

Бесплатно

Министерство высшего и среднего специального образования СССР

Московское ордена Ленина, ордена Октябрьской Революции
и ордена Трудового Красного Знамени
высшее техническое училище им. Н. Э. Баумана

А. Ф. КОЗЬЯКОВ, Б. В. ПОКРОВСКИЙ

Утверждены редсоветом МВТУ

ОЦЕНКА ВИБРАЦИЯ НАСОСНЫХ УСТАНОВОК
КАК ФАКТОРА, ВОЗДЕЙСТВУЮЩЕГО
НА ОКРУЖАЮЩУЮ СРЕДУ

Методические указания
по дипломному проектированию

Под редакцией А. А. Строкина

Данные методические указания издаются в соответствии с учебным планом. Рассмотрены и одобрены кафедрой Э-9 31.10.86 г., методической комиссией факультета Э 24.12.86 г. и учебно-методическим управлением 29.12.86 г.

Рецензент д. т. н. проф. Байбаков О. В.

© Московское высшее техническое училище им. Н. Э. Баумана

Насосные установки являются распространенным источником вибраций, оказывающих раздражающее воздействие на население прилегающей жилой застройки. Вредное воздействие вибраций насосных установок ограничивается "Санитарными нормами допустимых вибраций в жилых домах" СН 1304-75 [2].

Нормируемыми параметрами вибрации являются среднеквадратичные уровни виброскорости, виброускорения или виброперемещения в октавных полосах со среднегеометрическими значениями частот 2; 4; 8; 16; 31,5; 63 Гц, выраженные в децибелах:

$$L_v = 20 \lg \frac{V}{V_{огп}}, \quad L_w = 20 \lg \frac{W}{W_{огп}}, \quad L_A = 20 \lg \frac{A}{A_{огп}}; \quad (1)$$

здесь V , W и A - соответственно среднеквадратичные виброскорость, м/с, виброускорение, m/s^2 , и виброперемещение, м;

$V_{огп}$, $W_{огп}$ и $A_{огп}$ - соответственно пороговые виброскорость ($5 \cdot 10^{-8}$ м/с), виброускорение ($3 \cdot 10^{-4}$ m/s^2) и виброперемещение ($8 \cdot 10^{-12}$ м).

Допустимые уровни вибрации в любом направлении (вертикальном или горизонтальном) в жилых помещениях приведены ниже:

Среднегеометрические частоты октавных полос, Гц	2	4	8	16	31,5	63
Частотные границы октавных полос, Гц	1,8-2,9	2,9-5,6	5,6-11,2	11,2-22,4	22,4-45	45-90
Уровни виброскорости, дБ	79	73	67	67	67	67
Уровни виброускорения, дБ	25	25	25	31	37	43
Уровни виброперемещения, дБ	136	121	109	103	97	91

В нормативные уровни вносятся поправки на характер вибрации (постоянная или непостоянная), время суток и длительность ее воздействия. Постоянной считается вибрация, уровень которой при измерении прибором с характеристикой "медленно" в течение не менее 10 мин изменяется не более чем на ± 3 дБ. Значения поправки приведены ниже:

Влияющий фактор	Условия	Поправки, цп
Характер вибрации	Постоянная	0
	Непостоянная	-10
Время суток	День (с 7 до 23 ч)	+5
	Ночь (с 23 до 7 ч)	0
Длительность воздействия вибраций в дневное время за наиболее интенсивные 30 мин	Суммарная длительность, %:	
	65-100	0
	19-66	+5
	6-18	+10
	Менее 6	+15

Зная нормативное значение вибрационных параметров, можно провести их сопоставление с ожидаемым уровнем вибраций в жилой застройке, используя экспериментальные или расчетные спектральные характеристики насосной установки. Для этого необходимо учесть ослабление вибраций при установке насосов на фундаменте и при распространении вибраций по грунту до фундаментов жилых построек.

Значение вибрационных параметров насосов, установленных на фундаменте, может быть определено по известному или рассчитанному среднеквадратическому значению спектральных характеристик вибрации насосной установки:

$$W_{\varphi} = W_n \frac{m}{m+M}, \quad W_{\varphi 0} = W_n \frac{m}{m+M} \cdot A_{\varphi 0} = A_n \frac{m}{m+M}, \quad (2)$$

где индекс "н" — соответствует значению вибрационных параметров насоса, "ф" — фундамента; m — масса насоса; M — масса фундамента.

Ослабление вибрации при распространении, например, виброускорений по грунту на известное расстояние z может быть получено с помощью графика (рис. 1), построенного исходя из зависимости [1]:

$$W_z = W_{\varphi 0} \left\{ \frac{1}{\sigma^2 [1 - (\sigma^2 - 1)^2]} - \frac{\sigma^2 - 1}{(\sigma^2 + 1) \sqrt{3} \sigma} \right\} \quad (3)$$

где W_z — среднеквадратичное значение виброускорения на расстоянии z от фундамента насоса (виброускорение грунта под фундаментом жилого здания);

$$\sigma = \frac{z}{z_0}, \quad z_0 = \sqrt{\frac{S}{F}} - \text{приведенный радиус фундамента насоса;}$$

S — площадь подошвы фундамента.

Аналитическая зависимость между виброускорениями (виброускорением) на расстоянии z от фундамента $W_z(A_z)$ и виброускорением (виброускорением) на фундаменте $W_{\varphi}(A_{\varphi})$ аналитична зависимости (3).

Считая вибрации в здании равными вибрациям его фундамента, а колебания последнего равными колебаниям грунта, можно по формуле (1), зная W_z , C_z или A_z , считать уровень виброускорений, виброускорения или виброускорений в здании и сопоставить полученные значения с нормами.

Ниже рассмотрена методика расчетного определения уровня виброускорения насосных установок центробежного типа.

Общий уровень виброускорения центробежного насоса в нормальном диапазоне частот от 1,8 до 90 Гц для любого режима его работы можно вычислять по следующей схеме:

$$L_w = L_{w \text{ мин}} + \Delta L_1 + \Delta L_2 + \Delta L_3, \quad (4)$$

где $L_{w \text{ мин}}$ — уровень вибрации на оптимальном режиме работы насоса при отсутствии кавитации;

ΔL_1 — уровень, зависящий от отклонения радиального зазора между рабочим колесом и языком улитки (или лопатками направляющего аппарата) от оптимального значения;

ΔL_2 — уровень, определяющий увеличение вибраций при отклонении режима работы насоса от оптимального;

ΔL_3 — уровень, определяющий приращение вибраций, вызванных кавитацией в насосе.

Рассмотрим каждый уровень в отдельности. Общий уровень виброускорения насоса L_w обусловлен источниками механического и гидродинамического происхождения (источники электрического происхождения проявляются в области более высоких частот). К механическим источникам относятся неуравновешенность ротора насоса и подшипники. К гидродинамическим относятся вихреобразование и кавитационные процессы в проточных каналах; местные неоднород-

$$\beta = W_z / W_0$$

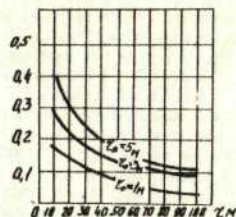


Рис. 1. Номограмма для определения допустимого расстояния от источника вибрации до жилых и административных зданий

n_s бистроходность	50	65	80	100	120
$\rho_{opt} \cdot 100$	4-5	5-6,5	6,5-8	8-10	10-12

ности потока на выходе из рабочего колеса из-за конечности лопаток, у лямки спиралей или у входа на лопатки направляющего аппарата. Эти источники максимальным образом проявляются на гармонических частотах неуравновешенности ротора $f_H = nK/60$ и допустимых частотах $f_d = 2nK/60$, где n - частота вращения, об/мин; Z - число лопатей рабочего колеса; $K = 1, 2, 3 \dots$

Большинство центробежных насосов имеет частоту вращения $n \approx 3000$ и 1500 об/мин, а число лопатей $Z = 6$ или 7 , поэтому в нормируемом диапазоне частот $1,8-90$ Гц проявляется, как правило, действие частот f_H , при этом основную энергию колебаний несет первая гармоническая частота (при $K = 1$), которую и надо учитывать при нормировании вибраций.

Слагаемое $L_{мин}$ - уровень вибрации на оптимальном режиме работы насоса при отсутствии кавитации в рабочем колесе и отводе (рис. 2) и при радиальном зазоре d_2^* между колесом и лямкой удлинки (или лопатками направляющего аппарата), соответствующим оптимальным значениям $\rho_{opt} = 2d_2^*/D_2 = f(n_s)$, приведенным в табл. I.

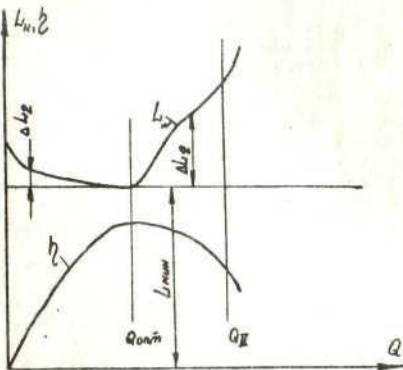


Рис. 2. Схема типичной зависимости $L = f(Q)$ при отсутствии кавитации в рабочем колесе

Эти значения зазора d_2^* установлены из условий обеспечения минимальных уровней вибрации от неоднородности потока на выходе из рабочего колеса и минимальных уровней, определяемых вынужденными процессами при сохранении возможно более высокого КПД.

Уровень $L_{мин}$ может быть выражен в виде

$$L_{мин} = 60 \lg u - \bar{L}, \quad (5)$$

где \bar{L} - отвлеченный уровень, дБ; u - окружная скорость вращения рабочего колеса (подсчитанная на наружном его диаметре), м/с.

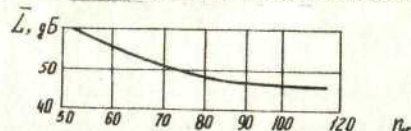


Рис. 3. Зависимость отвлеченного уровня вибрации \bar{L} от коэффициента бистроходности n_s

На рис. 3 по результатам испытаний большого числа одноступенчатых центробежных насосов построена зависимость $\bar{L} = f(n_s)$. Эта зависимость может быть также представлена формулой

$$\bar{L} = 10 \lg n_s + 2,5 \left(\frac{100}{n_s} \right)^3 - 5,5. \quad (6)$$

Слагаемое ΔL_1 зависит от отклонений значения $\rho = \frac{2d_2^*}{D_2}$ в ту или иную сторону от оптимального. На рис. 4 эта зависимость изображена в виде графика $\Delta L_1 = f(\rho/\rho_{opt})$, где ρ_{opt} - оптимальное для данной бистроходности значение отношения $2d_2^*/D_2$ (см. табл. I), а ρ - фактическое отношение $2d_2^*/D_2$ для данного насоса.

Изменение ΔL_1 может происходить в довольно широких пределах. Например, у насоса с бистроходностью 70 при уменьшении зазора от оптимального до $\rho = \dots 1,5\%$ значение ΔL_1 составляет 10 дБ. Напротив, удаление рабочего колеса от отвода приводит к

снижению уровня вибрации.

Слагаемое ΔL_2 определяет увеличение вибраций насоса при отклонении режима работы от оптимального (см. рис. 2). Это увеличение вибрации при отсутствии кавитации в рабочем колесе обусловлено наличием вихревых и кавитационных процессов, вызванных отрицательным обтеканием элементов отвода и вихревыми процессами на входе в рабочее колесо.

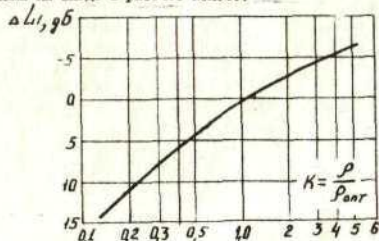


Рис. 4. Зависимость поправки ΔL_1 от коэффициента $\kappa = \rho/\rho_{опт}$

В табл. 2 приведены значения ΔL_2 при различных относительных подачах $\bar{Q} = Q/Q_{опт}$ в зависимости от n_3 .

Таблица 2

n_3	Уровень ΔL_2 , дБ			
	$\bar{Q} = 0,5$	$\bar{Q} = 0,75$	$\bar{Q} = 0,9-1,0$	$\bar{Q} = 1,25$
60	5-6	1-3	0-3	20-26
70	5-6	1-3	0-3	15-21
80	5-6	1-3	0-3	10-16
90	2-5	1-2	0-2	5-11
100	2-5	1-2	0	0-6

Работа при перегрузках, особенно для насосов низкой эффективности, приводит к резкому возрастанию вибраций, обусловленному развитием кавитационных процессов в отводе. При подачах Q_{II} (см. рис. 2) происходит срыв характеристик насоса, сопровождающийся скачком уровня вибрации. Поэтому диапазон до-

пустых подач насоса должен быть ограничен величиной $Q_{II} = 1,1 \dots 1,2 Q_{опт}$. Нежелательными для работы насоса с точки зрения виброустойчивости являются также области подачи, близкие к нулевой. При этих подачах наблюдается неоднородная работа межлопаточных каналов колеса с очень сильным вихреобразованием, что может привести к усилению вибраций, особенно на низких частотах.

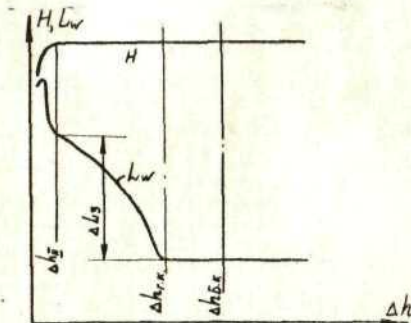


Рис. 5. Схема типичной зависимости $L = f(h)$ при $Q = Q_{опт}$

Слагаемое ΔL_3 оценивает приращение вибраций, вызванных кавитацией в рабочем колесе (рис. 5). Значение ΔL_3 , определяемое диапазоном изменения кавитационного запаса Δh , существенно зависит от относительной подачи \bar{Q} . Оно максимально при оптимальной подаче и недогрузках и уменьшается при перегрузках. Это объясняется тем, что при $Q > Q_{опт}$ в связи с развитием кавитации в отводе резко повышаются уровни вибраций насоса даже при отсутствии кавитации в рабочем колесе. На оптимальных и недогрузочных режимах значение ΔL_3 , оценивающее увеличение вибрации при изменении кавитационного запаса от $\Delta h_{5,к}$ до Δh_{11} , составляет 15-25 дБ. При этом нижний предел ΔL_3 относится к рабочим колесам, для которых оптимальный режим насоса соответствует минимальным допустимым углам атаки на входе в колесо ($\Delta h_{11,к}$ - кавитационный запас, соответствующий началу газовой кавитации

в рабочем колесе, для исследованных насосов при $n = 2950$ об/мин он равен 80–120 кПа; $\Delta h_{Б,К}$ – кавитационный запас, гарантирующий отсутствие кавитации в колесе; $\Delta h_{кр}$ – критический кавитационный запас, соответствующий началу срыва характеристик насоса).

Пример. Требуется определить ожидаемые уровни вибраций при $\bar{Q} = 0,5; 1,0; 1,25$ центробежного насоса с оптимальными параметрами $Q = 50$ м³/ч; $H = 400$ кПа; $n = 2950$ об/мин. Диаметр колеса $D_2 = 185$ мм; зазор $c = 4$ мм. Расположенный кавитационный запас $\Delta h = 200$ кПа. Масса насоса $m = 120$ кг; масса фундамента $M = 220$ кг.

1. Определяем L для частоты $f_n = n/60 = 2950/60 = 49,1\bar{6}$. Коэффициент быстроходности насоса

$$\bar{n}_3 = \frac{3,65 n \bar{Q}^{1/2}}{H^{3/4}} = \frac{3,65 \cdot 2950 \cdot 50^{1/2}}{60 \cdot 40^{3/4}} = 80.$$

По графику на рис. 2 для $\bar{n}_3 = 80$ находим $\bar{L} = 48$ дБ.

Окружная скорость на диаметре D_2 подсчитывается по формуле

$$u = \frac{\pi D_2 n}{60} = \frac{3,14 \cdot 0,185 \cdot 2950}{60} = 27,4 \text{ м/с}.$$

Из уравнения (2)

$$L_{\text{мин}} = 60 \lg 27,4 - 48 = 40 \text{ дБ}.$$

2. Чтобы найти ΔL_1 , подсчитываем

$$\beta = \frac{2c}{D_2} = \frac{0,4}{185} = 0,00216;$$

$$K_{\text{вн}} = 0,068 \quad (\text{см. табл. 1}).$$

При $K = \beta \sqrt{K_{\text{вн}}} = 0,043/0,068 = 0,63$

$$\Delta L_1 = +3 \text{ дБ} \quad (\text{см. рис. 3}).$$

3. Значения ΔL_2 берем из табл. 2:

$$\text{при } \bar{Q} = 0,5 \quad \Delta L_2 = 5 \text{ дБ};$$

$$\text{при } \bar{Q} = 1,0 \quad \Delta L_2 = 0;$$

$$\text{при } \bar{Q} = 1,25 \quad \Delta L_2 = 15 \text{ дБ}.$$

4. Определяем ΔL_3 : при $\Delta h > \Delta h_{кр}$ $\Delta L_3 = 0$.

5. Находим L :

$$\text{при } \bar{Q} = 0,5 \quad L = 40 + 3 + 5 = 48 \text{ дБ};$$

$$\text{при } \bar{Q} = 1,0 \quad L = 40 + 3 = 43 \text{ дБ};$$

$$\text{при } \bar{Q} = 1,25 \quad L = 40 + 3 + 15 = 58 \text{ дБ}.$$

Следовательно, насос без фундамента при работе удовлетворяет нормируемым значениям виброускорения в октавной полосе 63 Гц только на оптимальном режиме $\bar{Q} = 1,0$, а на режимах $\bar{Q} = 0,5$ и $1,25$ не удовлетворяет.

6. С целью ослабления виброускорений до нормируемых значений при всех режимах работы насосную установку надо размещать на фундаменте. Необходимая масса фундамента M с целью ослабления вибраций ≥ 15 дБ должна быть ≥ 830 кг.

Ослабление вибраций за счет установки насоса на фундамент может быть подсчитана следующим образом:

$$\begin{aligned} \Delta L_{\text{ф}} &= 20 \lg \frac{W_n}{W_{\text{н}}} - 20 \lg \frac{W_0}{W_{\text{н}}} - 20 \lg \frac{W_n}{W_0} = \\ &= 20 \lg \frac{m \cdot M}{m} = 20 \lg \frac{950}{120} = 15,9 \text{ дБ}. \end{aligned}$$

Насосная установка на таком фундаменте может быть размещена в здании.

7. Полное удовлетворение требований по виброускорениям в здании может быть также достигнуто без применения фундамента за счет удаления насосной установки от здания на расстояние $\gamma \geq 15$ м. При этом $\beta = W_z / W_{\text{ф}} \leq 0,15$ (см. рис. 1), а ослабление вибрации

$$\begin{aligned} \Delta L_z &= 20 \lg \frac{W_0}{W_z} - 20 \lg \frac{W_z}{W_{\text{н}}} = \\ &= 20 \lg \frac{W_0}{W_z} = 20 \lg 0,7 = 15,9 \text{ дБ}. \end{aligned}$$

Литература

1. Строительные нормы и правила СНиП II-19-79. Фундаменты машин с динамическими нагрузками. – М.: Стройиздат, 1980. – 54 с.
2. Карагодина И.Л. Защита от шума и вибраций. – М.: Недра, 1979. – 117 с. (Б-ка санитарного врача).
3. ГОСТ 12.1.012-78. Система стандартов безопасности труда. Вибрация. Общие требования безопасности.
4. Покровский Б.В., Рубинов В.Л. К расчету уровней вибраций центробежных насосов // Труды ВНИИ гидромаш. – М.: 1983. – № 57. – 123 с.