

УДК 534.832.524:621.671

ТЕОРЕТИЧЕСКОЕ ИССЛЕДОВАНИЕ СИЛ ГИДРОДИНАМИЧЕСКОГО ПРОИСХОЖДЕНИЯ, ВЫЗЫВАЮЩИХ ВИБРАЦИЮ ЦЕНТРОБЕЖНЫХ НАСОСОВ

*канд. техн. наук В.Е. ПИТОЛИН
(Полоцкий государственный университет)*

Изложены результаты теоретических исследований сил гидродинамического происхождения, действующих на рабочее колесо центробежного насоса, вызывающих вибрацию его корпуса и излучение звука на лопастной частоте и гармониках. Разработана методика расчета этих сил на различных режимах работы насоса, позволяющая производить оценку амплитуд и фаз вибрации и звука на лопастной частоте по его конструктивным и режимным параметрам уже на стадии проектирования. Результаты расчетов по методике, выполненные для восьми типов консольных центробежных насосов, показали хорошее совпадение с результатами натурных испытаний.

При выполнении расчетов гидродинамических сил, вызывающих вибрацию центробежного насоса (ЦН), а также являющихся основным источником звука на лопастной частоте, необходимо рассмотреть и рассчитать поля давлений и скоростей перекачиваемой среды в спиральном отводе в их взаимодействии с ядрами потоков в выходных сечениях межлопастных каналах рабочего колеса ЦН. До настоящего времени вопрос теоретического анализа этих сил остается открытым. Результаты исследований, выполненных в последнее время [1], несмотря на их основательность и полноту, не позволяют разработать методики, обеспечивающие расчет ожидаемых амплитуд и фаз вибрации ЦН на стадии проектирования.

Постановка задачи исследования. В предыдущих статьях автора была представлена кинематическая схема расчета амплитуд и фаз вибрации корпуса ЦН под действием динамических составляющих поперечных сил F_R , приложенных к рабочему колесу, на различных режимах его эксплуатации [2], а также изложен порядок расчета этих сил и определен метод расчета амплитуд и фаз звукового давления, излучаемого в гидравлический тракт на лопастной частоте [3]. Но для расчета динамических составляющих поперечных сил F_R , как это следует из системы уравнений (36), требуются аналитические выражения для расчета статического давления по периметру рабочего колеса $P_2(\varphi)$ и радиальной составляющей скорости ядра потока на выходе из рабочего колеса при его движении относительно спирального отвода $V_{R2}(\varphi, t)$.

Аналитические методы расчета характеристик полей статического давления и радиальных составляющих скоростей потока на выходе из рабочего колеса можно получить решая совместно уравнения, составленные для описания структуры течений в спиральном отводе ЦН при различных подачах и потока рабочей среды в выходном сечении межлопастного канала рабочего колеса.

Исследование структуры течений в спиральном отводе ЦН на различных режимах его работы. Спиральный отвод является важнейшим конструктивным элементом ЦН. Его геометрические параметры существенно влияют на режим работы насоса.

В настоящее время наиболее широко распространены спиральные отводы, построенные с соблюдением закона постоянства момента скорости (рис. 1):

$$V_u \cdot r = const, \quad (1)$$

где V_u – окружная составляющая скорости потока в отводе ЦН на произвольном радиусе r .

Поэтому площади поперечных сечений спирального отвода выбираются таким образом, чтобы обеспечить осевую симметрию потока за рабочим колесом на расчетном режиме работы ЦН [4]:

$$V_{R2}^p(\varphi) = \frac{Q^p}{2 \cdot \pi \cdot R_2^p \cdot b_2^p} = const, \quad (2)$$

где индекс « p » обозначает расчетный режим или расчетный геометрический параметр; R_2 – наружный радиус рабочего колеса; Q^p – расчетный расход (подача) рабочей среды через насос; b_2 – ширина межлопастных каналов в районе выхода из рабочего колеса.

На нерасчетных режимах отдельный межлопастной канал рабочего колеса находится под действием постоянного статического давления на входе, а статическое давление на выходе из канала периодически изменяется в зависимости от углового расположения канала относительно спирального отвода. Такое изменение давления, наложенное спиральным отводом, работающим в режиме конфузора ($Q > Q^p$) или диффузора ($Q < Q^p$), а также гидродинамическим следом обтекания языка спирального отвода ($Q \approx Q^p$) приводит к периодическому изменению относительной скорости ядра потока в каналах рабочего колеса.

Это и является причиной периодического изменения величины и направления суммарной радиальной силы, действующей на рабочее колесо со стороны потока перекачиваемой среды [3].

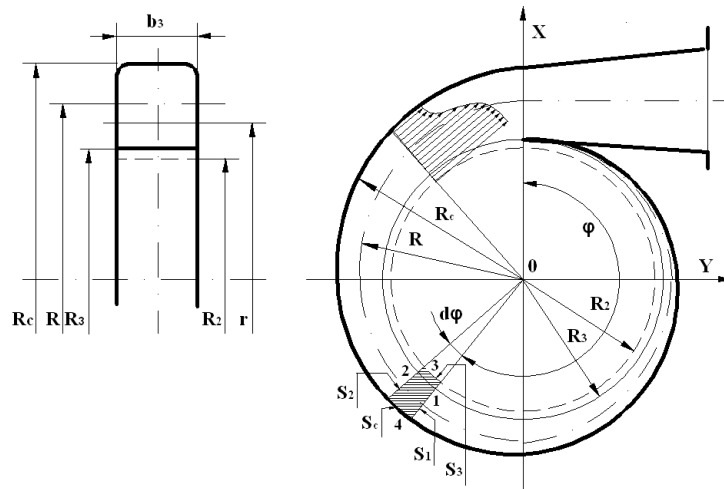


Рис. 1. Расчетная схема спирального отвода ЦН:

- R_c – радиус стенки спирального отвода в рассчитываемом сечении;
- R – радиус средней линии спирального отвода в рассчитываемом сечении;
- R_3 – радиус кольцевого зазора (расстоянием от оси вращения до языка спирального отвода);
- R_2 – наружный радиус рабочего колеса насоса;
- R – произвольное значение радиуса расчетных параметров потока в спиральном отводе;
- b_3 – ширина (или эквивалентная ширина) спирального отвода;
- φ – координата расчетного сечения спирального отвода 3 – 4;
- S – исследуемые сечения выделенного элементарного объема 1 – 2 – 3 – 4 спирального отвода

Из уравнения Эйлера для лопастных машин при условии осевой симметрии потока на входе можно определить окружную составляющую скорости потока в спиральном отводе в районе выхода из рабочего колеса [4]:

$$V_{u2}^p(\varphi) = \mu \cdot (R_2^p \cdot \omega^p - \frac{V_{R2}^p(\varphi)}{\operatorname{tg}\beta_2}) = \operatorname{const}, \quad (3)$$

где $\mu = 0,74 - 0,84$ – коэффициент, учитывающий влияние конечного числа лопастей (порядок расчета этого коэффициента достаточно подробно изложен в работах [4 и 9]); ω – угловая скорость вращения рабочего колеса ЦН; V_{R2} – радиальная составляющая скорости потока на выходе из рабочего колеса; β_2 – угол установки лопастей рабочего колеса в выходном сечении.

Местное значение окружной составляющей средней скорости потока в отводе на расчетном режиме может быть найдено из уравнения постоянства момента скорости (1):

$$V_{ur}(\varphi) = V_{u2}^p(\varphi) \cdot \frac{R_2^p}{r}. \quad (4)$$

Расход через произвольное сечение спирального отвода с учетом выражения (4) может быть определен следующим образом:

$$Q^p(\varphi) = \int_{R_2^p}^{R_c(\varphi)} V_{ur}(\varphi) \cdot b_3(r) \cdot dr = V_{u2}^p(\varphi) \cdot R_2^p \cdot \int_{R_2^p}^{R_c(\varphi)} \frac{b_3(r)}{r} \cdot dr. \quad (5)$$

Для спирального отвода прямоугольного сечения при $b_3(r) = \operatorname{const}$ после интегрирования выражения (5) получим:

$$Q^p(\varphi) = V_{u2}^p(\varphi) \cdot R_2^p \cdot b_3 \cdot \ln \left[A \cdot \frac{R_c(\varphi)}{R_2^p} \right]. \quad (6)$$

Здесь A – постоянная интегрирования.

Согласно выражению (2)

$$Q^p(\varphi) = \frac{Q^p \cdot \varphi}{2\pi}, \quad (7)$$

следовательно,

$$R_c(\varphi) = \frac{R_2^p}{A} \cdot \exp\left[\frac{Q^p \cdot \varphi}{\Gamma \cdot b_3}\right], \quad (8)$$

где A – постоянная интегрирования; Γ – постоянная спирального отвода ($\Gamma = 2 \cdot \pi \cdot V_{u2}^p \cdot R_2^p$).

Постоянная интегрирования A определяется из граничных условий при $\varphi = 0 - R_c = R_3$:

$$A = \frac{R_2^p}{R_3} = \frac{1}{\delta}, \quad (9)$$

где $\delta = \frac{R_3}{R_2^p}$ – коэффициент кольцевого зазора.

Тогда для прямоугольного в поперечном сечении спирального отвода (см. рис. 1) текущая площадь сечения $S(\varphi)$ будет определяться по формуле

$$S(\varphi) = b_3 \cdot [R_c(\varphi) - R_2] = b_3 \cdot R_2 \cdot \left[\delta \cdot \exp\left(\frac{Q^p \cdot \varphi}{\Gamma \cdot b_3}\right) - 1 \right], \quad (10)$$

а расстояние до средней линии спирального отвода

$$R(\varphi) = \frac{1}{2} \cdot [R_c(\varphi) + R_2]. \quad (11)$$

Если форма поперечного сечения спирального отвода существенно отличается от прямоугольной, то с достаточной для прикладных вычислений точностью можно воспользоваться эквивалентным значением $R_c(\varphi)$, полученным из сравнения площадей:

$$R_c(\varphi) = R_2 \cdot \left[1 + \frac{S(\varphi)}{R_2 \cdot b_3} \right]. \quad (12)$$

С учетом выражений (8) и (9) можно получить выражение для радиуса стенки спирального отвода $R_c(\varphi)$, входящее в формулу (11)

$$R_c(\varphi) = \delta \cdot R_2 \cdot \exp\left(\frac{Q^p \cdot \varphi}{\Gamma \cdot b_3}\right) = \delta \cdot R_2 \cdot B^\varphi, \quad (13)$$

где $B = \exp\left(\frac{Q^p}{\Gamma \cdot b_3}\right) = const$ – расчетный параметр спирального отвода прямоугольного сечения.

Тогда выражение для $R(\varphi)$ (11) можно привести к виду

$$R(\varphi) = \frac{1}{2} \cdot R_2 \cdot (\delta \cdot B^\varphi + 1), \quad (14)$$

а выражение (10) для вычисления площади поперечного сечения спирального отвода к виду

$$S(\varphi) = b_3 \cdot R_2 \cdot (\delta \cdot B^\varphi - 1). \quad (15)$$

Как уже отмечалось, течение в спиральном отводе имеет сложную пространственную структуру. На его характеристики оказывает определенное влияние пристеночный пограничный слой, а также величина расхода рабочей среды через насос, отличающаяся от расчетной.

Для расчета структуры потока в спиральном отводе ЦН на нерасчетных режимах его работы воспользуемся методикой, изложенной в работах Б.И. Боровского [5; 6].

Методика построена на результатах исследования течений в спиральном отводе на основе соотношений спутных турбулентных потоков. Поток на входе в спиральный отвод и поток на выходе из рабочего колеса имеют наибольшие углы относительно нормали к радиусу, схематично эти потоки рассматриваются в каждом последующем контрольном сечении как две спутные плоскопараллельные турбулентные струи (рис. 2).

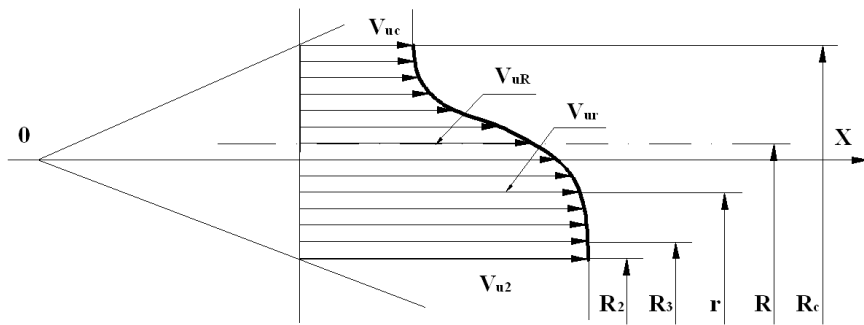


Рис. 2. Расчетная схема течений в сечениях спирального отвода ЦН:

V_{uc} – окружная составляющая скорости потока в районе наружной стенки спирального отвода;

V_{uR} – окружная составляющая скорости потока на средней линии спирального отвода;

V_{ur} – окружная составляющая скорости потока в произвольном месте сечения;

V_{u2} – окружная составляющая скорости потока на выходе из рабочего колеса

Полагая, что один из потоков имеет скорость $V_{u2}(\varphi) = \text{const}$, а другой – $V_c(\varphi)$, при которой в силу кинематических соотношений, определенных для сечения турбулентного пограничного слоя, в середине рассматриваемого сечения отвода реализуется скорость $V_{ur}(\varphi)$. Эта скорость определяется из уравнений сохранения энергии, момента количества движения и уравнения неразрывности.

Автором этой схемы расчета Боровским Б.И. [6] получено и исследовано для отводов различной формы, в том числе и для лопаточного отводящего аппарата, соотношение для окружной скорости потока в отводе в рассматриваемом контрольном сечении 3 – 4 (см. рис. 1) в функции от радиуса отвода:

$$\frac{V_{ur}(\varphi)}{\bar{V}_{u2}} = 1 - 1,33 \cdot \left(1 - \frac{V_{uR}(\varphi)}{\bar{V}_{u2}}\right) \cdot \left\{1 - 0,385 \cdot \left[1 - \frac{r - R_2}{2 \cdot (R(\varphi) - R_2)}\right]^2\right\}^2. \quad (16)$$

Усредненное по периметру рабочего колеса значение окружной составляющей скорости потока на выходе из колеса \bar{V}_{u2} рассчитывается по формуле, аналогичной формуле (3), но с рабочими значениями расхода Q и внешнего радиуса колеса R_2 , которые могут отличаться от расчетных:

$$\bar{V}_{u2} = \mu \cdot \left(R_2 \cdot \omega - \frac{Q}{2\pi \cdot b_2 \cdot R_2 \cdot \text{tg}\beta_{2Л}} \right). \quad (17)$$

Выражение для расчета статического давления в контрольном сечении 3 – 4 на входе в спиральный отвод со стороны рабочего колеса получено из условия радиального равновесия

$$P_r(\varphi) = P_R(\varphi) + \rho \cdot \bar{V}_{u2}^2 \cdot \left(0,25 + 0,75 \cdot \frac{V_{uR}(\varphi)}{\bar{V}_{u2}}\right)^2 \cdot \ln\left(\frac{r}{R(\varphi)}\right), \quad (18)$$

а выражение для расчета статического давления на средней линии отвода, входящее в это уравнение, полученное из уравнения Бернулли, имеет вид

$$P_R(\varphi) = P_1 + \rho \cdot \left\{ \bar{H}_k - \bar{h}_{om} - \frac{V_{uR}^2(\varphi)}{2} - \frac{\bar{V}_{u2}^2}{2} \left(\frac{R(\varphi)}{R_2} - 1\right) \left[0,25 \frac{V_{uR}(\varphi)}{\bar{V}_{u2}} \left(\frac{V_{uR}(\varphi)}{\bar{V}_{u2}} - 1\right) - 0,03 \right] \right\}. \quad (19)$$

Значение скорости потока на средней линии спирального отвода $V_{uR}(\varphi)$, входящее в уравнения (16), (18) и (19), находится из краевых условий при $\varphi = 0$ и $\varphi = 2\pi$

$$V_{uR}(\varphi) = V_{uR}(2\pi) \cdot \left[\frac{\frac{R(\varphi)}{R_2} - 1}{\frac{R(2\pi)}{R_2} - 1} \right]^{\ln \frac{V_{uR}(2\pi)}{V_{u2}}} \cdot \left[\frac{\ln \frac{R(2\pi)}{R_2}}{\ln \frac{R(0)}{R_2}} \right]^{\frac{R(2\pi)}{R_2} - 1}. \quad (20)$$

Эти выражения не содержат зависимости $R(\varphi)$ в явной форме, так как предназначены для численных расчетов параметров течений в отводах с поперечными сечениями произвольной формы.

Замена формы сечения спирального отвода на эквивалентную прямоугольную вносит определенную погрешность в расчеты структуры потока (по некоторым оценкам, до 10 %). Однако погрешность измерительных трактов, используемых для оценки абсолютных уровней виброускорений корпуса насоса, обычно составляют 25 – 30 % [7], поэтому принятые упрощения можно считать допустимыми.

После подстановки выражения (14) в уравнение (19) получим формулу для расчета окружной составляющей скорости движения жидкости в спиральном отводе на режимах, отличающихся от расчетного $V_{uR}(\varphi)$, уже в явной форме от координаты φ

$$V_{uR}(\varphi) = V_{uR}(2\pi) \cdot \left(\frac{\delta \cdot B^\varphi - 1}{\delta \cdot B^{2\pi} - 1} \right)^{\frac{\ln \frac{V_{uR}(2\pi)}{\bar{V}_{u2}}}{\ln \frac{\delta \cdot B^{2\pi} - 1}{\delta - 1}}} \quad (20)$$

Окружную составляющую скорости потока в «горле» спирального отвода $V_{uR}(2\pi)$, входящую в уравнение (20), можно оценить из уравнения расхода

$$Q(2\pi) = Q + Q(0), \quad (21)$$

тогда

$$V_{uR}(2\pi) = \frac{Q(2\pi)}{S(2\pi)} = \frac{Q + V_{uR}(0) \cdot S(0)}{S(2\pi)}. \quad (22)$$

После подстановки в эту формулу выражений для площадей поперечного сечения спирального отвода (15) можно получить

$$V_{uR}(2\pi) = \frac{Q + V_{uR}(0) \cdot b_3 \cdot R_2 \cdot (\delta - 1)}{b_3 \cdot R_2 \cdot (\delta \cdot B^{2\pi} - 1)}. \quad (23)$$

Начальное значение скорости $V_{uR}(0)$, входящее в формулу (23), определяется краевыми условиями и может быть оценено, как

$$V_{uR}(0) \approx \bar{V}_{u2}. \quad (24)$$

Формула для расчета статического давления на средней линии спирального отвода может быть получена аналогичным образом из выражения (19):

$$P_R(\varphi) = P_{ex} + \rho \cdot \left\{ R_2 \cdot \omega \cdot \bar{V}_{u2} - \bar{h}_{om} - \frac{1}{2} \cdot V_{uR}^2(\varphi) - \frac{1}{2} \cdot \bar{V}_{u2}^2 \cdot (\delta \cdot B^\varphi - 1) \cdot \left[0,25 \cdot \frac{V_{uR}(\varphi)}{\bar{V}_{u2}} \cdot \left(\frac{V_{uR}(\varphi)}{\bar{V}_{u2}} - 1 \right) - 0,03 \right] \right\}. \quad (25)$$

Потери в спиральном отводе \bar{h}_{om} можно ориентировочно оценить по формуле:

$$\bar{h}_{om} = \xi \cdot \frac{\bar{V}_{u2}^2}{2}, \quad (26)$$

где ξ – коэффициент гидравлических потерь.

Согласно известным опытным данным [4] коэффициент потерь в спиральном отводе и коническом диффузоре ξ зависит от режима работы отвода: на расходе меньше расчетного он определяется потерями в отводе, а при расходе больше расчетного – потерями в коническом диффузоре.

В диапазоне расходов (0,5 – 1,6) $\cdot Q_p$ коэффициент потерь может быть оценен, как $\xi \approx 0,2$.

Усредненная во времени величина радиальной составляющей скорости на выходе из рабочего колеса может быть найдена из уравнения неразрывности

$$\bar{V}_{R2}(\varphi) = \frac{1}{b_2 \cdot R_2} \cdot \frac{d}{d\varphi} [V_{uR}(\varphi) \cdot S(\varphi)]. \quad (27)$$

После подстановки в это уравнение выражений для скорости $V_{uR}(\varphi)$ (20), площади поперечного сечения отвода $S(\varphi)$ (10) и последующего дифференцирования можно получить формулу для вычисления усредненных во времени радиальных составляющих скорости среды в спиральном отводе на выходе из рабочего колеса:

$$\bar{V}_{R2}(\varphi) = \delta \cdot V_{uR}(2\pi) \cdot B^\varphi \cdot \ln B \cdot \frac{b_3}{b_2} \cdot \left[\frac{\ln \frac{V_{uR}(2\pi)}{\bar{V}_{u2}}}{\ln \frac{\delta \cdot B^{2\pi} - 1}{\delta - 1}} + 1 \right] \cdot \left(\frac{\delta \cdot B^\varphi - 1}{\delta \cdot B^{2\pi} - 1} \right)^{\frac{\ln \frac{V_{uR}(2\pi)}{\bar{V}_{u2}}}{\ln \frac{\delta \cdot B^{2\pi} - 1}{\delta - 1}}}. \quad (28)$$

Статическое давление в районе выхода из колеса $P_2(\varphi)$ можно рассчитать по формуле (18) при $r = R_2$ и подстановке в эту формулу выражения для $R(\varphi)$ (14):

$$P_2(\varphi) = P_R(\varphi) + \rho \cdot \bar{V}_{u2}^2 \cdot \left(0,25 + 0,75 \cdot \frac{V_{uR}(\varphi)}{\bar{V}_{u2}} \right)^2 \cdot \ln \left(\frac{2}{\delta \cdot B^\varphi + 1} \right). \quad (29)$$

Как показывает практика, расчет параметров течения в спиральном отводе в районе выхода из рабочего колеса, выполняемый по формулам (20), (25), (28) и (29), позволяет получить хорошее совпадение с экспериментальными данными, однако нуждается в дальнейшем совершенствовании для анализа структуры течений в районе «языка» спирального отвода и влияния кольцевого зазора на режимах, близких к расчетным.

Рассмотрение реальной структуры течений на выходе из рабочего колеса ЦН. Известно, что поток рабочей среды в выходном сечении межлопастного канала рабочего колеса не распределяется равномерно по периметру, а обладает хорошо выраженным ядром, расположенным в районе рабочей (напорной) стороны лопасти [8], так называемой области вытеснения.

В работах академика Г.Ф. Проскуры [9] достаточно наглядно показано влияние обратного вихря, развивающегося в межлопастном канале рабочего колеса ЦН, приводящего к перераспределению среды в канале вплоть до отрыва потока от тыльной стороны лопасти на малых расходах и образованию ядра в области вытеснения. Согласно утверждению ученого, реальная картина течений в межлопастных каналах рабочего колеса «... может сопровождаться разрывом сплошности и не отвечает предположениям, положенным в основание гидродинамической теории» [9, с. 318]. По этой причине для расчета реальной структуры течений на выходе из рабочего колеса используются различные эмпирические зависимости. Например, можно воспользоваться моделью структуры потока в выходном сечении канала от координаты активной зоны, полученной А.И. Тимшиным [8], которая имеет следующий вид

$$V_{R2}(\psi) = \frac{2 \cdot q_z \cdot (\varepsilon - \psi)}{\varepsilon^2 \cdot b_2}, \quad \text{при } \varepsilon \leq \psi < \gamma = \frac{2 \cdot \pi}{z} - V_{R2}(\psi) = 0, \quad (30)$$

где ψ – координата точки активной зоны потока; ε – длина по шагу активной зоны потока; $q_z = Q/z$ – расход рабочей среды через межлопастной канал (z – число лопастей); γ – угловое значение шага установки лопастей.

Длина активной зоны потока ε существенно зависит от расхода через насос

$$\varepsilon = 2 \cdot R_2 \cdot \alpha \cdot \left(\frac{z \cdot q_z}{8 \cdot u_2 \cdot R_2^2} \right)^{0,44}, \quad (31)$$

где α – коэффициент пропорциональности, определяемый опытным путем для конкретной конструкции рабочего колеса (обычно находится в пределах 1,8 – 2,6); $u_2 = \omega R_2$ – окружная составляющая скорости наружной кромки рабочего колеса.

Отсчет координаты ψ осуществляется от точки пересечения активной (лицевой) стороны лопасти с окружностью R_2 по направлению вращения рабочего колеса. Поэтому возможны некоторые трудности при переходе от системы отсчета угла ψ , жестко связанного с рабочим колесом (рис. 3), к системе отсчета угла φ , жестко связанной с корпусом насоса, относительно которой система отсчета ψ вращается вокруг оси OZ с постоянной угловой скоростью ω .

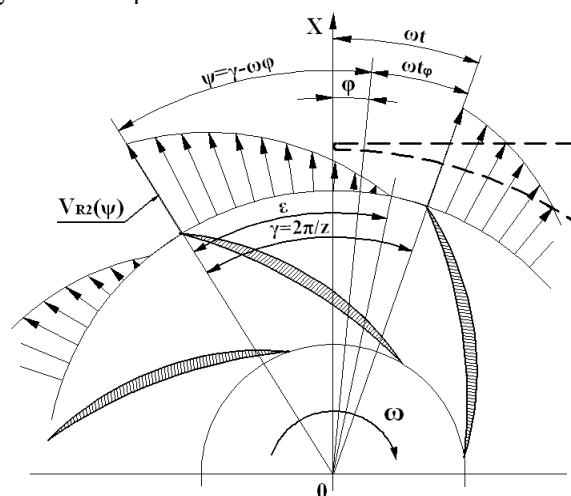


Рис. 3. Расчетная схема эпюры радиальных составляющих скоростей потока на выходе из межлопастных каналов рабочего колеса ЦН

Для упрощения процесса перехода от одной системы отсчета к другой относительно некоторой точки на корпусе насоса с координатами (R_2, φ) можно записать

$$\psi = \gamma - \varphi = \gamma - \omega \cdot t, \quad (32)$$

полагая, что начало отсчета времени t совпадает с моментом прохождения относительно этой точки выходной кромки рабочей стороны лопасти рабочего колеса.

Исследование взаимодействия течений на выходе из рабочего колеса и в спиральном отводе ЦН. Согласно формуле (31) величина q_z усреднена по каналам рабочего колеса, а величина $V_{R2}(\psi)$ имеет осевую симметрию, что не соответствует реальной картине течений.

Для обеспечения закона неразрывности потока среды через насос можно записать для канала

$$q_z(\varphi) = b_2 \cdot R_2 \cdot \omega \cdot \int_0^{\gamma/\omega} \overline{V}_{R2}(\omega t) \cdot dt. \quad (33)$$

Полагая значение постоянной интегрирования равным нулю, после интегрирования выражения (33)

$$q_z(\varphi) = b_2 \cdot R_2 \cdot \gamma \cdot \overline{V}_{r2}(\varphi). \quad (34)$$

Из выражений (28), (30) и (34) можно получить недостающую формулу для расчета мгновенных значений радиальных составляющих скорости потока на выходе из рабочего колеса

$$V_{R2}(\varphi, t) = \frac{2 \cdot q_z(\varphi) \cdot [\varepsilon(\varphi) - \psi]}{\varepsilon(\varphi)^2 \cdot b_2}, \quad (35)$$

где $\gamma = \varphi - \omega \cdot t - \frac{n \cdot 2 \cdot \pi}{z}$; $\varepsilon(\varphi) = 2 \cdot R_2 \cdot \alpha \cdot \left[\frac{z \cdot q_z(\varphi)}{8 \cdot \omega \cdot R_2^3} \right]^{0,44}$.

Отсчет угла ωt осуществляется относительно начала отсчета координаты φ (см. рис. 3).

Граничные условия для формулы (35):

- в диапазоне $0 \leq \psi < \varepsilon(\varphi)$ значения $V_{R2}(\varphi, t)$ вычисляются по формуле (35);
- в диапазоне $\varepsilon(\varphi) \leq \psi < \gamma$ значение $V_{R2}(\varphi, t) = 0$;
- для определения значений ψ в интервале $0 \leq \psi \leq \gamma = 2\pi/z$ множитель n последовательно принимает значения ряда $n = -1, 0, 1, \dots, z - 1$;
- координата φ изменяется в диапазоне от 0 до 2π .

Процесс расчета параметров $V_{R2}(\varphi, t)$ по формуле (35) осуществляется следующим образом:

1) при заданном значении t_0 , определяющем мгновенное положение рабочего колеса ЦН относительно языка спирального отвода, рассчитываются значения $V_{R2}(\varphi, t_0)$ с учетом закона неразрывности среды (33) и граничных условий, действующих по периметру рабочего колеса;

2) затем колесо поворачивается на угол $d\psi = \omega dt$, и расчет значений $V_{R2}(\varphi, t_0 + dt)$ по формуле (35) повторяется;

3) при достижении колесом положения, соответствующего углу поворота $\psi = \omega t_0 + \gamma$, процесс вычислений прекращается, так как результаты последующих вычислений будут повторять результаты предыдущих с периодом $T = \gamma/\omega$.

Вычисления значений статического давления $P_2(\varphi)$ по формуле (29) достаточно выполнить один раз вне зависимости от положения рабочего колеса.

Результаты вычислений вводятся в систему уравнений для расчета значений поперечных сил, действующих на рабочее колесо ЦН со стороны жидкости, вывод которых выполнен в работе [3]:

$$\begin{aligned} F_{RX}(t) &= -b_2 R_2 \int_0^{2\pi} P_2(\varphi) \cos \varphi d\varphi - \frac{\rho b_2 R_2}{2} \left[\int_0^{2\pi} V_{R2}^2(\varphi, t) \cos \varphi d\varphi - \int_0^{2\pi} V_{R2}(\varphi, t) V_{u2}(\varphi) \sin \varphi d\varphi \right]; \\ F_{RY}(t) &= -b_2 R_2 \int_0^{2\pi} P_2(\varphi) \sin \varphi d\varphi - \frac{\rho b_2 R_2}{2} \left[\int_0^{2\pi} V_{R2}^2(\varphi, t) \sin \varphi d\varphi - \int_0^{2\pi} V_{R2}(\varphi, t) V_{u2}(\varphi) \cos \varphi d\varphi \right]. \end{aligned} \quad (36)$$

Затем выполняется численное преобразование Фурье последовательности полученных значений, в результате которого вычисляются амплитуды и фазы динамических составляющих поперечных сил, возбуждающих вибрацию корпуса и генерирующих звуковое давление в гидравлический тракт ЦН на лопастной частоте.

Формулы для расчета уровней вибрации и звука приведены в работах автора [2; 3].

Результаты вычислений вибрации корпуса, выполненных для 8-ми типов ЦН консольной конструкции различного назначения (ЦНР-25/35, ЦН-100/30, НЦКВ-100/35, ЦН-104, ЦН-160/80, БЭН-38, 10ВФ-18, 10ВФ-24), достаточно хорошо совпадают с результатами натуральных испытаний. Более того, расчетами подтверждаются и результаты изменения конструктивных и режимных факторов: уменьшение или увеличение частоты вращения рабочего колеса ЦН, уменьшение наружного диаметра рабочего колеса, изменение формы языка спирального отвода и т.д.

Заключение. Разработаны аналитические методы расчета гидродинамических параметров структуры течений в центробежном насосе на различных подачах и скоростях вращения рабочего колеса.

Создана методика расчета амплитуд и фаз динамических составляющих поперечных сил F_R , действующих на рабочее колесо ЦН, на различных режимах его эксплуатации, в которой изложен порядок расчета этих сил и определен метод расчета амплитуд и фаз вибрации корпуса ЦН на лопастной частоте. Разработанная методика может использоваться для оценки конструктивных параметров ЦН, направленных на снижение вибрации на этапе проектирования насосов. Результаты расчетов амплитуд и фаз вибрации корпуса ЦН на лопастной частоте подтверждаются результатами натуральных испытаний 8-ми типов насосов.

ЛИТЕРАТУРА

1. Перевощиков, С.И. Разработка научных основ управления вибрацией гидродинамического происхождения в центробежных насосах магистральных нефтепроводов: автореф. ... д-ра техн. наук / С.И. Перевощиков; ТПИ. – Тюмень, 2004. – 47 с.
2. Питолин, В.Е. Построение компьютерной модели центробежного насоса для расчета вибрации его корпуса под действием динамических составляющих поперечной силы / В.Е. Питолин // Вестн. Полоц. гос. ун-та. Серия Ф. Строительство. Прикладные науки. – 2009. – № 12. – С. 95 – 101.
3. Питолин, В.Е. Построение математической модели процесса возбуждения динамических составляющих поперечных сил в рабочем колесе центробежного насоса силы / В.Е. Питолин // Вестн. Полоц. гос. ун-та. Серия С. Фундаментальные науки. – 2011. – № 4. – С. 52 – 58.
4. Ломакин, А.А. Центробежные и осевые насосы / А.А. Ломакин. – М., Л.: Машиностроение, 1966. – 264 с.
5. Боровский, Б.И. Особенности течения в спиральном отводе центробежного насоса на нерасчетных режимах / Б.И. Боровский // Изв. ВПИ. Гидродинамика лопаточных машин и общая механика. – Воронеж, 1977. – С. 42 – 49.
6. Боровский, Б.И. Особенности расчета поперечных (радиальных) сил в центробежных насосах с направляющим аппаратом и спиральным отводом / Б.И. Боровский // Изв. ВПИ. Гидродинамика лопаточных машин и общая механика. – Воронеж, 1977. – С. 11 – 17.
7. Клюкин, И.И. Акустические измерения в судостроении / И.И. Клюкин, А.Е. Колесников. – Л.: Судостроение, 1982 – 256 с.
8. Тимшин, А.И. Структура потока на выходе из колеса и ее влияние на характеристики центробежного насоса: автореф. ... канд. техн. наук / А.И. Тимшин; ХГУ. – Харьков, 1972. – 32 с.
9. Проскура, Г.Ф. Гидродинамика турбомашин / Г.Ф. Проскура. – Киев: Машгиз, 1954. – 423 с.

Поступила 22.11.2012

THEORETICAL EXAMINATION OF FORCES OF THE HYDRODYNAMIC ORIGIN, SETTING UP VIBRATIONS OF CENTRIFUGAL PUMPS

V. PITOLIN

Results of theoretical examinations of forces of the hydrodynamic origin acting on the vane wheel rotor of the centrifugal pump, setting up vibrations of its housing and radiation of sound at vane frequencies and harmonics. Method of calculation of these forces at various modes of pump operation is developed, allowing to estimate amplitudes and phases of vibration and sound at vane frequencies on its constructive and mode parameters on the design stage already. Results of calculations made according to the method for 8 types of cantilevered centrifugal pumps have displayed a good match with the results of full-scale tests.