

УДК 622.671

ВЛИЯНИЕ УГЛА АТАКИ В РАБОЧЕМ КОЛЕСЕ НАСОСА ВОДООТЛИВА НА ЕГО ВСАСЫВАЮЩУЮ СПОСОБНОСТЬ

Малеев В.Б., докт. тех. наук., проф., Прищенко В.А., аспирант,
Донецкий государственный технический университет

Исследовано влияние отклонения подачи центробежного насоса от номинального значения на его всасывающую способность, а именно изменение углов атаки и скоростей потока в рабочем колесе на разных режимах работы насосной установки.

It is investigated the influence of an deviation of output of a centrifugal pump from a nominal value on its suction capacity, namely angulars variation of attack and flow rates in an impeller on the different modes of operation of a pumping plant.

Проблема и ее связь с научными или практическими задачами. В процессе эксплуатации шахтных водоотливных установок возможно появление кавитации в центробежных насосах. Работа в условиях кавитации характеризуется снижением их производительности и КПД, появлением шума и вибрации в агрегатах.

Анализ исследований и публикаций. Явление кавитации изучалось многими учеными. В работах Карелина, Пфлейдерера, Ломакина приведены теоретические основы процесса кавитации [1-3]: Исследования последних лет - работы Антонова, Романова, Адама [4-7], направленные на повышение всасывающей способности насосных установок - сосредоточены на создании дополнительных подпорных устройств (различные подпорные насосы, центробежно-струйные системы, предвключенные шнеки). При этом все вышеназванные исследования по вопросам кавитации проводились при условии равенства подачи насосных агрегатов расчетному (номинальному) значению, и не уделялось внимание режимам, отличным от номинальных.

Постановка задачи. В предлагаемой работе проводится изучение механизма кавитации при подачах, отличающихся от расчетной как в меньшую, так и в большую сторону, то есть в условиях переменного значения угла атаки. Целью статьи является отыскание таких воздействий на конструкцию рабочего колеса, которые приводили бы к уменьшению влияния изменения режима работы насоса (особенно увеличения подачи сверх номинальной) на кавитационные качества

последнего, а также увеличивающих допустимую высоту всасывания центробежного насоса на любом режиме работы.

Изложение материала и результаты. Для выявления особенностей протекания кавитации в различных рабочих режимах насоса следует изучить характер протекания жидкости на режимах, отличных от оптимальных. Из гидродинамической теории центробежного насоса [1] известно, что вектор абсолютной скорости может быть найден из выражения:

$$\bar{c} = Q\bar{c}_Q + \Gamma_1\bar{c}_{\Gamma_1} + \Gamma_l\bar{c}_{\Gamma_l} + \omega\bar{c}_\omega, \quad (1)$$

где $c_Q, c_{\Gamma_1}, c_{\Gamma_l}$ - соответственно вектора скоростей потока протекания, входной циркуляции и циркуляции вокруг лопатки; Q - подача насоса; ω - угловая скорость вращения колеса; Γ_1 - начальная циркуляция во входной кромке колеса; Γ_l - циркуляция вокруг лопатки.

Вектор относительной скорости может быть получен как разность абсолютной и переносной скорости: $\bar{W} = \bar{C} - \bar{U}$.

Если учесть, что циркуляция Γ_l по контуру лопатки является линейной функцией подачи насоса и угловой скорости вращения колеса [1], то с учетом (1) можно легко получить:

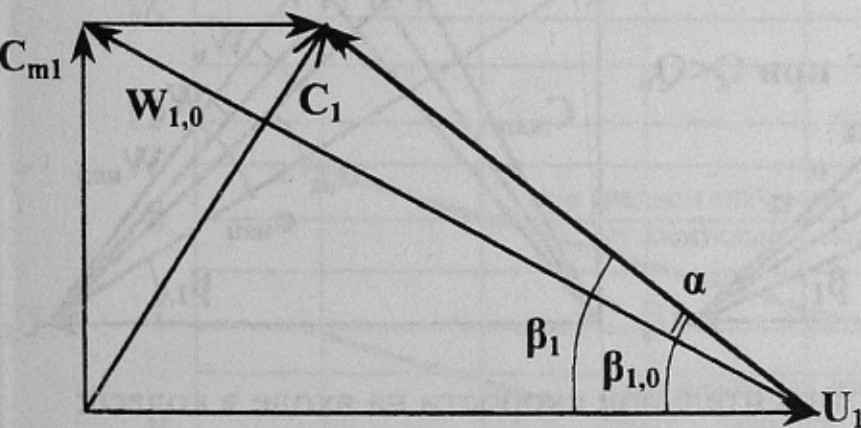
$$\bar{W} = \bar{A}Q + \bar{B}\omega \quad (2)$$

где A, B - векторные коэффициенты пропорциональности.

Из кинематики потока на входе в рабочее колесо (рис.1) видно, что угол атаки α равен разности угла установки начального элемента лопатки на входе β_1 и такого угла входа потока $\beta_{1,0}$, при котором отсутствует закручивание потока ($C_1 = C_{m1}$, безударный вход): $\alpha = \beta_1 - \beta_{1,0}$.

При проектировании центробежного колеса для улучшения кавитационных качеств насоса принимается такое значение угла лопатки β_1 , которому соответствует положительный угол атаки $\alpha = 3..8^\circ$. Однако,

отклонение подачи от расчетного значения может вызвать значительное изменение угла атаки как в одну, так и в другую сторону. Как известно, меридио-



Рисунк 1.-План скоростей на входе в колесо

нальная составляющая скорости потока пропорциональна величине подачи:

$$C_{m1} = kQ/f_1, \quad (3)$$

где k – коэффициент стеснения; f_1 – площадь входного сечения колеса.

С учетом вышесказанного уравнение для определения α примет вид:

$$\alpha = \arcsin \{ kQ/f_1(AQ+B\omega) \} - \beta_{1,0} \quad (4)$$

Анализ данной зависимости возможен при следующих допущениях:

- угловая скорость ω постоянна;
- при изменении подачи насоса в большую или меньшую сторону направление векторов c_Q и $c_{ГЛ}$ в уравнении (1) неизменно, а значит направление вектора A также не зависит от подачи;

- при вариации значений Q величина относительной скорости W будет изменяться пропорционально подаче по сечению канала без изменения направления (рис.2а), причем относительная скорость W_1 потока в межлопаточном канале у всасывающей стороны лопатки будет больше на $\Delta W/2$, а у напорной поверхности – меньше на ту же величину по сравнению с ее средним значением в канале на входе в колесо (рис.2б).

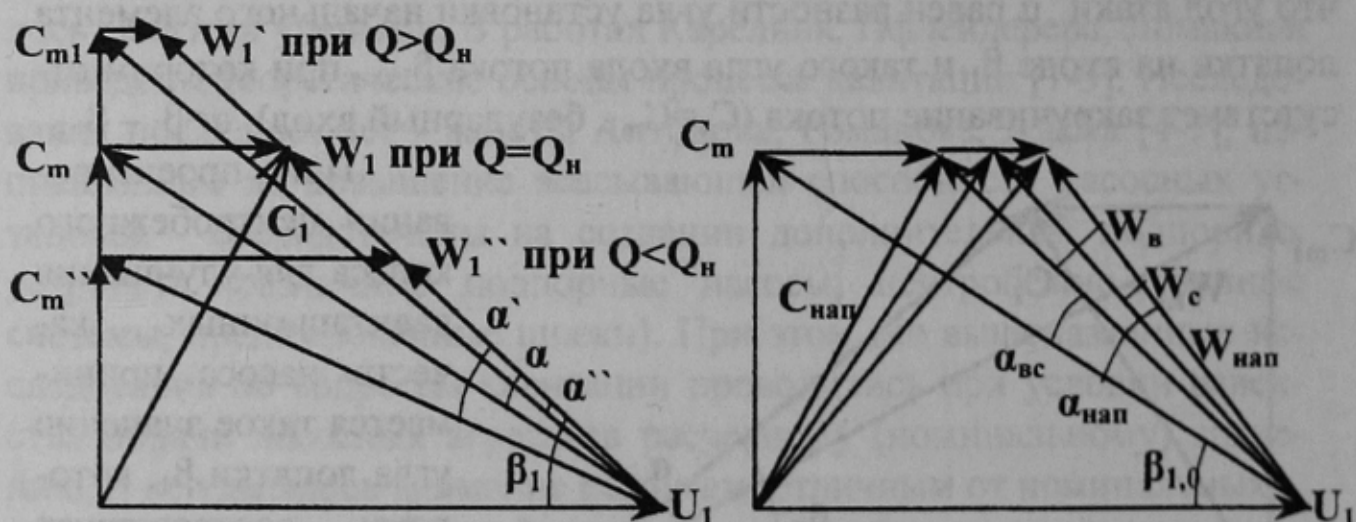


Рисунок 2.-Изменение относительной скорости на входе в колесо:
а – при изменении подачи; б – по сечению канала

Все эти условия позволяют использовать в выражении (4) вместо величины $(AQ+B\omega)$ значение $W_1 = C_{m1}/\sin\beta_1$. А угол $\beta_{1,0}$ при этом определяется как: $\beta_{1,0} = \arctg(C_{m1}/U_1)$. Наибольший интерес с целью анализа кавитационных свойств центробежного колеса представляет

распределение углов атаки и скоростей потока на всасывающей и напорной поверхностях межлопаточного канала. Для определения углов атаки α на всасывающей и напорной поверхностях лопаток, ограничивающих один межлопаточный канал, необходимо знать величину ΔW . Для плоскопараллельного потока в центробежном колесе с лопатками, очерченными по логарифмической спирали, согласно [1] величина ΔW от числа лопаток z равна:

$$\Delta W = 4k\pi U_1 \sin\beta_1/z. \quad (5)$$

Выражение (4) теперь принимает вид:

$$\alpha = \arcsin \{kQ/f_1(W_{cp} \pm \Delta W/2)\} - \arctg (C_{m1}/U_1) \quad (6)$$

Построенная по уравнению (6), зависимость угла атаки α от режима работы насоса в относительных единицах от номинальной подачи Q_n для колеса насоса ЦНС 300..600 представлена на рис.3.

Из рис.3 видно, что при любых режимах работы насоса углы атаки на напорной поверхности лопатки значительно выше, чем их средние значения на входе в межлопаточный канал, а на всасывающей стороне – меньше средних, причем при номинальном режиме ($Q/Q_n=1$) $\alpha \approx 0$, что соответствует безударному входу жидкости в колесо.

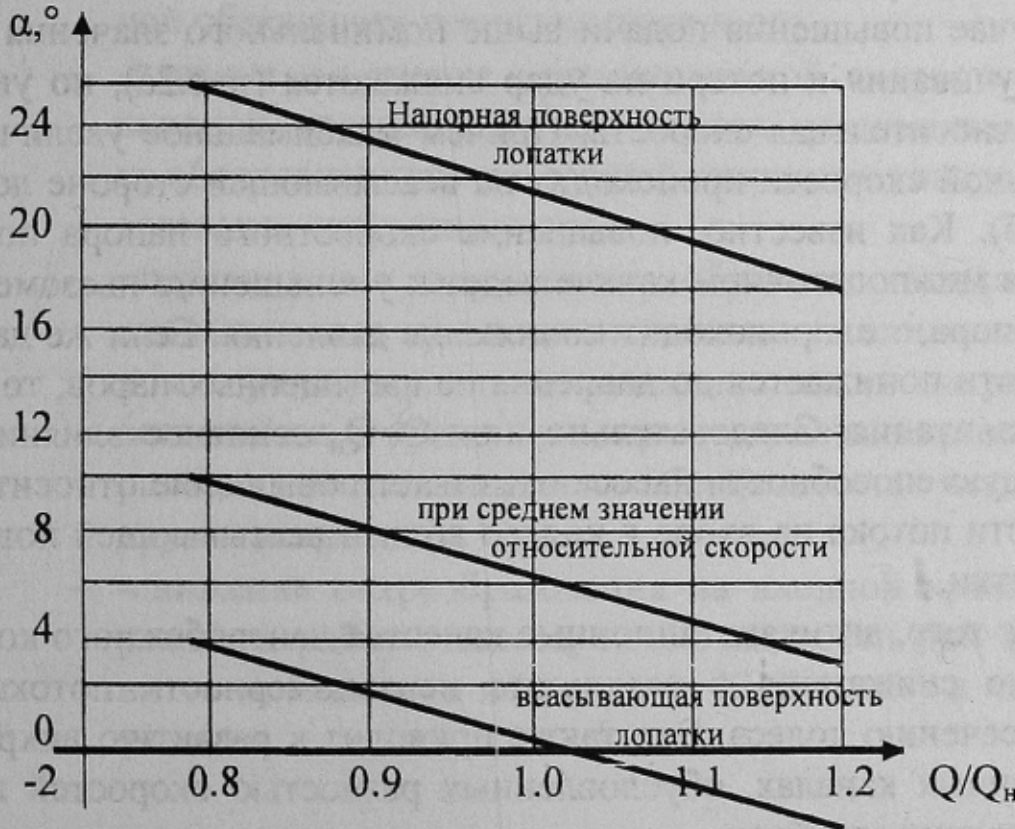


Рисунок 3.-Зависимость угла атаки α от режима работы насоса.

При сниженні подачі все значення α (на обох поверхностях лопатки) збільшуються, а при рості – навпаки, зменшуються. При цьому на всасуючій стороні лопатки кут атаки приймає навіть негативні значення. Описане змінення кутів атаки можна побачити також на рис.2. Вплив відхилення подачі насоса від номінального значення на його всасуючу здатність можна проаналізувати з урахуванням цього малюнка. При $Q < Q_n$ відбувається зменшення всіх складових швидкості потоку, в тому числі і відносної швидкості W_1 на вході в колесо. Однак, при цьому зростає швидкість закручування потоку C_{u1} , що характеризує величину удару. З рис.2.б видно, що максимальне значення C_{u1} на вході в колесо має потік рідини, що протікає вздовж напорної сторони лопатки, тому потік в цій області сильніше закручується, в результаті чого розвиваються вихри, що срываються з входної кромки лопатки і створюють додаткові втрати напора, що і викликає виникнення кавітації на напорній стороні лопатки. Таким чином, головним фактором, що викликає розвиток кавітації в центробіжній колесі при $Q < Q_n$ є удар на напорній стороні лопатки.

В разі підвищення подачі вище номінального значення швидкість закручування і втрати на удар зменшуються (рис.2а), але збільшується відносна швидкість. При цьому максимальне збільшення відносної швидкості відбувається на всасуючій стороні лопатки (рис.2.б). Як відомо, підвищення швидкісного напора потоку рідини в міжлопаточному каналі веде до зменшення п'єзометричного напора, т.е. відбувається зниження тиску. Якщо ж тиск рідини знижується до тиску її насичених парів, то розвивається кавітація. Отже, при $Q > Q_n$ основне вплив на всасуючу здатність насоса викликає підвищення відносної швидкості потоку на вході в колесо поблизу всасуючої поверхності лопатки.

Крім того, антикавітаційні якості центробіжної колісної пари значно зменшуються в результаті нерівномірності потоку по входному сеченню колісної пари. Це також призводить до розвитку вихрей в міжлопаточних каналах, обумовлених різницею швидкостей рідини в сусідніх струйках.

З рис.2 видно, що закладаючи при проектуванні робочого колеса великий кут атаки α (номінальний) і збільшуючи цим β_1 , досягається зниження відносної швидкості на всіх режимах ра-

боты (и повышенные, и пониженные подачи). Однако при этом растет ударная составляющая абсолютной скорости, а значит растут потери на удар. Кроме того, из уравнения (5) видно, что при увеличении угла установки лопатки β_1 растет разность относительных скоростей ΔW между всасывающей и напорной поверхностями лопаток. Это тоже, в свою очередь, ведет к еще большему увеличению удара на напорной стороне лопатки. Следовательно, целесообразной может оказаться предварительная закрутка потока по вращению, осуществляемая за счет работы внешних для системы сил.

Повышение кавитационных качеств центробежного насоса с точки зрения всего вышесказанного может быть получено при установке на входе в насос предвключенного свободноосидающего осевого колеса с прямыми лопатками [8](рис.4).

При работе эта решетка устанавливается в определенном положении, предположительно в направлении наименьшего сопротивления. Данное устройство оказывает следующие положительные воздействия на поток:

- -улучшение функционирования подвода колеса, а именно: стабилизация потока, устранение вихревой зоны, вызванной обтеканием вращающегося вала;
- -плавное изменение меридиональной скорости потока на входной кромке рабочего колеса, уменьшение ее скачка, обусловленного величиной толщины лопаток, а следовательно- снижение удара.
- -выравнивание закрученного обратного потока в области входа в колесо при подачах, меньших номинальной. В данном случае устраняется развитие осевого вихря в область всасывания, и кроме того, при смещении выравненного обратного потока с активным обеспечивается некоторая подкрутка последнего.
- -снижение вихреобразования на входной кромке на всех режимах работы колеса, поток жидкости при этом становится сплошным и повышается КПД колеса и насосной установки.

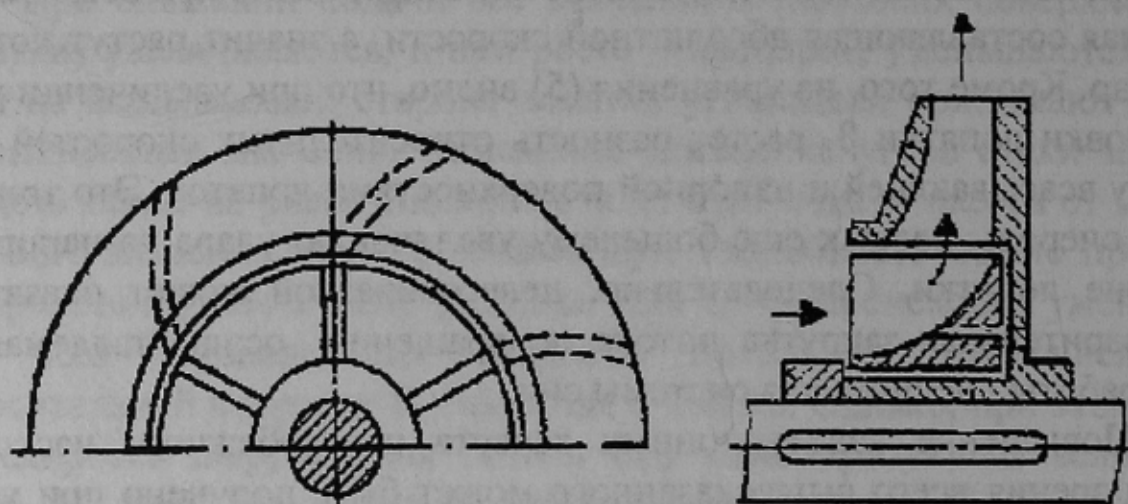


Рисунок 4.-Предвключенное свободносидящее колесо.

Выводы и направления дальнейших исследований:

- повышение всасывающей способности центробежного насоса возможно путем внесением изменений в конструкцию первого колеса с установкой на его входе предвключенного осевого свободносидящего колеса;

- для подтверждения теоретических выводов необходимо проведение экспериментальных исследований.

Список источников.

1. Ломакин А.А. Центробежные и осевые насосы. - М.:Машиностроение, 1966. -320с.
2. Пфлейдерер К. Лопаточные машины для жидкостей и газов. - М.: Машгиз, 1960.- 684с.
3. Карелин В.Я. Кавитационные явления в центробежных и осевых насосах. - М.: Машгиз, 1975. -336с.
4. Антонов Э.И. Схема и оценка параметров водоотливной установки с насосно-струйной подкачивающей системой организации подпора. // Шахтные турбомашин. Сб.тр. НИИГМ им.Федорова. -Донецк.- 1978. - №39. - С.54-66.
5. Адам О.В. Всасывающая способность центробежных насосов и пути ее повышения. Автореф.дис...к-та техн. наук: 05.05.06 Днепропетровск. 1977. -20с.
6. Основные предпосылки разработки погружного подкачивающего насоса ППН 300-20. ПакВ.В., Богомоллов Н.А., Антонов Э.И. // Шахтные турбомашин. Сб.тр. НИИГМ им.Федорова. - Донецк. - 1975. - №37. - С.42-48.
7. Гейер В.Г., Романов В.А. Выбор рациональных параметров струйного бустера/ ДПИ, НИИГМ им.Федорова.-Донецк. - 1979.
8. Рабочее колесо гидромашин: А.с. 1521925 СССР, МКИ F 04 D 29/22 / Гейер В.Г., Боруменский А.Г., Малеев В.Б., Комисова Е.А. (СССР). -№4374240/25-29; Заявлено 01.02.88; Опубл. 15.11.89, Бюл.№42.