

УДК 621.65.03

ИССЛЕДОВАНИЕ ПАРАМЕТРОВ РАБОТЫ РАБОЧЕГО РОТОРА ШЕСТЕРЁННОГО НАСОСА ДЛЯ ПЕРЕКАЧКИ НЕФТЕПРОДУКТОВ

Иван Павлович Гейко

Магистр 2 года,

кафедра «Технологии обработки материалов»

Московский государственный технический университет им. Н.Э. Баумана

Научный руководитель: М.Г. Георгиевский,

кандидат технических наук, доцент кафедры «Технологии обработки материалов»

В современной промышленности для перекачивания различных жидкостей в больших объемах применяется различное насосное оборудование, которое позволяет значительно сократить время на перемещение жидкости из одной тары в другую с минимальными потерями.

Наиболее широко для этих целей применяются шестеренные насосы, способные работать с достаточно высоким КПД. Основные их достоинства – компактность, малый вес, надежность, отсутствие регулировки, простой уход.

К недостаткам шестеренных насосов относятся значительный шум и пульсация потока по сравнению с другими типами насосов.

В данной работе была рассмотрена линейка насосов типа Ш (шестеренный), НМШ (насос масляный шестеренный на лапах), НМШФ (насос масляный шестеренный фланцевый), НМШГ (насос масляный шестеренный с обогревом (охлаждением) корпуса). Шестеренные насосы типа Ш, НМШ, НМШФ, НМШГ и агрегаты на его основе предназначены для перекачивания жидкостей без механических примесей, обладающих смазывающей способностью. Подача рассматриваемых насосов – от 0,06 до 40 м³/ч при давлении нагнетания до 30 кгс/см².

Испытания проводились на насосе НМШ 32 конструкции НПО Гидравлика, установленном на испытательном стенде ИС-50. Для исследования влияния давления нагнетания рабочей жидкости были проведены эксперименты при частоте вращения 2200 об/мин и давлениях: 0 атм, 200 атм, 250 атм. Испытание для изучения влияния температуры на коэффициент подачи проводилось при нулевом давлении нагнетания. Также были проведены испытания с тяжелыми цилиндрическими маслами Ц38 и Ц52 и индустриальным маслом И-50А, для изучения влияния температуры рабочей жидкости на вязкость.

В ходе проведенных испытаний были выявлены зависимости:

- При увеличении давления нагнетания время на перекачку одного и того же объема жидкости возрастает. Данное явление происходит из-за внутренних утечек, в следствии которых коэффициент подачи падает.

- С образованием внутренних утечек в насосе жидкость начинает циркулировать и нагреваться в замкнутом контуре. Это ведет к уменьшению вязкости жидкости и, как следствие, к дальнейшему снижению КПД насоса.

На рисунке 1 и 2 можно увидеть, как уменьшается коэффициент подачи с увеличением давления нагнетания и температуры.

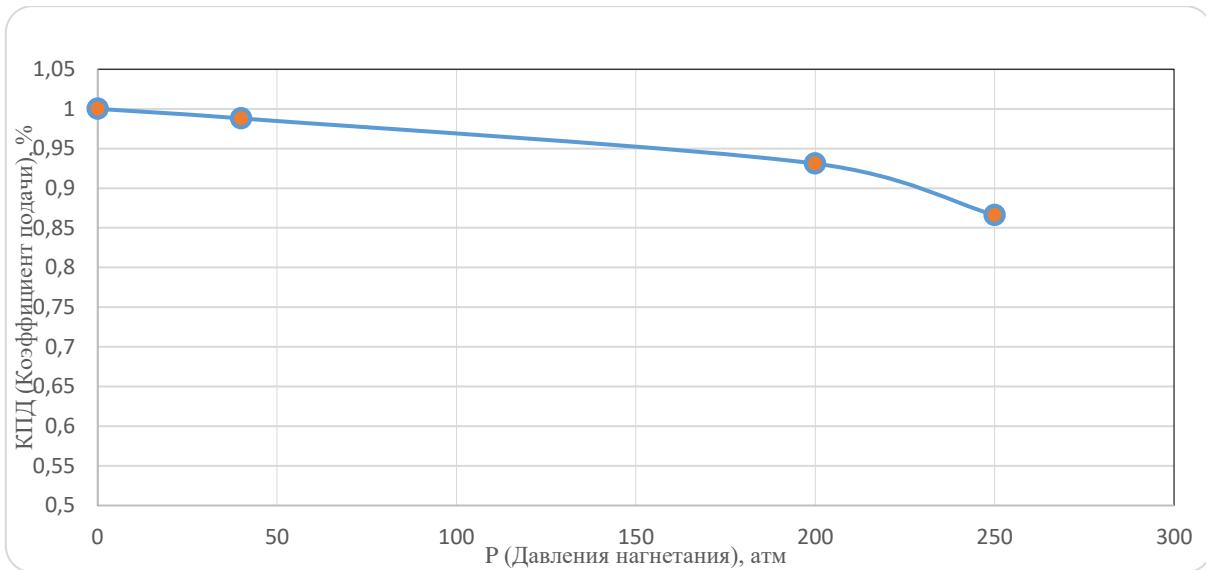


Рис. 1 Изменение коэффициента подачи при изменении давления нагнетания

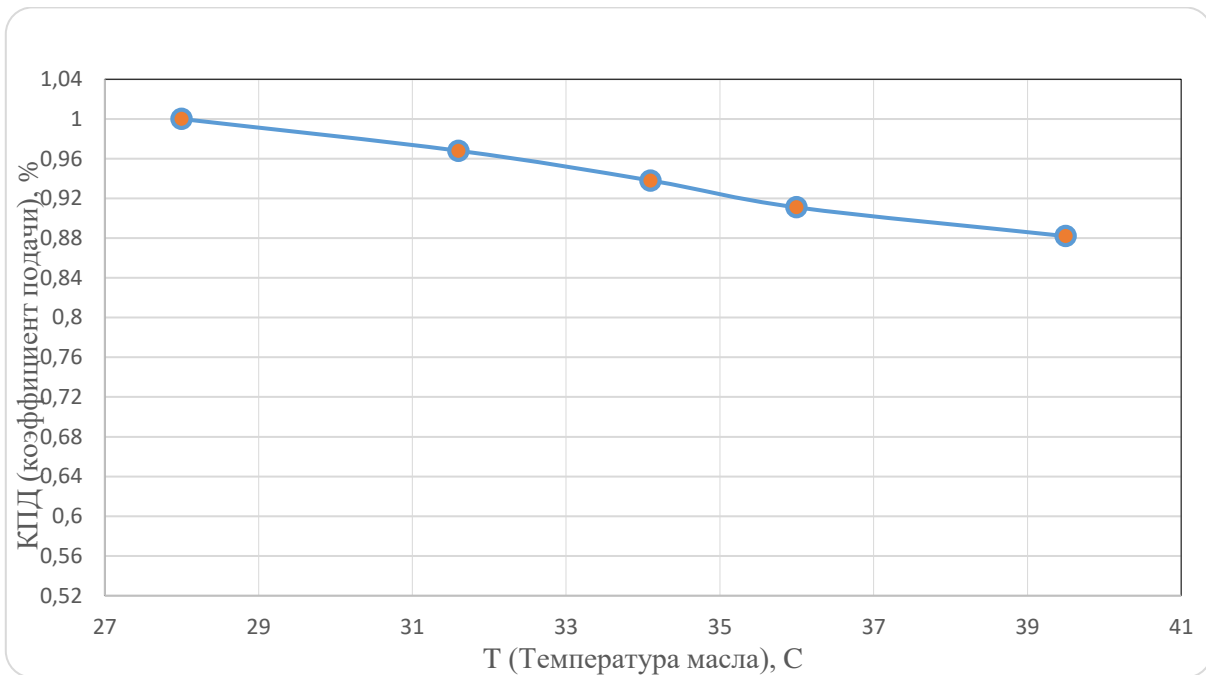


Рис. 2 – Изменение коэффициента подачи при изменении температуры рабочей жидкости

Проведенные исследования показали, что для минимизации внутренних утечек целесообразнее использовать компенсаторы с резиновыми манжетами (рис. 3), которые применяются в шестеренных насосах высокого давления, используемых в системах объемного гидропривода.

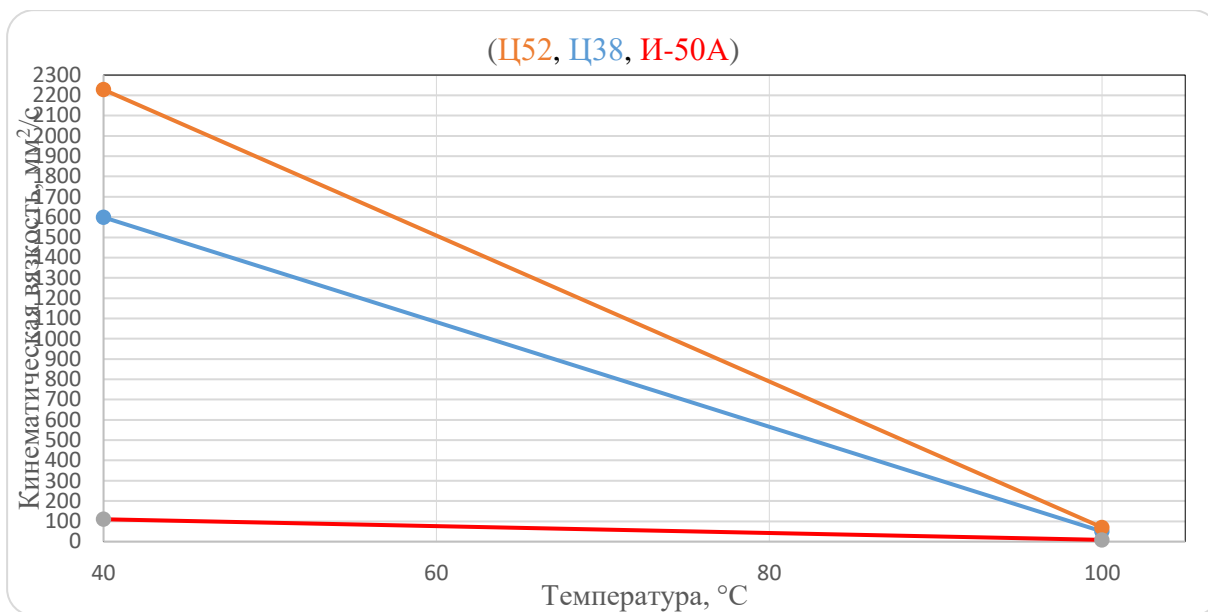


Рисунок 3 – Зависимость кинематической вязкости при работе на низких температурах.

Данное испытание проводилось, чтобы выяснить необходимость и возможность доработки конструкции рабочего ротора при использовании в качестве рабочей жидкости масел с высокой вязкостью.

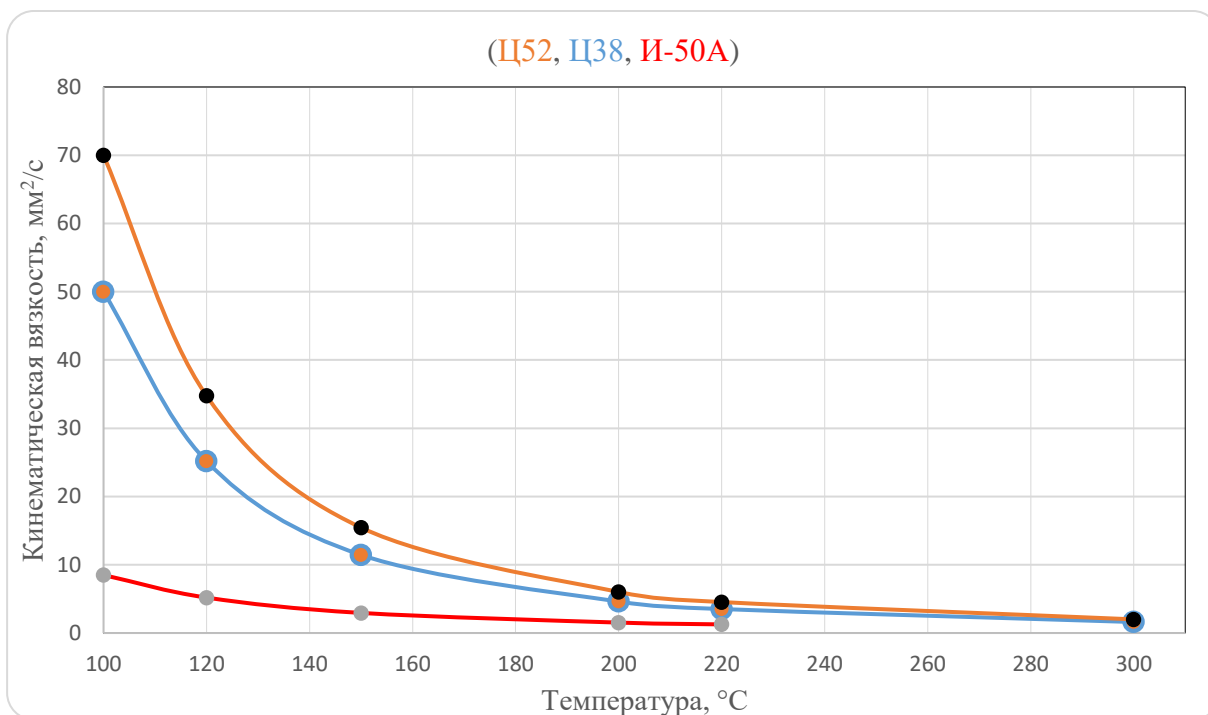


Рисунок 4 – Изменение кинематической вязкости масел при повышении температуры (выше 100°C).

Исходя из данных исследования (рис. 3-4) видно, что кинематическая вязкость масел Ц52 и Ц38 значительно выше, чем вязкость масла И-50А. Масла с высокой вязкостью можно перекачивать только при повышенных температурах, что влияет на внутренние и внешние утечки насоса. Следовательно, чтобы создать универсальную

конструкцию насоса, нужно в первую очередь доработать рабочий ротор в части торцевого уплотнения шестерён и осевого уплотнения выходного вала.

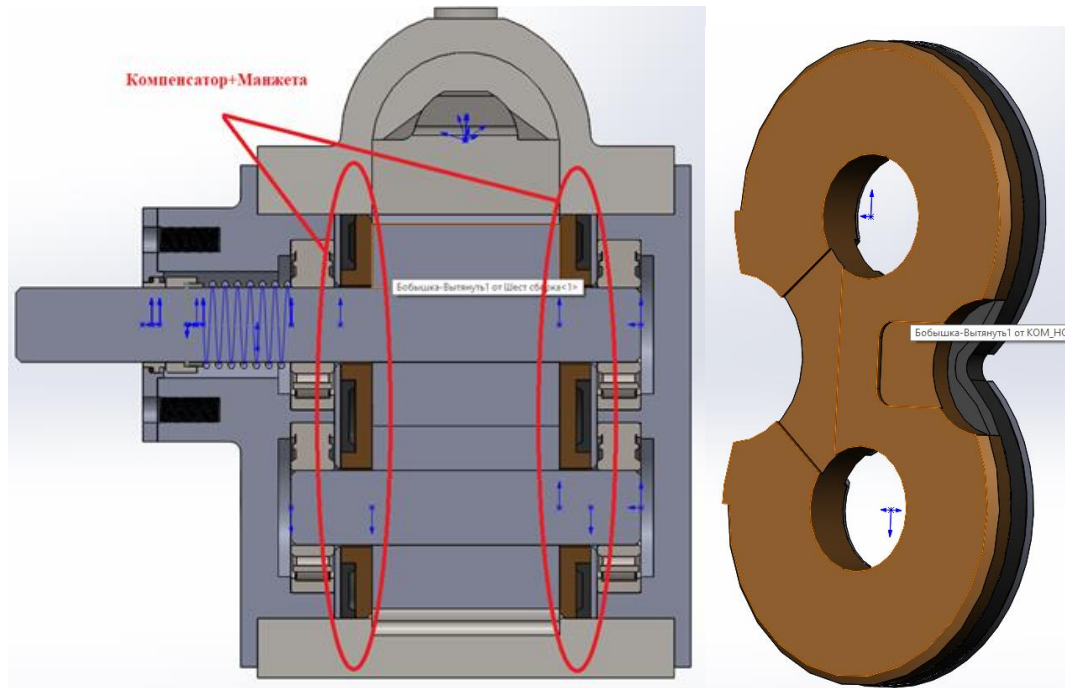


Рис. 5 – Конструкция с использованием компенсаторов с термостойкими резиновыми манжетами

Литература

1. Шестеренные насосы: Основные параметры и их расчет / Юдин Е.М. – М., 2013. – 237 с.
2. ГОСТ 16532-70. ПЕРЕДАЧИ ЗУБЧАТЫЕ ЦИЛИНДРИЧЕСКИЕ ЭВОЛЬВЕНТНЫЕ ВНЕШНЕГО ЗАЦЕПЛЕНИЯ. Расчет геометрии. – введ. 1972-01-01. – М.: ГОСУДАРСТВЕННЫЙ СТАНДАРТ СОЮЗА ССР, [1983]. – 32 с.
3. Башта Т.М., Зайченко И.З., Ермаков В.В., Хаймович Е.М. Объемные гидравлические приводы, -М.: Машиностроение, 1969. – 512с
4. Биргер И.А., Шорр Б.Ф., Шнейдерович Р.М. Расчет на прочность деталей машин. Справочное пособие. Под редакцией И.А. Биргера, -М.: Высшая школа, 1966. – 342 с.
5. ГОСТ 17335-79. Насосы объемные. Правила приемки и методы испытаний. – Введ. 1979-07-30. Взамен ГОСТ 17335-71. –М.: Министерством тяжелого машиностроения СССР, 1981. – 24 с
6. Н42.892.00.000 РЭ. Руководство по эксплуатации / Насосы шестеренные НШ и агрегаты электронасосные на их основе / АО «ГМС ЛИВГИДРОМАШ»