

ОПРЕДЕЛЕНИЕ УСЛОВИЙ НОРМАЛЬНОЙ РАБОТЫ ПОРШНЕВОГО НАСОСА

Никитин А.В. (студент, гр. ГА-31)

Гомельский государственный технический университет им. П.О.Сухого, Республика Беларусь

Ключевые слова: поршневой насос, КПД, ход поршня, трубопровод, надежность

Актуальность. Поршневые насосы широко применяются в энергетике, нефтегазовой, химической и других отраслях для перекачивания жидкостей под высоким давлением [1]. Нарушение условий их нормальной работы приводит к аварийным остановкам, снижению КПД и увеличению затрат на ремонт [2]. Определение оптимальных параметров эксплуатации таких насосов остается важной задачей для повышения надежности гидравлических систем [3-5].

Цель работы — определение основных факторов, влияющих на стабильную работу поршневого насоса.

Анализ полученных результатов. Определение условий нормальной работы поршневого насоса связано с рядом технических моментов, которые необходимо учитывать для того, чтобы насос работал стабильно и эффективно. Главным условием нормальной работы поршневого насоса является неотрывное движение жидкости за поршнем. Условие выполняется, если напор всасывания превышает упругость насыщенных паров жидкости [1, 2]

$$\frac{P_n}{\rho \cdot g} < \frac{P_t}{\rho \cdot g}.$$

Учитывая, что напор всасывания насоса имеет минимальное значение в начале хода поршня (рисунок 1) при ходе поршня и скоростью равными нулю, важными факторами, определяющими нормальную работу насоса, будут геометрическая высота всасывания и число двойных ходов поршня n , на которые можно воздействовать при монтаже и выборе приводного двигателя.

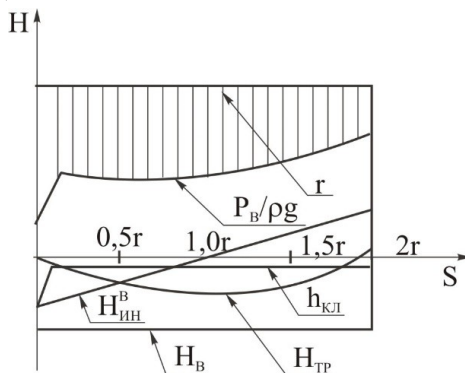


Рисунок 1 – График изменения напора всасывания по длине хода поршня

Критическая высота всасывания, определяется из уравнения Бернулли из условия равенства нулю гидравлических потерь и скоростного напора и при $P_b = \rho \cdot P_t$

$$H_B^{кр} = \frac{P_0 - P_t}{\rho \cdot g} - h_{КЛ}^{ВМАН} - H_{ИН}^{ВМАН},$$

где $h_{КЛ}^{ВМАН}$ — максимальные потери во всасывающем клапане; $H_{ИН}^{ВМАН}$ — максимальный инерционный напор при всасывании

Т.о., допускаемая высота всасывания должна быть меньше критической

$$H_B^{ДОП} < H_B^{кр}.$$

Предельное число двойных ходов поршня определяется по формуле

$$n_{\text{ПРЕД}} = \sqrt{\frac{\frac{P_0 - P_t}{\rho \cdot g} - H_B - h_{\text{КЛ}}^{\text{ВМАХ}}}{\frac{4 \cdot \pi^2 \cdot l_B \cdot F \cdot r}{g \cdot F_B}}}.$$

Если насос откачивает воду при нормальных условиях ($P_0 = 105 \text{ Па}$, $t = 20^\circ\text{C}$) то допускаемая высота всасывания приблизительно равна 5-6 м для практически любых конструкций поршневых насосов.

Заключение. Исследуя полученные формулы можно сделать вывод, что для обеспечения нормальной работы поршневого насоса необходимо иметь: наименьшую геометрическую высоту всасывания и возможно короче подводящий трубопровод с малым числом местных сопротивлений; при перекачке легко испаряющихся жидкостей необходимо устанавливать насос с подпором; при больших значениях инерционного напора необходимо уменьшать число двойных ходов поршня или устанавливать гасители инерционного напора.

Благодарность. Выражаю признательность и благодарность научному руководителю Андреев Ю. А., старшему преподавателю кафедры «Нефтегазозаработка и гидропневмоавтоматика» за консультацию и помощь при проведении данного исследования.

Список литературы

1. Нурутдинов Р.Г. Гидравлические машины: учеб. пособие. – Уфа: Изд-во УГНТУ, 2008. – 143 стр.
2. Андреев, Ю. А. Объемные гидро- и пневмомашины: пособие по одноименному курсу для студентов специальности 1-36 01 07 "Гидропневмосистемы мобильных и технологических машин" дневной и заочной форм обучения / Ю. А. Андреев. – Гомель : ГГТУ им. П. О. Сухого, 2009. – 97 с.
3. Шимановский А.О., Путятю А.В. [Моделирование перетекания жидкости в резервуаре с использованием программных комплексов ANSYS и STAR-CD](#) / А.О. Шимановский, А.В. Путятю // Вестник Уральского государственного технического университета. – 2005. – №11. – С.103-110.
4. Сутормы, И. И. Оптимизация статического и динамического процессов при численном моделировании центробежных насосов / И. И. Сутормы // Вестник ГГТУ им. П. О. Сухого: научно-практический журнал. - 2020. - № 1. - С. 40-46.
5. Михневич, А. В. Анализ динамики распределительных узлов аксиально-поршневых гидромашин при высоких давлениях / А. В. Михневич, Ю. А. Андреев // Вестник ГГТУ имени П. О. Сухого: научно - практический журнал. – 2002. – № 3-4. – С. 5–7.

УДК 621.878.6

ОСОБЕННОСТИ ВЫБОРА РАБОЧИХ ЖИДКОСТЕЙ ДЛЯ ГИДРОСИСТЕМ ГОРНЫХ МАШИН

Василец Н.А. (студент, гр. ГА-41)

Гомельский государственный технический университет им. П.О. Сухого, Республика Беларусь

Ключевые слова: гидросистема, рабочая жидкость, эффективность, факторы, эксплуатация

Актуальность: Выбор рабочих жидкостей для гидросистем горных машин остается на сегодняшний день крайне актуальной темой, требующей комплексного подхода и глубокого анализа всех факторов, влияющих на эффективность и безопасность гидравлических систем [1].

Цель работы – произвести анализ особенностей выбора рабочих жидкостей для гидросистем горных машин с учетом специфики эксплуатационных условий.

Анализ полученных результатов. В подземных условиях особенно важна взрывопожаробезопасность применяемых материалов (рабочих жидкостей, конвейерных лент, электрических кабелей и др.), так как при применении минеральных масел недостатки в гидравлической системе могут вызвать значительное повышение температуры оборудования и жидкости; возможен выпуск жидкости под давлением из системы к источнику воспламенения, например неисправному электрооборудованию или горячим поверхностям металла; масляный туман или брызги из небольших трещин в рукаве высокого давления могут вызвать электростатический заряд, ведущий к возникновению пожара [1, 6].

В случае возникновения пожара под землей склад минеральных жидкостей создает дополнительную опасность воспламенения этих жидкостей, усложняя и без того опасную ситуацию. Разрабатываемые в