

Научная статья

УДК 621.66, 637.1.02

DOI 10.46845/1997-3071-2024-72-41-56

**Оценка рабочих характеристик установок для подачи
высоковязких пищевых масс с помощью кулачковых насосов российского
производства**

**Наталья Равиловна Ахмедова¹, Оксана Игоревна Левичева¹, Владимир
Аркадьевич Наумов¹**

^{1,2,3} Калининградский государственный технический университет, Калининград,
Россия

¹ isfendi@mail.ru, <https://orcid.org/0000-0003-3483-3580>

² levicheva@bk.ru, <https://orcid.org/0000-0001-5922-9123>

³ van-old@mail.ru, <https://orcid.org/0000-0003-0560-5933>

Аннотация. В пищевой промышленности для перекачивания рабочих сред используют кулачковые насосы, которые являются одними из самых сложных в изготовлении. При этом у насосов данного типа есть ряд преимуществ: низкие эксплуатационные затраты, длительный срок службы и бережное перемещение пищевых масс без повреждения их структуры. В данной работе рассматриваются рабочие характеристики кулачковых насосов российского производства с целью разработки метода оценки рабочих характеристик по параметрам технического паспорта. Установлено, что с увеличением безразмерного коэффициента динамической вязкости возрастает как подача, так и затраченная мощность кулачковых насосов серии КНП российского производства, но с увеличением вязкости влияние ее на подачу уменьшается, а на затраченную мощность – возрастает. При этом результаты расчета показывают, что с ростом вязкости перекачиваемой жидкости показатели энергетической эффективности сначала улучшаются, а затем начинают ухудшаться. Это связано с тем, что для перекачивания более вязких пищевых масс требуются большие энергетические затраты. Выполнен гидравлический расчет технологического трубопровода при перекачивании пищевой массы (плавленого сыра), который показал, что при транспортировании высоковязких продуктов уменьшение диаметра трубопровода слабо влияет на подачу, но приводит к заметному увеличению гидравлических потерь, затраченной мощности и ухудшению энергетической эффективности установки. Предложен метод, который позволит получить приближенные рабочие характеристики кулачковых насосов российского производства по насосу-аналогу. Полученные в данной работе характеристики кулачковых насосов позволяют рассчитать расход, перепад давления и затраченную мощность в рабочей точке для заданного технологического трубопровода.

Ключевые слова: кулачковые насосы, нагрузочные характеристики, подача, напор, мощность, аналоги, КПД, рабочая точка.

Финансирование: Работа выполнена в рамках государственного задания 2022 года по теме «Разработка и совершенствование производственных систем пищевой отрасли».

Для цитирования: Ахмедова Н. Р., Левичева О. И., Наумов В. А. Оценка рабочих характеристик установок для подачи высоковязких пищевых масс с помощью кулачковых насосов российского производства // Известия КГТУ. 2024. № 72. С. 41–56. DOI 10.46845/1997-3071-2024-72-41-56.

Original article

Performance evaluation of high-viscosity food masses feeding installations using Russian-made lobe pumps

Natal'ya R. Akhmedova¹, Oksana I. Levicheva², Vladimir A. Naumov³

^{1,2,3} Kaliningrad State Technical University, Kaliningrad, Russia

¹ isfendi@mail.ru, <https://orcid.org/0000-0003-3483-3580>

² levicheva@bk.ru, <https://orcid.org/0000-0001-5922-9123>

³ van-old@mail.ru, <https://orcid.org/0000-0003-0560-5933>

Abstract. In the food industry, lobe pumps are used to pump working media, which are among the most difficult to manufacture. At the same time, pumps of this type have a number of advantages: low operating costs, long service life and careful movement of food masses without damaging their structure. This paper examines the performance characteristics of Russian-made lobe pumps with the aim of developing a method for assessing performance characteristics based on the parameters of the technical passport. It has been established that with an increase in the dimensionless coefficient of dynamic viscosity, both the flow and the expended power of the lobe pumps of the KNP series of Russian production increase, but with an increase in viscosity its effect on the flow decreases, and on the expended power it increases. At the same time, the calculation results show that with an increase in the viscosity of the pumped liquid, the energy efficiency indicators first improve and then begin to deteriorate. This is due to the fact that pumping more viscous food masses requires large energy costs. A hydraulic calculation of the process pipeline when pumping food mass (processed cheese) has been carried out, which showed that when transporting highly viscous products, a decrease in the diameter of the pipeline has little effect on the flow, but leads to a noticeable increase in hydraulic losses, consumed power and a deterioration in the energy efficiency of the installation. A method has been proposed that will allow one to obtain approximate performance characteristics of Russian-made lobe pumps based on an analogue pump. The characteristics of the lobe pumps obtained in this work make it possible to calculate the flow rate, pressure drop and consumed power at the operating point for a given process pipeline.

Keywords: lobe pumps, load characteristics, flow, pressure, power, analogues, efficiency, operating point

Funding: The work was carried out within the framework of the state assignment for 2022 on the topic «Development and improvement of production systems in the food industry».

For citation: Akhmedova N. R., Levicheva O. I., Naumov V. A. Performance evaluation of high-viscosity food masses feeding installations using Russian-made lobe pumps. *Izvestiya KGTU = KSTU News*. 2024; (72) : 41–56. (In Russ.). DOI 10.46845/1997-3071-2024-72-41-56.

ВВЕДЕНИЕ

Кулачковый насос (КН, другие названия – роторно-кулачковый, коловратный насос) – один из самых сложных в изготовлении типов насосов, так как требует высокого качества материалов и комплектующих, обработки поверхности и профессиональной сборки. Сложность изготовления и высокая стоимость КН по сравнению с насосами других типов компенсируется низкой стоимостью эксплуатации. В КН практически отсутствуют изнашиваемые части, он рассчитан на постоянную работу, конструкция позволяет проводить обработку насоса острым паром, что важно для пищевой промышленности [1].

Основной критерий при выборе насоса – это сохранение качества транспортируемого продукта. Главное же достоинство КН – бережное перемещение пищевых масс без повреждения их структуры, таких как плавленые сыры, мед, паштеты, мороженное, джемы с целыми ягодами, шоколад с орехами или изюмом, майонез с овощами и др. В связи с этим в последние годы возрос интерес к исследованию различных направлений усовершенствования конструкции и использования КН в пищевой промышленности [2–9].

В [2] представлены результаты разработки интегрированной автоматизированной системы проектирования ротора КН. Система генерирует новый профиль лепестка ротора и автоматически вычисляет расход и неравномерность расхода КН в соответствии с созданным профилем. Полученные результаты исследования позволяют повысить эффективность работы КН. Целью [3] было численное исследование гидродинамики лопастных насосов и факторов, которые могут повлиять на производительность насоса, включая профиль поверхности ротора, количество лопастей, размер зазора между ротором и корпусом, зазор между двумя роторами и т. д. Широкий диапазон исследуемых скоростей (от 1000 до 5000 об./мин) позволил получить значительный объем информации о характере потока, полях скоростей и давления. Результаты данного исследования подтвердили большое влияние размера зазора между ротором и стенкой корпуса на эффективность насоса и доказали, что многолопастные, трех- и четырех лопастные КН не повышают, но обеспечивают более стабильную производительность по сравнению с двухлопастными КН. В [4] авторы работы доказали, что форма поверхностей ротора существенно влияет на производительность КН. В [5] представлена новая конструкция полости роторного лопастного насоса с постепенно изменяющимся зазором для уменьшения величины и колебаний радиальной возбуждающей силы на роторе. В результате исследований установлено, что по мере увеличения изменяемого значения зазора интенсивность обратного вращающегося вихря на выходе уменьшается, и пульсация вторичного потока на выходном участке эффективно ослабляется. Цель исследования [6] заключалась в проведении сравнительной оценки влияния двух различных насосов (шестеренчатого и кулачкового) на структуру мороженого при его транспортировании по трубопроводу. В качестве доказательства преимущества применения КН приведены ре-

зультаты органолептической оценки показателей: внешний вид, цвет, консистенция, вкус и запах экспериментальных образцов мороженого, изготовленных с использованием названных насосов. В ходе исследования [7] авторами было установлено положительное влияние КН на консистенцию и взбитость готового продукта. Чтобы выявить влияние вязкости среды на характеристики КН, в работе [8] изучена производительность пяти сред с различной вязкостью в диапазоне от 1 (cst) до 110 (cst). Результаты данного исследования позволяют сделать вывод, что вязкость оказывает существенное влияние на производительность КН. С увеличением вязкости расход жидкости в полости ротора имеет тенденцию к постоянству, сила вязкости может в некоторой степени препятствовать утечке среды в полость ротора. В статье [9] рассмотрен метод расчета диаграмм производительности кулачковых насосов ($Q-P$) с учетом влияния вязкости перекачиваемых жидких пищевых продуктов на основе результатов их испытаний. Для примера были рассмотрены характеристики WCB RF-024, Romac PLP 1-1.5. Анализ результатов испытаний показал необходимость учитывать в расчетах минимальную частоту вращения ротора (ЧВР) n_0 , при которой начинается перекачивание жидкости. Установлено, что минимальная ЧВР n_0 является нелинейной функцией давления, а объем жидкости, перекачиваемой за один оборот, практически не зависит от перепада давления. При исследовании зависимости производительности КН от ЧВР и температур было определено, что повышение температуры пищевой жидкости приводит к снижению производительности КН.

Все приведенные выше исследования выполнены по результатам испытаний КН нескольких известных зарубежных компаний [10, 11], которые размещают данные в открытом доступе. Проведенный в [12] анализ показал, что в России производится оборудование для изготовления и транспортирования плавленых сыров (ПС) с достаточно широким диапазоном технических параметров, что позволяет подобрать оборудование как для малых предприятий, так и для крупных производств. Однако известные зарубежные компании в своей технической документации размещают результаты исследований о влиянии вязкости пищевых масс на производительность и энергетические затраты, тогда как в технической (и рекламной) документации российских производителей такие сведения отсутствуют. Проведение этих исследований и заводских испытаний позволит повысить конкурентную способность российского оборудования для производства и транспортирования ПС.

Цель данной статьи – разработка метода оценки рабочих характеристик КН российского производства по параметрам технического паспорта.

РАБОЧИЕ ХАРАКТЕРИСТИКИ КН РОССИЙСКОГО ПРОИЗВОДСТВА

Рассмотрим технические параметры кулачковых насосов серии КНП российского производства [13], представленные в таблице (N_E – мощность электродвигателя.). В ней приведена подача (на воде) при минимальной рабочей частоте вращения ротора $n_{min} = 200$ об./мин (или $3,33 \text{ с}^{-1}$) и максимальной – $n_{max} = 500$ об./мин ($8,33 \text{ с}^{-1}$). Для каждого насоса эти две точки показаны на рис. 1.

На рис. 1 через экспериментальные точки проведены прямые. Видно, что все они проходят через начало координат, это соответствует перепаду давления

$\Delta P = 0$. В [9] на основе анализа данных испытаний WCB [10] была получена зависимость подачи КН от ΔP , ЧВР и вязкости перекачиваемой жидкости:

$$Q \equiv f(n, p, \mu b) = f_1(n, 0) - (f_1(n, 0) - f_1(n, p)) / \mu b^\gamma, \quad (1)$$

$$f_1(n, p) = V_1 \cdot [n - n_0(p)], \quad n_0 = B \cdot p^\beta, \quad (2)$$

где $Q_w = f_1(n, p)$ – зависимость подачи воды от ЧВР и перепада давления; V_1 – объем воды, перекачиваемой за один оборот; n – ЧВР, с^{-1} ; n_0 – минимальная ЧВР начала перекачивания жидкости, с^{-1} ; μb – безразмерный коэффициент динамической вязкости (БКДВ) исследуемой жидкости, отнесенный к соответствующему значению у воды при 20°C ; $p = \Delta P / P_A$ – безразмерный перепад давления; P_A – атмосферное давление; β , B – эмпирические константы; γ – эмпирический показатель влияния вязкости жидкости на производительность КН.

Таблица. Технические параметры кулачковых насосов серии КНП [8]

Table. Technical parameters of the lobe pumps of the KNP series [8]

Модель	Подача Q , $\text{дм}^3/\text{час}$ при ЧВР		Диаметр (входной и выходной), D , мм	Мощность N_E , кВт
	$n_{\min}$	$n_{\max}$		
КНП-6	650	1600	25	0,75
КНП-8	850	2100	32	1,5
КНП-12	1300	3200	38	2,2
КНП-20	2100	5400	38	3,0
КНП-30	3200	8000	51	4,0
КНП-52	5600	11000	51	5,5
КНП-66	7100	14000	63	7,5
КНП-78	9000	18000	63	7,5

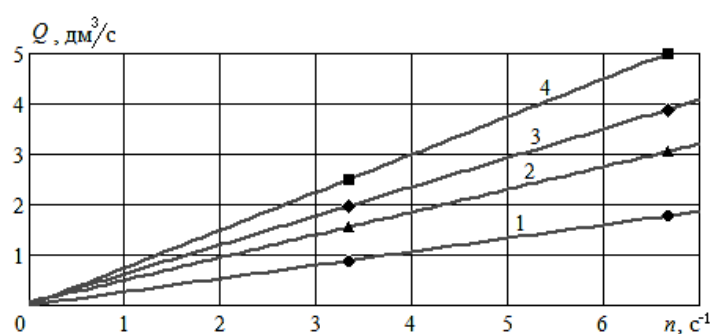


Рис. 1. Зависимость подачи воды от ЧВР: 1 – КНП-30, 2 – КНП-52, 3 – КНП-66, 4 – КНП-78. Точки – экспериментальные данные [13], линии – расчет по формуле (1)

Fig. 1. Dependence of water supply on rotor speed: 1 – KNP-30, 2 – KNP-52, 3 – KNP-66, 4 – KNP-78. Points are experimental data [13], lines are calculated according to formula (1)

Найти эмпирические константы β , B , γ по данным [13] не представляется возможным, так как они не содержат зависимости от перепада давления и от вязкости перекачиваемой субстанции. Предлагается в таком случае воспользоваться методом аналогий – использовать результаты испытаний КН аналогичной конструкции с двухлепестковым ротором и близким объемом подачи за один оборот ротора V_1 . В наименовании (КНП-30) число 30 означает объем жидкости в литрах, подаваемой за 100 оборотов, то есть $V_1 = 0,30 \text{ дм}^3$. В качестве аналога можно использовать агрегат компании Ромас [11] PLP 2-2 с $V_1 = 0,30 \text{ дм}^3$.

Тогда по формуле (1) можем рассчитать влияние вязкости и перепада давления на зависимость подачи воды от ЧВР (рис. 2).

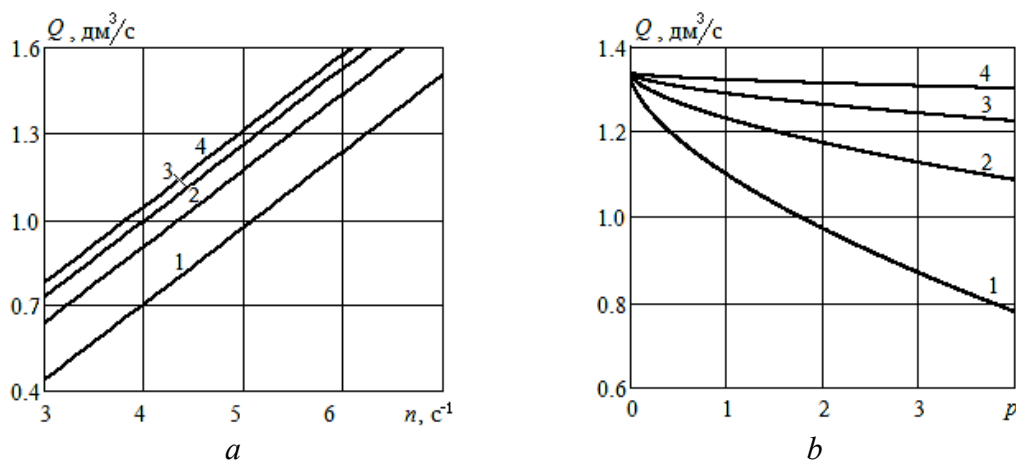


Рис. 2. Зависимость подачи КНП-30: (а) – от ЧВР при $p = 2$; (б) – от p при $n = 5 \text{ с}^{-1}$:
1 – $\mu b = 2$; 2 – $\mu b = 10$; 3 – $\mu b = 50$; 4 – $\mu b = 500$

Fig. 2. Dependence of the KNP-30 pump flow: (a) – on the rotor speed at $p = 2$;
(b) – from p at $n = 5 \text{ с}^{-1}$: 1 – $\mu b = 2$; 2 – $\mu b = 10$; 3 – $\mu b = 50$; 4 – $\mu b = 500$

Формула для затраченной мощности КН из [9]:

$$N \equiv \varphi(n, p, \mu b) = A_N \cdot n \cdot [1 + b_1 \cdot p + b_2 \cdot n + b_3 (\mu b - 1)^\chi], \quad (3)$$

где значения эмпирических констант приняты такими же, как у насоса-аналога ($b_1 = 1,10$; $b_2 = 0,154$; $b_3 = 0,113$; $\chi = 0,517$), а механическая работа за один оборот КН может быть рассчитана по его КПД: $A_N = 0,021 \text{ кДж}$. Последнее предположение снижает точность расчета. Предельная относительная погрешность определения Q составляет 10 %, тогда как N – 20 %.

Результаты расчета по формуле (3) представлены на рис. 3.

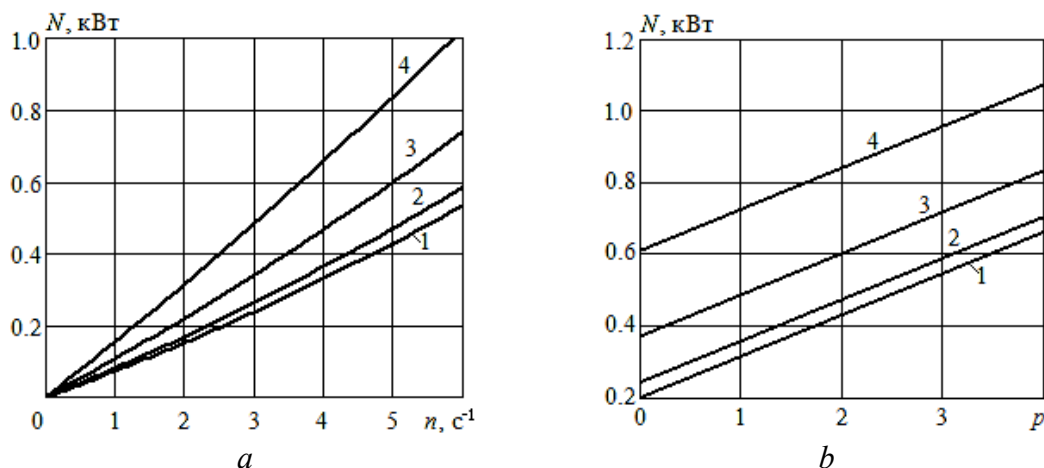


Рис. 3. Зависимость затраченной мощности КНП-30: (а) – от ЧВР при $p = 2$; (б) – от p при $n = 5 \text{ с}^{-1}$: 1 – $\mu b = 2$; 2 – $\mu b = 20$; 3 – $\mu b = 200$; 4 – $\mu b = 1000$

Fig. 3. Dependence of the consumed power of the KNP-30 pump: (a) – on the rotor speed at $p = 2$; (b) – from p at $n = 5 \text{ s}^{-1}$: 1 – $\mu b = 2$; 2 – $\mu b = 20$; 3 – $\mu b = 200$; 4 – $\mu b = 1000$

С увеличением БКДВ возрастает как подача, так и затраченная мощность КН, но с увеличением вязкости влияние ее на подачу уменьшается (рис. 2), а на затраченную мощность – возрастает (рис. 3).

По функциям (1) и (3) можно рассчитать гидравлический коэффициент полезного действия насоса (ГКПД, %) η и показатель удельных энергетических затрат (ПУЭЗ, кДж/дм^3) E :

$$\eta = 100 \cdot Q \cdot P / N = 100 \cdot f(n, p, \mu b) \cdot (P/P_A) / \varphi(n, p, \mu b), \quad (4)$$

$$E = N/Q = \varphi(n, p, \mu b) / f(n, p, \mu b). \quad (5)$$

Результаты расчета по формулам (4), (5) на рис. 4 позволяют сделать вывод, 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 ΔP ПУЭЗ монотонно увеличиваются, что говорит об ухудшении энергетической эффективности, тогда как ГКПД-возрастание – об ее улучшении. При большой вязкости такое возрастание отмечается на всем рабочем диапазоне перепада давления. Конечно, вывод об улучшении энергетической эффективности установки с увеличением гидравлического сопротивления технологического трубопровода противоречит физическому смыслу, что связано с особенностями ГКПД, отличающегося от КПД, принятого в классической механике.

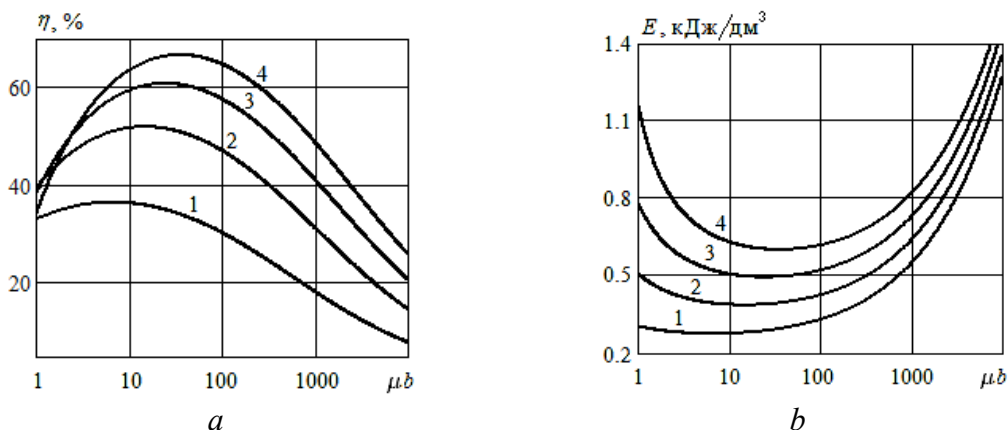


Рис. 4. КПД (a) и ПУЭЗ (b) КНП-20 при ЧВР $n = 5\text{с}^{-1}$ и разных значениях перепада давления: 1 – $p = 1$, 2 – $p = 2$, 3 – $p = 3$, 4 – $p = 4$

Fig. 4. Efficiency (a) and specific energy consumption indicator (b) of the KNP-20 pump at rotor speed $n = 5\text{с}^{-1}$ and different pressure drop values: 1 – $p = 1$, 2 – $p = 2$, 3 – $p = 3$, 4 – $p = 4$

В зависимости от предоставляемых технических данных КН метод оценки рабочих характеристик может корректироваться. Так российские предприятия [14, 15] производят КН марки ОНР (или их аналог ВЗ-ОРА). В обозначении буква О – отрасль (пищевая), НР – насос роторный. Для ОНР-2 [14] указан рабочий диапазон ЧВР (от 374 до 740 об./мин) и соответствующий им диапазон подачи – от 0,5 до 2,0 $\text{м}^3/\text{час}$ при номинальном перепаде давления $\Delta P = 200$ кПа. На рис. 5a показаны эти две экспериментальные точки. Прямая линия, проведенная через указанные точки, позволяет найти $V_1 = 0,30$ дм^3 и $n_0 = 2,22$ с^{-1} (при $p = 2$), откуда в формуле (2) $B = 1,45$.

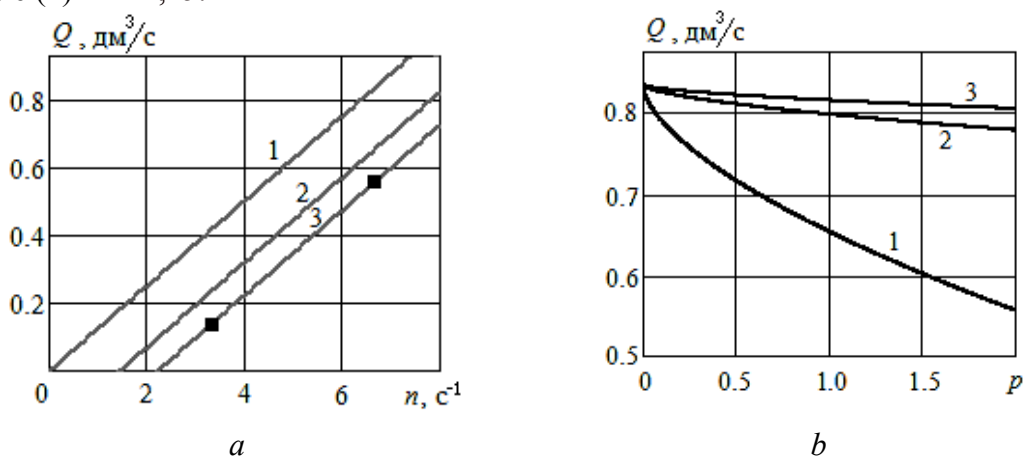


Рис. 5. Зависимость подачи ОНР-2

(a) – от ЧВР при $\mu b = 1$: 1 – $p = 0$; 2 – $p = 1$; 3 – $p = 2$;
(b) – от p при $n = 6,67 \text{с}^{-1}$: 1 – $\mu b = 1$; 2 – $\mu b = 25$; 3 – $\mu b = 92$

Fig. 5. Dependence of pump flow ONR-2

(a) – on the rotor speed at $\mu b = 1$: 1 – $p = 0$; 2 – $p = 1$; 3 – $p = 2$;
(b) – from p at $n = 6.67 \text{с}^{-1}$: 1 – $\mu b = 1$; 2 – $\mu b = 25$; 3 – $\mu b = 92$

Для насосов ОНР в [14] приведен рабочий диапазон вязкости перекачиваемой жидкости ($\mu b = 25\text{--}92$). На рис. 5b видно (линии 2 и 3), что в указанном диапазоне БКДВ подача КН мало отличается от теоретического значения и с ростом перепада давления снижается незначительно, тогда как для воды подача много меньше и сильно падает с увеличением p (линия 1)

ПРИМЕР РАСЧЕТА

Для гидравлического расчета необходимо задать реологические параметры перекачиваемой пищевой массы. В качестве примера рассмотрим транспортирование ПС по круглой трубе диаметром d , длиной $L = 30$ м с помощью насоса КНП-30 при статическом перепаде давления 50 кПа ($p_c = 0,5$).

Установлено, для ПС наилучшим образом подходит реологическая модель степенной жидкости (модель Оствальда – де Вааля) [16–18]. Формула Оствальда для эффективной динамической вязкости (Па·с) имеет вид:

$$\mu_E = K \cdot \omega^{m-1}, \quad (6)$$

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

Для вращательного движения жидкости в КНП можно оценить сдвиг скорости по ЧВР: $\omega \approx 2\pi n$. БКДВ исследуемой жидкости рассчитывается так: $\mu b = \mu_E / \mu_0$, где μ_0 – коэффициент динамической вязкости воды при 20 °С.

Воспользуемся экспериментальными данными [16], полученными для ПС следующего состава: сыр Гауда – 50,5 %, вода – 37,5 %, сухое обезжиренное молоко – 9 %, натриевая соль лимонной кислоты – 3 %. По этим данным мы получили зависимости реологических параметров от температуры T в такой форме:

$$m = a + b \cdot T; \quad K = K_0 \cdot T^{-\alpha}, \quad (7)$$

где a , b , K_0 , α – эмпирические константы, найденные методом наименьших квадратов. На рис. 6a приведено сравнение результатов расчетов по формулам (7) с экспериментальными данными [16].

Гидравлические потери в трубопроводе находим по известной формуле Дарси-Вейсбаха, но вместо обычного числа Рейнольдса, как в [19, 20], подставляем его аналог Re_{PL} :

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

Тогда характеристика технологического трубопровода (зависимость требуемого давления от расхода) может быть записана в такой форме:

$$\psi(Q) = P_C + 2^{3m-4} K \cdot \left(\frac{3m+1}{4m} \cdot \frac{4Q}{\pi d^3} \right)^m \cdot \left(64 \frac{L}{d} + \Sigma \Theta \right), \quad (9)$$

где P_C – статическое давление, обусловленное разностью уровней и давлений в исходной и конечной емкости; Θ – безразмерный коэффициент, зависящий

от типа местного гидравлического сопротивления и его безразмерных параметров, который принимаем, как в [20].

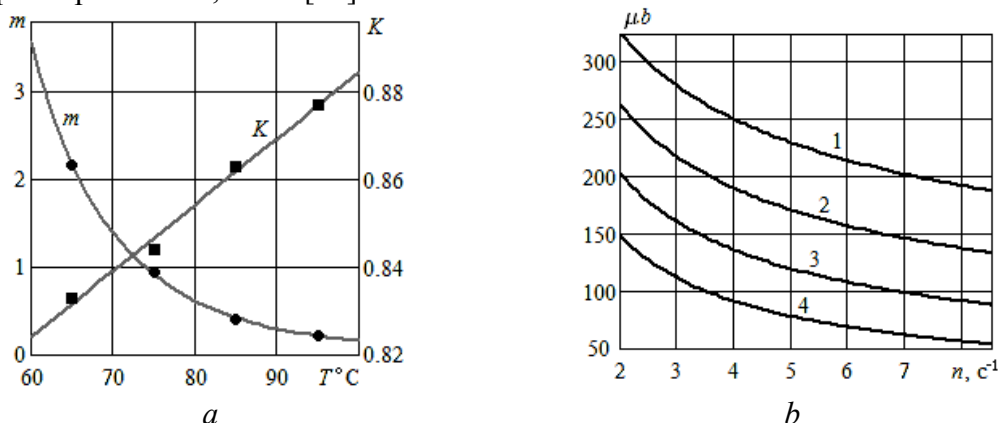


Рис. 6. Влияние температура на вязкость ПС: a – зависимость реологических параметров от температуры, точки – экспериментальные данные [16], линии – расчет по формулам (7); b – зависимость безразмерной динамической вязкости ПС от ЧВР при различных температурах, 1 – $T = 80$ °C, 2 – $T = 82$ °C, 3 – $T = 85$ °C, 4 – $T = 90$ °C

Fig. 6. Effect of temperature on the viscosity of processed cheese: a – dependence of rheological parameters on temperature, experimental data points [16], lines – calculation using formulas (7); b – dependence of the dimensionless dynamic viscosity of processed cheese on the rotor speed at different temperatures, 1 – $T = 80$ °C, 2 – $T = 82$ °C, 3 – $T = 85$ °C, 4 – $T = 90$ °C

Приравнивая функцию $\psi(Q)$ и перепад давления насоса ΔP , найдем значения подачи и затраченной мощности в рабочей точке насосной установки. На рис. 7–9 приведены результаты расчета при различных значениях задаваемых параметров.

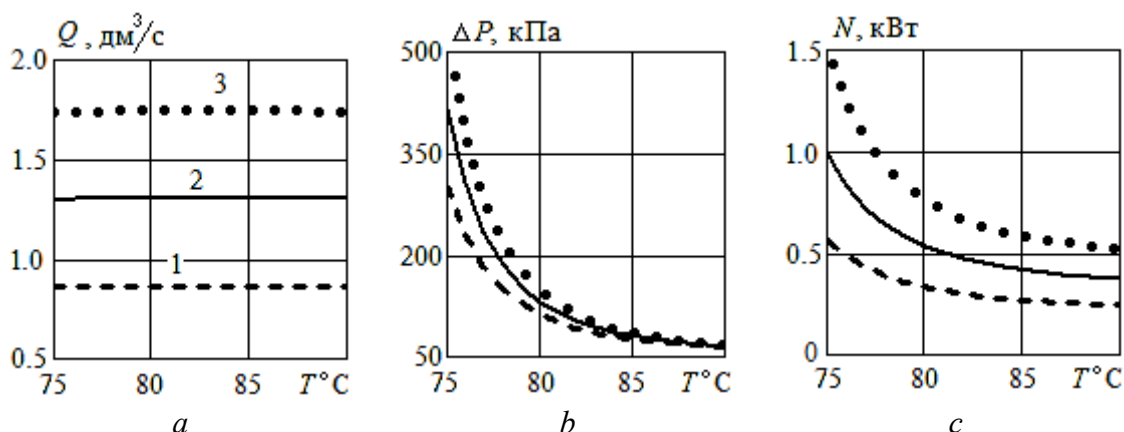


Рис. 7. Зависимость параметров КН в рабочей точке от температуры при $d = 40$ мм и разных значениях ЧВР: 1 – $n = 3,33$ с⁻¹; 2 – $n = 5$ с⁻¹; 3 – $n = 6,67$ с⁻¹;

(a) – подача, (b) – перепад давления, (c) – затраченная мощность

Fig. 7. Dependence of the parameters of the lobe pump at the operating point on temperature at $d = 40$ mm and different values of the rotor speed: 1 – $n = 3.33$ s⁻¹; 2 – $n = 5$ s⁻¹; 3 – $n = 6.67$ s⁻¹; (a) – flow, (b) – pressure drop, (c) – consumed power

По рис. 7а и 8а расход мало изменяется как с уменьшением температуры ПС, так и с увеличением диаметра технологического трубопровода. Снижение температуры ПС и уменьшение диаметра трубопровода приводят к заметному увеличению гидравлических потерь и затраченной мощности КН (рис. 7б, 7с, 8б, 8с).

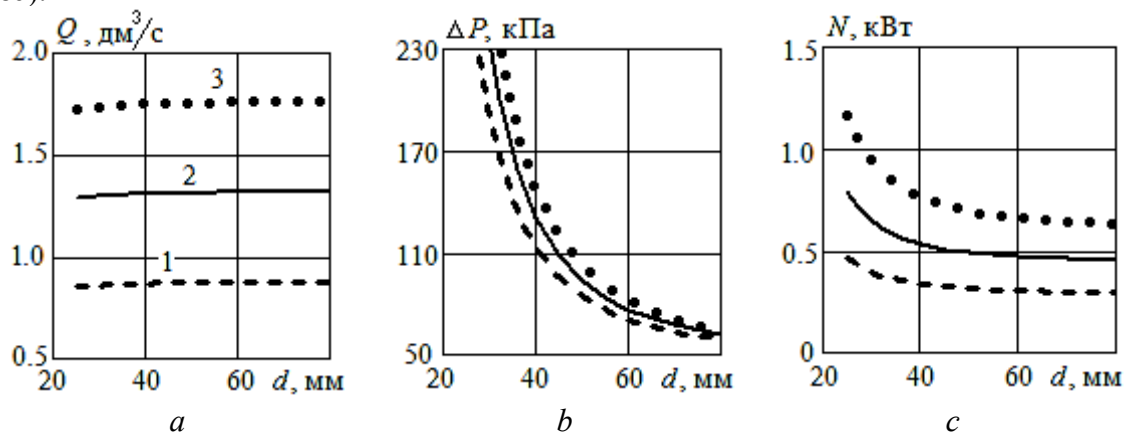


Рис. 8. Зависимость параметров КН в рабочей точке от диаметра при температуре 80 °С и разных значениях ЧВР: 1 – $n = 3,33 \text{ с}^{-1}$; 2 – $n = 5 \text{ с}^{-1}$; 3 – $n = 6,67 \text{ с}^{-1}$;

(а) – подача, (б) – перепад давления, (с) – затраченная мощность

Fig. 8. Dependence of the parameters of the lobe pump at the operating point on the diameter at a temperature of 80 °С and different values of the rotor speed: 1 – $n = 3.33 \text{ s}^{-1}$; 2 – $n = 5 \text{ s}^{-1}$; 3 – $n = 6.67 \text{ s}^{-1}$; (а) – flow, (б) – pressure drop, (с) – consumed power

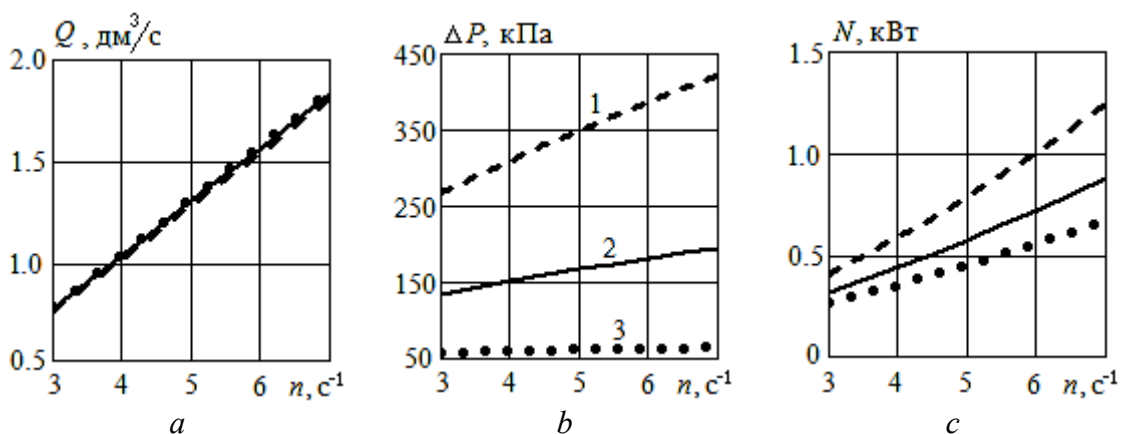


Рис. 9. Зависимость параметров КН в рабочей точке от ЧВР при температуре 80 °С и разных значениях диаметра: 1 – $d = 25 \text{ мм}$; 2 – $d = 35 \text{ мм}$; 3 – $d = 80 \text{ мм}$;

(а) – подача, (б) – перепад давления, (с) – затраченная мощность

Fig. 9. Dependence of the parameters of the lobe pump at the operating point on the rotor speed at a temperature of 80 °С and different diameters: 1 – $d = 25 \text{ мм}$; 2 – $d = 35 \text{ мм}$; 3 – $d = 80 \text{ мм}$; (а) – flow, (б) – pressure drop, (с) – consumed power

При увеличении ЧВР (рис. 9) получили рост (близкий к линейному) и Q , и ΔP , и N . При этом изменение диаметра технологического трубопровода в наибольшей степени сказывается на перепаде давления (рис. 9б), в меньшей степени

– на затраченной мощности (рис. 9с) и практически не влияет на расход жидкости (рис. 9а).

ЗАКЛЮЧЕНИЕ

Таким образом, предложенный метод позволяет получить приближенные рабочие характеристики кулачковых насосов российского производства по насосу-аналогу. Чтобы оценить зависимость подачи от перепада давления и ЧВР, необходимо, как минимум, знать Q при определенном перепаде давления и двух значениях ЧВР. Для оценки зависимости затраченной мощности КН от перепада давления и ЧВР требуется значение КПД при известных значениях аргументов. Относительная погрешность определения первой характеристики была оценена примерно в 10 %, второй – в 20 %.

Найденные рабочие характеристики КН позволяют рассчитать расход, перепад давления и затраченную мощность в рабочей точке для заданного технологического трубопровода. Установлено, что с ростом вязкости перекачиваемой жидкости показатели энергетической эффективности вначале растут (БКДВ примерно до 15–30 в зависимости от перепада давления), а затем заметно падают. Это связано с тем, что для перекачивания более вязких пищевых масс требуются большие энергетические затраты.

При транспортировании высоковязких пищевых масс (например, ПС) уменьшение диаметра технологического трубопровода в исследованном диапазоне слабо влияет на подачу, но приводит к заметному увеличению затраченной мощности и ухудшению энергетической эффективности установки.

Список источников

1. Karassik I. J., Messina J. P., Cooper P., Heald C. C. Displacement Pumps // Pump Handbook. Ed. I. J. Karassik. New York: McGraw-Hill, 2001. P. 609–640.
2. Jung S. Y., Han S. M., Cho H. Y., Kim C. Automated design system for a rotor with an ellipse lobe profile // Journal of Mechanical Science and Technology Mechanical Science and Technology. 2009. V. 23. N 11. P. 2928–2937.
3. Kang Y. H., Vu H. H., Hsu C. Factors impacting on performance of lobe pumps: A numerical evaluation // Journal of Mechanics. 2012. V. 28. N 2. P. 229–238.
4. Kang Y. H., Vu H. H. A newly developed rotor profile for lobe pumps: Generation and numerical performance assessment // Journal of Mechanical Science and Technology. 2014. V. 28. N 3. P. 915–926.
5. Li Y., Guo D., Li X. Mitigation of radial exciting force of rotary lobe pump by gradually varied gap // Engineering Applications of Computational Fluid Mechanics. 2018. V. 12. P. 711–723.
6. Гинойн Р. В., Кулаткова А. С., Денисюк Е. А. Влияние конструктивных особенностей насосов для подачи смеси мороженого на процесс фризирования и качество готового продукта // Перспективы развития агропромышленного и лесного производства Союзного государства России и Белоруссии: Международная научно-практическая конференция (26.09.2019): материалы. Нижний Новгород: Нижегород. ГСХА, 2019. С. 155–158.

7. Гинойн Р. В., Кулаткова А. С. Применение кулачковых насосов в технологической линии производства мороженого с целью стабилизации подачи смеси // Современные аспекты производства и переработки сельскохозяйственной продукции: VI Международная научно-практическая конференция (31.03.2020): материалы. Краснодар: КубГАУ, 2020. С. 88–92.
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. V. 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. 2022. N 3. P. 74–81.
10. Waukesha Cherry-Burrell. Rectangular flange positive displacement pumps. URL: <https://www.spxflow.com/waukesha-cherry-burrell/products/universal-1-series-rectangular-flange-positive-displacement-pumps/> (дата обращения: 08.08.2023).
11. Pomac Pumps Co. Lobe Pumps PLP Series. URL: <https://www.pomacpumps.com/en/pharma/lobe-pump-pKH/> (дата обращения: 08.08.2023).
12. Левичева О. И., Наумов В. А. Некоторые проблемы исследования и подбора оборудования для производства плавленных сыров: краткий обзор // Вестник науки и образования Северо-Запада России. 2023. Т. 9. № 3. С. 27–42.
13. ООО «Технология». Пищевые кулачковые насосы. URL: <https://newhomogenizer.ru/catalog/kulachkovii-nasos/> (дата обращения: 09.09.2023).
14. ООО «ПК Константа». Роторные насосы ОНР. URL: <http://pkkonstanta.ru/katalog/nasosy-pishevye/nasosy-rotornye-onr-ora-pishevye.html> (дата обращения: 09.09.2023).
15. АО «Некрасовский машиностроительный завод». Каталог пищевых роторных насосов ОРА. URL: http://nmz-yaroslavl.ru/product/pumps/shesterennye_nasosy/rotornye_nasosy_ora/ (дата обращения: 09.09.2023).
16. Dimitreli G., Thomareis A. S. Effect of temperature and chemical composition on processed cheese apparent viscosity // Journal of Food Engineering. 2004. V. 64. P. 265–271. DOI: 10.1016/j.jfoodeng.2003.10.008.
17. Реологические основы расчета оборудования производства жиросо-державших пищевых продуктов / В. А. Арет, Б. Л. Николаев, Г. П. Забровский, Л. К. Николаев. Санкт-Петербург: СПбГУиПТ, 2006. 435 с.
18. Исследование реологических характеристик плавленого сыра / С. А. Бредихин, В. Н. Андреев, А. Н. Мартеха, Ю. М. Березовский // Ползуновский вестник. 2021. № 4. С. 35–40. DOI: 10.25712/ASTU.2072-8921.2021.04.005.
19. 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. V. 62. N 4. P. 305–311.
20. 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. V. 64. N 4. P. 469–478.

References

1. Karassik I. J., Messina J. P., Cooper P., Heald C. C. Displacement Pumps. Pump Handbook. Ed. I. J. Karassik. New York, McGraw-Hill, 2001, pp. 609–640.
2. Jung S. Y., Han S. M., Cho H. Y., Kim C. Automated design system for a rotor with an ellipse lobe profile. Journal of Mechanical Science and Technology Mechanical Science and Technology, 2009, vol. 23, no. 11, pp. 2928–2937.
3. Kang Y. H., Vu H. H., Hsu C. Factors impacting on performance of lobe pumps: A numerical evaluation. Journal of Mechanics, 2012, vol. 28, no. 2, pp. 229–238.
4. Kang Y. H., Vu H. H. A newly developed rotor profile for lobe pumps: Generation and numerical performance assessment. Journal of Mechanical Science and Technology, 2014, vol. 28, no. 3, pp. 915–926.
5. Li Y., Guo D., Li X. Mitigation of radial exciting force of rotary lobe pump by gradually varied gap. Engineering Applications of Computational Fluid Mechanics, 2018, vol. 12, pp. 711–723.
6. Ginoyan R. V., Kulatkova A. S., Denisyuk E. A. Vliyanie konstruktivnykh osobennostey nasosov dlya podachi smesi morozhenogo na protsess frizerovaniya i kachestvo gotovogo produkta [Comparative evaluation of ice-cream samples produced with application of various pump constructions for submitting a mixture before milling]. *Materialy Mezhdunarodnoy nauchno-prakticheskoy konferentsii "Perspektivy razvitiya agropromyshlennogo i lesnogo proizvodstva Soyuznogo gosudarstva Rossii i Belorussii"* [Materials of the International Scientific and Practical Conference "Prospects for the development of agro-industrial and forestry production of the Union State of Russia and Belarus"]. Nizhniy Novgorod, 2019, pp. 155–158.
7. Ginoyan R.V., Kulatkova A. S. Primenenie kulachkovykh nasosov v tekhnologicheskoy linii proizvodstva morozhennogo s tsel'yu stabilizatsii podachi smesi [The use of lobe pumps in an ice cream production line to stabilize the mixture supply]. *Materialy VI Mezhdunarodnoy nauchno-prakticheskoy konferentsii "Sovremennye aspekty proizvodstva i pererabotki sel'skokhozyaystvennoy produktsii"* [Materials of the VI International Scientific and Practical Conference "Modern aspects of production and processing of agricultural products"]. Krasnodar, 2020, pp. 88–92.
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, pp. 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*, 2022, no. 3, pp. 74–81.
10. Waukesha Cherry-Burrell. Rectangular flange positive displacement pumps, available at: <https://www.spxflow.com/waukesha-cherry->

burrell/products/universal-1-series-rectangular-flange-positive-displacement-pumps/ (Accessed 08 August 2023).

11. Pomac Pumps Co. Lobe Pumps PLP Series, available at: <https://www.pomacpumps.com/en/pharma/lobe-pump-pKH/> (Accessed 08 August 2023).

12. Levicheva O. I., Naumov V. A. Nekotorye problemy issledovaniya i podbora oborudovaniya dlya proizvodstva plavlenykh syrov: kratkiy obzor [Some problems of research and selection of equipment for the production of processed cheeses: a brief overview]. *Vestnik nauki i obrazovaniya Severo-Zapada Rossii*, 2023. vol. 9, no. 3, pp. 27–42.

13. ООО "Tekhnologiya". Pishchevye kulachkovye nasosy [LLC "Technology" Food Cam Pumps], available at: <https://newhomogenizer.ru/catalog/kulachkovii-nasos/> (Accessed 09 September 2023).

14. ООО "PK Konstanta". Rotornye nasosy ONR [PC Constanta LLC. Rotary pumps ONR], available at: <http://pkkonstanta.ru/katalog/nasosy-pishevye/nasosy-rotornye-onr-ora-pishevye.html> (Accessed 09 September 2023).

15. АО "Nekrasovskiy mashinostroitel'nyy zavod". Katalog pishchevykh rotnykh nasosov ORA [JSC Nekrasovsky Machine-Building Plant. Catalog of food rotary pumps ORA], available at: http://nmz-yaroslavl.ru/product/pumps/shesterennye_nasosy/rotornye_nasosy_ora/ (Accessed 09 September 2023).

16. Dimitreli G., Thomareis A. S. Effect of temperature and chemical composition on processed cheese apparent viscosity. *Journal of Food Engineering*, 2004, vol. 64, pp. 265–271. DOI: 10.1016/j.jfoodeng.2003.10.008.

17. Aret V. A., Nikolaev B. L., Zabrovskiy G. P., Nikolaev L. K. *Reologicheskie osnovy rascheta oborudovaniya proizvodstva zhirosoderzhashchikh pishchevykh produktov* [Rheological principles for calculating equipment for the production of fat-containing food products]. Saint-Petersburg, SPbGUiPT, 2006, 435 p.

18. Bredikhin S. A., Andreev V. N., Martekha A. N., Berezovskiy Yu. M. Issledovanie reologicheskikh kharakteristik plavlenogo syra [Investigation of the rheological characteristics of processed cheese]. *Polzunovskiy vestnik*, 2021, no. 4, pp. 35–40. DOI: 10.25712/ASTU.2072-8921.2021.04.005.

19. 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, no. 4, pp. 305–311.

20. 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, no. 4, pp. 469–478.

Информация об авторах

Н. Р. Ахмедова – кандидат биологических наук, доцент кафедры техносферной безопасности и природообустройства

О. И. Левичева – аспирант кафедры техносферной безопасности и природообустройства

В. А. Наумов – доктор технических наук, профессор кафедры техносферной безопасности и природообустройства

Information about the authors

N. R. Akhmedova – PhD in Biology, Associate Professor of the Department of Technosphere Safety and Environmental Management

O. I. Levicheva – graduate student of the Department of Technosphere Safety and Environmental Management

V. A. Naumov – Doctor of Engineering, Professor of the Department of Technosphere Safety and Environmental Management

Статья поступила в редакцию 27.10.2023; одобрена после рецензирования 10.11.2023; принята к публикации 20.11.2023.

The article was submitted 27.10.2023; approved after reviewing 10.11.2023; accepted for publication 20.11.2023.