Научная статья
УДК 621.66:637.358

АНАЛИЗ РАБОЧИХ ХАРАКТЕРИСТИК КОЛОВРАТНОГО НАСОСА ПРИ ПЕРЕКАЧИВАНИИ ПИЩЕВЫХ ЖИДКОСТЕЙ С ВЫСОКОЙ ВЯЗКОСТЬЮ

О.И. Левичева[1,*]

[1] Калининградский государственный технический университет, Калининград, Россия
[*]E-mail: o_levicheva@bk.ru

Аннотация. Ранее разработанный метод аппроксимации был использован для восстановления нагрузочной характеристики коловратного насоса КВ 0,7/18-2,5 по экспериментальным данным перекачивания жидкости с высокой вязкостью (патоки). Анализ данных заводских испытаний показал, что при фиксированной частоте вращения ротора коловратного насоса увеличение вязкости жидкости приводит к некоторому росту подачи. При этом затраченная мощность возрастает весьма значительно. Однако при такой большой вязкости, как у патоки, подача коловратного насоса немногим меньше теоретического значения даже при высоком давлении. Найденная зависимость подачи коловратного насоса от давления позволяет решать задачу отыскания параметров рабочей точки насосной установки при заданной вязкости жидкости и частоте вращения ротора.

Ключевые слова: *коловратный насос; патока; затраченная мощность; испытания; рабочие характеристики; аппроксимация.*

Для цитирования: Левичева О.И. Анализ рабочих характеристик коловратного насоса при перекачивании пищевых жидкостей с высокой вязкостью // Вестник науки и образования Северо-Запада России. 2024. Т. 10. № 2. С. 24–32.

Original article

ANALYSIS OF THE LOBE PUMP PERFORMANCE CHARACTERISTICS WHEN FOOD LIQUIDS PUMPING WITH HIGH VISCOSITY

O.I. Levicheva[1,*]

[1] Kaliningrad State Technical University, Kaliningrad, Russia
[*]E-mail: o_levicheva@bk.ru

Abstract. The previously developed approximation method was used to restore the load characteristics of a rotary pump KV 0.7/18-2.5 according to experimental data on pumping liquids with high viscosity (molasses). Analysis of the factory test data showed that an increase in the viscosity of the liquid leads to a certain increase in the supply at a fixed rotation speed of the rotor of the rotary pump. At the same time, the consumed power increases very significantly. However, with such a high viscosity as molasses, the feed of the rotifer pump is slightly less than the theoretical value even at high pressure. The found dependence of the rotifer pump supply on pressure makes it possible to solve the problem of finding the parameters of the working point of the pumping unit at a given viscosity of the liquid and the rotor speed.

Keywords: *lobe pump; molasses; power consumption; testing; performance characteristics; approximation.*

© Левичева О.И. 2024

For citation: Levicheva O.I. Analysis of the lobe pump performance characteristics when food liquids pumping with high viscosity. *Journal of Science and Education of North-West Russia*. 2024. Vol.10, No. 2, pp. 24–32.

Введение

Сначала уточним термины. В ГОСТе[1] дано определение: «*коловратный насос* (rotary piston lobe type pump; lobular pump) – зубчатый насос с рабочими органами в виде роторов, обеспечивающих только геометрическое замыкание рабочей камеры». Там же указано, что шестеренный насос также относится к зубчатым насосам с рабочими органами в виде шестерен, обеспечивающих не только геометрическое замыкание рабочей камеры, но и передающих крутящий момент. То есть, главное отличие коловратного насоса (КН) от зубчатого в том, что в последнем крутящий момент передается между шестернями в рабочей камере, а в КН – вне ее. В рабочей камере КН (специально профилированном корпусе) жидкость замыкается роторами, между которыми остается малый зазор. Такая конструкция КН, позволяет перекачивать не только смазывающие жидкости, как шестеренный насос. При этом бережное перекачивание КН не разрушает структуру жидкости. Это свойство сделало КН весьма привлекательным для использования в пищевой промышленности для транспортирования плавленого сыра, меда, мороженного и других жидкостей.

Согласно указанному ГОСТу, зубчатый насос – это роторно-вращательный насос с перемещением жидкой среды в плоскости перпендикулярной оси вращения рабочих органов в отличие от винтового насоса, в котором жидкость передается вдоль оси вращения рабочих органов.

Роторы в рабочей камере КН могут иметь один, два, три и более кулачка. В англоязычной литературе кулачок КН именуются lobe, что в данном случае можно перевести как лепесток (другие значения этого слова – доля, мочка). КН называют lobe pump или rotary lobe pump. Их совершенствованию посвящено большое количество исследований (см. [1-3] и библ. в них).

Роторы изготавливаются в расчете на различные режимы эксплуатации и потому могут иметь разную конфигурацию. На рис. 1 показаны их наиболее часто используемые формы кулачков.



Рисунок 1 – Форма рабочих органов КН: 1 – с одним кулачком (серповидный), 2 – с двумя кулачками, 3 – с двумя сегментными кулачками («бабочка»), 4 – с тремя кулачками, 5 – с пятью кулачками

Из-за такой формы ротора нередко продавцы и поставщики насосов называют их кулачковыми. Такое название противоречит вышеупомянутому ГОСТу, в котором кулачковый насосом (piston pump with cam drive) называется вальный насос с кулачковым механизмом передачи движения к рабочим органам. Напомним, что вальный насос – это насос с вращательным движением ведущего звена. Вальным также является насос с кривошипно-шатунным механизмом передачи движения к рабочим органам. Следовательно,

[1] ГОСТ ISO 17769-1-2014. Насосы жидкостные и установки. Основные термины, определения, количественные величины, буквенные обозначения и единицы измерения. Часть 1. Жидкостные насосы. Издание официальное. Москва: Стандартинформ, 2015. 69 с.

ГОСТ[1] относит насосы к кулачковым по механизму передачи движения к рабочим органам, а не по форме этих органов. В частности, различаются аксиально-кулачковый и радиально-кулачковый насосы. У первого ось вращения ведущего звена составляет с осью рабочих органов не более 45 градусов (в частном случае эти оси могут быть параллельными). У второго угол между названными осями более 45 градусов.

В коловратных насосах движение рабочих органов (кулачков) обеспечивается зубчатой передачей вне рабочей камеры. Хотя зубчатые шестерни находятся на одном валу с кулачками. Наличие малого зазора между роторами в рабочей камере приводит к тому, что увеличение вязкости транспортируемой жидкости приводит к уменьшению утечек и повышению подачи КН (при прочих равных условиях) [4-7]. Тогда как производители КН указывают на уменьшение подачи при перекачивании более вязких сред. Рассмотрим этот вопрос подробнее.

В табл. 1 приведены технические параметры КН фирмы OMAC. Обозначения в табл. 1 и далее: V_1 – подача за один оборот (при нулевом перепаде давления), n_M – максимальная частота вращения ротора (ЧВР), D – диаметр входного/выходного патрубка, N_E – мощность электродвигателя, P_M – максимальный перепад давления, Q_T – максимальная (теоретическая) подача. Теоретическая подача не приведена в каталоге, здесь она рассчитана по формуле:

$$Q_T = V_1 \cdot n_M. \quad (1)$$

Таблица 1 – Технические параметры КН фирмы OMAC[2]

Модель КН	V_1, л/об	n_M, об/мин	P_M, МПа	N_E, кВт	D, мм	Q_T, л/мин
B 100	0,03	1400	1,0	1,5	25	42
B 105	0,07	1000	1,3	4,0	40	70
B 110	0,12	1000	1,3	4,0	40	120
B 115	0,18	1000	1,0	5,5	40	180
B 215	0,23	950	1,3	7,5	40	218
B 220	0,34	950	1,0	7,5	50	323
B 325	0,55	720	1,3	18,5	65	396
B 330	0,70	720	1,0	18,5	80	504
B 430	1,16	600	1,3	30,0	80	696
B 440	1,55	600	1,3	30,0	100	930
B 470	2,40	500	1,3	45,0	100	1200
B 490	3,30	500	1,0	45,0	100	1650
B 550	4,00	500	0,7	45,0	125	2000

В каталоге OMAC не указана вязкость жидкости, на которую рассчитаны КН. Но имеется график (рис. 2) зависимости подачи от коэффициента динамической вязкости (КДВ) перекачиваемой жидкости. Например, как выбрать модель КН OMAC для перекачивания жидкости с КДВ μ≈4000 сП, чтобы обеспечить подачу Q=85 л/мин. По рис. 2 это КН B 215. По табл. 1 теоретическая подача у него Q_T = 218 л/мин. Все дело в том, что с увеличением вязкости перекачиваемой жидкости резко возрастает затраченная мощность КН N_E [6], поэтому становится невозможно эксплуатировать КН на больших ЧВР. В рассматриваемом примере наибольшая рекомендуемая ЧВР составляет:

[2] Каталог коловратных насосов фирмы OMAC. URL: https://rus-technol.ru/pump/rotor-pumps/omac/ (дата обращения: 10.05.2024).

$n=Q/V_1$= 85/0,23≈370 об/мин.

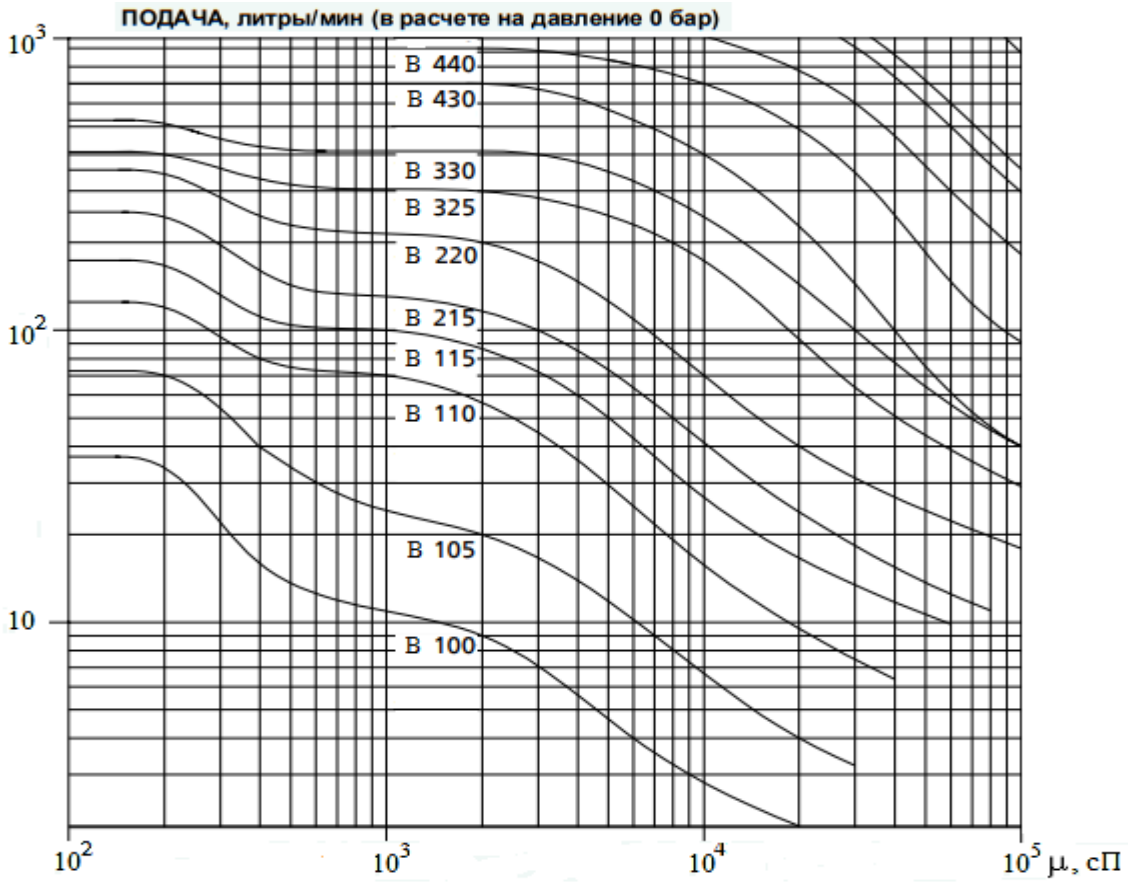


Рисунок 2 – Зависимость подачи КН фирмы ОМАС от КДВ при отсутствии перепада давления

Действительно, для пользователя с увеличением вязкости перекачиваемой жидкости подача КН будет уменьшаться, так как приходится снижать ЧВР. Исследователям же следует учитывать, что при постоянной ЧВР это приводит к некоторому (небольшому) увеличению подачи КН и заметному росту затраченной мощности. В технической документации и рекламных материалах КН, зачастую, указанному явлению не уделяют должного внимания.

Цель данной статьи – выполнить анализ рабочих характеристик коловратного насоса при перекачивании пищевых жидкостей с высокой вязкостью по данным испытаний.

Исходные данные

Исходными данными послужили результаты заводских испытаний коловратного насоса КВ0,7/18-2,5[3]. В обозначении: К – коловратный насос; В – высокое давление; 0,7 – рабочий объем, л; 18 – предельное давление насоса, кгс/см^2; 2,5 – максимальная подача насоса в агрегате, м^3/час. Выпускаются модификации насоса КВГ (с обогревом или охлаждение корпуса) и КВМ. Насосы предназначены для перекачивания высоковязких жидкостей, коэффициент кинематической вязкости (ККВ) от 5000 до 600000 сСт, в том числе, не обладающих смазывающими способностями, с температурой до 80°С.

[3] АО «ГМС Ливгидромаш». Насос коловратный типа КВ0,7/18-2,5 и агрегаты электронасосные на его основе. Руководство по эксплуатации Н46.134.01.000 РЭ. URL: https://www.hms-livgidromash.ru/catalog/nasosy/kv/kv_0_7_18_model_741.html (дата обращения 01.04.2024).

Рабочий диапазон подачи насоса КВ0,7/18-2,5 от 0,5 до 2,5 м^3/час; допустимая ЧВР при перекачивании высоковязких жидкостей от 30 до 112 об/мин (0,5-1,87 с$^{-1}$). Мощность электродвигателя 6 кВт. На рис. 3 представлен разрез рабочей камеры. Видно, что рассматриваемый КВ имеет ротор с двумя сегментными кулачками («бабочка»).

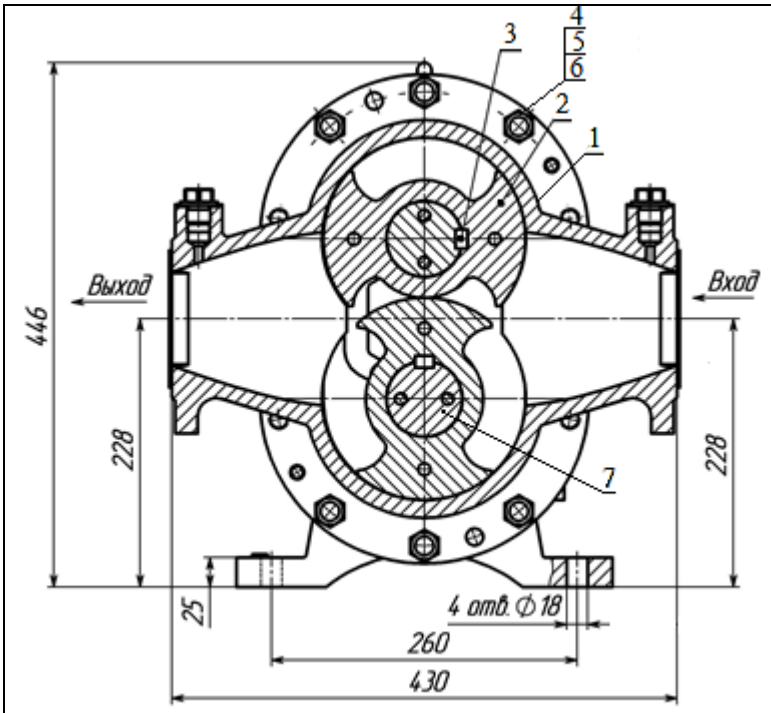
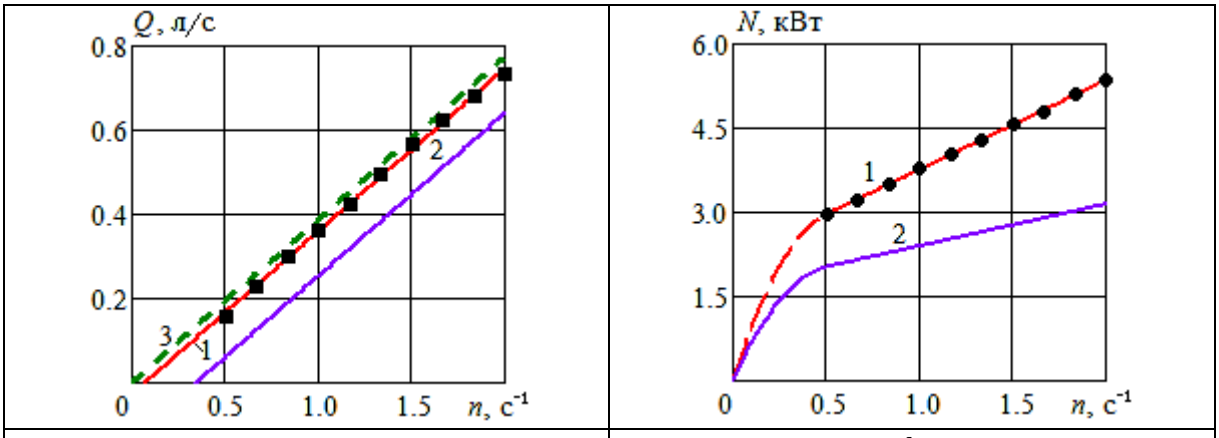


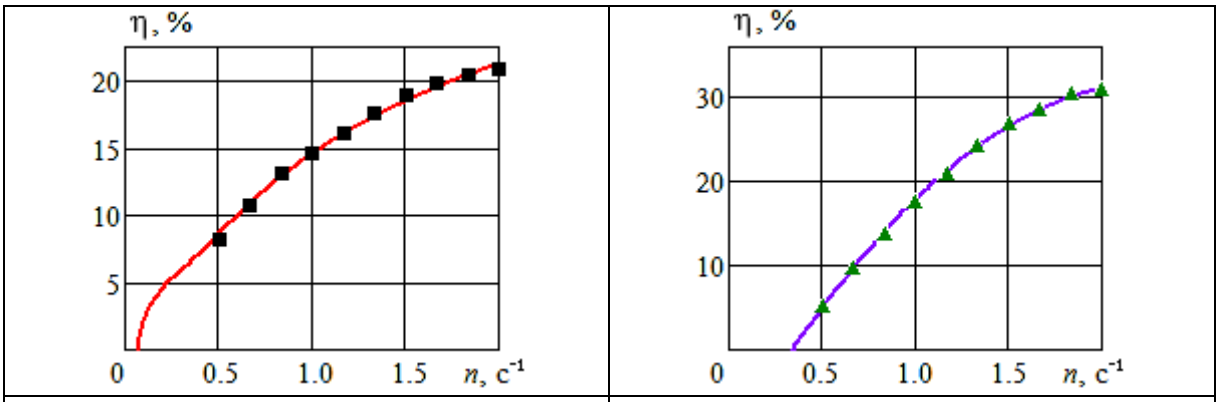
Рисунок 3 – Чертеж коловратного насоса КВ0,7/18-2,5 (разрез рабочей камеры)[3]: 1 – корпус, 2 – ротор (с двумя сегментными кулачками), 3 – шпонка 16x10x45, 4 – шпилька М16-8gx60.56, 5 – гайка шестигранная, ГОСТ ISO нормальная 4032-М16-8, 6 – шайба 16.65Г, 7 – вал ведущий

Изначально названные КН проектировались для подачи прядильного раствора. В Руководстве[3] имеются результаты испытаний насоса КВ0,7/18-2,5 при перекачивании патоки с ККВ ν=0,02 м^2/с (20000 сСт). Они представлены точками на рис. 4 и 5*a*. Кроме того, приведены значения КПД насоса, полученные при перекачивании масла со значительно меньшей вязкостью (ν=75 сСт) – точки рис. 5*b*. Заметим, что в названном Руководстве КПД при перекачивании второй жидкости, *N* и *Q* при перекачивании первой жидкости помещены на одном рисунке. Может создаться впечатление, что все они относятся к опытам с одной жидкостью. Далее установим, что это разные серии опытов.



a *b*

Рисунок 4 – Зависимость подачи (*a*) и затраченной мощности (*b*) насоса КВ0,7/18-2,5 от ЧВР: 1– ν=20000 сСт (патока); 2 – ν=75 сСт (масло); 3 – ν=1 сСт (вода); точки – экспериментальные данные[1], при давления 1,8 МПа; линии – результаты расчета



a *b*

Рисунок 5 – Зависимость КПД насоса КВ0,7/18-2,5 от ЧВР: *a* – ν=20000 сСт; *b* – ν=75 сСт; точки – экспериментальные данные[1], линии – их аппроксимация

Анализ и аппроксимация рабочих характеристик

Заметим, что в имеющихся результатах испытаний отсутствуют важные данные о рабочих характеристиках КН при изменении перепада давления. Для восстановления недостающих характеристик был использован метод, разработанный в [8-10].

По рис. 4*a* установлено, что экспериментальные точки подачи хорошо ложатся на прямую линию (индекс детерминации R^2=0,98), формула которой была предложена в [5, 6]

$$Q = V_1 \cdot (n - n_0), \tag{2}$$

где методом наименьших квадратов найдено: V_1 = 0,386 л – объем жидкости, перемещаемой КН за один оборот при нулевом перепаде давления; n_0 = 0,067 $с^{-1}$ – ЧВР, при которой начинается подача жидкости в рассматриваемых условиях (определенные давление и вязкость жидкости).

Если положить в формуле (2) n_0=0, получим зависимость теоретической подачи от ЧВР, рис. 4*a* это прямая линия 3, проходящая через начало координат.

Экспериментальные точки затраченной мощности КН на рис. 4*b* также лежат на прямой с уравнением:

$$N \equiv f(n) = a_0 + a_1 n, \tag{3}$$

где эмпирические константы, найденные методом наименьших квадратов, a_0=2,18 кВт; a_1=1,59 кДж.

Однако продлевать прямую линию 1 (рис. 4*b*) на меньшие значения ЧВР нельзя, так как при $n \to 0$ по физическому смыслу должно выполняться $N \to 0$. Экспериментальных точек при малых значениях ЧВР нет, поэтому в этой области была получена непрерывная функция $y(n)$, удовлетворяющая трем условиям: $y(0)$=0, $y(n_1) = f(n_1)$, $y'(n_1) = f'(n_1)$, где в данном случае n_1=0,5 $с^{-1}$. Функцией, удовлетворяющей этим условиям, является парабола:

$$y(n) = 8{,}70 \cdot n \cdot (1{,}18 - n) \tag{4}$$

Далее зависимость затраченной мощности КН от ЧВР при перекачивании патоки аппроксимировалась функцией $f_1(n)$, которая до n_1=0,5 $с^{-1}$ совпадает с $y(n)$, а после – с $f(n)$.

Коэффициент полезного действия (КПД) КН по экспериментальным данным равен:

$$\eta_i = 100 \cdot P \cdot Q_i / N_i, \tag{5}$$

где P – заданное давление.

Рассчитанные по формуле (5) значения КПД (ν=20000 сСт – патока) показаны точками на рис. 5*a*. Эти значения заметно меньше, чем экспериментальные данные по КПД, полученные на рис. 5*b* при меньшей вязкости перекачиваемой жидкости (ν=75 сСт).

Обратим внимание, что по линии на рис. 5*a*. η=0 не при n= 0, а при $n=n_0$, где значение n_0=0,067 с$^{-1}$ найдено по рис. 5*a*. для перекачивания патоки. Аппроксимация на рис. 5*b* экспериментальной зависимости КПД от ЧВР позволяет определить приблизительное значение $n_0 \approx 0{,}30$ с$^{-1}$ (18 об/мин). Имея два значения n_0 при разных значениях ККВ и зависимость $Q\cdot(n)$ можем найти эмпирические коэффициенты (B, α, β) в формуле, предложенной [5, 6]:

$$Q \equiv \varphi(\nu b, n) = Q_T(n) - [Q_T(n) - V_1\cdot(n - B\cdot p^{\alpha})]/\nu b^{\beta}, \qquad (6)$$

где обозначения безразмерных величин $p=P/P_A$, $\nu b = \nu/\nu_0$, P_A – атмосферное давление, ν_0 – ККВ воды при 20°С; найденные значения коэффициентов (B≈0,097; α≈0,70; β≈0,50) следует считать первым приближением, так как достаточно точно известна зависимость $Q\cdot(n)$ только при одном значении давления и ККВ.

На рис. 6 показана рассчитанная по формуле (6) зависимость подачи КН от давления при фиксированной ЧВР и разных значениях ККВ. Видно, что при p=0 вязкость жидкости не влияет на подачу. При большом давлении подача растет с увеличением ККВ. При перекачивании патоки подача мало отличается от теоретического значения. Однако при этом значительно возрастает затраченная мощность, как в [6].

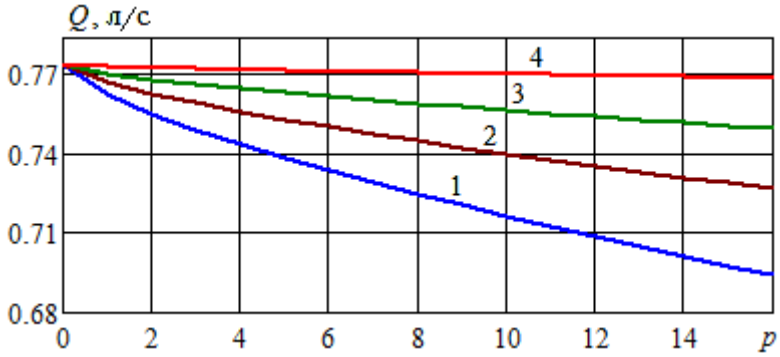


Рисунок 6 – Зависимость подачи КВ0,7/18-2,5 от давления при n=2 с$^{-1}$ и разных значениях ККВ: 1 – νb = 20, 2 – νb = 75 (масло); 3 – νb = 400; 4 – νb = 20000 (патока)

Зависимость (6) позволяет решать задачу отыскания параметров рабочей точки насосной установки. Например, пусть область гидравлического сопротивления линейная, а характеристика трубопровода имеет вид: $p_T = 2 + 15{,}3\cdot Q$. На рис. 7 точка пересечения характеристик насоса и трубопровода дает параметры в рабочей точке: Q_{PT} = 0,73 л/с; P_{PT} = 1,32 МПа.

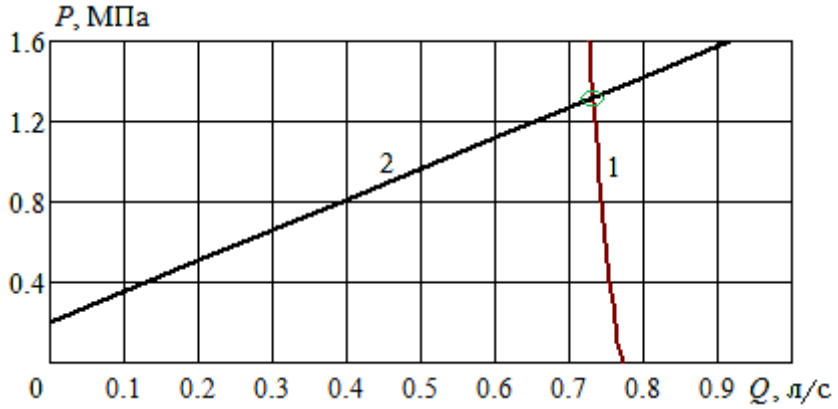


Рисунок 7 – Определение рабочей точки насосной установки при νb = 75, n=2 с$^{-1}$: 1 – нагрузочная характеристика КВ0,7/18-2,5; 2 – характеристика трубопровода

Заключение

Таким образом, ранее разработанный метод аппроксимации позволил восстановить рабочие характеристики коловратного насоса КВ0,7/18-2,5 по отдельным экспериментальным результатам перекачивания жидкостей с высокой вязкостью, в частности – патоки (ν = 20000 сСт). Анализ данных заводских испытаний подтвердил, что при фиксированной частоте вращения ротора коловратного насоса увеличение вязкости жидкости приводит к некоторому росту подачи, но при этом затраченная мощность возрастает весьма значительно. Однако при такой большой вязкости, как у патоки, подача коловратного насоса немногим меньше теоретического значения даже при высоком давлении (до 1,8 МПа). Найденная зависимость подачи коловратного насоса от давления позволяет решать задачу отыскания параметров рабочей точки насосной установки при заданной вязкости жидкости и частоте вращения ротора.

СПИСОК ИСТОЧНИКОВ

1. 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. P. 229-238.
2. 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. P. 915-926.
3. 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. P. 711-723.
4. 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.
5. Ahmedova 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.
6. Ахмедова Н.Р., Левичева О.И., Наумов В.А. Влияние вязкости жидких пищевых продуктов на энергетическую эффективность кулачковых насосов // Известия вузов. Пищевая технология. 2023. № 5-6 (394). С. 88-93.
7. 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.
8. Великанов Н.Л., Наумов В.А., Корягин С.И. Методика выбора центробежных скважинных насосов типа ЭЦВ // Технико-технологические проблемы сервиса. 2017. № 1 (39). С. 18-21.
9. Великанов Н.Л., Наумов В.А., Примак Л.В. Обобщенные характеристики канализационных насосов высокой производительности // Механизация строительства. 2017. Т. 78, № 10. С. 32-36.
10. Великанов Н.Л., Наумов В.А. Моделирование характеристик водокольцевых вакуумных насосов // Известия вузов. Машиностроение. 2019. № 10. С. 70-77.

REFERENCES

1. 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.

2. 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.

3. 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.

4. 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.

5. Ahmedova 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.

6. Ahmedova N.R., Levicheva O.I., Naumov V.A. *Vliyanie vyazkosti zhidkih pishchevyh produktov na energeticheskuyu effektivnost' kulachkovyh nasosov* [Influence of viscosity of liquid food products on the energy efficiency of lobe pumps]. *Izvestiya vuzov. Pishchevaya tekhnologiya*. 2023. No. 5-6 (394), pp. 88-93.

7. Ahmedova N.R., Levicheva O.I., Naumov V.A. *Ocenka rabochih harakteristik ustanovok dlya podachi vysokovyazkih pishchevyh mass s pomoshch'yu kulachkovyh nasosov rossijskogo proizvodstva* [Evaluation of the performance characteristics of installations for supplying high-viscosity food masses using Russian-made lobe pumps]. *Izvestiya KGTU*. 2024. No. 72, pp. 41-56.

8. Velikanov N.L., Naumov V.A., Koryagin S.I. *Metodika vybora centrobezhnyh skvazhinnyh nasosov tipa ECV* [Selection method of ECV type centrifugal borehole pumps]. *Tekhniko-tekhnologicheskie problemy servisa*. 2017. No. 1 (39), pp. 18-21.

9. Velikanov N.L., Naumov V.A., Primak L.V. *Obobshchennye harakteristiki kanalizacionnyh nasosov vysokoj proizvoditel'nosti* [Generalized characteristics of high-performance sewage pumps]. *Mekhanizaciya stroitel'stva*. 2017. Vol. 78, No. 10, pp. 32-36.

10. Velikanov N.L., Naumov V.A. *Modelirovanie harakteristik vodokol'cevyh vakuumnyh nasosov* [Modeling of characteristics of water-ring vacuum pumps]. *Izvestiya vuzov. Mashinostroenie*. 2019. No. 10, pp. 70-77.

ИНФОРМАЦИЯ ОБ АВТОРЕ	INFORMATION ABOUT THE AUTHOR
Левичева Оксана Игоревна – аспирант, Калининградский государственный технический университет (236022, Россия, г. Калининград, Советский пр-т 1, e-mail: o_levicheva@bk.ru)	*Levicheva Oksana Igorevna* – postgraduate student, Kaliningrad State Technical University (236022, Russia, Kaliningrad, Sovetsky ave. 1, e-mail: o_levicheva@bk.ru)

Статья поступила в редакцию 10.05.2024; одобрена после рецензирования 21.05.2024, принята к публикации 08.06.2024.
The article was submitted 10.05.2024; approved after reviewing 21.05.2024; accepted for publication 08.06.2024.