

## СНИЖЕНИЕ ВИБРАЦИИ ЦЕНТРОБЕЖНЫХ ЛОПАСТНЫХ НАГНЕТАТЕЛЕЙ В ИСТОЧНИКЕ ЕЁ ВОЗНИКНОВЕНИЯ

*В.И. Мисюра, канд. техн. наук, доц. каф. двигателестроения;*

*А.А. Панченко, канд. техн. наук, зав. лаб. ТСУ,*

*Днепропетровский национальный университет, г. Днепропетровск, Украина*

К нагнетателям, применяемым в космических энергетических установках, одним из основных предъявляемых требований является большой ресурс работы (до нескольких лет). Однако некоторые используемые нагнетатели (лопастные насосы, компрессоры и вентиляторы) являются источником вибрации, которая может вызвать досрочный выход установки из строя. Поэтому анализ динамических процессов в роторе и разработка способов снижения вибрации – актуальное направление исследований по повышению надёжности энергетических машин и улучшению санитарно - гигиенических параметров на космическом объекте [1].

Борьба с вибрацией лопастных гидромашин чаще всего ведётся двумя способами: снижение вибрации в источнике её возникновения или применение различных демпфирующих устройств. Снижение вибрации в источнике её возникновения имеет большую практическую ценность, так как демпфирование делает конструкцию более громоздкой и массивной.

Известно, что вибрации в центробежных лопастных нагнетателях охватывают широкий диапазон частот – от 15 Гц до 20 кГц [2]. Наиболее удобным показателем динамической нагрузки при вибрации есть виброускорение  $A$ , через которое определяется величина вибрации в децибелах [3].

$$L_a = 20 \lg \frac{A}{A_0}, \text{ дБ,}$$

где  $A_0 = 3 \cdot 10^{-4} \frac{m}{c^2}$  - условное нулевое значение уровня ускорения.

Причиной возникновения вибрации в центробежных лопастных нагнетателях могут быть механиче-

ские, гидродинамические, электромагнитные и аэродинамические явления [4].

Причиной механических вибраций является неуравновешенность ротора, что вызывает колебания на оборотной частоте  $f_0 = \frac{n}{60}$ , где  $n$  – число оборотов ротора. Интенсивным источником вибрации выступают также подшипники качения – вибрации охватывают диапазон частот от  $f_0$  до нескольких килогерц. Механические вибрации можно значительно уменьшить повысив технологическую культуру производства.

Электромагнитные вибрации определяются взаимодействием электрических и магнитных полей в электродвигателе привода нагнетателя. Аэродинамические вибрации вызываются вихревым движением газовой среды, которая обтекает различные поверхности вращающегося узла. И одни, и другие имеют незначительную амплитуду колебаний.

Гидродинамические явления в проточной части нагнетателей вызывают вибрацию на оборотной частоте  $f_0$ , лопаточной частоте  $f_0 \cdot z$  (где  $z$  – число лопаток рабочего колеса) и их гармониках. Причём вибрация наиболее интенсивна на лопаточной частоте и вызвана неоднородностью потока на выходе из колеса. Взаимодействие следа за рабочим колесом с языком спирального отвода (или кромками лопаток направляющего аппарата) приводит к пульсациям скорости (давления) на выходе из рабочего колеса, именно это явление вызывает вибрацию корпуса нагнетателя. Другими причинами гидродинамической вибрации являются кавитация, вихреобразование и турбулентные пульсации в межлопаточных каналах, это вибрации от 800 Гц и выше. Установлено [5], что при

отсутствии кавитации уровень вибрации в значительной степени определяется полосой лопаточных частот. Причём наиболее сильно на вибрацию влияет скорость вращения рабочего колеса, а размеры нагнетателей имеют меньшее влияние на вибрацию [6].

Следовательно, одним из методов борьбы с вибрацией с целью увеличения срока службы машин является улучшение гидродинамического совершенства проточной части нагнетателей. Так снизить вибрацию на лопаточных частях можно за счёт организации беспульсационного, устойчивого течения жидкости на выходе из колеса с равномерным окружным и осевым распределением скорости и давления. С этой целью в работе [7] предлагается увеличить зазор между внешним диаметром лопастного колеса и языком отвода до 20 мм. В другом исследовании [8] уточняется, что этот зазор должен составлять 0,45 шага лопаточной решётки на выходе. Но увеличение диаметра безлопаточного диффузора ведёт к снижению КПД и увеличению габаритов нагнетателя.

Для выравнивания поля скоростей на выходе нами предложена новая конструкция рабочего колеса центробежного лопастного нагнетателя [9,10]: лопатки на периферии подрезаются в радиальном направлении, а в освободившееся пространство устанавливаются с осевым зазором относительно друг друга плоские круглые диски. Таким образом, вокруг лопастного колеса образуются круговые щелевые каналы, которые работают по принципу дисковой гидромашины трения. Поскольку в проточной части такой вставки нет конструктивных элементов, возмущающих поток, то поле скоростей на выходе будет равномерным. Следовательно, стоит ожидать, что установка дисковой вставки после лопастного колеса снизит вибрации. Для проверки этого факта были испытаны ряд конструкций рабочих колёс центробежных насосов на экспериментальной установке, показанной на рис. 1.

Насосный узел состоит из корпуса 6, в котором на радиальных подшипниках 5 вращается вал 18. На валу крепятся сменные рабочие колёса 17. Весь узел установлен на массивной станине 24. На этой же ста-

нине с помощью кронштейнов 21 закреплён электродвигатель 2 типа ДБС-2.

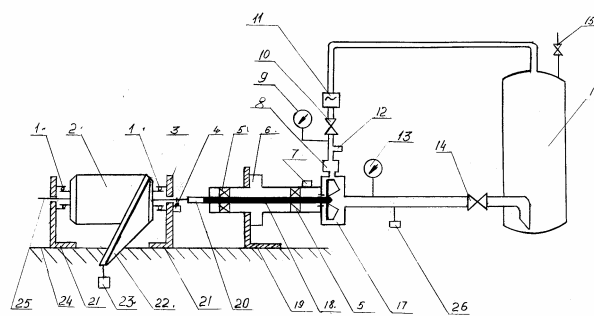


Рис. 1. Схема экспериментальной установки

Корпус электродвигателя, с целью измерения крутящего момента способом «Мотор – весы» имеет возможность проворачиваться в подшипниках 1. Двигатель питается от машинного преобразователя частот. При изменении частоты тока питания электродвигателя изменяется угловая скорость вращения вала насоса. В схему установки входит также бак 16 для рабочей жидкости, который трубопроводами соединён с насосом. После выхода из насоса жидкость возвращается в бак через кран 10, который одновременно выполняет функцию регулятора расхода жидкости через насос. Для замера расхода применяется тахометрический датчик 11. В качестве регистрирующего прибора используется частотомер Ч 3-33. Для замера угловой скорости вращения вала используется индуктивный датчик оборотов 4 с выводом сигнала на частотомер Ч 3-33. Для замера крутящего момента применяется индуктивный датчик давления 23 типа ДД-10, который воспринимает усилие через рычаг 22. После датчика 23 сигнал через усилитель – преобразователь ИД-2И подаётся на потенциометр КСП – 4. Для замера давления на входе и выходе насоса применяются образцовые манометры 9 и 13. Для замера пульсаций давления на выходе насоса используется датчик 12 типа ЛХ – 604, который установлен в коническом диффузоре (датчик №1). Для замера вибраций корпуса насоса применяются четыре датчика: два высокочастотных пьезоэлектрических акселерометра АВС 036-02 и два низкочастотных акселерометра АНС-014. В качестве регистрирующего прибора использо-

ваны 1, 2, 3, 4 и 5 каналы многоканального анализатора спектра частот СК 4–72. Три датчика вибраций установлены на площадке 8 по трём взаимно – перпендикулярным направлениям, один – на площадке 7. Площадка 8 выполнена в виде прямоугольного параллелепипеда на поверхности конического диффузора центробежного насоса и находится на расстоянии 13 мм от рабочего колеса. Площадка 7 находится на корпусе насоса на расстоянии 90 мм от колеса в сторону электродвигателя.

Плоскость  $x - o - y$  лежит в плоскости вращения рабочего колеса, а направление  $z$  – перпендикулярно плоскости вращения и совпадает с осью вала. Один датчик вибраций №2 типа АВС – 036 – 02 установлен для фиксации вибраций в направлении  $o - x$  (вдоль конического диффузора), а датчик №3 – фиксирует вибрации в радиальном направлении  $o - y$ .

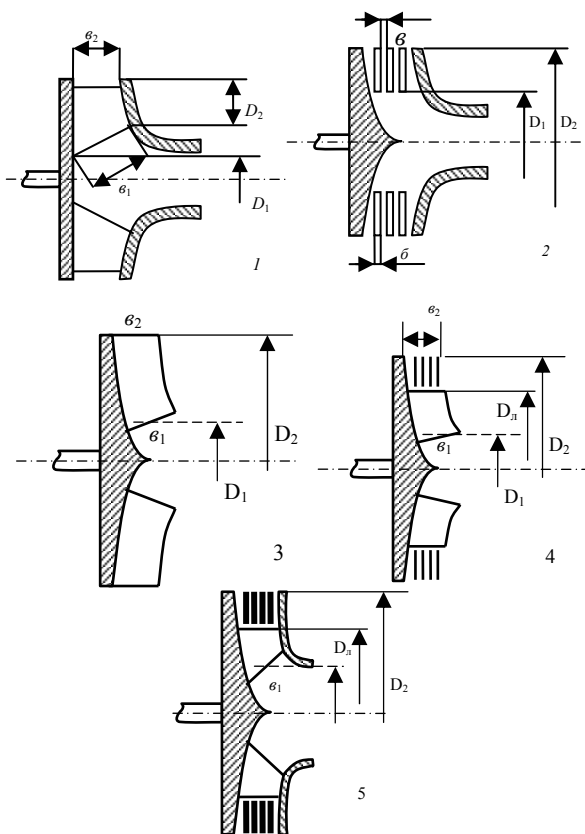


Рис. 2. Испытанные конструкции центробежных колёс

Датчик вибраций №4 типа АНС – 014 установлен в направлении  $o - z$ . Датчик №5 установлен на пло-

щадке 7 и измеряет вибрации корпуса в вертикальной плоскости  $y - o - z$ .

Для определения влияния гидродинамических условий на вибрацию корпуса насоса были изготовлены и испытаны несколько вариантов конструкций центробежных колёс (рис. 2).

За основу был взят центробежный лопастной насос (колесо 1) со следующими геометрическими параметрами: входной диаметр  $D_1=0,03$  м, выходной -  $D_2 = 0,094$  м, число лопаток  $z = 6$ ; углы наклона лопаток  $\beta_{1л} = 20^0$  - на входе;  $\beta_{2л} = 40^0$  - на выходе; ширина меридиального сечения  $e_1=0,011$  м – на входе;  $e_2 = 0,04$  м на выходе. Все другие испытуемые колёса имели те же габаритные размеры и устанавливались в тот же корпус. Колесо 2 было дисковым, колесо 3 лопастным с полуоткрытой крыльчаткой; колёса 4 и 5 были комбинированными: у полуоткрытого и закрытого лопастных колёс лопатки на выходе срезались до диаметра  $D_л$ , а взамен устанавливались дисковые вставки различной геометрии.

Испытания всех колёс проводились на воде, предварительно профильтрованной с помощью сетчатого фильтра.

Порядок проведения экспериментов был следующим. В корпусе насоса устанавливалось испытуемое центробежное колесо и при заданных постоянных оборотах определялись зависимости напора и КПД от расхода. Затем устанавливался расход жидкости через насос, соответствующий оптимальному режиму работы и путём снятия показаний датчика №1 определялись амплитуды пульсаций давления в потоке жидкости на выходе из насоса в диапазоне оборотной и лопаточной частот, а так же их гармоник. Одновременно для заданного режима определялись величины виброускорений корпуса насоса по различным направлениям с помощью датчиков № 2 - 5 для этого же диапазона частот. Аналогичные измерения проводились также на расходах, отличных от оптимального. Все колёса были испытаны при трёх значениях чисел оборотов:  $n = 7000$  об/мин,  $8000$  об/мин и  $9000$  об/мин. Кроме того, был испытан ротор насоса без рабочего

колеса, а также сняты вибрационные характеристики всех насосов свободных от жидкости.

Установлено, что наибольшая величина вибраций наблюдается в радиальном направлении (по оси  $y$ ). Это связано с тем, что наличие лопаток обуславливает неравномерный импульс силы давления именно в этом направлении. Причём, установлена чёткая связь между пульсациями давления и вибрацией корпуса насоса. На рис. 3 приведены результаты измерения пульсаций давления на выходе испытанных насосов и виброускорения корпуса при  $n = 9000$  об/мин для пяти гармоник оборотных частот (1-150 Гц, 2-300 Гц, 3-450 Гц, 4-600 Гц, 5-750 Гц) и пяти гармоник лопаточных частот (I-900 Гц, I I-1800 Гц, I I I-2700 Гц, IV-3600 Гц, V-4500 Гц) при оптимальном расходе жидкости. Видно, что наибольшие пульсации давления (и, соответственно, вибрации) имеют место в лопастных насосах с закрытым (кривая 1) и полуоткрытым (см. кривая 3) колёсами до 2% от выходного давления. Причём у полуоткрытого рабочего колеса на лопаточных частотах они несколько ниже, что обусловлено выравниванием поля скоростей на выходе вследствие перетекания жидкости через открытый осевой зазор с рабочей стороны лопатки на нерабочую. Дисковое колесо работало практически беспульсационно (кривая 2). У комбинированных колёс наличие дисковой вставки  $D_d = 0,7 D_2$  на выходе снизило пульсации давления на различных частотах в 6 – 20 раз (см. кривые 4 и 5). На графиках обращает на себя внимание факт наличия пульсаций давления на оборотных частотах, что явно противоречит физическому смыслу. Такое явление можно объяснить тем, что давление измерялось высокочувствительным датчиком типа ЛХ, этот датчик реагировал на вибрации корпуса насоса на оборотных частотах, вызванных дисбалансом ротора. Верность такого предположения подтверждается данными испытаний насосов свободных от жидкости приведенными на рис. 4 – на всех гармониках отмечены «пульсации давления», то есть они явно имеют вибрационный характер и при отсутствии колеса (кривая 6) пренебрежимо малы.

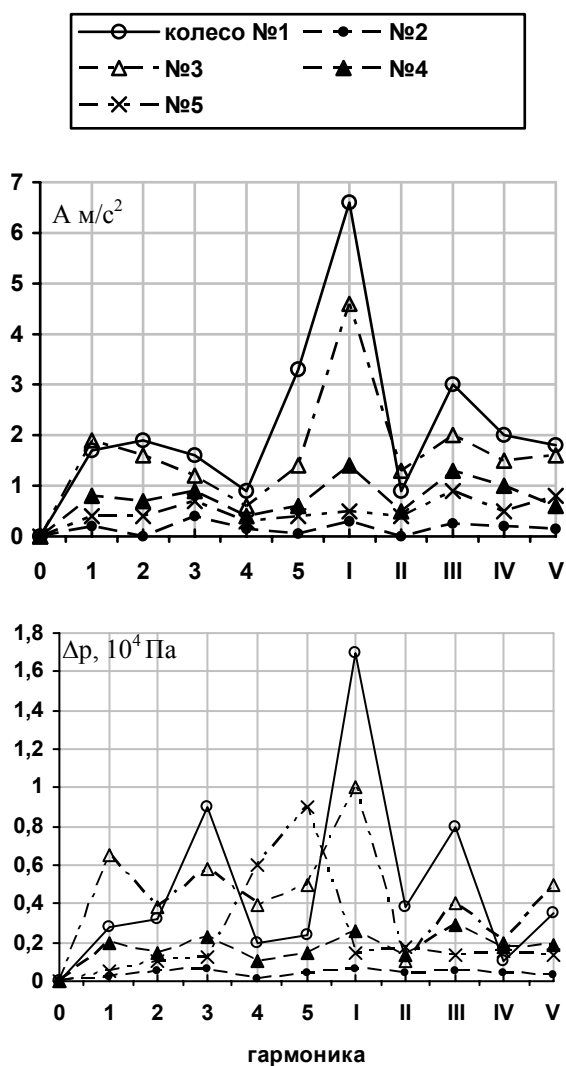


Рис. 3. Пульсации выходного давления  $\Delta p$  и виброускорение  $A$  корпуса насоса в радиальном направлении при оптимальном расходе

Для проверки такого заключения вместо датчика I типа ЛХ устанавливается более «грубый» индуктивный датчик типа ДДН. Как видно из рис. 5, «пульсации давления» на оборотной частоте стали иметь менее выраженный характер. При этом вибрации корпуса насоса оставались такими же.

Однако наложение вибраций конструкции на показания датчика давлений не смогли затемнить положительный эффект, достигнутый изменениями, внесёнными в конструкцию центробежных лопастных колёс то есть дисковые вставки на периферии уменьшают пульсации давления и вибрации как на лопаточных частотах, так и на оборотных. Последнее объясняется сравнительной простотой балансировки дис-

ковых колёс. Аналогичный (рис. 3, 4 и 5) характер пульсаций и вибраций был отмечен на всех оборотах работы насосов. При расходах отличных от оптимального каких-либо закономерностей в изменении характера пульсаций отмечено не было.

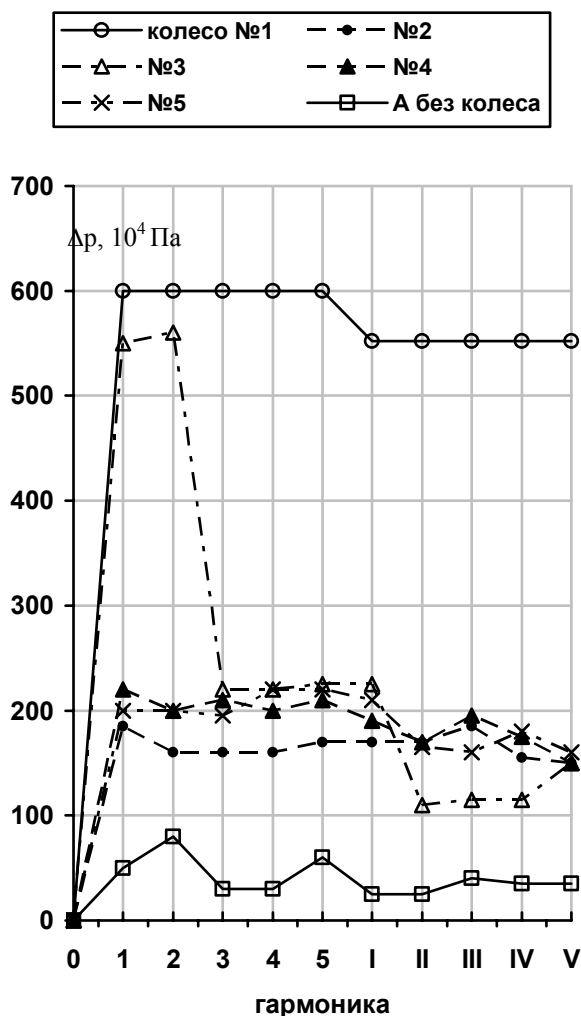


Рис. 4. «Пульсации давления» при отсутствии жидкости в насосах

Для оценки влияния радиальной протяжённости подрезки лопаток колесо № 5 испытывалось с подрезкой лопаток от периферии на 10, 15, 20, 25, 30% и установкой взамен дисковой вставки. Из рис. 6 видно, что чем больше радиальная протяжённость дисковой вставки, тем эффективнее гасятся пульсации и вибрации. Однако подрезка лопаток более чем до  $0,8D_2$  приводит к снижению напора и внутреннего КПД на 5% (см. рис. 7). Это объясняется тем, что диски менее эффективно закручивают поток, чем лопатки [9]. Но

чем меньше зазор между дисками, тем активнее закручивается жидкость и тем ближе энергетические характеристики комбинированных колёс к характеристике лопастного колеса. То есть, при проектировании насосов с комбинированными колёсами следует стремиться к уменьшению междисковых зазоров дисковой вставки. Вторым способом сохранения неизменными характеристики центробежного колеса является установка дисковых вставок не за счёт подрезки лопаток, а за счёт увеличения наружного диаметра колеса (рис. 6).

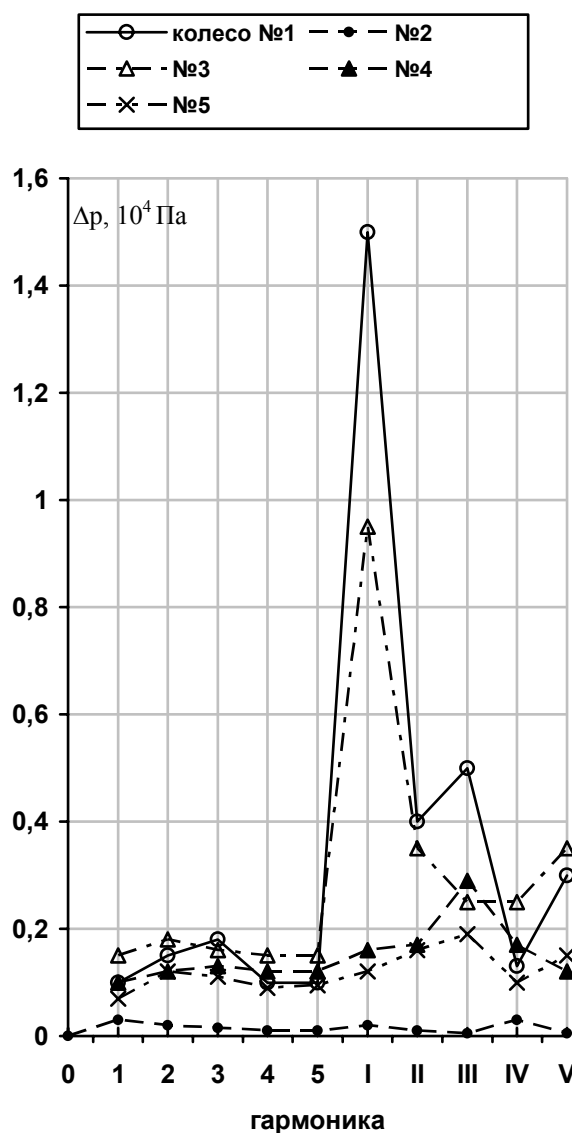


Рис. 5. Пульсации выходного давления при оптимальном расходе (замер «грубым» датчиком)

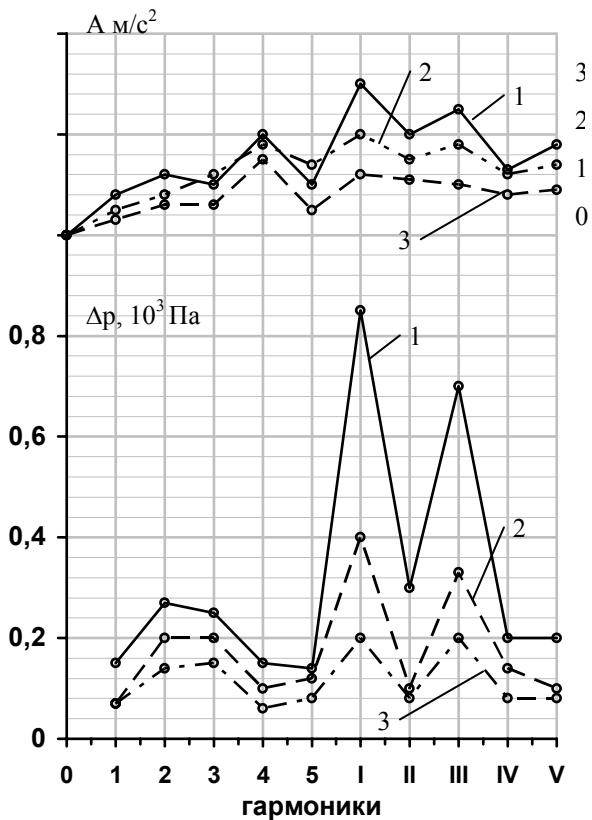


Рис. 6. Влияние радиальной длины дискового кольца на подавление пульсаций давления и вибраций корпуса насоса. 1 -  $D_r=0,9 D_2$ , 2 -  $0,8 D_2$ , 3 -  $0,7 D_2$

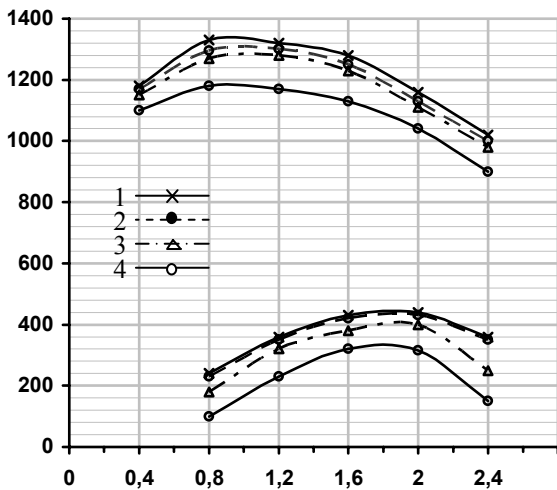


Рис. 7. Влияние величины подрезки лопаток на энергетические характеристики. (1 – колесо №1, 2 – подрезка до  $0,9 D_2$ , 3 – до  $0,8 D_2$ , 4 – до  $0,7 D_2$ )

### Выводы

1. Установлена чёткая связь между пульсациями давления на выходе и вибрацией корпуса насоса.
2. Установка дискового кольца на выходе колеса привела к снижению пульсаций давления и вибрации

корпуса – на некоторых гармониках лопаточной частоты вибрация снизилась на 16 Дб.

3. Отмеченное снижение энергетических показателей может быть устранено конструктивными мерами.

В дальнейшем намечено провести теоретическое исследование устойчивости течения между двумя вращающимися дисками.

### Литература

1. Мисюра В.И., Присняков В.Ф. Экспериментальне дослідження стійкості течії у дискових гідромашинах космічних енергоустановок // Космічна наука і технологія.– 1998.– Т. 4, № 5/6.– С. 110 – 115.
2. Вибрации энергетических машин: Справочное пособие / Под ред. Н.В. Григорьева.– Л: - Машиностроение, 1974.– С. 464.
3. Тейлор Р. Шум.– М.: Мир, 1978.– 30 с.
4. Симановский В.И. Устойчивость и нелинейные колебания роторов центробежных машин.– Харьков: Высш. школа, 1987.– 127 с.
5. Покровский Б.В. Шум и вибрации центробежных насосов.– М; 1970.– Вып. 41.- С. 17–47 (Тр. ВНИИ Гидромаша).
6. Аэрогидродинамический шум в технике / Под ред. Р. Хиклина.– М.: Мир, 1980.– 335 с.
7. Башенов Д.В. Исследование дискретных составляющих в спектре шума осевого компрессора // Сб. физика аэродинамических шумов.– М.: Наука, 1967.– 143 с.
8. Покровский Б.В., Рубинов В.Я. Влияние отвода на виброакустические характеристики насоса.– М; 1970.– Вып. 40.- С. 84-102 (Тр. ВНИИ Гидромаша).
9. Мисюра В.И., Овсяников Б.В., Присняков В.Ф. Дисковые насосы.– М.: Машиностроение, 1986.– 112 с.
10. А.с. 748034 СССР. Рабочее колесо центробежного насоса / В.И. Мисюра, Е.В. Багров (СССР). Оpubл. 23.08.86. Бюлл. № 48.-2 с.

Поступила в редакцию 12.05.03

**Рецензенты:** д-р техн. наук, проф., зав каф. ИТИС В.А. Габринец, Днепропетровский региональный институт государственного управления, г. Днепропетровск; канд. техн. наук, доц. каф. двигателестроения, А.В. Трофименко, ДНУ, г. Днепропетровск.