

УДК 224.626.83

М. Мамажанов д.т.н., проф.

Андижанский филиал Ташкентского Аграрного Университет

Х.Ш. Иброхимжонов

Магистрант

Наманганский инженерно-строительный институт

M. Mamazhanov Doctor of Technical Sciences, prof.

Andijan branch of Tashkent Agrarian University

H.Sh. Ibrokhimjonov

Master student

Namangan Civil Engineering Institute

НОВЫЙ УПРОЩЕННЫЙ МЕТОД ОПРЕДЕЛЕНИЯ ВОДОПОДАЧИ ЦЕНТРОБЕЖНЫХ НАСОСНЫХ АГРЕГАТОВ

***Аннотация.** В статье представлена расчетная формула и рекомендован новый упрощенный метод определения водоподачи насосных агрегатов, основанный на теории баланса энергии гидравлических машин.*

***Ключевые слова:** насосная станция, центробежный, осевой насос, водоизмерительный прибор, вадный поток, водоподача насосов, дисперсные примеси, гидроабразивный износ, баланс энергии.*

***Annotation.** The article presents a calculation formula and recommends a new simplified method for determining the water supply of pumping units, based on the theory of energy balance of hydraulic machines.*

***Key words:** pumping station, centrifugal, axial pump, water measuring device, turbid water flow, water supply of pumps, dispersed impurities, hydro abrasive wear, energy balance.*

Важнейшим элементом современных систем водоснабжения и водоотведения являются насосные станции, представляющие собой сложный комплекс сооружений и оборудования, технические показатели и параметры которого во многом определяют надежность, долговечность и экономическую эффективность подачи или отведения воды. В то же время насосные станции являются основными потребителями энергии в

указанных системах. Поэтому от того, насколько рационально они запроектированы и эксплуатируются, зависит удельное потребление энергии на подачу и отведение воды.

Функциональное нарушение эксплуатационных показателей (подача и напор) центробежных насосов происходит в основном вследствие интенсивного износа деталей проточной части, причинами которого являются следующие факторы:

- воздействие твердых абразивных частиц, находящихся в потоке воды;
- кавитация, возникновение и развитие которой определяется уровнем общего или местного давления в системе.

Эти факторы приводят к интенсивному кавитационно-абразивному разрушению деталей насосов, которое наносит значительный ущерб народному хозяйству.

Обобщение большого числа теоретических и экспериментальных данных, разработка на этой основе современных конструкций, рекомендаций, способов и методик расчета, достаточно полно учитывающих информацию о физической природе процессов, происходящих при эксплуатации насосных агрегатов, что является необходимым условием решения крупной проблемы, которой посвящены данные исследования.

С целью оценки влияния гидравлических процессов, происходящих внутри насоса, на снижение водаподачи в Наманганском инженерно-строительном институте под руководством проф. М.Мамажанов проведены натурные обследования и экспериментальные исследования насосных агрегатов №1 и №2 насосной станции «Туракурган-1» и №6 и №7 насосной станции «Ирригатор» (Наманганская область, Республика Узбекистан), оборудованных одинаковыми центробежными насосами марки Д 4000-95 (22 НДс с $n=730$ об/мин).

Объектом исследования являются центробежные и осевые насосы насосных станций систем водоснабжения и водоотведения. В работе приняты аналитические методы определения износа металлов, метод баланса энергии насосов, общепринятые методики лабораторных и натурных испытаний насосов и их элементов.

Сравнение заводской характеристики с данными натурных испытаний показывает, что опытные точки находятся несколько ниже от напорной линии H , но при этом насос потребляет достаточную мощность. При полностью открытой задвижке напор насоса равен $H_v=54,8$ м, водаподача составила $Q_v=698$ л/с вместо проектной $Q_A=1000$ л/с.

До настоящего времени слабо изучен износ рабочих органов центробежных и осевых насосов в зависимости от режима их работы и не разработана методика выбора

режимов эксплуатации с учетом износа их деталей. На основе оценки современного состояния изученности вопросов снижения эксплуатационных показателей центробежных и осевых насосов определены задачи по повышению эффективности их работы

Опыт эксплуатации центробежных и осевых насосов обусловил необходимость научного обоснования и экспериментальной проверки эффективности их работы при перекачивании высокомутных вод, которые приводят к интенсивному кавитационно-абразивному износу их деталей, связанному с высокими эксплуатационными затратами.

До настоящего времени на многих насосных станциях отсутствуют или бездействуют водоизмерительные приборы. Сложность внедрения системы водаучета обусловлена многими причинами: ненадежная работа водоизмерительной аппаратуры в условиях мутного водного потока, сложность ее конструкции и необходимость периодической проверки, а также высокая стоимость, организация специальных бригад по установке и тарировке расходомеров, необходимость высококвалифицированного обслуживания и т.д. Предложенные методы определения подача насосов, имеют определенные недостатки и дают неточности при вычислении подачи Q . Например, засорение сороудерживающих решеток, закрытие задвижки, параллельная работа насосов, скопление воздуха на возвышенных точках напорных трубопроводов, изменение напряжения электрической сети и т.п., влияющие на изменение Q , не учтены в этих методиках [1,2].

С учетом вышеизложенного на основании теории баланса энергии гидравлических машин для определения подача электрифицированных насосных агрегатов предложена следующая формула:

$$Q = K \sqrt{(IU \cdot m - \mu)^{2/3} - (\pm h_{м.в} + h_{ман} + y)} \quad (1)$$

Где, I и U – соответственно, показания амперметра и вольтметра, подключенных к электрической сети; $h_{м.в}$ и $h_{ман}$ соответственно, показания манавакуумметра и манометра, установленных на всасывающем и напорном патрубках насоса; y - высота между точками замера давлений; k, m, μ - постоянные коэффициенты, определяемые по следующим выражениям:

$$K = \sqrt{K_d + S_H}; K_d = 0,0827 \cdot (d_2^{-4} - d_1^{-4}) \quad (2)$$

$$m = \frac{\chi}{\beta}; \mu = \frac{N_{\text{мех}}}{\beta}; \quad (3)$$

$$\chi = 3 \cdot 10^{-3} \cdot \cos \varphi \cdot \eta_{\text{дв}} \cdot \eta_{\text{пер}} \quad (4)$$

S_H - постоянная, характеризующая внутренние гидравлические сопротивления насоса;

$\cos \varphi$ и $\eta_{\text{дв}}$ - коэффициент мощности и КПД электродвигателя;

$\eta_{\text{пер}}$ – КПД передачи;

Коэффициент β определяется по формуле:

для центробежного насоса:

$$\beta = 0,435 \cdot (\pi D_2 b_2 - \sigma_2 b_2 Z_{\text{л}}) \sqrt{n_s} \quad (5)$$

для осевого насоса:

$$\beta = 0,682 \cdot (D_2 - d_{\text{вт}}^2) \sqrt{n_s} \quad (6)$$

В формуле D_2 и D – соответственно диаметры рабочих колес центробежного и осевого насосов;

b_2 и σ_2 – соответственно ширина и толщина лопастей по окружности диаметра D_2 ;

$d_{\text{вт}}$ - диаметр втулки рабочего колеса осевого насоса;

$Z_{\text{л}}$ - число лопастей;

n_s – коэффициент быстроходности насоса.

Мощность, затраченная на механические трения $N_{\text{мех}}$ является постоянной величиной и определяется как сумма мощностей, затраченных на трение наружных поверхностей дисков о жидкость $N_{\text{т.д.}}$ и на трение в подшипниках и сальниках $N_{\text{т.п.}}$:

$$N_{\text{мех}} = N_{\text{т.д.}} + N_{\text{т.п.}}, \quad (7)$$

Для осевых насосов мощность, затраченная на трение дисков о жидкость, $N_{\text{т.д.}} = 0$, а для центробежных насосов:

$$N_{\text{т.д.}} = 0,88 \cdot 10^{-3} \cdot u_2^3 \cdot D_2^2 \quad (8)$$

где u_2 -окружная скорость рабочего колеса.

Мощность $N_{т.п.}$ определяется при работе насоса без заливки жидкостью (опытным путем), или можно принимать 1% от мощности на валу насоса N [3,4].

Для центробежных насосов, имеющих характеристики с непрерывным снижением напорной линии, определение S_H проводится испытанием их в двух режимах: при полной открытой задвижке измеряя Q_A и H_A , а при закрытой-Но по формуле:

$$S_H = (H_0 - H_A) / Q_A^2 \quad (9)$$

Для центробежных насосов, имеющих характеристики $H=f(Q)$ с восходящей ветвью, и осевых насосов, напорная линии характеристики которых имеют перегиб, испытания необходимо проводить в рабочей зоне характеристики, т.е. измерять Q_A и H_A при полной открытой задвижке и Q_B и H_B при частичном ее прикрытии. Тогда S_H вычисляется по следующему выражению:

$$S_H = (H_B - H_A) / (Q_A - Q_B)^2 \quad (10)$$

Эксплуатационно-технологические процессы, связанные с отсутствием контроля подача, аварийными ситуациями и некачественным проведением ремонтно-монтажных и наладочных работ. Отмечено, что некоторые вопросы, связанные с гидравлическими процессами водоподводящих сооружений, гидромеханическими процессами, происходящими внутри насоса, и эксплуатационными процессами, связанными с отсутствием контроля подача, требуют научно обоснованных решений [5,6].

Анализ эксплуатационных условий работы показывает, что на многих насосных станциях из-за отсутствия водоизмерительной аппаратуры для контроля подача насосов пользуются проектными величинами, что чревато существенными погрешностями. Отсутствие учета воды на насосной станции и, как следствие, несогласованность ее подачи и водопотребления приводит к частым пускам и остановкам агрегатов и в итоге к преждевременному износу их элементов, а также перерасходу электроэнергии и значительным потерям воды на сброс и т.п. Результаты опытов по изучению характера изменений концентрации и дисперсности твердых взвешенных частиц показали, что наибольшая среднемесячная концентрация наносов

составляет 2,5..3,8 кг/м³, а иногда в паводковый период максимальная мутность воды достигает 7 кг/м³. В составе твердых механических примесей значительное количество составляют частицы размером зерна 0,1-0,05 мм. Наблюдениями установлено, что объемы заиливания на различных станциях составили от 20 до 60 %. В результате этого увеличилось гидравлическое сопротивление, что привело к уменьшению подачки насосов.

Изучено также изнашивание деталей центробежных и осевых насосов в натуральных условиях и приводятся зависимости износа от характерных размеров и продолжительности их работы. Результаты микрометража рабочих деталей насосов показали, что лопасти рабочих колес по длине и по ширине изнашиваются неравномерно как по величине, так и по форме. Это объясняется тем, что при движении гидроабразивного потока в межлопастном пространстве увеличивается кинетическая энергия твердых частиц и местная концентрация их вследствие возрастания величин центробежной и Кориолисовой силы по радиусу рабочего колеса.

В центробежных насосах наибольший интенсивный износ имеет место на выходных участках лопастей рабочего колеса и их уплотняющих элементах. При перекачивании мутной воды в течение 2000 часов величины уплотняющих зазоров насосов типа Д, имеющих напор 75 - 80 м, составляют 2,8-3,1 мм. При увеличении торцевого зазора рабочего колеса осевого насоса от воздействия щелевого кавитационно – абразивного потока ведущую роль играют величина напора и местная концентрация твердых частиц в потоке. Динамика увеличения торцевого зазора рабочего колеса осевого насоса показывает, что изнашивание камеры происходит более интенсивно, чем торцов лопастей её. Это объясняется тем, что на поверхность камеры воздействует пульсационная знакопеременная нагрузка за счет перепада давлений на рабочей и тыльной поверхностях лопастей.

Погрешность определения подачи насосов по формуле (1) не превысила 1,5...2%. Предлагаемый способ надежен, прост, дешев и не требует сложных приборов и высококвалифицированного обслуживания. Расчетная формула для определения подачки наиболее полно учитывает все основные параметры насосных установок в условиях эксплуатации. Техничко-экономическая эффективность предложенного метода по сравнению с другими заключается в том, что полностью устраняются затраты на водомерные устройства, сокращается обслуживающий персонал и повышается точность измерения.

Расчетная формула и предложенная методика определения подачки насосных

агрегатов позволят уменьшить непроизводительное перекачивание воды из-за несогласованности графиков подача и водопотребления, приводящим как следствие к частым пускам и остановкам, перерасходу электроэнергии и значительным потерям воды на сброс .

Литература

1. Мамажонов М. Экспериментальные исследования камерных водозаборов насосных станций. // Научно-техн.журнал Фер.ПИ. – Фергана. 2003. № 2. с.20-25.
2. Мамажонов М., Кодиров Р. Методика определения интенсивности увеличения уплотняющих и торцевых зазоров рабочих колес центробежных и осевых насосов.//«Новые технологии в сельском хозяйстве: Андижанский опыт»: Сб. науч.тр. Респ.науч.-практ.конф. Андижан. 2002. 2-книга. с.207-209.
3. Негматов М.К., Атамов А.А., Буриев Э.С. Автоматика систем водоснабжения и контрольно-измерительные приборы. Учебное пособие/-Ташкент: изд. “Тафаккур бустони”, 2017.-368 с.
4. Мамажонов М. Определение подача центробежных и осевых насосов, применяемых для полива сельхозкультур. // Вестник аграрной науки Узбекистана. 2003. № 1. с. 94-97.
5. М.К.Негматов, М.Мамажонов, У.Махсудов ва бошқалар. Сув хўжалиги муаммоларини ҳал этишда насос станцияларининг аҳамияти // Рақобатбардош кадрлар тайёрлашга инновацион ёндашув. /Наманган, 2012. 33-35 стр.
6. M.Mamajanov,M.K.Negmatov, H.Sh.Ibrokhimjonov A simplified method fordetermining the water supply of centrifugaland axial pumping units of municipal water supply systems. Novateur Publication India’s International Journal of Innovations in Engineering Research and Technology [IJERT] ISSN: 2394-3696, Website: www.ijert.org, 15th June, 2020 192 | Page.
7. Mirzobakhrom Karimovich Negmatov, Khurshidbek Abdirahimovich Zhuraev, Muhsin Akramzhanovich Yuldashev Treatment of Sewage Water of Electrical Production on Recycled Filters //International Journal of Advanced Research in Science, Engineering and Technology. – 2019. – Т 6. – №. 10. – С. 11132-11135.