

**КРУТИЛЬНЫЕ КОЛЕБАНИЯ ВАЛА ЦЕНТРОБЕЖНОГО НАСОСА ПРИ ПЕРЕХОДНЫХ ПРОЦЕССАХ**

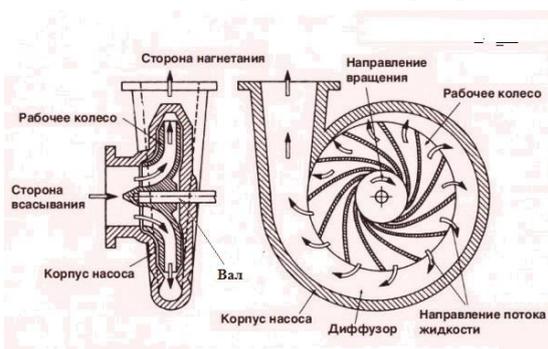
**Н.С. Кузнецов**

Научный руководитель – профессор А.К. Томилин

*Национальный исследовательский Томский политехнический университет, г. Томск, Россия*

Центробежные насосы представляют собой наиболее распространенный тип машин, применяемый для перекачки жидкости. В них благодаря вращению привода механическая энергия воздействия лопастей рабочего колеса на жидкость преобразуется в кинетическую энергию потока. Таким образом в центробежном насосе движение жидкости имеет в области рабочего колеса радиальное направление и перемещается в поле действия центробежных сил.

Принцип действия: рабочее колесо, закрепленное на валу, вращается с большой угловой скоростью и отбрасывает жидкость к периферии, соответствующий объем жидкости поступает к центру разряжения через подвод, затем жидкость, обладающая большой кинетической энергией, поступает в отвод, где тормозится при этом кинетическая энергия жидкости преобразуется в потенциальную энергию давления [1].



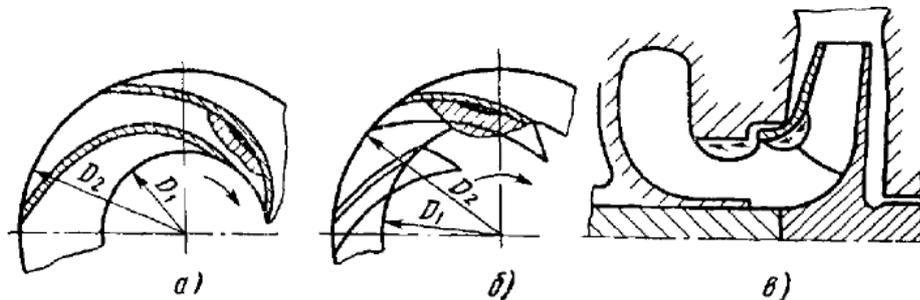
**Рис. 1 Устройство центробежного насоса**

кавитация жидкости. Дефекты лопастей.

Изучение природы и знание потерь энергии необходимо для правильного выбора мощности и типа привода, а также для расчетного построения графика подачи жидкости от её расхода:  $H = f(Q)$ . Знание природы потерь помогает найти путь их уменьшения. Потери в лопастных насосах разделяют на гидравлические, объемные и механические. Из всех потерь в лопастном насосе о гидравлических потерях известно меньше всего, но именно они оказывают наибольшее значение на крутильные колебания вала. Это объясняется многими неучтенными фактами, значение которых сложно точно определить.

Гидравлические потери – это суммарные потери при движении жидкости по водопроводящим каналам [2]. Их условно можно разделить на несколько категорий: потери на трение, потери на вихреобразование и кавитацию.

Вихревые потери делятся на ударные и диффузорные. Возникновение вихревых ударных потерь зависит от отрывного обтекания входных кромок лопастей насоса в режимах работы насоса, отличных от безударных. На рисунке 2 показано отрывное обтекание лопастей на перегрузочных и недогрузочных режимах. Это явление вызывает поперечные колебания вала.



**Рисунок 2 – Образование вихревых зон на входных элементах лопасти рабочего колеса**

На рисунке 2 показаны виды местного понижения давления на входе в насос с цилиндрическими лопастями (рисунок 2а) с пространственными лопастями (рисунок 2б) и в меридианном сечении рабочего колеса (рисунок 2в).

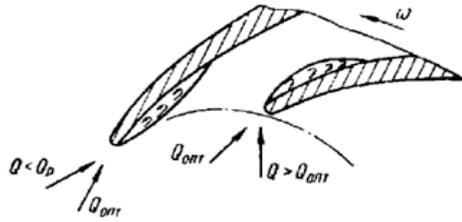


Рис. 3 Зоны местного снижения давления

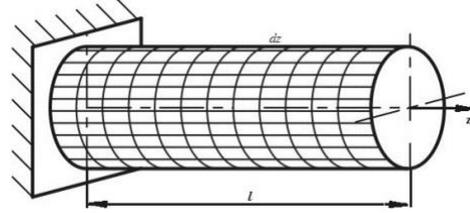


Рис. 4 Схема крутильных колебаний вала

Главной причиной возникновения крутильных колебаний вала является изменение свойств перекачиваемой жидкости во всем рабочем объеме насоса.

Цель исследования: определение собственных частот и собственных функций упругого вала круглого сечения и исследование условий возникновения резонансного режима.

Составим дифференциальное уравнение вращательного движения вала:

$$\frac{\partial^2 \varphi}{\partial t^2} - \frac{1}{a^2} \frac{\partial^2 \varphi}{\partial z^2} = 0 \quad (1)$$

где,  $GJ$  - крутильная жесткость,  $\theta_0$  - момент инерции единицы длины стержня относительно оси  $z$  и введено обозначение:  $\frac{GJ}{\theta_0} = \frac{1}{a^2}$

Применим процедуру Фурье:

$$\varphi(z; t) = \sum_{i=1}^{\infty} Z_i(z) q_i(t),$$

где  $Z_i(z)$  - собственные амплитудные функции;  $q_i(t)$  - обобщённые координаты.

В случае граничных условий, изображенных на рисунке 4, собственные амплитудные функции имеют вид:

$$Z_i(z) = \sin\left(\frac{i\pi z}{2l}\right), (i=1, n).$$

Используя свойства ортогональности, проведем уравнение (1) к системе обыкновенных дифференциальных уравнений:

$$\frac{d^2 q_i}{dt^2} + \frac{1}{a^2} \left(\frac{i\pi}{2l}\right)^2 q_i = 0, (i=1, n), \quad (2)$$

Дифференциальные уравнения в системе (2) являются независимыми, поэтому их решения представляются гармоническими функциями:

$$q_i = q_{0i} \sin(\omega_i t), \quad (3)$$

с частотами:

$$\omega_i = \frac{1}{a} \frac{i\pi}{2l}, (i=1, n), \quad (4)$$

Составим дифференциальное уравнение вынужденных крутильных колебаний вала [4]:

$$\frac{\partial^2 \varphi}{\partial t^2} - \frac{1}{\theta_0} \frac{\partial M}{\partial z} = \frac{1}{\theta_0} M^e, \quad (5)$$

Вынуждающая сила в нашем случае носит случайный характер, поэтому представим ее в виде ряда Фурье по гармоническим функциям с частотами собственных колебаний вала.

Получаем систему дифференциальных уравнений:

$$\frac{d^2 q_i}{dt^2} + \frac{1}{a^2} \left(\frac{2\pi}{2l}\right)^2 q_i = \frac{4}{i\pi\theta_0} f(t)\gamma_i, (i=1, n), \quad (6)$$

где,  $\gamma_i = \sin \frac{i\pi(z_2 - z_1)}{4l} \sin \frac{i\pi(z_2 + z_1)}{4l}$ .

Из анализа системы уравнений (6) следует, что резонансными частотами являются:

$$\omega_i = \frac{1}{a} \frac{i\pi}{2l}, (i=1, n). \quad (7)$$

На основе проведенного исследования можно производить расчеты резонансных режимов для конкретных центробежных насосов с учетом свойств перекачиваемой жидкости.

#### Литература

1. Зимницкий В. А. Лопастные насосы: справочник. – Машиностроение. Ленингр. отд-ние, 1986.
2. Михайлов А. К., Малюшенко В. В. Лопастные насосы: Теория, расчет и конструирование. – Машиностроение, 1977.
3. Карелин В. Я. Кавитационные явления в центробежных и осевых насосах. – Машиностроение, 1975.
4. Ганиев Р.Ф., Кононенко В.О. Колебания твердых тел. Издательство «Наука», главная редакция физико-математической литературы, М., 1976.

### ПЕРВИЧНАЯ СТАТИСТИЧЕСКАЯ ОБРАБОТКА РЕЗУЛЬТАТОВ ИЗМЕРЕНИЙ НА ГЛАВНОЙ ВЕНТИЛЯТОРНОЙ УСТАНОВКЕ ПОДЗЕМНОГО ГОРНОДОБЫВАЮЩЕГО ПРЕДПРИЯТИЯ

**Н.С. Макарычев, А.В. Николаев**

Научный руководитель – профессор Г.Б. Лялькина

*Пермский национальный исследовательский политехнический университет,  
г. Пермь, Россия*

При ведении горных работ на подземных горнодобывающих предприятиях выделяются опасные и вредные газы. Для того чтобы их концентрации не превышали допустимого уровня, проводится ряд специальных мероприятий, одним из которых является проветривание горных выработок с целью обеспечения безопасности производства. Проветривание позволяет снизить концентрации вредных и опасных газов, обеспечивая безопасные условия труда горнорабочих. Объемный расход воздуха, необходимый для поддержания безопасных условий труда, определяется позабойным методом: при этом необходимые объемные расходы свежего воздуха подсчитываются для каждого забоя по отдельности, добычного участка в целом, а также камер служебного назначения. Затем эти объемы суммируются.

Для подачи воздуха в рудник используется главная вентиляторная установка (ГВУ), за счет работы которой воздух по воздухоподающим стволам поступает в подземные горные выработки, а затем удаляется по вентиляционному стволу на дневную поверхность (всасывающий способ проветривания).

Между шахтными стволами действует общешахтная (общерудничная) естественная тяга  $h_e$ . Величина и направление общерудничной естественной тяги  $h_e$  оказывает влияние на работу ГВУ, увеличивая, в случае если направление ее действия совпадает с требуемым направлением движения воздуха, либо снижая производительность  $Q_B$  ГВУ [1, 4]. При управлении работой ГВУ необходимо учитывать изменение текущих параметров, определяющих аэродинамическое сопротивление рудника  $R_{руд}$ , а также значение общерудничной естественной тяги  $h_e$ . Способы расчета величины  $h_e$  требуют использования методов математической статистики.

В работе [3] представлена методика расчета величины и направления общерудничной естественной тяги. Соответствующие примеры расчета приведены в работе [5]. Выяснено, что с помощью доверительных интервалов можно с заданной доверительной вероятностью оценить абсолютную величину и определить направление общерудничной естественной тяги на основании экспериментальных значений производительности  $Q_B$  ГВУ и соответствующих значений общешахтной депрессии  $h_B$  (статического давления  $h_{ст}$ ).

На протяжении 2016-2017 гг. на БКПРУ-2 (ПАО «Уралкалий») был выполнен ряд серий натуральных экспериментов, в ходе которых проводились измерения производительности ГВУ  $Q_B$  и соответствующей общешахтной депрессии  $h_B$  при различных скоростях вращения рабочего колеса вентилятора. Измерения параметров  $h_B$  и  $Q_B$ , определялось при помощи стационарных датчиков, расположенных в нагнетательном и всасывающем каналах ГВУ.

К примеру, 06 июля 2016 года было выполнено девять серий измерений. В каждой из серий было зафиксировано по 8-10 экспериментальных значений производительности  $Q_B$  ГВУ и соответствующих значений общешахтной депрессии  $h_B$ . На проведение девяти серий измерений всего было затрачено порядка 20 минут (т.е. на каждую отдельную серию измерений затрачивалось около двух минут, в течение которых и было зафиксировано примерно по 10 значений  $Q_B$  и  $h_B$ ). Краткая продолжительность времени, отведенного на проведение эксперимента, обусловлена тем, что было необходимо избежать значительных изменений таких параметров наружного воздуха, как температура, атмосферное давление, относительная влажность и т.п., оказывающих на величину  $h_e$  основополагающее влияние.

Таким образом, массив первичных данных состоит из девяти серий, каждая из которых содержит порядка десяти зафиксированных с помощью датчиков показаний производительности ГВУ  $Q_B$  и соответствующих значений общешахтной депрессии  $h_B$ .

При анализе полученных выборочных совокупностей было замечено, что часть данных значительно отклоняется от средних по серии значений. Поэтому в каждой из серий была выполнена процедура исключения так называемых «ложных» данных в соответствии с требованиями математической статистики [2]. В среднем потребовалось исключить по два значения в каждой из серий. В итоге в каждой из серий осталось от семи до десяти результатов измерений, проверенных на их случайность и независимость.