2,117	355,3	1,67	45,1	0,787
	45	2,134	255,8	1,45	37,7	0,678
75	35	2,085	853,5	2,94	60,5	1,411
	39	2,108	623,4	2,44	53,9	1,156
	45	2,130	422,7	1,99	45,1	0,936

Таблица 4

Параметры в рабочей точке при $n = 5 \text{ с}^{-1}$

$t \text{ } ^\circ\text{C}$	$d, \text{ мм}$	$Q, \text{ дм}^3/\text{с}$	$P_T, \text{ кПа}$	$N, \text{ кВт}$	$\eta, \%$	$E, \text{ кДж}/\text{дм}^3$
95	35	1,029	216,2	0,562	39,6	0,546
	39	1,038	179,7	0,522	35,7	0,503
	45	1,046	148,3	0,478	31,8	0,466
85	35	1,029	300,2	0,705	43,6	0,986
	39	1,039	238,2	0,637	38,9	0,613
	45	1,049	184,5	0,578	33,5	0,551
75	35	1,023	513,2	1,036	50,7	1,012
	39	1,037	387,6	0,898	44,8	0,866
	45	1,050	277,7	0,777	37,5	0,740

Снижение температуры ПС влечет увеличение вязкости, поэтому затраченная мощность заметно возрастает. Например, возьмем первую строку таблицы 3 ($t = 95 \text{ }^\circ\text{C}$; $d = 35 \text{ мм}$; $N = 1,50 \text{ кВт}$). Если температура упадет до $75 \text{ }^\circ\text{C}$, то затраченная мощность станет почти в 2 раза больше ($N = 2,94 \text{ кВт}$). При этом подача КН изменится совершенно незначительно (2,104 и 2,085 $\text{дм}^3/\text{с}$ соответственно). Поэтому показатель энергетической эффективности E ухудшится с 0,712 до 1,411 $\text{кДж}/\text{дм}^3$. Тогда как ГКПД увеличивается с 44,6 до 60,5 %. При других исходных данных получается такая же ситуация. Это говорит о том, что нельзя пользоваться ГКПД для оценки энергетической эффективности рассматриваемых перекачивающих систем.

Заключение. Разработан метод, позволяющий определить параметры работы системы подачи жидких пищевых продуктов в рабочей точке с учетом влияния его вязкости. Рассмотрено применение метода на примере перекачивания ПС. Основными этапами метода расчета являются:

1) определение по результатам экспериментальных исследований зависимости реологических параметров ПС при температурах технологического процесса. Для модели степенной жидкости это будут параметры m и K . Возможно использование и других реологических моделей;

2) получение по результатам испытаний аналитической зависимости производительности и затраченной мощности используемого КН от частоты вращения ротора, перепада давления и относительной вязкости;

3) определение характеристики технологического трубопровода – зависимости потребного давления от расхода перекачиваемого ПС;

4) расчет в рабочей точке расхода ПС, перепада давления и показателей энергетической эффективности.

Определение рабочей точки позволяет найти параметры (подачу, затраченную мощность и др.), при которых фактически будет работать установка. Проверка показала, что предложенный инженерный метод пригоден для гидравлического расчета систем подачи иных высоковязких пищевых жидкостей и КН других производителей. Однако при этом необходимо учитывать особенности конструкции КН и реологические параметры жидкостей.

Определена зависимость параметров реологических свойств ПС от температуры; установ-

лено, что при гидравлическом расчете для ПС подходит реологическая модель степенной жидкости. Расчет эффективной динамической вязкости μ_e по формуле Оствальда (1) дает результаты, очень близкие к экспериментальным данным. На основе анализа данных испытаний была получена зависимость подачи КН от перепада давления, ЧВР и вязкости ПС. По данным опубликованных результатов испытаний КН установлено, что зависимость затраченной мощности N от давления линейная, от частоты вращения ротора n – параболическая, от безразмерного коэффициента динамической вязкости μ – степенная; при больших значениях безразмерного коэффициента динамической вязкости μ влияние на производительность Q снижается, а на мощность N возрастает. При расчете перекачивающих систем для оценки энергетической эффективности не рекомендуется пользоваться ГКПД.

Список источников

1. Горбатов А.В. Реология мясных и молочных продуктов: монография. М.: Пищевая промышленность, 1979. 382 с.
2. Мачихин Ю.А., Мачихин С.А. Инженерная реология пищевых материалов: монография. М.: Легкая и пищевая промышленность, 1981. 216 с.
3. Steffe J.F. Rheological methods in food process engineering: monograph. Michigan: Freeman Press, 1996. 418 p.
4. Наумов В.А. Оценка влияния вязкости жидких пищевых продуктов на нагрузочные характеристики одновинтовых насосов // Техника и технология пищевых производств. 2021. Т. 51, № 2. С. 290–300. DOI: 10.21603/2074-9414-2021-2-290-300.
5. Akhmedova N.R., Levicheva O.I., Naumov V.A. Calculation algorithm for non-stationary pumping of liquid foodstuffs by a centrifugal pump with an open impeller // Journal of Physics: Conference Series. 2022. 2373 072001. DOI: 10.1088/1742-6596/2373/7/072001.
6. Kang Y., Vu H., Hsu C. Factors impacting on performance of lobe pumps: A numerical evaluation // Journal of Mechanics. 2012. Vol. 28(2), P. 229–238.
7. Malael I., Costea F., Draghici M. Flow evaluation of the lobe pump using numerical methods // Applied Physics, System Science and Com-

- puters III. 2019. Vol. 574. Springer, P. 301–309.
8. *Li Y.B., Du J., Guo D.S.* Numerical research on viscous oil flow characteristics inside the rotor cavity of rotary lobe pump // *Journal of the Brazilian Society of Mechanical Sciences and Engineering*. 2019. Vol. 41, P. 1–11.
 9. *Akhmedova N.R., Levicheva O.I., Naumov V.A.* Influence of liquid food products viscosity on lobe pump performance (case of pumping fish oil) // *Vestnik of Astrakhan State Technical University. Series: Fishing Industry try*. 2022. № 3. P. 74–81.
 10. *Dimitreli G., Thomareis A.S.* Effect of temperature and chemical composition on processed cheese apparent viscosity // *Journal of Food Engineering*. 2004. Vol. 64, P. 265–271. DOI: 10.1016/j.jfoodeng.2003.10.008.
 11. Influence of the melt holding time on fat droplet size and the viscoelastic properties of model spreadable processed cheeses with different compositions / A. Pluta-Kubica [et al.] // *International Dairy Journal*. 2021. Vol. 113. P. 104880. DOI: 10.1016/j.idairyj.2020.104880.
 12. Исследование реологических характеристик плавленного сыра / С.А. Бредихин [и др.] // *Ползуновский вестник*. 2021. № 4. С. 35–40. DOI: 10.25712/ASTU.2072-8921.2021.04.005.
 13. *Левичева О.И.* Изменение вязкости плавленного сыра при лабораторном моделировании условий производственного процесса // *Вестник науки и образования Северо-Запада России*. 2023. Т. 9, № 1. С. 18–26.
 14. *Waukesha Cherry-Burrell*. Rectangular flange positive displacement pumps [Electronic Resource]. URL: <https://www.spxflow.com/waukesha-cherry-burrell/products/universal-1-series-rectangular-flange-positive-displacement-pumps> (дата обращения: 04.04.2023).
 15. *Левичева О.И.* Гидравлическая схема технологического трубопровода и характеристики кулачкового насоса для транспортировки плавленного сыра // *Мат-лы X Междунар. Балтийского морского форума*. Калининград: Калининградский КГТУ, 2022. С. 143–148.
 16. *Pomac Pumps Co.* Lobe Pumps PLP Series [Electronic Resource]. URL: <https://www.pomacpumps.com/en/pharma/lobe-pump-pKH/> (дата обращения: 04.04.2023).
 17. *Csizmadia P., Till S.* The effect of rheology model of an activated sludge on to the predicted losses by an elbow // *Periodica Polytechnica. Mech. Eng.* 2018. Vol. 62, № 4, P. 305–311.
 18. *Bibok M., Csizmadia P., Till S.* Experimental and numerical investigation of the loss coefficient of a 90° pipe bend for power-law fluid // *Periodica Polytechnica. Chem. Eng.* 2020. Vol. 64, № 4, P. 469–478.
 19. *Примеры расчетов по гидравлике / А.Д. Альтшуль [и др.]*. М.: Стройиздат, 1977. 255 с.

References

1. *Gorbatov A.V.* Reologiya myasnyh i molochnyh produktov: monografiya. M.: Pischevaya promyshlennost', 1979. 382 s.
2. *Machihin Yu.A., Machihin S.A.* Inzhenernaya reologiya pischevyh materialov: monografiya. M.: Legkaya i pischevaya promyshlennost', 1981. 216 s.
3. *Steffe J.F.* Rheological methods in food process engineering: monograph. Michigan: Freeman Press, 1996. 418 r.
4. *Naumov V.A.* Ocenka vliyaniya vyzkosti zhidkih pischevyh produktov na nagruzochnye harakteristiki odnovintovyh nasosov // *Tehnika i tehnologiya pischevyh proizvodstv*. 2021. T. 51, № 2. S. 290–300. DOI: 10.21603/2074-9414-2021-2-290-300.
5. *Akhmedova N.R., Levicheva O.I., Naumov V.A.* Calculation algorithm for non-stationary pumping of liquid foodstuffs by a centrifugal pump with an open impeller // *Journal of Physics: Conference Series*. 2022. 2373 072001. DOI: 10.1088/1742-6596/2373/7/072001.
6. *Kang Y., Vu H., Hsu C.* Factors impacting on performance of lobe pumps: A numerical evaluation // *Journal of Mechanics*. 2012. Vol. 28(2), P. 229–238.
7. *Malael I., Costea F., Draghici M.* Flow evaluation of the lobe pump using numerical methods // *Applied Physics, System Science and Computers III*. 2019. Vol. 574. Springer, P. 301–309.
8. *Li Y.B., Du J., Guo D.S.* Numerical research on viscous oil flow characteristics inside the rotor cavity of rotary lobe pump // *Journal of the Brazilian Society of Mechanical Sciences and Engineering*. 2019. Vol. 41, P. 1–11.
9. *Akhmedova N.R., Levicheva O.I., Naumov V.A.* Influence of liquid food products viscosity on lobe pump performance (case of pumping fish

- oil) // Vestnik of Astrakhan State Technical University. Series: Fishing Industry try. 2022. № 3. P. 74–81.
10. *Dimitreli G., Thomareis A.S.* Effect of temperature and chemical composition on processed cheese apparent viscosity // Journal of Food Engineering. 2004. Vol. 64, P. 265–271. DOI: 10.1016/j.jfoodeng.2003.10.008.
 11. Influence of the melt holding time on fat droplet size and the viscoelastic properties of model spreadable processed cheeses with different compositions / A. Pluta-Kubica [et al.] // International Dairy Journal. 2021. Vol. 113. P. 104880. DOI: 10.1016/j.idairyj.2020.104880.
 12. Issledovanie reologicheskikh harakteristik plavlenogo syra / S.A. *Bredihin* [i dr.] // Polzunovskij vestnik. 2021. № 4. S. 35–40. DOI: 10.25712/ASTU.2072-8921.2021.04.005.
 13. *Levicheva O.I.* Izmenenie vyazkosti plavlenogo syra pri laboratornom modelirovanii uslovij proizvodstvennogo processa // Vestnik nauki i obrazovaniya Severo-Zapada Rossii. 2023. T. 9, № 1. S. 18–26.
 14. *Waukesha Cherry-Burrell*. Rectangular flange positive displacement pumps [Electronic Resource]. URL: <https://www.spxflow.com/waukesha-cherry-burrell/products/universal-1-series-rectangular-flange-positive-displacement-pumps> (data obrascheniya: 04.04.2023).
 15. *Levicheva O.I.* Gidravlicheskaya shema tehnologicheskogo truboprovoda i harakteristiki kulachkovogo nasosa dlya transportirovki plavlenogo syra // Mat-ly X Mezhdunar. Baltijskogo morskogo foruma. Kaliningrad: Kaliningradskij KGTU, 2022. S. 143–148.
 16. *Pomac Pumps Co.* Lobe Pumps PLP Series [Electronic Resource]. URL: <https://www.pomacpumps.com/en/pharma/lobe-pump-pKN/> (data obrascheniya: 04.04.2023).
 17. *Csizmadia P., Till S.* The effect of rheology model of an activated sludge on to the predicted losses by an elbow // Periodica Polytechnica. Mech. Eng. 2018. Vol. 62, № 4, P. 305–311.
 18. *Bibok M., Csizmadia P., Till S.* Experimental and numerical investigation of the loss coefficient of a 90° pipe bend for power-law fluid // Periodica Polytechnica. Chem. Eng. 2020. Vol. 64, № 4, P. 469–478.
 19. Primery raschetov po gidravlike / A.D. *Al'tshul'* [i dr.]. M.: Strojizdat, 1977. 255 s.

Статья принята к публикации 10.01.2024 / The article accepted for publication 10.01.2024.

Информация об авторах:

Наталья Равиловна Ахмедова¹, доцент кафедры техносферной безопасности и природообустройства, кандидат биологических наук

Оксана Игоревна Левичева², начальник участка водопользования и водоотведения

Владимир Аркадьевич Наумов³, профессор кафедры техносферной безопасности и природообустройства, доктор технических наук, профессор

Information about the authors:

Natalia Ravilovna Akhmedova¹, Associate Professor at the Department of Technosphere Safety and Environmental Management, Candidate of Biological Sciences

Oksana Igorevna Levicheva², Head of Water Use and Wastewater Disposal Section

Vladimir Arkadievich Naumov³, Professor of the Department of Technosphere Safety and Environmental Management, Doctor of Technical Sciences, Professor