

УДК 67.017

**МЕТОД ОБЕСПЕЧЕНИЯ УСТОЙЧИВОЙ РАБОТЫ ТЕХНОЛОГИЧЕСКОГО ОБОРУДОВАНИЯ
СРЕДСТВ ЗАПРАВКИ (ПЕРЕКАЧКИ) ВЫСОКОВЯЗКИХ НЕФТЕПРОДУКТОВ**

*Думболов Д.У.**кандидат технических наук, доцент,
профессор Академии военных наук РФ**Тюнин С.В.**аспирант**Ганин В.С.**старший научный сотрудник**25 Государственный научно-исследовательский институт химмотологии
Министерства Обороны Российской Федерации,
г. Москва***METHOD FOR PROVIDING SUSTAINABLE WORK OF TECHNOLOGICAL EQUIPMENT OF
MEANS REFILLS (PUMP OVER) HIGH-VISCOUS OIL PRODUCTS***D.U. Dumbolov**Ph.D, associate professor and
professor of the Academy of Military Sciences**S.V. Tyunin**assistant professor**V.S.Ganin**senior research associate**The 25th State Research Institute of Himmotology
Ministry of Defense of Russian Federation,
Moscow***АННОТАЦИЯ**

В настоящее время применение технических средств заправки и перекачки горючего и масел находят свое использование в различных климатических условиях, что обуславливает необходимость устойчивой работы их технологического оборудования и соответственно особые требования к наиболее важным её элементам, в состав которых входят насосы, приводы насосов, клапанное оборудование, запорная арматура. Поэтому обеспечение устойчивой работы средств заправки и перекачки горючего и масел является актуальной задачей.

В статье, на основе математических моделей обосновывается применение элементов заправочного агрегата для смазочных масел и предложен метод обеспечения его устойчивой работы в различных климатических условиях.

ABSTRACT

Currently, the use of technical means for refueling and pumping fuel and oils are used in various climatic conditions, which necessitates the stable operation of their technological equipment and, accordingly, special requirements for its most important elements, which include pumps, pump drives, valve equipment, shutoff valves. Therefore, ensuring the stable operation of refueling and pumping fuel and oils is an urgent task.

Based on mathematical models, the article substantiates the use of elements of a filling unit for lubricating oils and proposes a method for ensuring its stable operation in various climatic conditions.

Ключевые слова: насосы, устойчивая работа, гидромотор, предохранительно-перепускной клапан, смазочные масла, кинематическая вязкость.

Key words: pumps, stable operation, hydraulic motor, safety bypass valve, lubricating oils, kinematic viscosity.

Одним из наиболее важных элементов технологического оборудования средств нефтепродуктообеспечения (средств перекачки, заправки горючего и масел) является насосный агрегат, от технического состояния которого в значительной степени зависит устойчивая работа технического средства в целом.

Исследование проблемы устойчивой работы технологического оборудования средств заправки и перекачки горючего и масел (как сложной технической системы) предполагает разработку

комплекса методов и технических решений, которые в совокупности составляют основу при формировании технических требований при разработке средств заправки и перекачки горючего и масел.

Учитывая тот факт, что вязкость моторных и трансмиссионных масел значительно изменяется при изменении температуры среды в широком диапазоне, особенно в отрицательных областях, вопросу обоснования требований к средствам заправки и перекачки смазочных масел уделяется

особое внимание.

К высоковязким моторным маслам для автотракторных двигателей относятся масла с кинематической вязкостью при 100 °С от 8,5 мм²/с (сСт) и выше, температура застывания которых – от минус 15 до минус 45 °С. Для моторных и ряда других масел характерно то, что у них с понижением температуры резко повышается кинематическая вязкость, а, следовательно, резко снижается текучесть масла, особенно при минусовых температурах. Так, например, если кинематическая вязкость моторного масла М-4з/14-Д при плюс 100 °С составляет 14 мм²/с (сСт), то при температуре 0 °С – 850 мм²/с (сСт), а при температуре минус 10 °С она возрастает более чем в 2,3 раза по сравнению с вязкостью при 0 °С и составляет 1970 мм²/с (сСт) [1].

Смазочные масла, как правило, хранят в стандартной 200-литровой транспортной таре (бочках) и для выдачи потребителям необходима расфасовка их в более мелкую потребительскую тару (канистры), а для этого требуются специальные насосы, обеспечивающие слив масла из бочки, как при положительных, так и при отрицательных температурах. Учитывая специфику эксплуатационных свойств смазочных масел, их перекачку целесообразно осуществлять объемными насосами.

Вместе с тем, анализ отечественных насосов объемного действия для перекачки высоковязких нефтепродуктов показал, что они имеют большие габариты, не оборудованы маслораздаточными рукавами с раздаточными кранами и не в полной мере предназначены для выдачи (перекачки) масел из бочек в более мелкую тару. Шнековые и винтовые насосы зарубежного производства, предназначенные для перекачки вязких нефтепродуктов, могут работать в основном при положительных температурах, в их конструкции отсутствуют предохранительно-перепускные клапаны (ППК), кроме того, оборудованные электроприводом они являются источником повышенной электро-взрыво-пожароопасности. К тому же, электродвигатели для их привода обладают повышенным пусковым моментом, что приводит к 2-3 кратному увеличению пусковых токов. Кроме того, для обеспечения работы насоса с установленным ППК требуется дополнительная емкость под слив нефтепродукта после закрытия раздаточного крана, а пульсирующий характер работы объемных насосов, обуславливает задачу устранения вибраций и стабилизации потока жидкости, что делает работу актуальной в научном и техническом плане.

Результаты ряда исследований свидетельствуют, что одним из важных направлений развития технических средств перекачки является создание малогабаритных агрегатов заправки автомобильной и гусеничной техники смазочными маслами (АЗМ) [2-5]. Это положение обусловлено следующими причинами:

опыт применения технических средств заправки смазочными маслами в пунктах дозаправки техники

позволил выявить низкую производительность ручных колонок КМП – 10, предназначенных для залива малых емкостей смазочными маслами, что неоправданно увеличивает продолжительность заправки техники одновременно бензинами, дизельным топливом и смазочными маслами;

результаты исследований позволили установить, что основными причинами низкой производительности заправки маслами техники и малых емкостей агрегатами типа Viskomat 60/1, EOP/DC/24 (GR45523), Gruen Pumpen, являются нестабилизированные потоки масел в насосных агрегатах, устаревшие конструкции насосов, отсутствие приводов с регулируемой частотой вращения, неэффективная работа предохранительно-перепускных устройств, средства измерения совмещенные с запорной арматурой фиксирующие и регулирующие входные и выходные потоки рабочих жидкостей.

Таким образом, целью работы является разработка высокоэффективного метода обеспечения устойчивой работы технологического оборудования средств заправки (перекачки) высоковязких нефтепродуктов в широком диапазоне температур без применения средств подогрева.

Исследования процессов перекачки смазочных масел АЗМ с применением роторно-вращательных одновинтовых насосов и теории одновинтовых насосов, ранее рассмотрены в трудах известных авторов: Д.Ф. Балденко, М.Г. Бидманом, А.М. Васильевым, А.А. Зеленковым В.К., Кантовским, А.В. Крыловым, Д.Д. Савиным и др.

Изучение и анализ литературы показывают, что вопрос разработки АЗМ осуществлялся только за счет внесения изменений в конструкцию насоса и заканчивались требованиями к насосу. Создание АЗМ, как законченное техническое средство заправки и перекачки, которое включало бы в себя насос с предохранительно-перепускным клапаном, регулируемый по частоте вращения привод насоса, напорный рукав со счетчиком и раздаточным краном уделялось недостаточно внимания, а стабилизация потока жидкости осуществлялась за счет применения крупногабаритных гидроаккумуляторов.

Исходя из изложенного вытекала задача обеспечения стабилизации и неразрывности потока смазочного масла во всём агрегате, особенно при использовании его в отрицательной области температур и в режиме перепуска смазочного масла при закрытом раздаточном кране.

Поскольку эта задача достаточно широкая и в настоящее время отсутствует всесторонняя теоретическая база для её расширения, становятся оправданными работы, решающие задачи обеспечения эффективного функционирования АЗМ ВТ. Такие работы имеют не только практическую значимость, выражающуюся в показателях экономической эффективности, но и служат основой для дальнейших теоретических

обобщений, что несомненно также актуально.

В целях определения основных элементов АЗМ, влияющих на надежность работы агрегата в целом рассмотрим его типовую гидравлическую схему, представленную на рисунке 1.

АЗМ представляет собой техническую систему, включающую следующие элементы: одновинтовой насос с приводом, предохранительно-перепускной клапан, напорный рукав, счетчик жидкости и раздаточный кран.

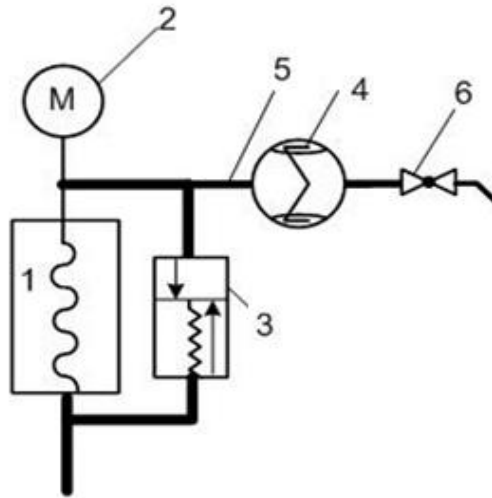


Рисунок 1 – Гидравлическая схема малогабаритного агрегата заправки ВВТ смазочными маслами:
1-одновинтовой насос; 2-привод; 3-предохранительно-перепускной клапан; 4-счетчик;
5-напорный рукав; 6-раздаточный кран.

В целях выбора основных элементов АЗМ влияющих на вероятность безотказной работы согласно общей теории надежности применим схемно-функциональный метод определения таких элементов АЗМ, схема которого представлена на рисунке 2 [6]. Используя указанный метод определили, что к основным элементам, определяющим безотказность и устойчивость работы АЗМ относятся насос, привод насоса и ППК.

Рассмотрим эти элементы.

Исходя из взаимосвязи энергетических характеристик насоса и предполагаемого привода, их КПД, а также учитывая экспериментально определяемый момент сдвига вала насоса, можно определить коэффициент запаса мощности привода и его тип.

Полезную мощность насоса определим по формуле:

$$N_{п} = \rho g Q H, (1)$$

где $N_{п}$ – полезная мощность, Вт; ρ – плотность перекачиваемого продукта, кг/м³; Q – подача насоса, м³/с; H – напор, м.

Рабочая подача насоса из общей теории винтовых насосов [7] будет:

$$Q = 4eDTn\eta_v, (2)$$

тогда объемный КПД насоса определится как

$$\eta_v = \frac{Q}{4eDTn}, (3)$$

где e – эксцентриситет, м; D – диаметр вала ротора, м; T – шаг винтовой поверхности статора, м; n – частота вращения ротора, сек⁻¹; η_v – объемный КПД.



Рисунок 2 - Схемно-функциональный метод выбора основных элементов АЗМ:
1-одновинтовой насос; 2-привод; 3-предохранительно-перепускной клапан; 4-счетчик; 5-напорный рукав; 6-раздаточный кран.

Мощность привода

$$N_{дв} = N_{п} / \eta_v \eta_d, \quad (4)$$

где $N_{дв}$ – мощность двигателя, Вт; η_d – КПД двигателя.

При этом момент сдвига вала насоса можно определить по формуле

$$M_{сдв} = 30 N_{сдв} / \pi n; \quad (5)$$

а мощность привода для сдвига вала насоса

$$N_{сдв} = M_{сдв} \frac{\pi n}{30}, \quad (6)$$

где $M_{сдв}$ – момент сдвига ротора насоса, определяемый экспериментально, Н·м.

Установочная мощность привода насоса

$$N_{уст} = \kappa N_{дв}, \quad (7)$$

при этом предположив, что мощность установочная равна мощности сдвига $N_{сдв} = N_{уст}$, то коэффициент запаса мощности будет $\kappa = N_{сдв} / N_{дв}$.

где $N_{уст}$ – мощность установочная, Вт; $N_{сдв}$ – мощность сдвига ротора насоса, Вт; κ – коэффициент запаса мощности.

Исходя из определения коэффициента запаса мощности κ можно расчетно-экспериментальным методом определить тип привода.

Для проведения эксперимента в малогабаритном заправочном агрегате с объемным одновинтовым насосом был использован привод от гидромотора.

Выбор гидромотора произведен расчетно-экспериментальным методом, путём обоснования энергетических характеристик привода.

С этой целью, определим полезную мощность, необходимую для перемещения смазочного масла насосом (плотность смазочного масла $\rho = 900 \text{ кг/м}^3$, ускорение свободного падения $g = 9,81 \text{ м/с}^2$, подача насоса $Q = 0,00066667 \text{ м}^3/\text{с}$ (40 л/мин), напор $H = 45 \text{ м}$ (рабочее давление $p = 4,5 \text{ кгс/см}^2$):

$$N_{п} = \rho g Q H = 265 \text{ Вт.}$$

Определим объемный КПД насоса исходя из геометрических параметров одновинтового насоса с кинематическим отношением $i = 1:2$, привязанных к размеру 200 л тары (бочки):

$$\eta_v = Q / 4eDTn = 0,42.$$

Определим мощность привода, необходимую для обеспечения заданной производительности и рабочего давления:

$$N_{дв} = N_{п} / \eta_v \eta_d = 742 \text{ Вт.}$$

Определим момент сдвига вала насоса из состояния покоя. Момент сдвига зафиксируем с использованием динамометрического ключа:

$$M_{сдв} = 6,1 \text{ Н} \cdot \text{м};$$

Исходя из экспериментально полученного значения момента сдвига вала насоса, определим необходимую мощность привода:

$$N_{сдв} = M_{сдв} \pi n / 30 = 960 \text{ Вт.}$$

Определим коэффициент запаса мощности исходя из значений мощности привода и мощности сдвига вала насоса:

$$\kappa = N_{сдв} / N_{дв} = 1,29$$

Таким образом, исходя из полученного значения мощности привода можно сделать вывод, что если применить электродвигатель, работающий в однофазной сети необходимо применить электродвигатель с 2-х кратным запасом мощности, для обеспечения необходимого момента пуска, что соответствует стандартному асинхронному двигателю с короткозамкнутым ротором мощностью 2,2 кВт, при этом его масса составит более 22 кг, а пусковой ток при напряжении 220 В будет более 10 А. Общая масса насосно-силового узла составит порядка 30 кг, что потребует дополнительных подъемных приспособлений.

Вместе с тем, применение гидромотора с расчетной мощностью 960 Вт, приведет к снижению массы насосно-силового узла до 12 кг, при этом будет обеспечен плавный пуск и регулирование необходимой частоты вращения и подачи смазочного масла для обеспечения стабилизации потока и устойчивой работы агрегата в целом.

Таким образом, исходя из изложенного в АЗМ целесообразно применять привод от гидромотора.

Для обоснования рабочего процесса и исходя из того, что существенно только относительное движение рабочих органов, выбран вариант одновинтового насоса с неподвижной обоймой и планетарно движущимся винтом.

В целях обеспечения непрерывного контакта пары винт-обойма одновинтового насоса и для стабилизации работы АЗМ требуется соблюдение условий обкатки начальных окружностей и выполнения необходимых профилей винтовых поверхностей.

Исходя из общей теории винтовых насосов рабочий объем насоса за один оборот винта при отсутствии утечек, равен произведению рабочей площади сечения на ход обоймы, или разность объемов обойм и винта на длине хода, равных произведению площади сечения на длину.

Исходя из кинематики одновинтового насоса идеальная подача насоса, (при отсутствии утечек) равна

$$Q_{и} = \frac{1}{2\pi} \omega V, \quad (8)$$

где ω – круговая частота вращения вала насоса, с^{-1} ; V – рабочий объем, м^3 .

При этом, вязкостно-температурная кривая смазочных масел, как правило описывается зависимостью

$$\nu_t = \nu_{100} C_T,$$

где $\nu_{100}^{\circ\text{C}}$ – кинематическая вязкость масла при $100^{\circ\text{C}}$; C_T – осредненный вязкостно-температурный коэффициент, равный

$$C_T = ae^{-bT}.$$

С учетом вязкостно-температурной характеристики смазочного масла модель рабочей подачи насоса будет

$$Q_p = \frac{Q_{и} \nu_{100}^{\circ\text{C}}}{\nu_0 + a \exp(b(-T - T_0))} - Q_{п}, \quad (9)$$

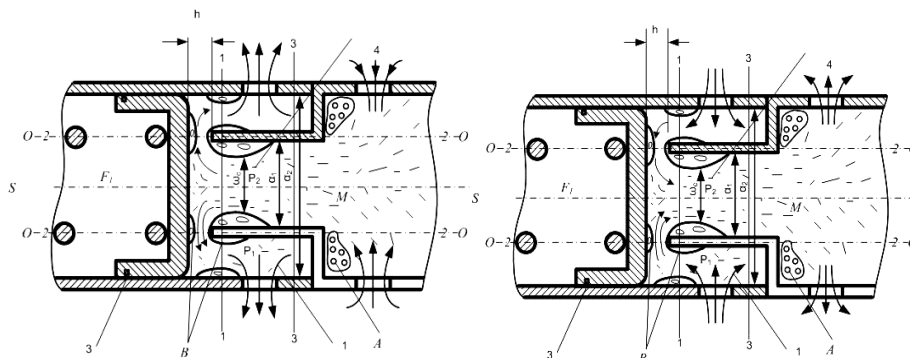


Рисунок 3 – Схема работы предохранительно-перепускного клапана: а - движение жидкости в прямом направлении; б - движение жидкости в противоположном направлении (жидкость движется по кольцевому каналу, ограниченному корпусом клапана и соединительным каналом); 1,2- полости клапана; 3- уплотнительное кольцо; 4- соединительный канал.

Течение жидкости в предлагаемой модели клапана имеет отличительные особенности по сравнению с существующими [8-9].

При моделировании работы клапана учитываем, что течение жидкости в теле клапана может иметь турбулентный характер с пульсацией скоростей и давлений во времени и пространстве.

Приняты допущения: поток в ППК рассматривается как в среднем установившееся турбулентное движение, гидродинамическое давление в различных точках пространства которого равны усредненным значениям местного давления \bar{P} .

Для точки пространства М гидродинамические давления в потоке жидкости будут равны

$$\bar{P}_1 = \bar{P}_2 = \bar{P}_3 = \dots = \bar{P}, \quad (3)$$

где $\bar{P}_1, \bar{P}_2, \bar{P}_3, \dots$ - давления, усредненные в данной точке за следующие один за другим промежутки времени t_1, t_2, t_3 .

Поперечные аксиальные скорости исключаются из рассмотрения, т.е. исключается «турбулентное перемешивание».

где T – температура перекачиваемого масла, $^{\circ}\text{C}$; T_0 – начальное смещение температуры, $^{\circ}\text{C}$; ν_0 – минимальная вязкость, при которой работает насос, $\text{мм}^2/\text{с}$; $Q_{п}$ – уменьшение подачи, вследствие потери давления на обратные утечки и трение, $\text{м}^3/\text{с}$; a, b – коэффициенты, определяемые экспериментально.

Из уравнения (8) следует, что идеальная подача насоса абсолютно равномерна и не изменяется с углом поворота винта, но с учетом увеличения вязкости перекачиваемого продукта (9) рабочая подача будет уменьшаться.

Для обоснования выбора ППК разработана физическая модель, схема которого представлена на рисунке 3.

Основным требованием к ППК является обеспечение устойчивой работы с заданной пропускной способностью при заданном перепаде давления в установившемся режиме.

Рассмотрим два режима работы насоса: установившийся и неустановившийся. Как в установившемся, так и в неустановившемся режимах клапан будет работать в условиях вибрации и пульсирующих потоков, что подтверждено экспериментально и решением аналитических моделей с использованием дифференциального уравнения Эйлера для движения идеальной (невязкой) жидкости в ППК при различных расчетных значениях коэффициента затухания.

При течении жидкости через клапан создаваемое избыточное давление расходуется на гидравлические потери и образование скоростного напора в проходном сечении.

Зависимость расхода смазочного масла через клапан предлагаемой конструкции исходя из схемы работы ППК, предполагающего движение жидкости в прямом и обратном направлениях с учётом площади проходного сечения $S = \pi dh$ будет иметь вид

$$q = \eta \pi d h \sqrt{\frac{2}{\rho} P_k}, \quad (4)$$

где q – расход смазочного масла, м³/с; η – коэффициент расхода клапана, имеющий физический смысл коэффициента расхода трубопровода; ρ – плотность масла, кг/м³; d – диаметр клапана, м; h – высота подъема клапана, м; $P_k = P_1 - P_2$, учитывая, что $P_1 > P_2$.

Для обеспечения срабатывания клапана при одном и том же давлении (при работе в прямом и обратном направлении) выполнено условие

$$P_2 = P_1, \text{ тогда } S_2 = S_1, \text{ т.е. } \frac{\pi(d_2 - d_1)}{4} = \frac{\pi d_1}{4},$$

$$\text{откуда } d_2 = \sqrt{2d_1^2}, \quad (5)$$

где d_1 – диаметр седла клапана, м; d_2 – внутренний диаметр предохранительно-перепускного клапана, м.

С использованием уравнения равновесия открытого клапана и принимая равномерное распределение скоростей потока масел v_c и $v_{щ}$ и давлений P_1 , P_2 по сечениям клапана, получим зависимости для определения указанных скоростей

$$c(h_o + h) = P_k S_k \left[1 - k_v \frac{2\eta^2 S_{щ}^2}{S_k \varepsilon} + \frac{2\eta^2 S_{щ}^2}{S_k^2} \pm \frac{b d_k k_{тр}}{S_k} \right] = P_k S_k \psi. \quad (9)$$

Учитывая тот факт, что ППК является механической колебательной системой, то колебательный процесс ППК рассматривается как колебательная система с одной степенью свободы с использованием уравнения Лагранжа.

Исходя из указанного вынужденные колебания клапана определяются пульсирующим характером давления жидкости.

$$v_{щ} = \frac{q}{S_{щ}} = \frac{\eta_{щ}}{\varepsilon_{щ}} \sqrt{\frac{2}{\rho} P_k}, \quad (6)$$

$$v_c = \frac{q}{S_k} = \eta \frac{S_{щ}}{S_k} \sqrt{\frac{2}{\rho} P_k}, \quad (7)$$

где $v_{щ}$ – средняя скорость потока смазочного масла в щели клапана, м/с; $\varepsilon_{щ}$ – коэффициент сжатия клапана; v_c – скорость потока смазочного масла в проходе седла, м/с.

При разработке математической модели работы насоса, для экспериментального определения коэффициента нагрузки, учли силу трения уплотнительного кольца клапана об его корпус из выражения

$$R = \pi b d_k P_k k_{тр}, \quad (8)$$

где b – диаметр поперечного сечения уплотнительного кольца, м; $k_{тр}$ – коэффициент трения манжеты о металлическую поверхность.

При этом уравнение равновесия клапана при его открытии имеет вид

Дифференциальное уравнение движения затвора клапана будет иметь вид:

$$\frac{d^2 x}{dt^2} + 2\beta \frac{dx}{dt} + \omega^2 x = f(t), \quad (10)$$

где $f(t)$ – сила давления пульсирующего потока жидкости.

Решение уравнения (10) имеет вид

$$x(t) = e^{-\beta t} \left(x_o \cos \omega_1 t + \frac{v_o + \beta x_o}{\omega_1} \sin \omega_1 t \right) + \frac{1}{\omega_1} \int_0^t f(\tau) e^{-\beta(t-\tau)} \sin \omega_1(t-\tau) d\tau. \quad (11)$$

Выражение (13) является математической моделью работы клапана в условиях пульсирующих потоков жидкости, характеризующей его как колебательную систему.

Исходя из того, что сила трения равна $R = r \frac{2\pi}{T} h$ и учитывая выражение (8) получим коэффициент затухания колебаний затвора клапана

$$\beta = \frac{\pi b d_k P_k k_{тр} T}{4 m h}, \quad (12)$$

где h – максимальное смещение затвора клапана, м; T – период затухающих колебаний затвора клапана, с.

Условие возникновения резонанса при работе реверсивного предохранительно-перепускного клапана

$$\Omega = \sqrt{\frac{c}{m} - \left(\frac{\pi b d_k P_k k_{тр} T}{2 m h} \right)^2}, \quad (13)$$

где Ω – частота пульсации подачи насоса, с⁻¹; c – коэффициент квазиупругой силы (жесткости пружины), кг/с².

С целью обоснования совместной работы реверсивного ППК и насоса необходимо провести количественную оценку склонности системы к вхождению в резонанс, которая определяется по величине добротности системы Q , которая как и декремент является характеристикой системы, не зависит от внешних воздействий и связана с декрементом соотношением

$$\vartheta = \frac{\pi}{\sqrt{Q^2 - 1/4}}, \quad (14)$$

Откуда

$$Q = \sqrt{\frac{16\pi^2 m^2 h^2}{b^2 d_{\text{тр}}^2 T^4 P_k^2} + \frac{1}{4}}. \quad (15)$$

Из уравнения (15) добротность системы уменьшается с увеличением диаметра поперечного сечения уплотнительного кольца, однако увеличение диаметра поперечного сечения уплотнительного кольца приводит к увеличению чувствительности клапана.

В целях установления оптимальных параметров работы АЗМ необходимо проведение

экспериментальных исследований по определению влияния диаметра поперечного сечения уплотнительного кольца на изменение чувствительности клапана и его добротности и проверки адекватности модели (15), а также обосновать геометрические размеры уплотнительного кольца, обеспечивающие устойчивую и эффективную работу предохранительно-перепускного клапана в условиях пульсирующих потоков жидкости, при заправке техники смазочными маслами.

Экспериментальные исследования проводились на лабораторной установке, представленной на рисунке 4.

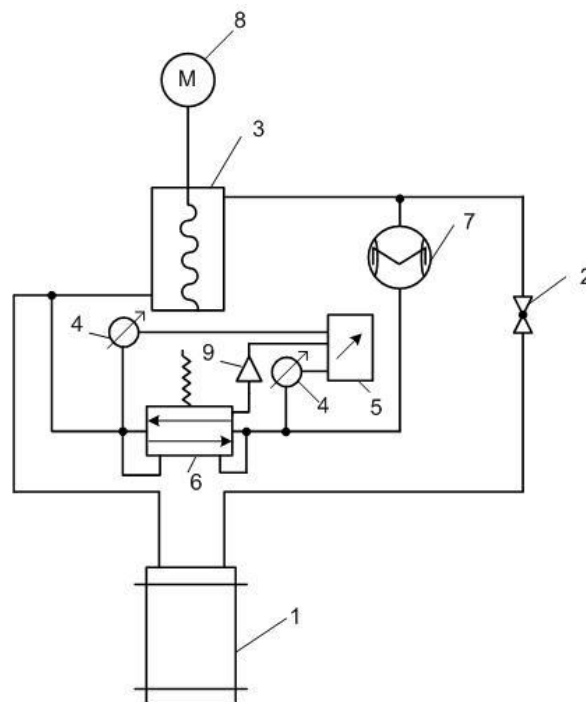


Рисунок 4 - Лабораторная установка для экспериментальных исследований ППК:

1 - емкость с рабочей жидкостью; 2 - шаровой кран; 3 - винтовой насос; 4 - датчики давления; 5 - цифровой многоканальный осциллограф; 6 - испытуемый клапан; 7 - счетчик жидкости; 8 - гидромотор; 9 - датчик перемещения.

Аппаратно-программный комплекс лабораторной установки (АПК) включает аппаратную и программную часть. Аппаратная часть состоит из многоканального запоминающего осциллографа и датчиков: перемещения [10] и давления. Связь с ПЭВМ осуществляется через USB порт. Подключение датчика к осциллографу осуществляется через унифицированный кабель и разъёмы.

Аналитические исследования, проведенные по модели (11) с применением ПЭВМ позволили получить графическое изображение возможного колебательного процесса в клапане в зависимости от параметров системы (рисунок 5)

Сравнительный анализ результатов аналитических исследований позволяет сделать вывод, что характер колебаний определяется параметрами системы, в частности, величиной β , и в зависимости от ее значения движение системы может приближаться к аperiodическому

характеру, наиболее предпочтительному при работе реверсивного ППК, т.к. это обеспечивает минимальную возможность наступления резонанса, что крайне нежелательно по причине возможного выхода из строя оборудования гидравлической системы.

Статистический анализ данных, полученных в ходе эксперимента, позволяет сделать вывод, что значение коэффициента расхода исследуемого ППК не зависит от изменения перепада давления на клапане, расхода жидкости через клапан и перемещения его затвора в пределах, определяемых режимами работы исследуемого ППК, а также направления перепуска жидкости через него.

В ходе эксперимента установлена зависимость добротности механической колебательной системы ППК и его чувствительности, от геометрических размеров уплотнительного кольца, представляющая функцию логарифмического затухания первого порядка и линейную

соответственно. Полученные зависимости позволяют минимизировать влияние резонансных явлений в клапане и стабилизировать динамику движения потока жидкости, при этом соотношение диаметра поперечного сечения уплотнительного кольца к диаметру затвора клапана, для обеспечения оптимальной чувствительности клапана должна составлять 0,074.

В целях оценки влияния вязкости смазочных масел на гидравлические характеристики одновинтового насоса для перекачки смазочных масел из бочек в тару были выбраны различные моторные и трансмиссионные масла, зависимость кинематических вязкостей которых от температуры среды представлены в таблице 1, а графическая интерпретация указанных зависимостей представлена на рисунке 6.

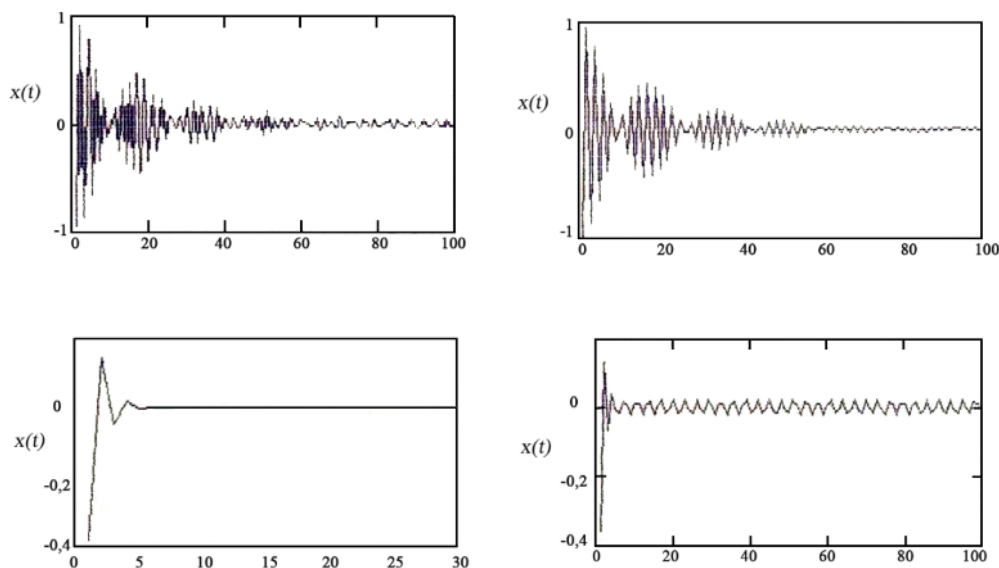


Рисунок 5 - Результаты аналитических исследований по модели (11):

а - собственные колебания при $\beta < 1$;

б - установившиеся вынужденные колебания при

$\beta < 1$; в - собственные колебания при $\beta > 1$; г - установившиеся вынужденные колебания при $\beta > 1$.

Анализ вязкостно-температурных кривых смазочных масел происходит при понижении температуры ниже минус 15 °С (более чем в 3 раза).

Таблица 1

Зависимости кинематических вязкостей смазочных масел от температуры среды

Температура, °С	Марка масел и их кинематическая вязкость, мм ² /с (сСт)			
	Моторное масло М-4з/14-Д	Моторное масло М-8Дм	Моторное масло М-14Г ₂ (к)	Трансмиссионное масло ТСЗп-8
-40	-	-		17840
-35	35400	-		12123
-30	17540	34567		8948
-18	4369	8524		3456
-15			22260	
-12	2224	2856		1900
-10			9793	
-5			5408	
0	720	600	3071	500
40	87,1	60,6		39,2
50	77	46		27,4
100	14,3	8,2		8,1

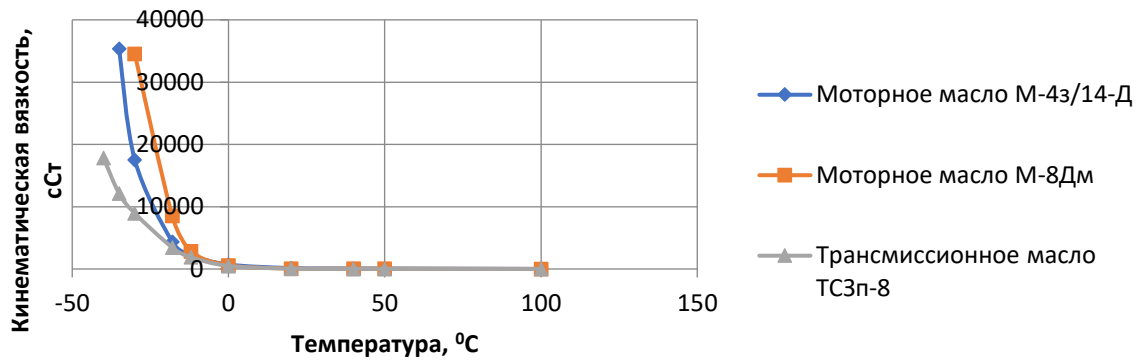


Рисунок 6 - Вязкостно-температурные зависимости моторных и трансмиссионного масел

Для оценки влияния вязкости на подачу одновинтового насоса при перекачке смазочных масел из 200 л транспортной тары был проведен эксперимент по выдаче в 20 л тару различных моторных и трансмиссионных масел, зависимости кинематических вязкостей которых от температуры представлены в таблице 1.

Установлено, что рабочая подача одновинтового насоса зависит от: максимальной подачи насоса (принимается расчетная идеальная

подача); от кинематической вязкости смазочного масла при 100 °С; вязкостно-температурных характеристик смазочных масел и температуры перекачки смазочного масла. Исходя из анализа данных (рисунок 7) рабочий диапазон температур одновинтового насоса (без предварительного подогрева смазочного масла) составляет от -15 °С до 100 °С при изменении подачи не более чем в 4 раза от 10 до 40 л/мин, что обеспечивает выдачу смазочных масел в нормативное время.

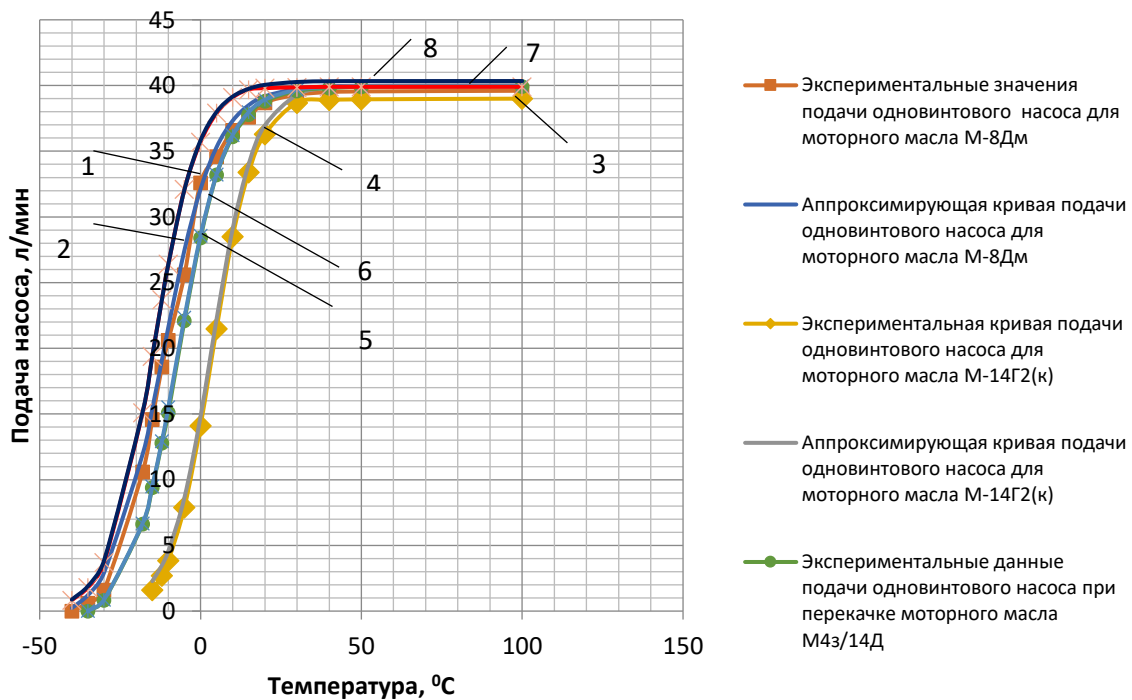


Рисунок 7 - Экспериментальные (1,3,5,7) и теоретические (2,4,6,8) зависимости подачи одновинтового насоса от температуры моторных масел М-8Дм, М-14Г2(к), М4з/14Д и трансмиссионного масла ТСЗп-8.

Таким образом, обобщая модели работы отдельных элементов предложен метод обеспечения стабилизации потока смазочного масла и устойчивой работы АЗМ при заправке техники, заключающийся в выравнивании силы давления пульсирующего потока смазочного масла в АЗМ при установленных значениях безразмерных показателей механической колебательной системы

ППК: добротности, чувствительности, относительного диаметра уплотнительного кольца, коэффициента расхода и нагрузки, при этом неразрывность потока смазочного масла и экономии энергозатрат при работе АЗМ в температурном диапазоне от минус 15 °С до +50 °С заключается в последовательном определении подачи АЗМ при заданной температуре по графо-

аналитической зависимости подачи АЗМ от вязкостно-температурной характеристики смазочного масла и его температуры, далее расчете необходимой частоты вращения ротора насоса по известной подаче из уравнения работы одновинтового насоса и далее исходя из полученного значения установление необходимой частоты вращения гидромотора.

Литература:

1. Думболов Д.У., Долгов Р.М., Овчинин Д.И., Серeda С.В. Повышение эксплуатационной надежности заправочных систем смазочными маслами // Транспорт и хранение нефтепродуктов и углеводородного сырья – 2013. – №1.
2. Думболов Д.У., Долгов Р.М., Овчинин Д.И., Серeda С.В. Шнековый насос для высоковязких нефтепродуктов // Транспорт и хранение нефтепродуктов и углеводородного сырья – 2012. – №3.
3. Патент РФ на полезную модель № 121532. Шнековый насос для слива высоковязких нефтепродуктов из бочек. Думболов Д.У., Долгов Р.М., Овчинин Д.И. и др. М.: 2012. Бюлл. № 30.
4. Патент РФ на полезную модель № 164879. Агрегат для слива высоковязких нефтепродуктов из бочек. Думболов Д.У., Долгов Р.М. и др. М.: 2016. Бюлл. № 26.
5. Патент РФ на изобретение № 2611705. Агрегат для слива нефтепродуктов. Думболов Д.У., Долгов Р.М. и др. М.: 2017. Бюлл. № 7.
6. Надежность и эффективность в технике: Справочник в 10 т.– Т.3 Эффективность технических систем / Под общ. ред. Уткина В.Ф., Крючкова Ю.В., авторы тома Охотников Г.Н. [и др.], М.: Машиностроение, 1988. – 328 с.
7. Балденко Д.Ф., Бидман М.Г., Калишевский В.Л. и др. Винтовые насосы. – М.: Машиностроение, 1982. – 224 с.
8. Думболов Д.У., Долгов Р.М. Моделирование работы реверсивного предохранительно-перепускного клапана в режиме пульсирующих потоков жидкости для объемных насосов. Новые технологии. Том 2. - Материалы XI Всероссийской конференции. М.: РАН, 2014 г.
9. Думболов Д.У., Долгов Р.М. Предпосылки для моделирования работы реверсивного предохранительно - перепускного клапана и его физическая модель. Москва: 25 ГосНИИ МО РФ, Международная научно-техническая конференция. 50 лет химмотологии. Основные итоги и направления развития. Тезисы докладов Международной научно-технической конференции (11-12 ноября 2014 г.)
10. Панов. Н., Випгницкий А., Яковлев Ю. Прецизионный измеритель перемещения. М.: Радио, 1986. № 5. - С. 27.
11. Dumbolov D.U., Dolgov R.M., Ovchinin D.I., Sereda S.V. Improving the operational reliability of filling systems with lubricating oils // Transport and storage of petroleum products and hydrocarbons – 2013. – № 1.
12. Dumbolov D.U., Dolgov R.M., Ovchinin D.I., Sereda S.V. A screw pump for highly viscous petroleum products // Transport and storage of petroleum products and hydrocarbons – 2012. – № 3.
13. RF patent for utility model No. 121532. A screw pump for draining high-viscosity oil products from barrels. Dumbolov D.U., Dolgov R.M., Ovchinin D.I. et al. M.: 2012. Bull. № 30.
14. RF patent for utility model № 164879. A unit for draining highly viscous petroleum products from barrels. Dumbolov D.U., Dolgov R.M. et al. M.: 2016. Bull. № 26.
15. RF patent for the invention No. 2611705. Unit for the discharge of petroleum products. Dumbolov D.U., Dolgov R.M. et al. M.: 2017. Bull. Number 7.
16. Reliability and efficiency in technology: Handbook of 10 vols.– T.3 Efficiency of technical systems / Ed. ed. Utkina V.F., Kryuchkova Yu.V., authors of the volume G. Okhotnikov [et al.], M.: Mechanical Engineering, 1988. - 328 p.
17. Baldenko D.F., Bidman M.G., Kalishevsky V.L. and other screw pumps. - M.: Mechanical Engineering, 1982.- 224 p.
18. Dumbolov D.U., Dolgov R.M. Modeling the operation of a reversible safety bypass valve in the mode of pulsating fluid flows for volumetric pumps. New technologies. Volume 2. - Materials of the XI All-Russian Conference. M.: RAS, 2014.
19. Dumbolov D.U., Dolgov R.M. Prerequisites for modeling the operation of a reversible safety - bypass valve and its physical model. Moscow: 25 State Research Institute of the Ministry of Defense of the Russian Federation, International Scientific and Technical Conference. 50 years of chemotology. The main results and directions of development. Abstracts of the International Scientific and Technical Conference (November 11-12, 2014)
20. Panov. N., Vipgnitsky A., Yakovlev Yu. Precision displacement meter. M.: Radio, 1986. № 5. - С. 27.

Думболов Джамиль Умярович, кандидат технических наук, доцент, профессор Академии военных наук РФ, ведущий научный сотрудник управления технических средств и технологий нефтепродуктообеспечения

Тел. 8(926) 610-15-60

Тюнин Сергей Владимирович, аспирант, начальник научно-исследовательской лаборатории метрологии, стандартизации и каталогизации

Тел. 8(977) 952-51-88

Ганин Вячеслав Сергеевич, старший научный сотрудник управления технических средств и технологий нефтепродуктообеспечения

Тел. 8(964) 524-69-11