

Интегрирование уравнений (6) и (7) проводилось на ЭВМ методом Рунге – Кутты четвертого порядка. Полученные решения проверялись их подстановкой в уравнение (3). Некоторые полученные конформные отображения представлены для чисто поперечных колебаний на фигуре. Расчеты проведены для проводимостей  $\beta_0$ , действительные и мнимые части которых лежат в диапазоне от нуля до десяти. Каждая из кривых соответствует интегральной кривой, определенной для постоянного значения мнимой части проводимости  $\beta_{0j}$ . Кривые, соответствующие  $\beta_{0R} = \text{const}$ , не нанесены. В качестве начальных условий использовались значения, которые для чисто мнимых проводимостей определялись по уравнению (3) комбинированным методом, включающим метод хорд и метод половинного деления отрезка. Точки, лежащие на оси абсцисс, соответствуют  $\beta_{0R} = 0$ , причем значениям  $\beta_{0j} = 0$  соответствуют хорошо известные собственные значения и собственные частоты колебаний в цилиндрическом объеме с абсолютно жесткой стенкой. В случае  $\beta_{0j} < 0$  собственные частоты увеличиваются по сравнению со случаем абсолютно жесткой стенки, а при  $\beta_{0j} > 0$  – уменьшаются. При предельно больших значениях активной составляющей проводимости интегральные кривые, соответствующие разным значениям мнимой части проводимости, стремятся к общему пределу, определяемому особыми точками функции  $\beta(\lambda)$ , которые совпадают с корнями Бесселевых функций. Зависимость коэффициента затухания от активной составляющей проводимости при постоянном значении реактивной составляющей имеет максимум. В случае  $\beta_j = 0$  максимальное затухание первой тангенциальной моды колебаний достигается при  $\beta_R = 0,92$ , второй и третьей тангенциальных мод – при  $\beta_R = 0,96$ . При больших значениях реактивной проводимости максимум затухания сдвигается к значениям  $\beta_R$ , достигающим 5–10.

Во многих практически важных случаях, например при демпфировании вибрационного горения, нужно в некотором диапазоне частот обеспечить возможно большее затухание наиболее медленно затухающих колебаний. Эти требования выполняются при выборе проводимостей, соответствующих изображениям точек ветвления функции  $\beta(\lambda)$ , которые являются решением системы, состоящей из уравнения (3) и уравнения, определяющего потерю регулярности функции  $\lambda(\beta)$ . Для чисто поперечных колебаний это уравнение имеет вид  $m^2 + \lambda_{m\mu}^2 (\beta_0^2 - 1) + j\beta_0 \lambda_{m\mu} = 0$ . Некоторые решения этой системы, найденные подбором, таковы: для  $m=0$ :  $\beta = 0,9279 - 0,0906j$ ,  $\lambda = 3,3917 + 2,4317j$ ,  $\beta = 0,9705 - 0,0603j$ ,  $\lambda = 6,6949 + 3,0179j$ ; для  $m=1$ :  $\beta = 0,944 - 0,0601j$ ,  $\lambda = 4,7405 + 2,7867j$ ,  $\beta = 0,9729 - 0,0475j$ ,  $\lambda = 8,1266 + 3,2298j$ .

Образом мнимой оси в плоскости  $\beta$  является действительная ось в плоскости  $\lambda$ , поэтому, пользуясь принципом симметрии Римана – Шварца, полученные результаты легко обобщить на случай отрицательной активной проводимости. Можно утверждать, что симметрия  $\lambda(\beta)$  относительно мнимой оси приводит к симметрии относительно действительной оси, т. е. к изменению знака  $\delta$ . Полученные результаты полностью сохраняются, если под  $\beta_R$  понимать абсолютную величину отрицательной проводимости, а под  $\delta$  – величину коэффициента возрастания колебаний.

В заключение автор выражает благодарность Т. И. Огурцовой за помощь в работе и проведение расчетов.

#### ЛИТЕРАТУРА

1. Морз Ф. Колебания и звук. М.-Л.: ГИТТЛ, 1949.
2. Zozumski W. E., Mason J. P. Multiple eigenvalues of sound-absorbing circular and annular ducts // J. Acoust. Soc. Amer. 1974. V. 55. P. 1158–1165.
3. Аргамонов К. И. Термогидроакустическая устойчивость. М.: Машиностроение, 1982.

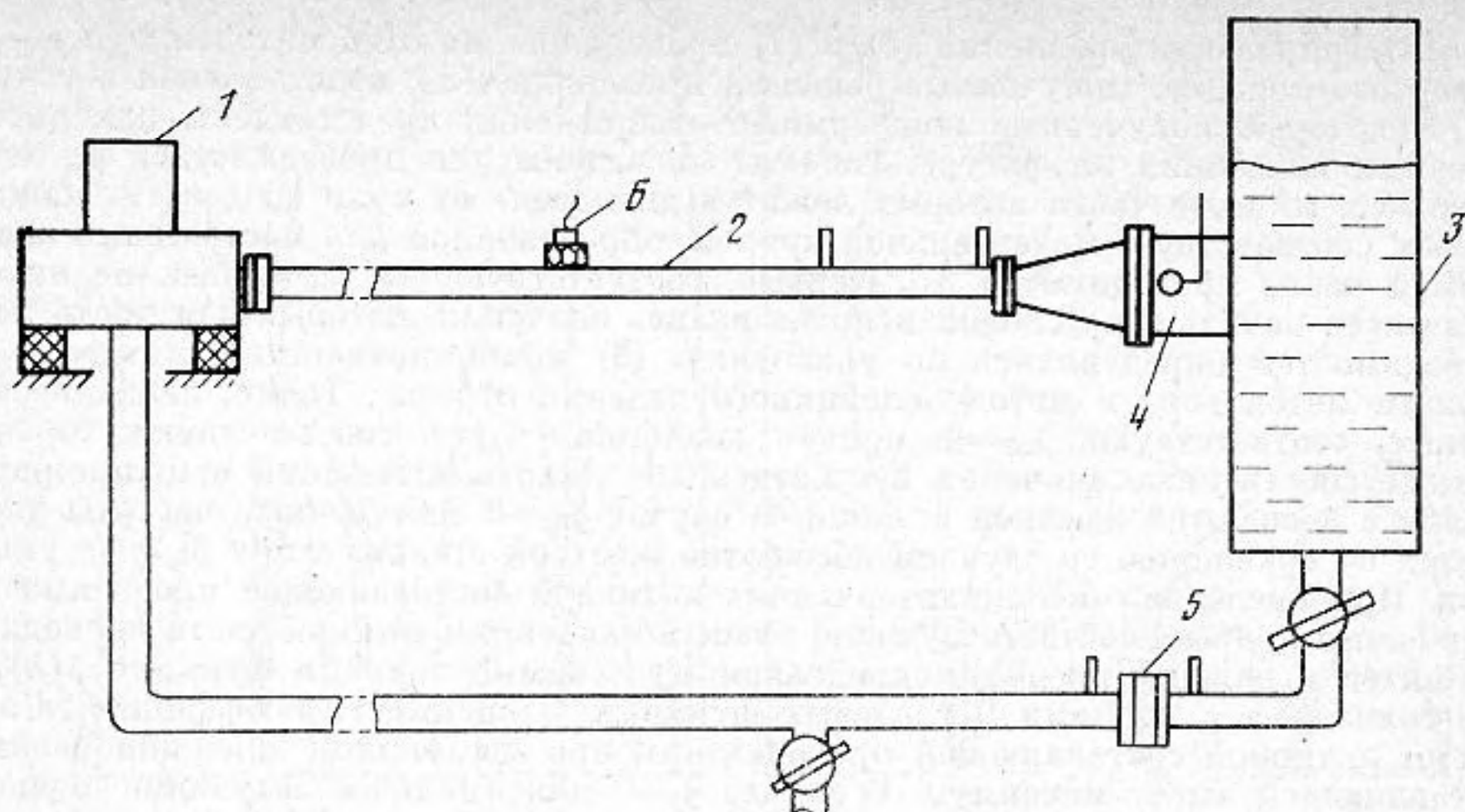
Поступило в редакцию  
11.11.1988

УДК 534.222.2

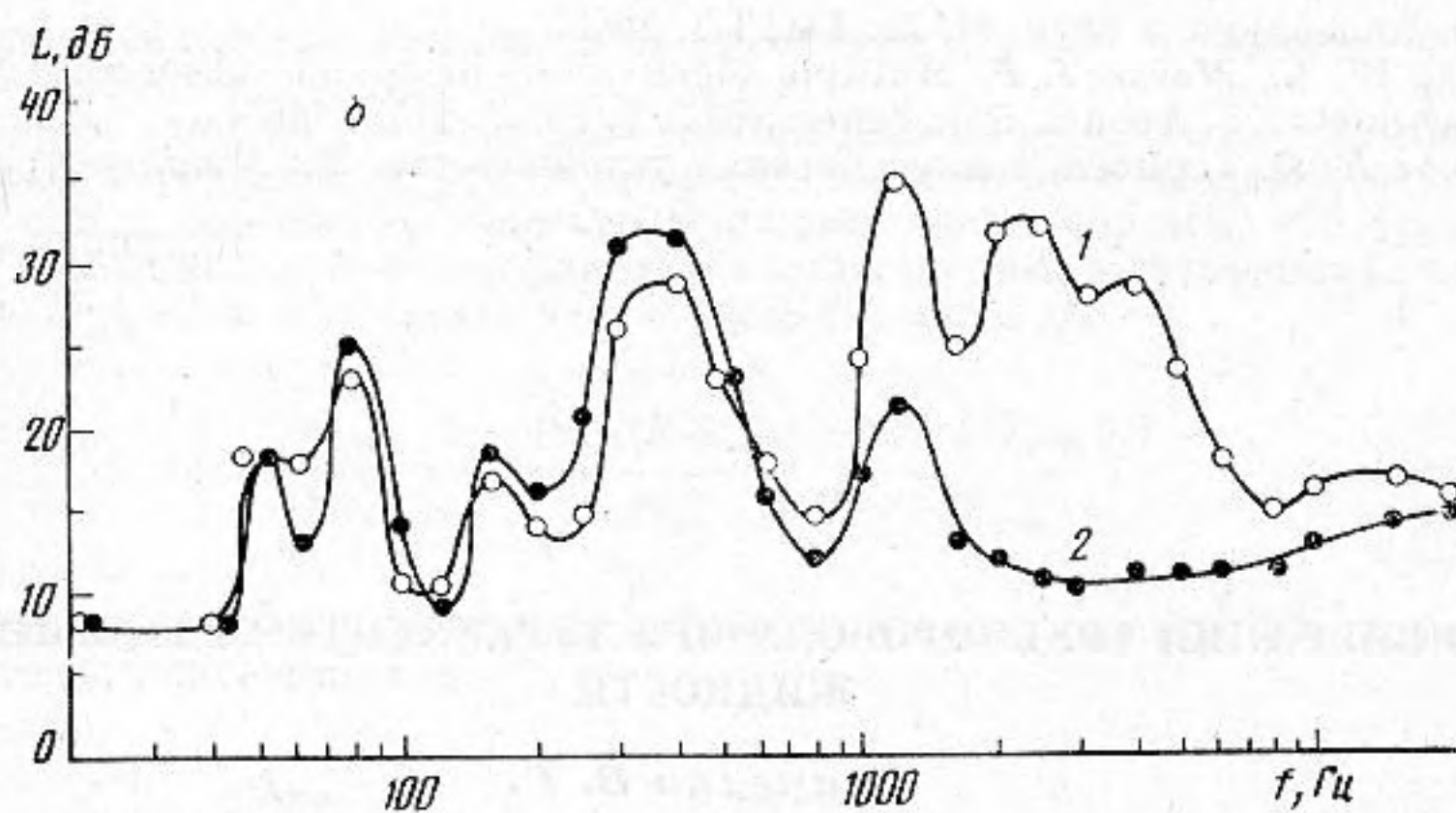
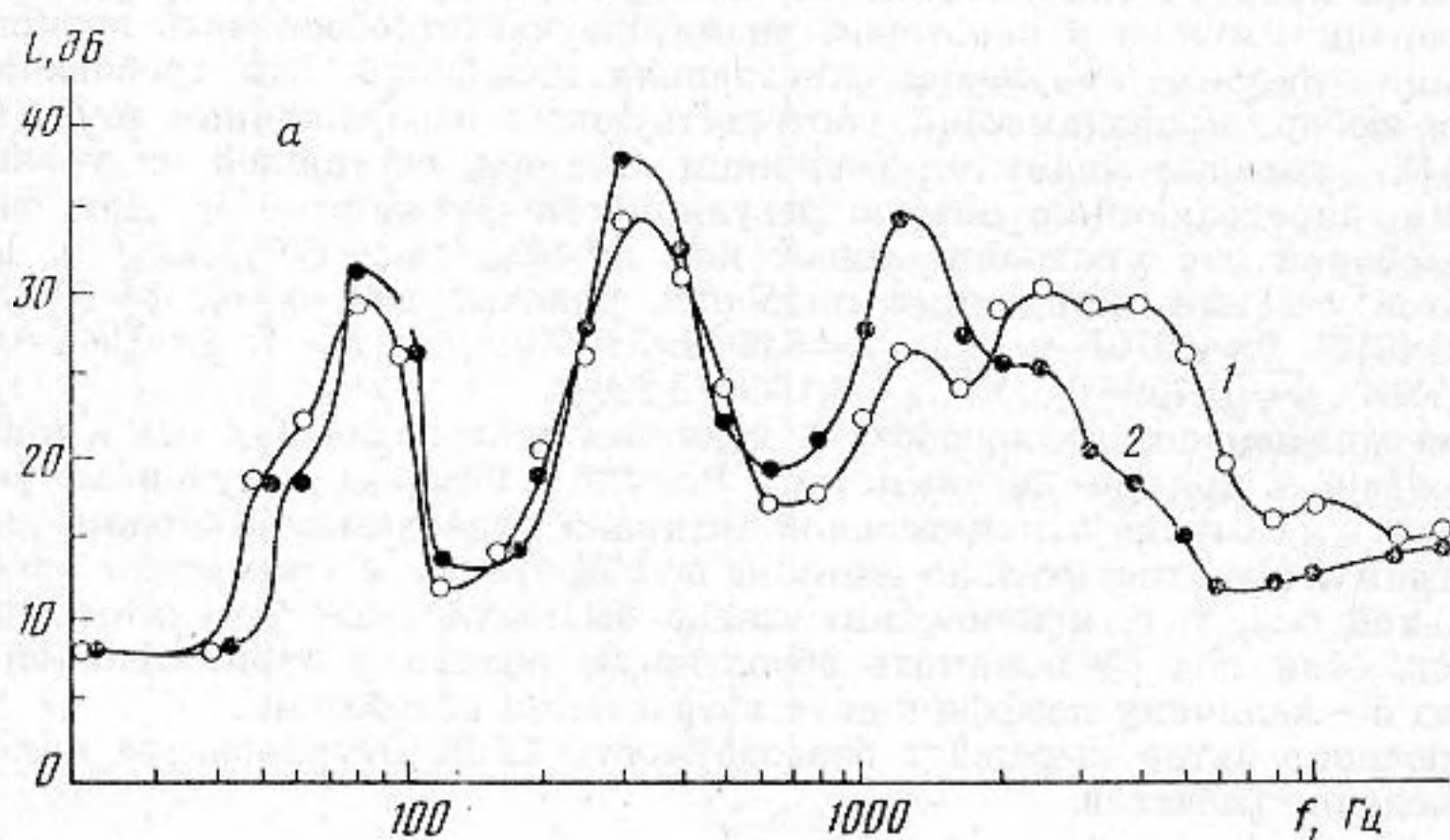
### О ВИБРАЦИИ ТРУБОПРОВОДА ПРИ ТУРБУЛЕНТНОМ ТЕЧЕНИИ ЖИДКОСТИ

Ткаченко В. Г.

Как известно [1], основным источником вибрации и шума в замкнутых гидравлических контурах являются насосы и устройства со значительным местным сопротивлением (запорные вентили, дроссельные клапаны и др.). При изменении температуры рабочей жидкости (воды) изменяются ее теплофизические свойства, в первую очередь вязкость. Влияние вязкости на интенсивность вибрации трубопровода, возбуждаемого турбулентным течением, по-видимому, впервые было рассмотрено в работе [2], где показано, что для случая, когда вибрация обтекаемой поверхности возбуждается гидродинамическими источниками (пульсациями касательных сил), увеличение вязкости существенно гасит вибрацию. В замкнутом гидравлическом контуре основными источниками вибрации являются пульсации поля скоростей и статических давлений, вызванные периодической нестационарностью кромочного следа за рабочими лопатками колеса в улитке насоса.



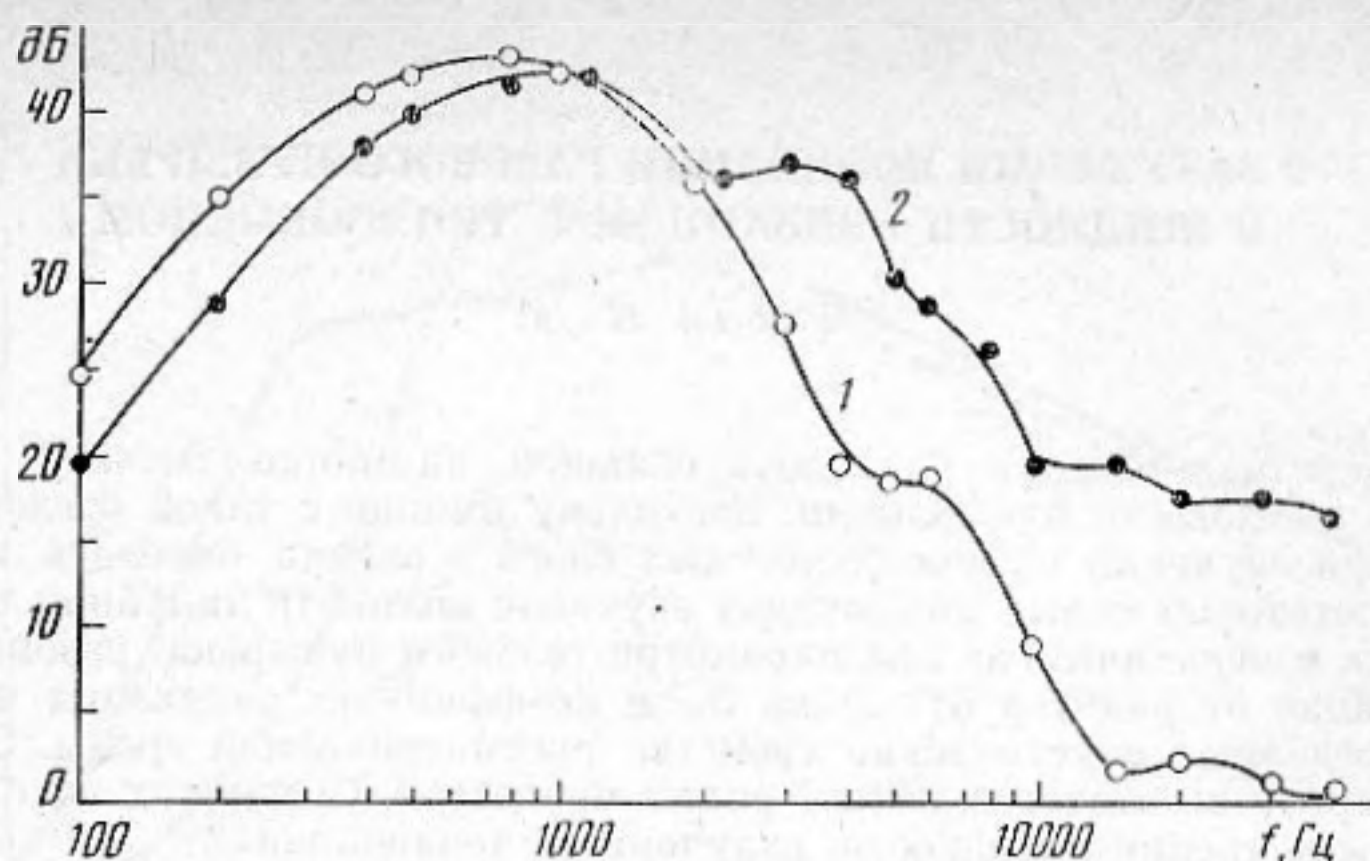
Фиг. 1. Схема экспериментальной установки: 1 — центробежный насос, 2 — трубопровод, 3 — приемный бак, 4 — гидрофон, 5 — измерительная шайба, 6 — вибродатчик



Фиг. 2. Спектры поперечной (а) и продольной (б) составляющих вибрации трубопровода при течении воды с температурой, °С: 1 — +2, 2 — +45. Скорость потока  $U=5,4$  м/с

Цель настоящих исследований — выяснение влияния температуры рабочей жидкости на вибрацию трубопровода в случае, когда движение воды создается центробежным насосом в замкнутом контуре.

Для проведения исследований была создана экспериментальная установка, изображенная схематично на фиг. 1. Центробежный насос 1 создавал поток с максимальным расходом 0,0012 м<sup>3</sup>/с. Имелась возможность регулировать скорость потока в пределах 0,5–6 м/с путем изменения оборотов электродвигателя насоса. Из насоса вода поступала в трубопровод 2 диаметром  $2 \cdot 10^{-2}$  м и длиной 6,2 м, оканчивающий-



Фиг. 3. Спектры шумового сигнала, регистрируемые в диффузоре (1) и улитке насоса (2). Температура воды  $+2^{\circ}\text{C}$ , скорость потока  $U=6$  м/с

ся диффузором с углом раскрытия  $2\alpha=6^{\circ}$ . Диффузор устанавливался с целью снижения скорости течения перед входом в приемный бак 3, выполняющий роль адсорбера воздушных пузырьков, а также для того, чтобы поместить в поток гидрофон 4. Температура рабочей жидкости поддерживалась постоянной в пределах  $2-3^{\circ}$  путем термостатирования приемного бака. Скорость потока измерялась дифференциальным манометром, который подключался к измерительной дроссельной шайбе 5. Вибрации измерялись миниатюрным однокомпонентным вибродатчиком 6, который крепился к трубопроводу на магнитной шайбе в двух штатных положениях. Это позволяло проводить измерения поперечной и продольной составляющих вибрации, причем низкая поперечная чувствительность (2,6% от чувствительности по основной оси пьезоэлектрика) давала возможность хорошего разрешения сигналов составляющих вибрации. Измерение и анализ сигналов проводились в третьоктавной полосе частот  $f$  в диапазоне 20–20 000 Гц. Измерения вибраций проводились при температурах воды  $+2$  и  $+45^{\circ}\text{C}$ . Для сравнения спектров, полученных при различных температурах, скорость течения поддерживалась постоянной. На фиг. 2, а, б представлены спектры поперечной и продольной составляющих вибрации трубопровода. Видно, что пиковые уровни вибрационной энергии приходятся на вально-лопастную частоту ( $f\sim 80$  Гц), частоту продольных колебаний трубопровода ( $f\sim 400$  Гц) и их гармоники. С увеличением температуры воды вибрации трубопровода снижаются. Особенно значительно (до 18–20 дБ) снижение продольной составляющей вибрации в высокочастотной области (выше 2 кГц). Полученный результат можно объяснить следующим образом. На лопастях насоса вполне вероятно возникновение местной гидродинамической кавитации. Для проверки этого предположения в улитку насоса был установлен гидрофон и при различных температурах воды и скоростях потока проводилось сравнение спектров акустических шумов, фиксируемых гидрофонами в насосе и диффузоре. Оказалось, что уже при скорости потока 5,2 м/с в улитке центробежного насоса действительно присутствует кавитация. Это видно из фиг. 3, на которой представлены спектры акустических шумов в диффузоре и насосе при температуре  $+2^{\circ}\text{C}$ . Видно, что в улитке насоса для спектра шума начиная с частоты  $f\sim 2$  кГц и выше имеет место подъем, что вызвано шумом кавитационной области. При повышении температуры воды или снижении скорости потока подъем спектра в высокочастотной области пропадает. Это, по-видимому, связано с тем, что с повышением температуры воды увеличивается количество кавитационных пузырьков и их размеры и, как следствие, повышается сжимаемость [3], что приводит к росту поглощения и рассеяния энергии виброакустического шума в насосе.

Таким образом, судя по представленным результатам, вибрации трубопровода экспериментальной установки, имеющей насос, при изменении температуры воды в значительной степени определяются энергетикой кавитационной области в улитке центробежного насоса.

#### ЛИТЕРАТУРА

1. Справочник по судовой акустике. Л.: Судостроение, 1978. С. 503.
2. Грешилов Е. М., Миронов М. А. Влияние вязкости на спектр вибрации трубки, возбуждаемой турбулентным течением // Докл. X Всесоюз. акуст. конф. М.: Наука, 1983. С. 9–11.
3. Сиротюк М. Г. Экспериментальные исследования ультразвуковой кавитации // Мощные ультразвуковые поля/Под ред. Розенберга Л. Д. М.: Наука, 1968. С. 168–220.