

МАТЕМАТИЧЕСКИЙ АНАЛИЗ ВЛИЯНИЯ ПЛОТНОСТИ ЖИДКОСТИ НА ДАВЛЕНИЕ И РАДИАЛЬНЫЕ СИЛЫ В ЦЕНТРОБЕЖНЫХ НАСОСАХ

Ismatov Adxamjon Alibek o'g'li

старший преподаватель Навоийского государственного горно-технологического университета.

Xamidov Xamza Sobirjon o'g'li,

студент группы 26-22 GEM Навоийского государственного горно-технологического университета.

Аннотация. В данной статье рассматривается влияние плотности перекачиваемой жидкости на давление, радиальные силы и потребляемую мощность центробежного насоса. Актуальность исследования связана с тем, что в условиях горнодобывающих и технологических предприятий насосные агрегаты часто работают не только с водой, но и с минерализованными, шламовыми и технологическими растворами, плотность которых может изменяться в процессе эксплуатации. При неизменном напоре в метрах повышение плотности жидкости приводит к увеличению фактического давления в напорной линии, росту радиальной нагрузки на рабочее колесо, вал, подшипниковые узлы и уплотнения, а также к увеличению мощности, потребляемой электродвигателем.

В работе использованы расчетные зависимости $\Delta p = \rho g H$, $F_r = K_r \cdot \Delta p \cdot A_e$ и $N = \rho g Q H / \eta$. Для анализа принят расчетный режим центробежного насоса: подача $Q = 0,018 \text{ м}^3/\text{с}$, напор $H = 32 \text{ м}$, коэффициент полезного действия $\eta = 0,78$, диапазон плотности жидкости $900\text{--}1200 \text{ кг}/\text{м}^3$. Установлено, что при увеличении плотности с 900 до $1200 \text{ кг}/\text{м}^3$ давление возрастает с $282,5$ до $376,7 \text{ кПа}$, радиальная сила - с $652,6$ до $870,2 \text{ Н}$, а мощность - с $6,52$ до $8,69 \text{ кВт}$. Полученные результаты подтверждают линейный характер зависимости основных эксплуатационных параметров от плотности жидкости и позволяют разработать рекомендации по повышению надежности насосных агрегатов.

Ключевые слова: центробежный насос, плотность жидкости, давление, радиальная сила, рабочее колесо, вал, подшипники, мощность, вибрация, Зарафшанский район, технологический раствор, надежность.

Введение.

Центробежные насосы являются одним из наиболее распространенных видов гидравлических машин, применяемых в горнодобывающей, химической, энергетической и коммунальной промышленности. Их основная задача

заклучается в преобразовании механической энергии привода в энергию потока жидкости. В промышленных условиях насосы обеспечивают подачу технической воды, обратных растворов, продуктивных растворов и других жидких сред, необходимых для непрерывного технологического процесса.

Особенностью эксплуатации насосного оборудования в Зарафшанском районе является работа в сложных климатических и технологических условиях. Высокая температура окружающей среды, пыльность, минерализованные воды, возможное содержание твердых частиц и длительный режим работы повышают требования к надежности насосных агрегатов. В таких условиях особенно важно учитывать физические свойства рабочей жидкости, так как они непосредственно влияют на нагрузку корпуса, рабочего колеса, вала и подшипников.

На практике часто встречается ситуация, когда насос подбирается по паспортным характеристикам для воды, а затем эксплуатируется на более плотных технологических растворах. При этом напор насоса в метрах может оставаться практически неизменным, но фактическое давление, радиальные силы и потребляемая мощность возрастают. Недооценка данного фактора может привести к перегрузке электродвигателя, повышению вибрации, перегреву подшипников, ускоренному износу уплотнений и аварийным остановкам оборудования.

Целью статьи является математический анализ зависимости давления, радиальных сил и мощности центробежного насоса от плотности жидкости, а также разработка практических рекомендаций по повышению надежности насосного агрегата в условиях промышленной эксплуатации.

Методологический подход.

Методика исследования основана на инженерном расчете трех основных параметров: давления, радиальной силы и мощности на валу насоса. Для расчета приняты исходные данные, характерные для работы центробежного насоса в технологической линии: подача $Q = 0,018 \text{ м}^3/\text{с}$, напор $H = 32 \text{ м}$, коэффициент полезного действия $\eta = 0,78$. Плотность жидкости изменяется от 900 до $1200 \text{ кг}/\text{м}^3$ с шагом $50 \text{ кг}/\text{м}^3$. Такой диапазон позволяет оценить работу насоса как при перекачивании жидкости, близкой к воде, так и при работе с более плотными минерализованными растворами.

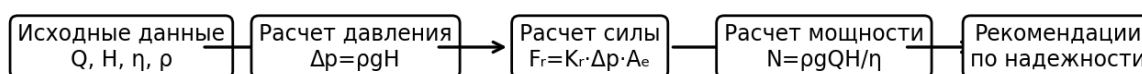


Рисунок 1. Последовательность расчета параметров центробежного насоса

Давление, создаваемое насосом, определяется выражением $\Delta p = \rho g H$, где Δp - давление, Па; ρ - плотность жидкости, $\text{кг}/\text{м}^3$; g - ускорение свободного падения,

м/с²; Н - напор насоса, м. Из данной зависимости видно, что при постоянном напоре давление прямо пропорционально плотности жидкости.

Радиальная сила рассчитывается по выражению $F_r = K_r \cdot \Delta p \cdot A_e$, где K_r - коэффициент неравномерности давления, A_e - эквивалентная площадь воздействия давления на рабочее колесо. В расчетах приняты $K_r = 0,22$ и $A_e = 0,0105$ м². Мощность на валу насоса определяется формулой $N = \rho g Q H / \eta$. Следовательно, при постоянных расходе, напоре и КПД мощность также возрастает пропорционально плотности.

Результаты расчета.

Расчетные значения давления, радиальной силы и мощности для выбранного диапазона плотности представлены в таблице 1. Полученные результаты показывают, что изменение плотности рабочей жидкости оказывает прямое влияние на все рассматриваемые эксплуатационные параметры.

Таблица 1. Расчетные значения давления, радиальной силы и мощности

ρ , кг/м ³	Н, м	Δp , кПа	F_r , Н	Н, кВт
900	32	282.5	652.6	6.52
950	32	298.2	688.9	6.88
1000	32	313.9	725.2	7.24
1050	32	329.6	761.4	7.61
1100	32	345.3	797.7	7.97
1150	32	361.0	833.9	8.33
1200	32	376.7	870.2	8.69

Как видно из таблицы, при увеличении плотности жидкости от 900 до 1200 кг/м³ давление возрастает с 282,5 до 376,7 кПа. Абсолютный рост давления составляет 94,2 кПа, а относительный прирост - около 33,3 %. Такой результат подтверждает теоретический вывод о линейной зависимости давления от плотности жидкости при постоянном напоре насоса.

Увеличение давления приводит к росту силового воздействия на корпус насоса, трубопроводы, арматуру и уплотнения. Поэтому при переходе от воды к более плотным технологическим растворам необходимо проверять допустимое давление в системе, состояние фланцевых соединений и герметичность уплотнительных узлов.

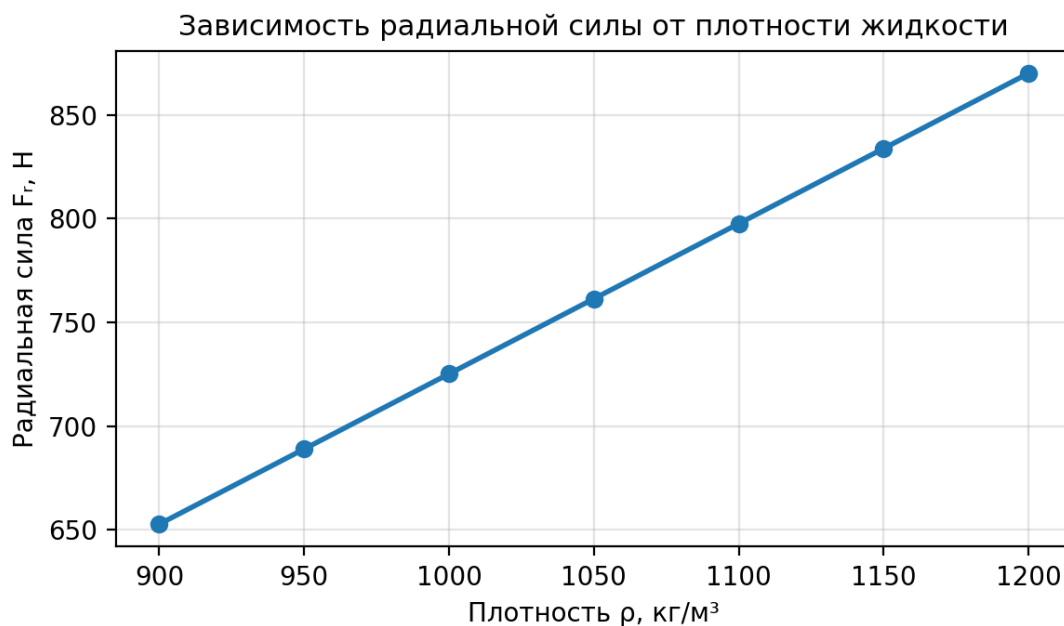


Рисунок 2. Зависимость радиальной силы от плотности жидкости

Радиальная сила при увеличении плотности с 900 до 1200 кг/м³ возрастает с 652,6 до 870,2 Н. Для вала и подшипников это означает увеличение изгибающей и контактной нагрузки. Даже если полученные значения находятся в допустимых пределах, длительная работа при повышенной нагрузке ускоряет усталостное разрушение подшипников, повышает температуру и может стать причиной роста вибрации.

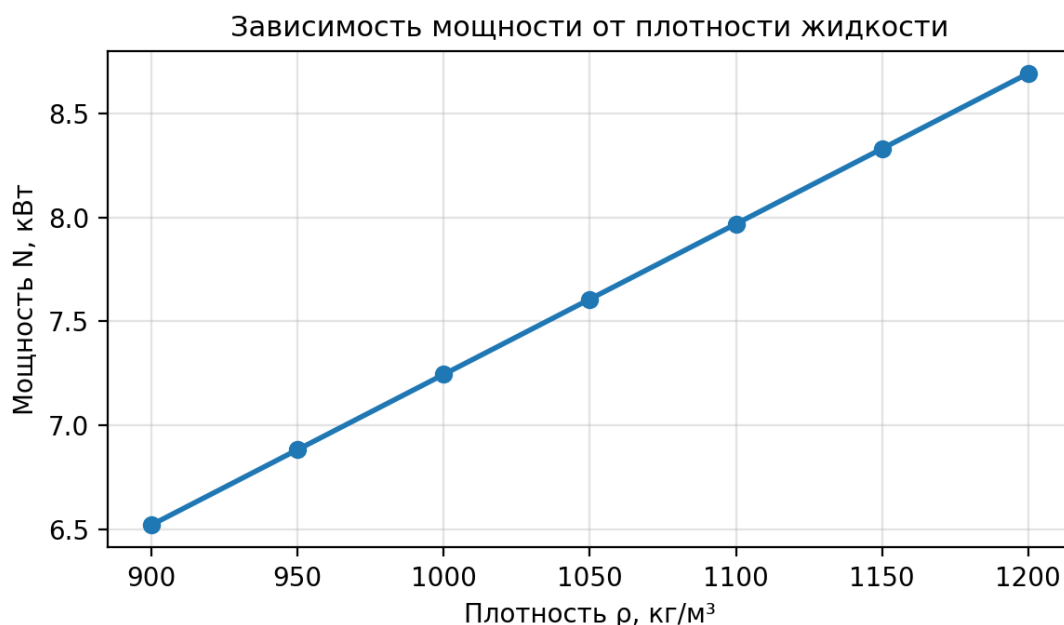


Рисунок 3. Зависимость мощности насоса от плотности жидкости

Мощность на валу насоса возрастает с 6,52 до 8,69 кВт. Практически это означает, что электродвигатель должен иметь достаточный запас мощности. Если двигатель выбран только по расчету для воды, то при работе с более

плотной жидкостью возможно повышение тока, перегрев обмоток и сокращение срока службы электропривода.

Анализ результатов и рекомендации.

Главный результат математического анализа заключается в том, что давление, радиальная сила и мощность изменяются одинаковым линейным образом при росте плотности жидкости. При увеличении плотности на 33,3 % все три расчетных параметра также возрастают примерно на 33,3 %. Это позволяет использовать плотность как один из ключевых диагностических и расчетных показателей при оценке режима работы насоса.

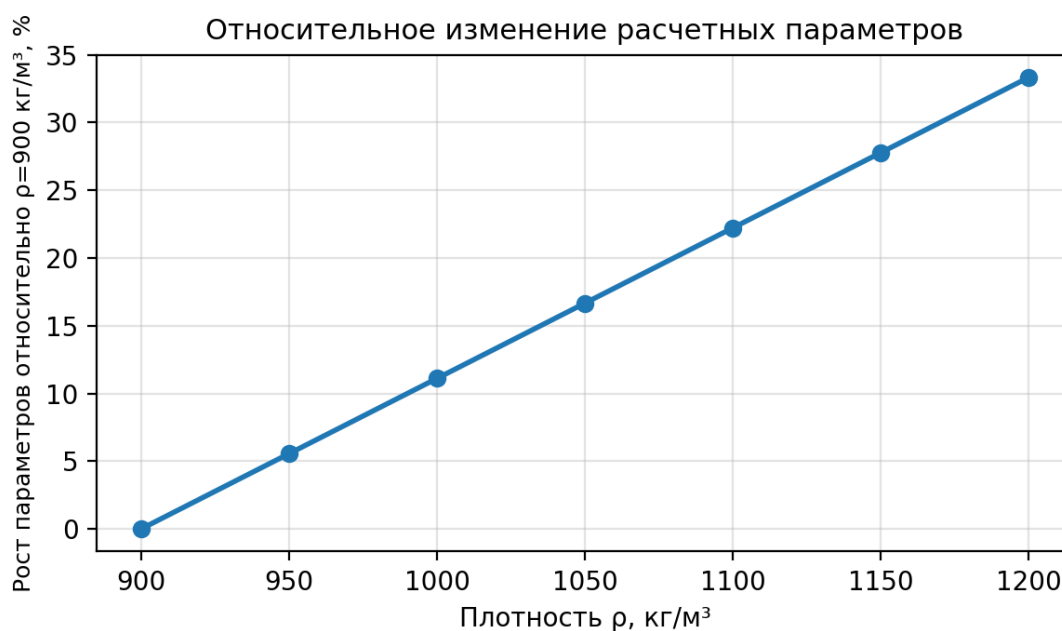


Рисунок 4. Относительное изменение давления, радиальной силы и мощности

Для повышения надежности насосных агрегатов рекомендуется подбирать насос и электродвигатель с учетом максимальной возможной плотности рабочей жидкости. В условиях технологических производств плотность раствора может изменяться из-за минерализации, содержания растворенных солей и твердых частиц, поэтому расчет только для воды не обеспечивает достаточной надежности.

Необходимо стремиться к работе насоса в зоне наилучшего коэффициента полезного действия. При отклонении от оптимальной подачи давление в спиральном корпусе распределяется неравномерно, вследствие чего возрастает радиальная сила. Это усиливает нагрузку на вал, подшипниковые узлы и торцовые уплотнения.

Важным элементом эксплуатации является регулярная вибродиагностика. Повышенная вибрация может быть связана с дисбалансом рабочего колеса, износом лопаток, кавитацией, нарушением центровки муфты или увеличением

радиальной силы. Контроль вибрации следует совмещать с измерением давления на выходе насоса, тока электродвигателя и температуры подшипников.

При работе с минерализованными и абразивными жидкостями рекомендуется применять рабочие колеса и корпуса из износостойких материалов либо использовать защитные покрытия. Износ лопаток изменяет гидравлическую характеристику насоса, нарушает балансировку ротора и может привести к дополнительным динамическим нагрузкам.

Для подшипниковых узлов необходимо обеспечить правильный режим смазывания и защиту от пыли. Смазочный материал должен соответствовать температурным условиям эксплуатации. Перегрев подшипника следует рассматривать как сигнал о повышенной радиальной нагрузке, недостатке смазки или начале разрушения узла.

С эксплуатационной точки зрения целесообразно вести журнал наблюдений, в котором фиксируются плотность жидкости, давление, расход, ток электродвигателя, температура подшипников и уровень вибрации. Накопление таких данных позволяет выявлять тенденции и предупреждать аварийные остановки.

Заключение.

В статье выполнен математический анализ зависимости давления, радиальной силы и мощности центробежного насоса от плотности жидкости. На основе принятых исходных данных $Q = 0,018 \text{ м}^3/\text{с}$, $H = 32 \text{ м}$, $\eta = 0,78$ и диапазона плотности $900\text{--}1200 \text{ кг/м}^3$ установлено, что повышение плотности приводит к пропорциональному росту эксплуатационных нагрузок.

При увеличении плотности с 900 до 1200 кг/м^3 давление возрастает с $282,5$ до $376,7 \text{ кПа}$, радиальная сила - с $652,6$ до $870,2 \text{ Н}$, а мощность на валу - с $6,52$ до $8,69 \text{ кВт}$. Рост всех показателей составляет около $33,3 \%$, что подтверждает линейный характер зависимости.

Полученные результаты показывают, что при эксплуатации центробежных насосов на технологических растворах необходимо учитывать не только напор и подачу, но и фактическую плотность перекачиваемой среды. Один и тот же напор при разных плотностях соответствует разному давлению, различной радиальной нагрузке и разной мощности.

Для повышения надежности насосного агрегата рекомендуется подбирать оборудование с учетом максимальной плотности жидкости, обеспечивать запас мощности электродвигателя, контролировать вибрацию и температуру подшипников, проверять центровку агрегата, применять износостойкие материалы и регулярно фиксировать рабочие параметры в эксплуатационном журнале. Выполнение указанных мер позволит снизить риск аварийных

остановок, продлить срок службы основных деталей и повысить устойчивость работы насосного оборудования в условиях Зарафшанского района.

Список использованной литературы.

1. Материалы выпускной квалификационной работы: «Математический анализ зависимости давления и радиальных сил в центробежных насосах от плотности жидкости (на примере Зарафшанского района)». Навои, 2026.
2. Исмамов А.А. Гидравлик тизимдаги насосларнинг харакатланиш усулларининг кийсий тахлиллари. Development Of Science, 2025.
3. Ломакин А.А. Центробежные и осевые насосы. Учебное пособие по гидравлическим машинам.
4. Справочные материалы по эксплуатации насосного оборудования в горнодобывающей промышленности.
5. Материалы по техническому обслуживанию центробежных насосов, подшипниковых узлов и электроприводов.