

УДК 621.671.22

Теоретическое обоснование измерения акустической мощности центробежного насоса

*Полуэктвов Д.А., аспирант
кафедры «Гидромеханика, гидромашины и гидропневмоавтоматика»,
Россия, 105005, г. Москва, МГТУ им. Н.Э. Баумана*

*Брайнин Б.П., к.т.н., с.н.с.
Россия, 129626, г. Москва, ОАО «НПО Гидромаш»*

*Научный руководитель: Покровский Б.В., д.т.н., профессор
Россия, 105005, г. Москва, МГТУ им. Н.Э. Баумана
vyaroz@bmstu.ru*

Введение

В современном мире стратегические ядерные силы являются важным фактором сдерживания военных угроз и основным условием для достижения ядерного паритета. Учитывая развитие высокоточного вооружения, особого внимания заслуживают атомные подводные ракетоносцы, обладающие рядом стратегических преимуществ. Они имеют большой срок автономности, способны скрытно маневрировать в пределах всего мирового океана и проводить запуски ракет, как из подводного положения, так и всплывая из-под льдов Северного полюса, что делает их обнаружение и уничтожение до момента запуска ракет очень сложной задачей.

Наиболее эффективным является акустический способ обнаружения АПЛ, поэтому повышение малозаметности подводных лодок является актуальной задачей.

Для подводных лодок самым шумящим объектом являются винты. Вторым по заметности (характерен для АПЛ) – циркуляционный насос первого контура реактора.

Акустическая энергия, излучаемая при работе центробежного насоса, передается в окружающую среду тремя путями:

- воздушная среда;
- опорные и не опорные связи (опоры, амортизаторы, оболочки трубопроводов);
- перекачиваемая жидкость.

1 Мощность воздушного шума

Измеряя звуковое давление в сферической волне, излучаемой насосом в воздушную среду, можно оценить величины плотности потока акустической мощности. В свободном поле (без учета отражения звука от стенок помещения) плотность потока акустической мощности вычисляется по формуле [1]

$$W = \frac{1}{2} \frac{P^2}{\rho_0 c_0} \left(\frac{Bm}{m^2} \right), \quad (1)$$

где P – измеряемое звуковое давление;

ρ_0 – плотность воздуха;

c_0 – скорость звука в воздухе.

Формула (1) дает общее представление о соотношении акустических мощностей, излучаемых насосом по трём путям распространения звука. Благодаря значительной разнице между звуковыми давлениями, измеряемыми в жидкости и в воздухе, плотность потока акустической мощности, передаваемой по воздуху, меньше плотности потока акустической мощности, передаваемой по жидкости, минимум в 300 раз. На рисунке 1 показан спектр воздушного шума вертикального центробежного многоступенчатого насоса.

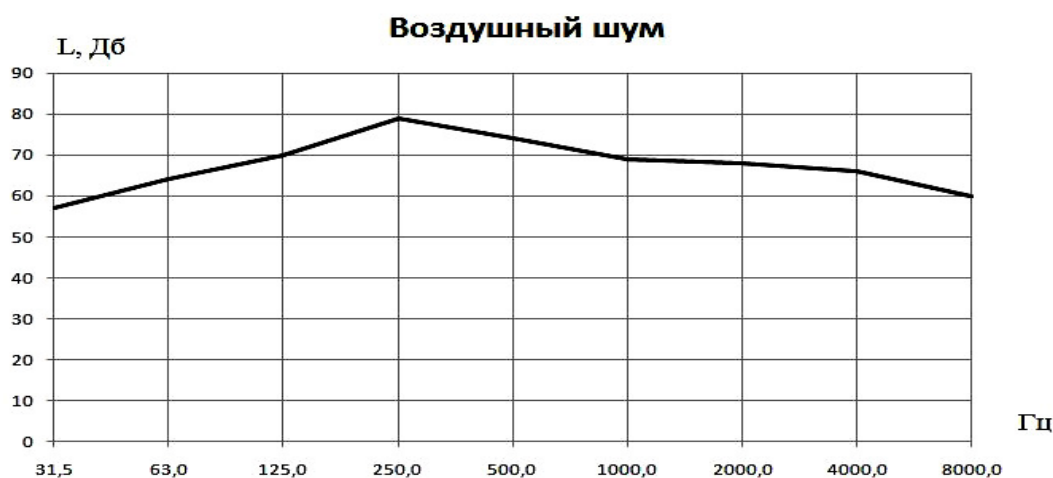


Рис. 1 – Спектр воздушного шума вертикального центробежного многоступенчатого насоса

2 Мощность гидродинамического шума.

Звуковые колебания, распространяющиеся по жидкости, заполняющей трубопроводы, носят название гидродинамического шума (ГДШ). ГДШ может проявляться в виде волн «нулевого порядка» т.е. плоских волн, бегущих без отражений от стенок, и волн «ненулевых (высших) порядков», бегущих путем последовательных отражений от стенок.

Из уравнений, приведенных в работе [1], можно вывести следующее условие, определяющее частоты, при которых происходит распространение волн нулевого порядка

$$f < 0.6 \frac{c}{D} \quad (Гц), \quad (2)$$

где c – скорость звука в трубе, заполненной жидкостью;

D – диаметр трубы.

Как видно из условия (2), ГДШ центробежных насосов распространяется, в основном, в виде плоских волн нулевого порядка.

В бегущей по трубе нулевой волне средняя за период колебаний плотность потока акустической мощности выразится уравнением, аналогичным уравнению (1):

$$W = \frac{1}{2} \frac{A^2}{\rho c} \left(\frac{Bm}{M^2} \right), \quad (3)$$

где A – звуковое давление в бегущей волне;

ρ – плотность воды;

c – скорость звука в воде.

На рисунке 2 показан спектр ГДШ вертикального центробежного многоступенчатого насоса.

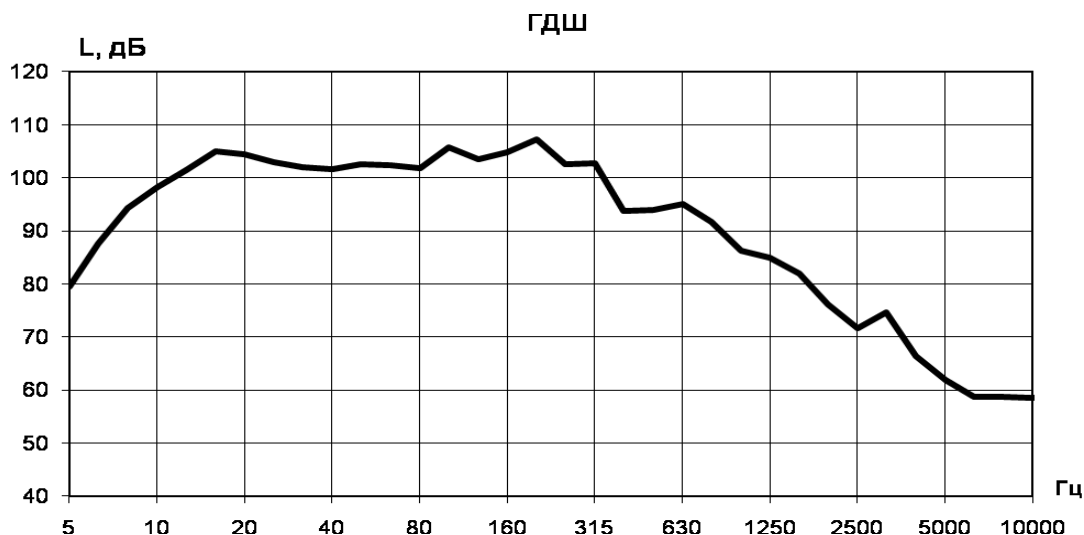


Рис.2 – Спектр гидродинамического шума вертикального центробежного многоступенчатого насоса

При наличии отраженной волны, плотность потока акустической мощности падающей волны W_A и плотность потока акустической мощности отраженной волны W_B вычитаются, так что суммарная плотность потока акустической мощности равна

$$W = W_A - W_B = \frac{1}{2 \rho c} (A^2 - B^2) \left(\frac{Bm}{M^2} \right), \quad (4)$$

где A – амплитуда звукового давления в падающей бегущей волне;

B – амплитуда звукового давления в отраженной бегущей волне.

В соответствии с уравнением (4) для определения плотности потока акустической мощности ГДШ необходимо разделить полное звуковое поле в трубе на две бегущие в противоположных направлениях волны и определить их амплитуды.

Пусть два гидрофона разнесены вдоль оси трубы и имеют координаты установки x_1 , x_2 соответственно. Звуковое давление, измеряемое каждым гидрофоном, в комплексном виде запишется как

$$\tilde{P}_1 = P_1 e^{i \varphi_1}, \quad \tilde{P}_2 = P_2 e^{i \varphi_2}, \quad (5)$$

где P_1 , P_2 – модули измеряемых звуковых давлений;

φ_1 , φ_2 – фазы измеряемых звуковых давлений.

Фазы φ_1 , φ_2 отсчитываются от произвольной, но одинаковой для обоих гидрофонов начальной фазы (в окончательную формулу входит разность фаз $\Delta \varphi = \varphi_2 - \varphi_1$).

Представим комплексные звуковые давления в виде суммы комплексных амплитуд падающей и отраженной волны:

$$\begin{cases} \tilde{P}_1 = \tilde{A} e^{ikx_1} + \tilde{B} e^{-ikx_1} \\ \tilde{P}_2 = \tilde{A} e^{ikx_2} + \tilde{B} e^{-ikx_2} \end{cases}, \quad (6)$$

где $\tilde{A}$ - амплитуда падающей волны;
 $\tilde{B}$ - амплитуда отражённой волны;
 k – волновое число.

Решая последнюю систему относительно неизвестных амплитуд падающей и отраженной волны, получим

$$\tilde{A} = \frac{\tilde{P}_2 e^{-ikx_1} - \tilde{P}_1 e^{-ikx_2}}{i 2 \sin k (x_2 - x_1)}, \quad (7)$$

$$\tilde{B} = \frac{\tilde{P}_1 e^{ikx_2} - \tilde{P}_2 e^{ikx_1}}{i 2 \sin k (x_2 - x_1)}. \quad (8)$$

Вычислим квадраты модуля амплитуд падающей и отраженной волны, умножая их на комплексно-сопряженные числа, отмеченные знаком (*):

$$A^2 = \tilde{A} \tilde{A}^* = \frac{\tilde{P}_2 \tilde{P}_2^* + \tilde{P}_1 \tilde{P}_1^* - \tilde{P}_2 \tilde{P}_1^* e^{-ik(x_1 - x_2)} - \tilde{P}_1 \tilde{P}_2^* e^{-ik(x_2 - x_1)}}{-4 \sin^2 k (x_2 - x_1)}, \quad (9)$$

$$B^2 = \tilde{B} \tilde{B}^* = \frac{\tilde{P}_1 \tilde{P}_1^* + \tilde{P}_2 \tilde{P}_2^* - \tilde{P}_1 \tilde{P}_2^* e^{ik(x_2 - x_1)} - \tilde{P}_2 \tilde{P}_1^* e^{ik(x_1 - x_2)}}{-4 \sin^2 k (x_2 - x_1)}. \quad (10)$$

Найдем разность квадратов модулей амплитуд падающей и отраженной волны

$$A^2 - B^2 = \frac{-\tilde{P}_2 \tilde{P}_1^* [e^{-ik(x_1 - x_2)} - e^{ik(x_1 - x_2)}] - \tilde{P}_1 \tilde{P}_2^* [e^{-ik(x_2 - x_1)} - e^{ik(x_2 - x_1)}]}{-4 \sin^2 k (x_2 - x_1)}.$$

Проведя необходимые преобразования, получим

$$A^2 - B^2 = i \frac{\tilde{P}_2 \tilde{P}_1^* - \tilde{P}_1 \tilde{P}_2^*}{2 \sin^2 k (x_2 - x_1)}. \quad (11)$$

С учетом уравнения (5), можно записать

$$\begin{aligned} \tilde{P}_2 \tilde{P}_1^* &= P_2 P_1 e^{i(\varphi_2 - \varphi_1)}, \\ \tilde{P}_1 \tilde{P}_2^* &= P_1 P_2 e^{-i(\varphi_2 - \varphi_1)}. \end{aligned}$$

Тогда уравнение (11) перепишется в виде

$$A^2 - B^2 = i P_1 P_2 \frac{e^{i(\varphi_2 - \varphi_1)} - e^{-i(\varphi_2 - \varphi_1)}}{2 \sin^2 k (x_2 - x_1)}.$$

Подставляя полученное выражение в уравнение (4), получим в окончательном виде уравнение для вычисления плотности потока акустической мощности, передающейся по жидкости, заполняющей трубопровод:

$$W = \frac{1}{2 \rho c} P_1 P_2 \frac{\sin(\Delta \varphi)}{\sin k (x_2 - x_1)} \left[\frac{Bm}{m^2} \right]. \quad (12)$$

3 Мощность, передаваемая на фундамент через опорные связи

Основным фактором, определяющим виброактивность механизма, является сила, а также колебательная мощность, передающаяся на фундамент. При этом сила, возбуждаемая вибрирующим механизмом, является комплексной величиной

$$\tilde{F} = \text{Re}(F) + i \cdot \text{Im}(F).$$

На рисунке 3 представлен спектр вибраций вертикального центробежного многоступенчатого насоса.

Ниже предпринята попытка определить силу и колебательную мощность, действующую на фундамент, через величину механического импеданса.

Определим импеданс $\tilde{Z}$ в комплексной форме как отношение силы и виброскорости:

$$\tilde{Z} = \frac{\tilde{F}}{\tilde{V}}. \quad (13)$$



Рис. 3 – Спектр вибраций вертикального центробежного многоступенчатого насоса

Перепишем уравнение (13) с учетом модулей и аргументов комплексных чисел

$$Z e^{i\zeta} = \frac{F e^{i\varphi}}{V e^{i\nu}} = \frac{F}{V} e^{i(\varphi-\nu)}, \quad (14)$$

где Z, ζ - модуль и аргумент импеданса;

F, φ - модуль и аргумент силы;

V, ν - модуль и аргумент виброскорости.

Из уравнения (14) следует равенство экспоненциальных членов и их показателей:

$$e^{i\zeta} = e^{i(\varphi-\nu)}, \quad \zeta = \varphi - \nu.$$

Аргумент импеданса ζ представляет собой измеряемую величину, равную разности фаз между сигналом, поступающим с датчика силы и сигналом, поступающим с датчика, измеряющего виброскорость.

С учетом формулы Эйлера, уравнение (14) может быть переписано в виде

$$Z e^{i\zeta} = \frac{F}{V} [\cos(\zeta) + i \sin(\zeta)]. \quad (15)$$

Тогда модуль импеданса Z равен

$$Z = \frac{F}{V},$$

действительная часть импеданса равна

$$R = Z \cos(\zeta),$$

мнимая часть импеданса равна

$$X = Z \sin(\zeta).$$

Здесь F - измеряемая сила, V - измеряемая виброскорость, ζ - измеряемая разность фаз между силой и виброскоростью.

При установке механизма на опорную конструкцию уравнение (14) переписывается в виде

$$Z e^{i\zeta} = \frac{F_m}{V_m} e^{i(\varphi - \nu)}, \quad (16)$$

где F_m - модуль силы возбуждаемой при работе механизма;

V_m - модуль виброскорости, возбуждаемой при работе механизма.

Из уравнения (16) найдем модуль силы, действующей на опорную конструкцию:

$$\begin{aligned} F_m e^{i\zeta} &= Z V_m e^{i\zeta}, \\ F_m &= Z V_m. \end{aligned} \quad (17)$$

Для гармонического процесса мощность характеризуется ее средним значением за период или за промежуток времени, много больший периода колебаний по длительности.

В общем случае имеем

$$\begin{aligned} \tilde{F}_m &= F_m e^{i\omega t}, \\ \tilde{V}_m &= V_m e^{(-i\omega t + i\zeta)}. \end{aligned}$$

Поскольку вычисление мощности есть нелинейная операция над гармоническими величинами F и V , необходимо перейти к вещественной записи:

$$\begin{aligned} F &= F_m \cos(\omega t), \\ V &= V_m \cos(-\omega t + \zeta). \end{aligned}$$

Мгновенная мощность процесса равна

$$\begin{aligned} W &= F V = F_m V_m \cos(\omega t) \cos(-\omega t + \zeta), \\ W &= \frac{1}{2} F_m V_m [\cos \zeta + \cos(2\omega t - \zeta)]. \end{aligned}$$

При усреднении по периоду волны

$$\cos(2\omega t - \zeta) = 0.$$

Таким образом, средняя мощность колебательного процесса равна

$$\bar{W} = \frac{1}{2} F_m V_m \cos \zeta \quad [Bm]. \quad (18)$$

В том случае, если механизм установлен на нескольких опорах, необходимо просуммировать колебательные мощности по всем опорам. При этом необходимо

учитывать фазовое соотношение между мощностями по каждой опоре. Суммарная колебательная мощность механизма равна

$$\overline{W}_S = \sum_{i=1}^n \overline{W}_i \cos(\alpha_{1-i}) \quad [Bm]. \quad (19)$$

Здесь $\overline{W}_i$ – колебательная мощность на i -ой опоре, n – количество опор, α_{1-i} – фазовый угол между виброскоростью на первой опоре и i -ой опоре.

Заключение

Таким образом, исходные данные для расчета акустических мощностей, передаваемых по перекачиваемой жидкости и по опорным связям, могут быть определены экспериментальным путем. Формула (12) позволяет получить значения плотности акустической мощности, передаваемой по жидкостному тракту, а формулы (18), (19) – значения колебательной мощности, передаваемой по опорным связям.

Список литературы

1. Исакович М.А. Общая акустика. М.: Наука, 1973. 496 с.
2. Лепендин Л.Ф. Акустика: учебное пособие для втузов. М.: Высшая школа, 1978. 448 с.
3. Иванов Н.И. Инженерная акустика. Теория и практика борьбы с шумом. М.: Логос. 2008. 424 с.