

ВЛИЯНИЕ НЕРАВНОМЕРНОСТИ ПОТОКА, ФОРМИРУЕМОГО БОКОВЫМ ПОДВОДОМ, НА ЭНЕРГО-КАВИТАЦИОННЫЕ И ВИБРОШУМОВЫЕ ХАРАКТЕРИСТИКИ ЛОПАСТНЫХ НАСОСОВ

EFFECT OF NON-UNIFORMITY OF FLOW FORMED BY SIDE INLET ON POWER-CAVITATIONAL AND VIBRATION AND NOISE CHARACTERISTICS OF IMPELLER PUMPS

БЕРГЯЧИХ Александр Васильевич, к.т.н., ГКП по САПР,
ОАО «ВНИИАЭН», г. Сумы, Украина,

СТЕЦЕНКО Анатолий Анатольевич, директор,
НТЦ «Диагностика», г. Сумы, Украина.

***Abstract.** Vibration and acoustic investigations are substantiated and performed of effect of non-uniformity of flow downstream the inlet on power-cavitational and vibration and noise characteristics of mixed-flow pump. A significant effect has been determined of non-uniformity of flow on efficiency, suction specific speed S_s , vibration and noise characteristics and location of pump optimum operating conditions as to its capacity.*

На протекание рабочего процесса лопастного насоса влияет неоднородность потока, формируемого боковым подводом на входе в рабочее колесо (р.к.). Учет этого влияния зависит от назначения, конструктивного типа насоса, энергонагруженности ротора. В насосах малой быстроходности и малой мощности, если нет специальных требований по кавитационным характеристикам или шумам, применяются известные типы боковых подводов – кольцевые и полуспиральные. В насосах высокой быстроходности, когда велики скорости протекания жидкости, в энергонагруженных насосах, когда через ступень передается большая мощность при малых массе и размерах ротора, а также при требованиях обеспечения высоких $S_{кр}$, малых уровней вибрации и шума, вопросу обеспечения малой неравномерности потока перед входом в р.к. требуется уделять особое внимание. Следует отметить, что показатели уровня шума и вибрации входят в номенклатуру основных показателей качества создаваемых насосов, харак-

теризуют их совершенство с точки зрения функциональных, конструктивных и технологических критериев, и являются также диагностическими параметрами, обеспечивающими достоверную оценку технического состояния насоса, позволяя своевременно обнаружить неисправности и отказы его узлов.

Неоднородность потока перед входом в р.к. обусловлена конструктивными особенностями боковых подводных устройств, осуществляющих подвод жидкости к р.к. при резком повороте потока на 90° и при стеснении потока плохо обтекаемым проходным валом. Все боковые подводы характеризуются той или иной величиной окружной неравномерности параметров потока на выходе.

Качественный анализ взаимовлияний интегральных параметров боковых подводов (коэффициента потерь энергии ζ_0 , коэффициента неравномерности потока σ , коэффициента момента скорости потока на выходе μ и безразмерного габаритного параметра $\ell = L/D_{\text{ВВХ}}$) с учетом уравнения закона сохранения энергии показал, что существующие взаимосвязи между этими параметрами можно выразить формулой:

$$\zeta_0 = \varphi_\ell \cdot \frac{(1 + \varphi_d^2 \mu^2) \cdot (1 + \sigma^2)}{\ell^4}, \quad (1)$$

где φ_ℓ - экспериментальный коэффициент подвода; φ_d - числовой коэффициент, зависящий от втулочного отношения.

Формула (1) носит качественный характер, отражает взаимосвязи и направление влияний параметров друг на друга. Применение ее для количественных оценок на данной стадии исследований проблематично. О параметрах подвода можно дополнительно сказать, что при автотомодельном режиме они отражают гидродинамические условия подобия картины течения: динамическое (ζ_0), кинематическое (μ, σ) и геометрическое (ℓ).

Существующая взаимосвязь (1) всех параметров подвода исключает возможность непосредственного проведения однофакторного экспериментального исследования. Если же осуществить изменение величины параметра σ в одном и том же подводе, то можно ожидать, что при изменении параметра σ изменятся лишь параметры ζ_0 и μ , влияние которых на внешние характеристики насоса можно учесть. Таким образом, оказывается возможным приблизиться к однофакторной схеме экспериментального исследования влияния неравномерности σ на внешние характеристики насоса. Для эксперимента также важно, чтобы изначально интегральная величина окружной неравномерности потока на выходе была бы небольшой, чтобы ее изменение не требовало значительных воздействий и не приводило бы к перестройке потока в целом. Таким условиям соответствуют подводы спирального типа.

Для экспериментального насоса (коэффициент быстроходности

$n_s = 400$) был выбран боковой спиральный подвод с малой неравномерностью потока на выходе. Конструкция подвода защищена авторским свидетельством [1]. Изменение интегральной величины окружной неравномерности потока достигалось установкой внутри подвода цилиндрического штифта вдоль нормали к поверхностям тока. Площадь поперечного сечения штифта составляла менее 3-х % от площади «живого» сечения, в котором он был установлен. Разрез насоса и подвод представлены на рисунке 1.

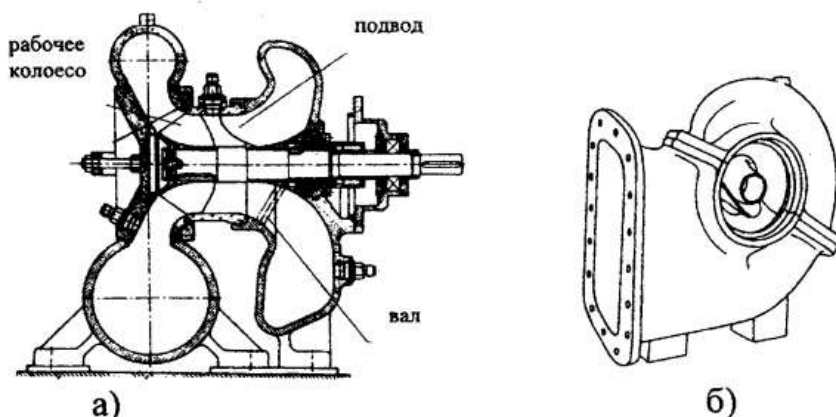


Рисунок 1

а) разрез насоса; б) общий вид подвода

Исследования структуры потока на выходе и определение вышеперечисленных параметров проводились методом статических продувок на азростенде и зондированием потока пятиточечным зондом в 126 равномерно расположенных в выходном сечении точках (по 18-ти радиальным направлениям на окружностях семи радиусов). Момент скорости потока определялся с помощью гидродинамической решетки с рычажной системой [2] и приводился к безразмерному виду по формуле:

$$\mu = \frac{\overline{rV_U}}{Q} \cdot D_{np}, \quad (2)$$

где $\overline{rV_U}$ - интегральный момент скорости потока на выходе из подвода, определенный по методу [2]; D_{np} - приведенный диаметр выхода из подвода; Q - подача насоса.

Коэффициент потерь энергии потока определялся по данным зондирования, а также траверсированием потока трубкой полного напора. Коэффициент окружной неравномерности потока вычислялся по данным зондирования по формуле:

$$\sigma = \left(1/\overline{V_{\max}}\right) \cdot \sqrt{\sigma_z^2 \cdot \overline{V_z}^2 + \sigma_U^2 \cdot \overline{V_U}^2 + \sigma_R^2 \cdot \overline{V_R}^2}, \quad (3)$$

где $\overline{V_{\max}}$ - осредненная по выходному сечению абсолютная скорость пото-

ка; σ_Z , σ_U , σ_R - осредненные по мерным окружностям и радиусам выходного сечения среднеквадратичные отклонения составляющих абсолютной скорости V_Z , V_U , V_R от их средних значений на окружностях мерных радиусов.

В результате исследований определены экспериментальные значения интегральных параметров для подвода без штифта (вариант I, исходные значения) и для подвода со штифтом (вариант II), представленные в таблице 1.

Таблица 1 – Величины интегральных параметров боковых подводов.

Вариант подвода	коэффициента потерь энергии ζ_0	коэффициента момента скорости потока на выходе μ	коэффициента неравномерности потока σ
Вариант I	0,179	0,500	0,108
Вариант II	0,250	0,490	0,112

Таким образом, введение штифта привело к увеличению неравномерности потока на выходе на 4 %. Отметим, что если понимать введение штифта как уменьшение габарита выходного сечения подвода, то в соответствии с формулой (1) можно объяснить резкое увеличение коэффициента потерь энергии.

Чтобы оценить воздействие возросшей неравномерности потока на виброшумовые характеристики, была также разработана специальная достаточно надежная и доступная по приборному оснащению методика виброакустических исследований.

Анализ опыта исследовательских центров Москвы и С.-Петербурга позволяет констатировать следующие положения, принятые как исходные данные к проведению виброакустических исследований.

Акустические источники (причина вибрации и шума) насоса можно разделить по механизму образования на механические, гидродинамические и электромагнитные (электроприводные) [3]. Механические источники обусловлены механическим дисбалансом, несоосностью и перекосом валов, механической неплотностью соединений, дефектами подшипников, зубчатых передач и муфт. Характерной особенностью механического дисбаланса является дискретная составляющая вибрации (или шума), амплитуда которой одинакова во всех радиальных направлениях и возрастает с увеличением частоты вращения ротора. Она, обычно, не содержит гармоник и появляется в равной мере на обоих подшипниках. Гидродинамический дисбаланс возникает при несимметричном обтекании лопаток р.к. и отличается от механического тем, что имеет на частоте вращения не дискретную, а узкополосную составляющую. Несосоосности валов сопутствует

дискретная осевая составляющая вибрации на второй гармонике частоты вращения ротора. Для механической неплотности соединений характерно большое число дискретных составляющих на гармониках частоты вращения. Другие механические акустические источники также имеют дискретные составляющие вибрации [3-6].

Гидродинамические акустические источники насоса связаны с обтеканием элементов его проточной части (гидродисбаланс, вихреобразование, турбулентные пульсации давления), с силовым взаимодействием лопаток с неоднородным потоком в подводе и отводе и с кавитационными явлениями в р.к. и в отводе.

Вихреобразование во входном патрубке и большая неравномерность скорости на его выходе являются непосредственными причинами увеличения интенсивности акустических источников и роста динамических нагрузок на р.к. Неоднородность потока характеризуется дискретными составляющими - гармониками лопаточной частоты. Вихреобразование и кавитационные явления характеризуются сплошным спектром в широком частотном диапазоне, причем у последних ширина спектра зависит от стадии кавитации. В начальной стадии эта составляющая характеризуется изменениями спектра вибрации в высокочастотной области. По мере развития кавитационных явлений спектр расширяется до самых низких частот, маскируя при этом все другие акустические источники.

Интенсивность всех акустических источников сильно зависит от частоты вращения и слабее - от режима работы [4-6]. При постоянной частоте вращения уровни шума и вибрации насоса зависят от подачи и кавитационного запаса. Уровни шума и вибрации минимальны при максимальном КПД (оптимальной подаче) и при достаточном подпоре на входе в насос. При оптимальной подаче гидродинамические уровни шума и вибрации определяются неоднородностью потока. На режимах, отличных от оптимального, увеличивается влияние процессов вихреобразования. При больших расходах наличие интенсивных вихрей в гидродинамическом следе от лопастей в отводе порождает в центрах вихрей кавитацию, а при уменьшении давления на входе насоса появляется кавитация на входе и, как следствие, неравномерная работа межлопастных каналов р.к., что также приводит к усилению вибрации и шума. В области подач близких к нулевым особенно увеличиваются низкочастотные колебания. Возможность развития кавитации в отводе насосов при недогрузочных режимах ограничена малой интенсивностью вихрей.

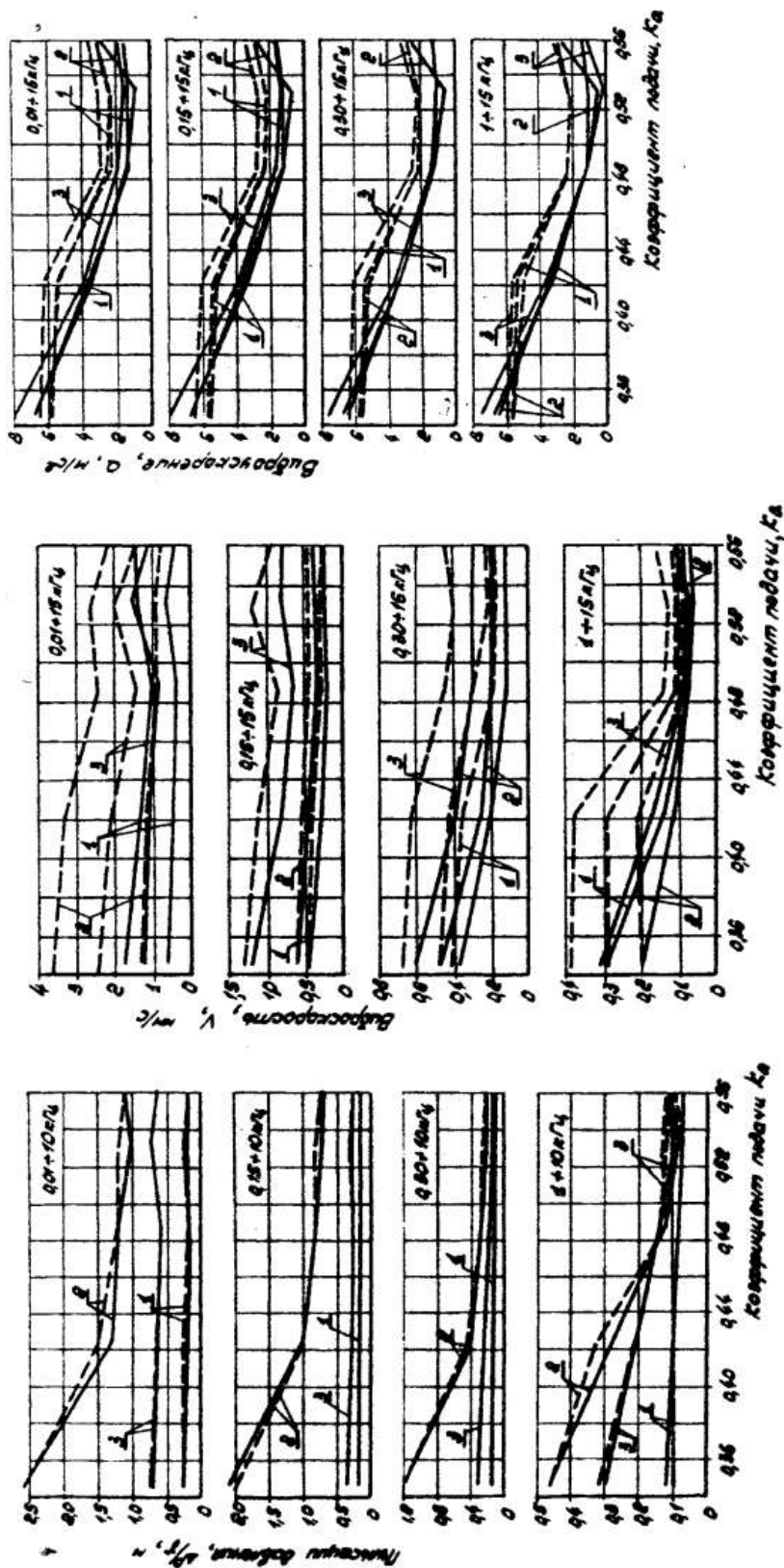
Из вышесказанного следует, что если у насоса отсутствуют резонансные явления, заменены изношенные и дефектные узлы и детали, а также устранены дефекты монтажа и сборки, то можно выделить основные акустические источники (гидродисбаланс, неоднородность потока, вихреобразование и кавитационные явления), интенсивность которых зависит от режима работы и от параметров потока перед р.к.

Для решения поставленной задачи на гидравлическом стенде были проведены испытания экспериментального насоса, упомянутого выше. Испытания проводились при различных режимах по подаче (оптимальном, двух перегрузочных и двух недогрузочных режимах). Отсутствие кавитационных явлений в р.к. контролировалось в стробоскопическом освещении визуально через прозрачную проставку. Измерялись следующие параметры: виброскорость, виброускорение и пульсации давления в проточной части. Измерения проводились в широких диапазонах, выбранных с учетом выделения основных акустических источников в насосе, и в третьоктавных полосах частот.

Датчики пульсаций давления устанавливались в проточной части на входе потока в подвод, возле р.к. и в отводе, а вибродатчики - на корпусе отвода. Для выявления акустических источников после предварительного третьоктавного анализа вибрации были выбраны следующие частотные диапазоны: от 0,01 до 15,0 кГц, который включает все акустические источники, в том числе механические с оборотной частотой 50 Гц; от 0,15 до 15,0 кГц, в котором исключена оборотная частота - дисбаланс; от 0,30 до 15,0 кГц, в котором исключена дополнительно лопаточная частота 200 Гц - наиболее интенсивная составляющая неоднородности потока; от 1,0 до 15,0 кГц, в котором исключены все дискретные составляющие и проявляются лишь вихреобразования.

Для пульсаций давления из-за ограничения измерительного прибора верхняя частота диапазонов составляла 10 кГц. Для замеров пульсаций давления использовались датчики ДД-10, измерительный прибор ИВП-2 и анализатор 2120, а параметры вибрации замеряли аппаратурой фирмы "Брюль и Кьер" (датчик 4343, виброметр 2511, анализатор 2120). Результаты виброакустических исследований приведены на рисунке 2. Примененная методика выявления акустических источников проще и удобнее по сравнению с третьоктавным анализом и ее можно использовать при создании акустически совершенных проточных частей гидромашин и для их виброакустической диагностики. Характер изменения пульсаций давления в проточной части подобен изменению виброускорений, однако, последние более чувствительны к изменению неравномерности потока и режима работы и поэтому являются более информативными для диагностики. При увеличении неравномерности потока на выходе из подвода на 4 % (т.е. изменении от 0,108 до 0,112) относительная величина виброускорения возросла на 70-80 % по всем координатным направлениям. Пульсации давления наиболее интенсивны возле р.к., но они имеют тенденцию к быстрому затуханию в проточной части насоса.

Для уверенной, близкой к однофакторной, оценки влияния неравномерности потока на внешние энерго-кавитационные характеристики насоса, последние приводились к сравнимому виду путем учета влияния на них



интегральных параметров ζ_0 и μ при изменении параметра σ . Результаты энерго-кавитационных испытаний приведены на рисунке 3. Испытания показывают, что при увеличении неравномерности потока на выходе из подвода на 4 % относительный КПД насоса снизился на 2 %, $C_{кр}$ - на 9 %. Кроме того, произошло смещение оптимального режима работы по подаче на 5 % в сторону увеличения. Теоретический анализ возможности смещения оптимального режима работы по подаче позволяет сделать вывод, что оно возможно в любую сторону и зависит от согласованности элементов проточной части и формы характеристик потерь энергии в каждом элементе.

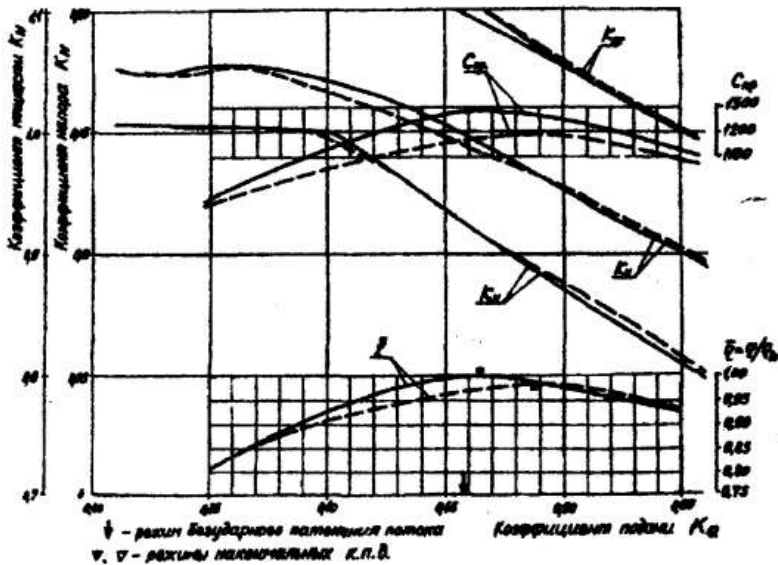


Рисунок 3

— — — — — Вариант I; - - - - - Вариант II

Выводы:

1. Проведена количественная оценка влияния неравномерности потока на входе в рабочее колесо на энерго-кавитационные и виброакустические характеристики насоса быстроходностью $n_s = 400$. При увеличении неравномерности потока на 4 % в оптимальном режиме относительный КПД снизился на 2 %, $C_{кр}$ - на 9 %, а виброускорение корпуса возросло на 70-80 % по всем координатным направлениям.
2. Проведены виброакустические исследования, позволяющие рекомендовать для диагностики качества и технического состояния насосов использовать измерения параметра виброускорения, а также рекомендовать упрощенную методику выявления акустических источников вибрации и шума, заключающуюся в проведении замеров в широкополосных, специальным образом выбранных частотных диапазонах вместо проведения третьоктавного анализа.

ПЕРЕЧЕНЬ ССЫЛОК

1. А.с. N 966315 (СССР) /Л.А. Василенко, А.В. Вертячих, А.А.Евтушенко, А.И. Швиндин, С.Н. Шкарбуль. Заявл. 14.08.80, N 3003362/25-06. Б.И. 1982. N 38.
2. Руднев С.С., Швиндин А.И. Опыт измерения момента скорости за элементами проточной части лопастного насоса//Повышение технического уровня центробежных насосов: Труды ВНИИГидромаша. 1980. С. 48-54.
3. Вибрация в технике: Справоч. В 6 т. М.:Машиностроение.1981.Т.5. Измерения и испытания/ Под ред. М.Д.Гепкина. 1981. 496 с.
4. Справочник по судовой акустике /Под ред. И.И.Клюкина и И.И. Боголепова. Л.: Судостроение. 1978. 504 с.
5. Борьба с шумом на производстве/ Е.Я.Юдин, Л.А.Борисов, И.В. Горенштейн и др.; Под общ. ред. Е.Я. Юдина. М.: Машиностроение. 1985. 400 с.
6. Шум и вибрация центробежных электронасосных агрегатов и методы их снижения: Обзор. информ. ХМ-4. Насосостроение/ Под ред. Б.В.Покровского, В.Я.Рубинова. М.: Цинтихимнефтемаш. 1981. 10 с.