

УДК 534.832:62-532.8

© 1993 г. А.А. Беляков, А.А. Мальцев, С.Ю. Медведев,
В.В. Черепенников

ИССЛЕДОВАНИЕ АДАПТИВНОЙ СИСТЕМЫ КОМПЕНСАЦИИ ШИРОКОПОЛОСНОГО ГИДРОАКУСТИЧЕСКОГО ПОЛЯ, ВОЗБУЖДЕННОГО В ТРУБОПРОВОДЕ ТУРБУЛЕНТНОЙ СТРУЕЙ

Приведены результаты экспериментального исследования адаптивной системы активного гашения широкополосного гидроакустического поля, возбужденного турбулентной струей воды, в трубопроводе, являющемся моделью циркуляционной петли. Адаптивная система гашения имела два первичных приемника исходного поля, два гасящих излучателя и два контрольных приемника остаточного поля. С помощью электронных устройств обеспечивались однонаправленные прием и переизлучение гидроакустических колебаний. В качестве адаптивного устройства формирования гасящего сигнала использовался цифровой трансверсальный фильтр, управляемый микроЭВМ. При включенной системе гашения интегральная степень подавления шумового гидроакустического поля в полосе частот 500–2500 Гц в области за системой гасящих излучателей составляла 12–14 дБ.

В последнее время появилось большое количество работ, свидетельствующих о том, что активная компенсация является одним из перспективных методов борьбы с шумами и вибрациями [1–5]. Практическая реализация этих методов связана с применением адаптивных алгоритмов для настройки параметров систем активного гашения [5–11]. Однако публикаций, посвященных экспериментальным исследованиям поведения подобных систем в реальных условиях, пока недостаточно. В настоящей статье приводятся результаты экспериментов по применению адаптивной системы активного гашения для подавления случайного широкополосного гидроакустического поля, возбужденного турбулентной струей, в трубопроводе с несогласованными торцами. При этом подавляющая часть мощности гидроакустического шума приходилась на долю критических частот и в трубопроводе возбуждались только плоские волны с однородной поперечной структурой.

Общая блок-схема экспериментальной установки показана на рис. 1. Трубопровод 1, заполненный пресной водой, был изготовлен из нержавеющей стали (внутренний диаметр 100 мм, толщина стенок 10 мм, общая длина 4,7 м). Через насадку 2, расположенную в левом торцевом фланце, в трубопровод подавалась струя воды от центробежного насоса 3. Насадка представляла собой цилиндрическую трубку с внутренним диаметром 4 мм и длиной 40 мм. Для обеспечения циркуляции воды в системе в правом торце трубопровода размещался штуцер 4, соединенный гибким шлангом со всасывающим патрубком насоса 3 и расширительным бачком 5. Адаптивная система активного гашения состояла из расположенных вдоль оси трубопровода двух первичных приемников исходного поля 6, двух гасящих излучателей 7, двух контрольных приемников остаточного поля 8, устройств селекции волн (УСВ) 9, 10 и устройства формирования волн (УФВ) 11, позволяющих принимать и возбуждать направленные гидроакустические волны [12]. В качестве приемников поля использовались пьезокерамические гидрофоны фирмы Брюль и Кьер типа 8103, в качестве излучателей —

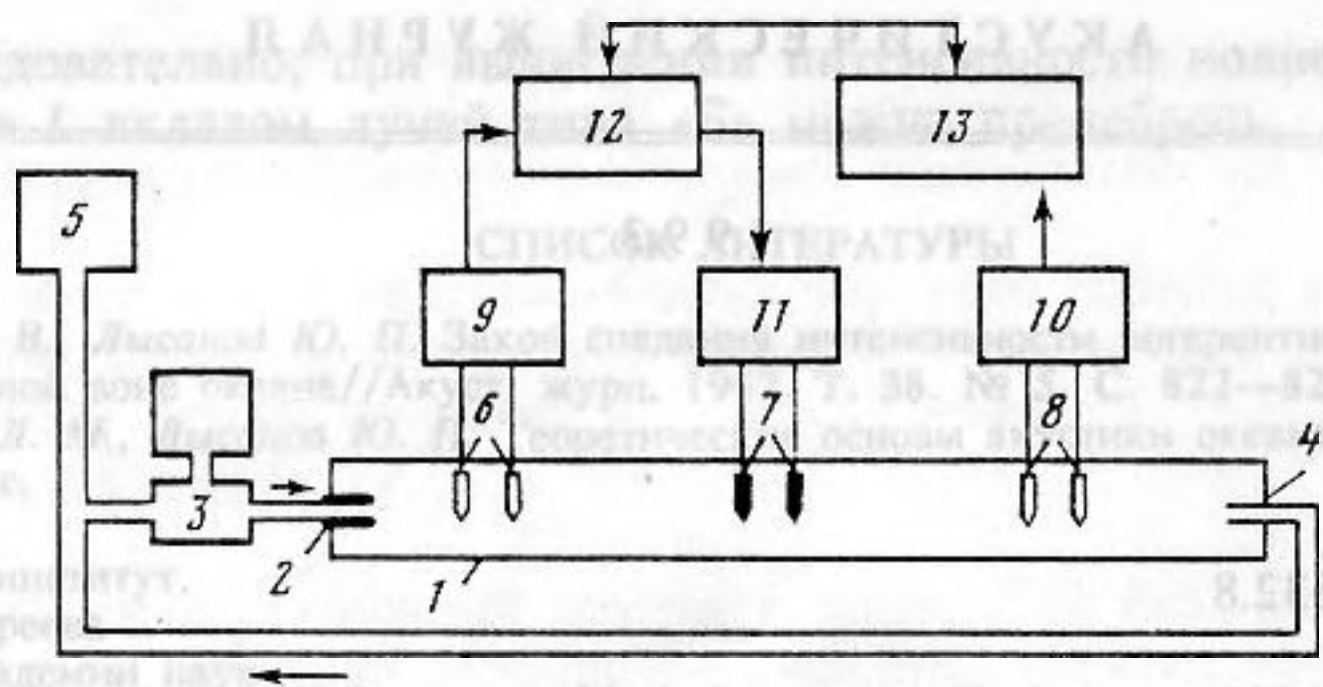


Рис. 1. Общая блок-схема экспериментальной установки

гидрофоны той же фирмы типа 8100. Используемые системы приемников и излучателей совместно с УСВ и УФВ обеспечивали подавление волны противоположного направления на 20 дБ в диапазоне частот 700–2000 Гц. Однако, несмотря на высокую степень однонаправленности, в данном случае имела место сильная волновая обратная связь между гасящими излучателями 7 и первичными приемниками 6 за счет переотражений волн от несогласованных торцов трубопровода (измеренный экспериментально модуль коэффициента отражения от правого торца имел значение 0,5–0,6, а от левого – 0,9–0,95). Сигнал управления гасящими излучателями 7 синтезировался адаптивным устройством формирования гасящего сигнала, состоящим из цифрового трансверсального фильтра 12 с тридцатью двумя регулируемым весовыми коэффициентами, и микроЭВМ 13, осуществляющей настройку весовых коэффициентов. На вход трансверсального фильтра 12 подавался сигнал "падающей" волны, бегущей слева направо, выделенный системой первичных приемников и УСВ 9. Критерием эффективности работы системы служила мощность остаточной волны, бегущей слева направо, в правой части трубопровода за системой гасящих излучателей 7. Сигнал остаточной волны, выделенный системой контрольных приемников и УСВ 10, после преобразования в цифровой код поступал в микроЭВМ 13. Настройка системы осуществлялась с помощью градиентного поискового алгоритма адаптации путем изменения весовых коэффициентов (регулируемых параметров) на величину пробных шагов "поисковым" сигналом и одновременного прямого измерения изменений мощности остаточной волны. Параметры алгоритма адаптации выбирались оптимальными с точки зрения устойчивости, скорости сходимости процесса настройки и эффективности гашения исходного поля. Основным источником гидроакустического шума в циркуляционной петле являлась затопленная струя воды, истекающая из насадки 2. Производительность центробежного насоса 3 могла регулироваться изменением напряжения питания его электродвигателя. При этом изменялась скорость потока в насадке и соответственно мощность и спектральный состав гидроакустического шума в трубопроводе. На рис. 2 представлены спектральные плотности мощности исходного поля $S(f)$ в правой части трубопровода (волны, бегущей слева–направо) при различных скоростях потока в насадке. Как видно из рисунка, при определенной скорости потока происходило резкое возрастание мощности гидроакустических шумов в трубопроводе, связанное с турбулизацией струи, выходящей из насадки. Экспериментально для исследуемой системы было оценено критическое значение числа Рейнольдса $Re_{кр} \approx 3600$. При скоростях потока в насадке, соответствующих $Re < Re_{кр}$, струя имела характер ламинарного потока, практически не возбуждающего гидроакустических колебаний в трубопроводе (кривая 1). При значениях Re , близких к критическим, турбулентность носила пульсирующий характер с неустойчивой спектральной плотностью мощности. При скоростях потока, соответствующих $Re \geq 4000 > Re_{кр}$, струя из насадки имела отчетливый турбулентный характер, и в трубопроводе возбуждалось широкополосное шумовое гидроакустическое поле. Спектральная плотность мощности для этого случая – кривая 2. При даль-

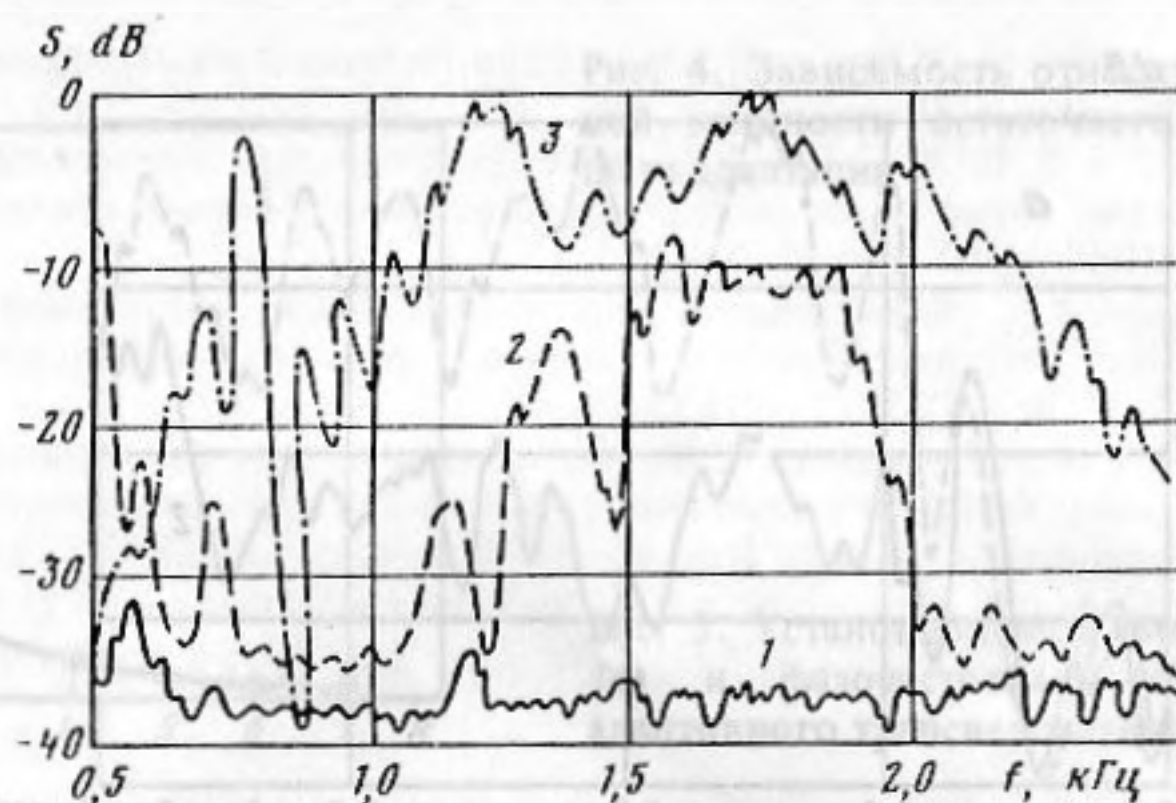


Рис. 2. Спектральная плотность мощности исходного поля в правой части трубопровода (волны, бегущей слева-направо) при различных скоростях потока в насадке: 1 - $Re < 3600$; 2 - $Re \approx 4000$; 3 - $Re \approx 6000$

нейшем увеличении скорости потока в насадке ($Re \approx 6000$) происходил быстрый рост уровня шума, спектральный состав при этом становился более равномерным (кривая 3). Поскольку пульсации давления и скорости в турбулентной струе составляли значительную величину (10–20% от средних значений), среднеквадратичное значение гидроакустического давления в трубопроводе при развитой турбулентности достигало 100–1000 Па (160–180 дБ относительно уровня 1 мкПа).

В связи с ограничением предельной мощности гасящих пьезокерамических излучателей активное подавление гидроакустического шума на данной установке оказалось практически возможным лишь при среднеквадратичных уровнях давления 160 дБ (что соответствовало потоку в насадке с $Re \leq 5000$). Для этих значений высшая частота возбуждаемых гидроакустических колебаний была меньше критической частоты волновода (отрезком которого являлся трубопровод), поэтому в трубопроводе возбуждались только плоские волны с однородной поперечной структурой.

Характеристики адаптивной системы компенсации гидроакустического шума исследовались для наиболее эффективной схемы включения с однонаправленным приемом и однонаправленным переизлучением (слева-направо) "гасящей" волны [11]. На рис. 3, а, б приведены характерные спектральные плотности мощности исходного (кривая 1) и остаточного (кривая 2) полей в правой части трубопровода. Заметим, что характеристики исходного поля в разных экспериментах довольно значительно отличались друг от друга при небольших изменениях параметров потока ($Re \approx 5000$). Однако вне зависимости от конкретного вида спектральной плотности мощности исходного поля наиболее глубокое подавление всегда достигалось в области частот 850–2200 Гц. Степень гашения в этой области составляла порядка 10–25 дБ. Уменьшение подавления на краях рассматриваемого диапазона частот, по всей видимости, связано с воздействием неоднородных волн на первичные приемники исходного поля (на низких частотах) и с ухудшением характеристик УСВ, УФВ вне диапазона 700–2000 Гц. Интегральная степень подавления широкополосного гидроакустического шума в рассматриваемой полосе частот 500–2500 Гц оказалась равной 12–14 дБ.

На рис. 4 приведена типичная кривая "обучения" адаптивной системы активного гашения — зависимость усредненной относительной интегральной мощности остаточного поля $\langle \epsilon^2(k) \rangle$ от номера шага адаптации k при настройке (включении) системы. При каждом шаге адаптации, занимающем порядка 240 с, происходила последовательная коррекция всех тридцати двух весовых коэффициентов трансверсального фильтра, формирующего гасящий сигнал. Значительное время, затрачиваемое на каждый шаг адаптации, объясняется необходимым в условиях сильных низкочастотных флуктуаций давления увеличением времени оценки средней мощности остаточного поля. Одна-

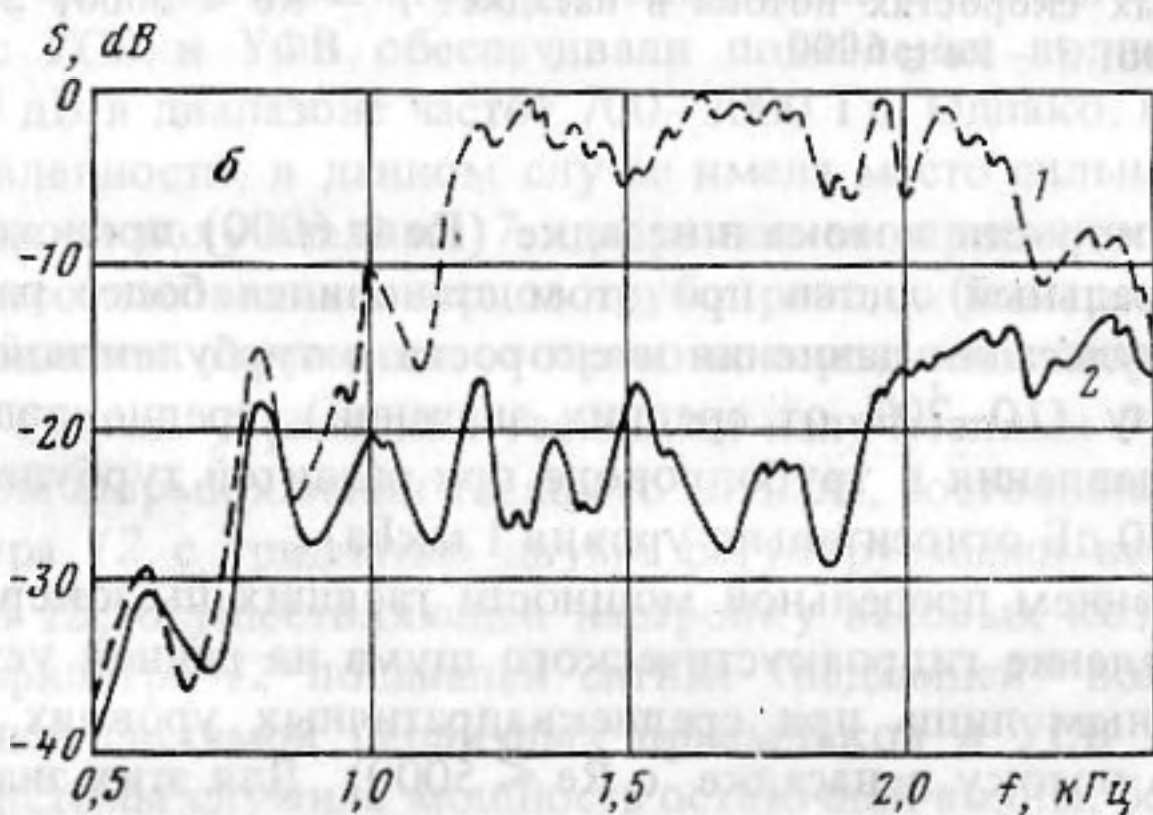
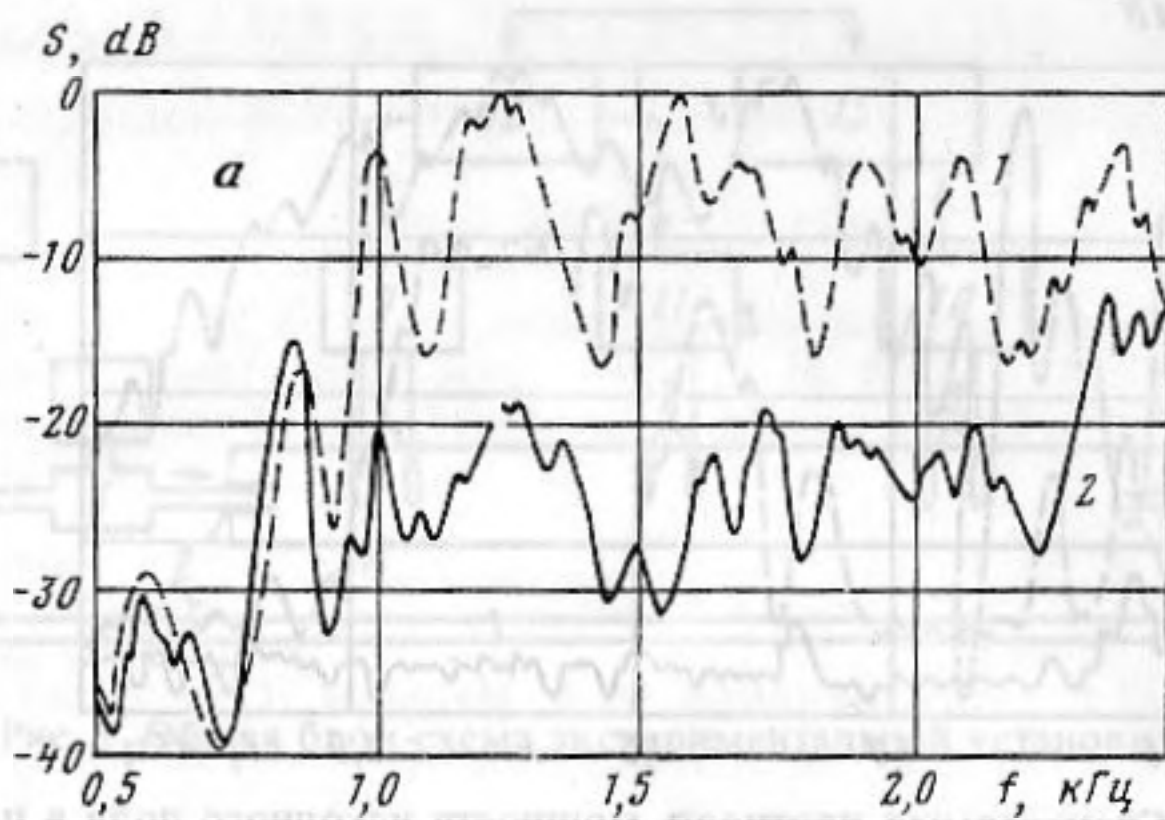


Рис. 3. а, б — Спектральные плотности мощности исходного и остаточного полей (волны, бегущей слева-направо) в правой части трубопровода: 1 — исходного поля, 2 — остаточного поля

ко из рис. 4 видно, что скорость сходимости процесса, измеренная в шагах адаптации, достаточно велика, и после пяти — семи шагов мощность остаточного поля практически достигала своего минимального значения.

Проведенные дополнительные исследования собственных колебаний в трубопроводе показали, что при скоростях потока в насадке, соответствующих $Re \approx 5000$, значительные по амплитуде (до 10% средних значений) низкочастотные флуктуации давления оказывали сильное воздействие на характеристики трубопровода как резонатора. Это приводило к тому, что спектральная плотность мощности гидроакустического шума становилась более "размытой" по сравнению со спектральными плотностями мощности, соответствующими скоростям потока с $Re \approx 4000$. Такой нестационарный характер гидроакустического шума, возбуждаемого турбулентной струей, предопределял и более сложный характер установившихся амплитудной $K(f)$ и фазочастотной $\varphi(f)$ характеристик трансверсального фильтра, приведенных на рис. 5. Заметная нелинейность фазочастотной характеристики в диапазоне частот 1000–1800 Гц (появляющаяся только при $Re \geq 5000$) делала неэффективными попытки использования в качестве устройства формирования гасящего сигнала адаптивной линии задержки или адаптивного фильтра с меньшим количеством весовых коэффициентов. Для более регулярной настройки весовых коэффициентов адаптивного трансверсального фильтра при сильных низкочастотных флуктуациях давления потребовалось увеличить амплитуду пробных шагов. Это привело к возрастанию мощности остаточного гидроакустического шума из-за увеличения интенсивности "поискового" сигнала.

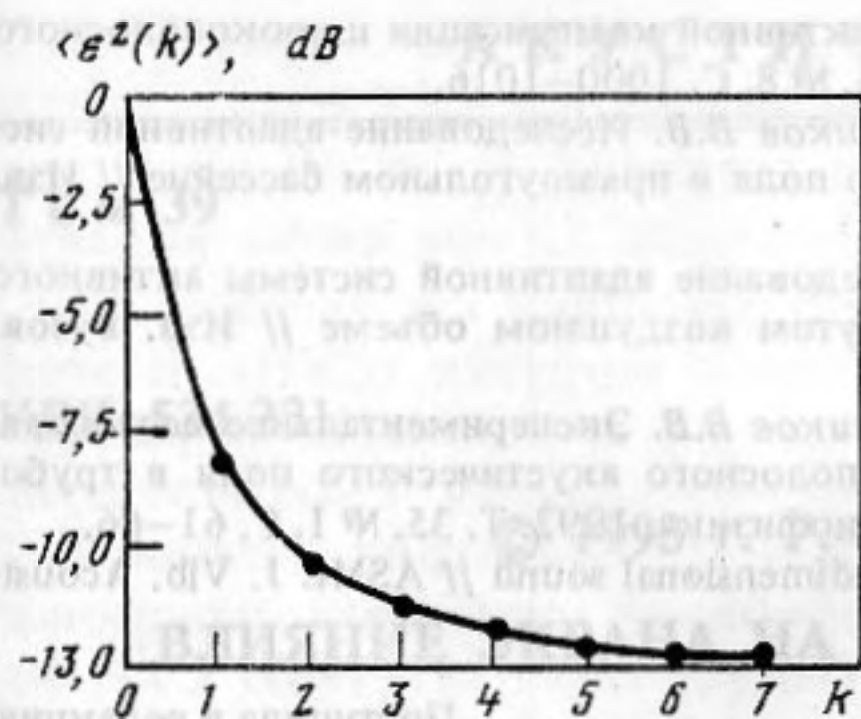


Рис. 4

Рис. 4. Зависимость относительной интегральной мощности остаточного поля от номера шага адаптации

Рис. 5. Установившиеся амплитудно-частотная (а) и фазочастотная (б) характеристики адаптивного трансверсального фильтра

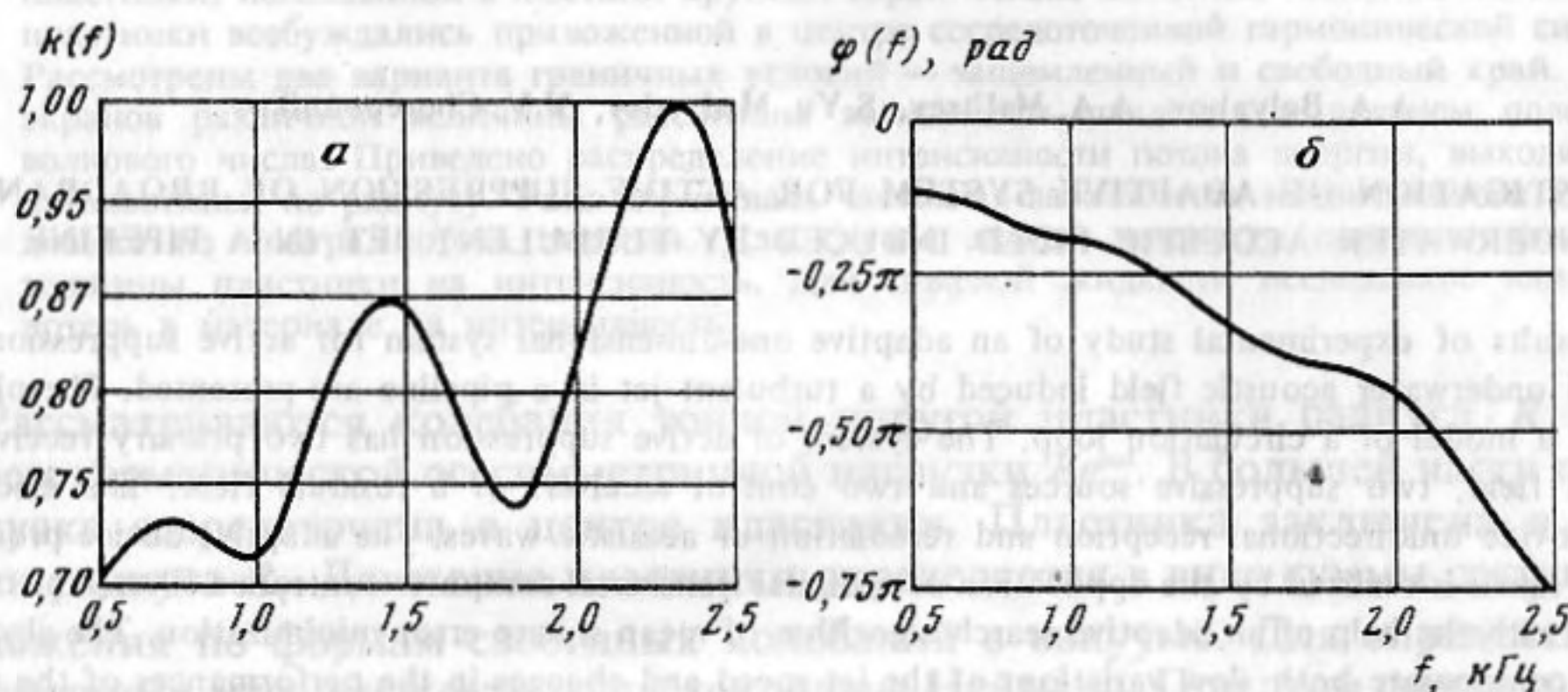


Рис. 5

В заключение отметим, что использование однонаправленного приемника исходного поля и однонаправленного излучателя гасящей волны в адаптивной системе активной компенсации позволяет обеспечить устойчивость процесса гашения в трубопроводе с сильными переотражениями от несогласованных торцов и осуществить достаточно эффективную компенсацию шумового гидроакустического поля, возбужденного турбулентной струей воды. Применение адаптивного алгоритма для настройки регулируемых параметров позволяет увеличить широкополосность активных систем гашения за счет автоматической аппроксимации необходимых амплитудно- и фазочастотных характеристик и снизить требования к стабильности электронных цепей, приемников и излучателей, что существенно упрощает практическое применение подобных систем.

СПИСОК ЛИТЕРАТУРЫ

1. Мазанников А.А., Тютюкин В.В. Исследование активных автономных систем гашения акустических полей в одномодовом волноводе // Акуст. журн. 1976. Т. 22. № 5. С. 729–734.
2. Климов С.П., Мазанников А.А., Тютюкин В.В. Широкополосная активная система гашения звуковых полей в двухмодовом волноводе // Акуст. журн. 1984. Т. 30. № 5. С. 653–656.
3. La Fonten R.F., Shepherd I.C. The influence of waveguide reflections and system configuration on the performance of active noise attenuator // J. Sound and Vibration. 1985. V. 100. N 4. P. 569–579.
4. Koopmann G.H., Fox D.I. Active source cancellation of the blade tone fundamental and harmonics in centrifugal fans // J. Sound and Vibration. 1988. V. 126. N 2. P. 209–220.
5. Гиллесли А., Левентхолл Х.Г., Робертс Дж., Юллермоз М. Развитие работ по активному гашению шума // Пробл. машиностроения и надежности машин. 1990. № 4. С. 12–26.
6. Любашевский Г.С., Орлов А.И., Тартаковский Б.Д., Чувильчиков М.С. О скорости сходимости адаптивного процесса гашения широкополосных колебаний в одномерных структурах // Акуст. журн. 1990. Т. 36. Вып. 3. С. 496–501.
7. Roos C.F. An adaptive digital filter for broadband active sound control // J. Sound and Vibration. 1982. V. 80. N 3. P. 381–388.

8. Арзамасов С.Н., Мальцев А.А. Адаптивный алгоритм активной компенсации широкополосного случайного поля // Изв. вузов. Радиофизика. 1985. Т. 26. № 8. С. 1000–1016.
9. Королев И.П., Лепендин В.А., Мальцев А.А., Черепенников В.В. Исследование адаптивной системы активного гашения узкополосного акустического поля в прямоугольном бассейне // Изв. вузов. Радиофизика. 1987. Т. 30. № 1. С. 70–78.
10. Королев И.П., Мальцев А.А., Черепенников В.В. Исследование адаптивной системы активного гашения двухмодового акустического поля в замкнутом воздушном объеме // Изв. вузов. Радиофизика. 1988. Т. 31. № 8. С. 1141–1143.
11. Беляков А.А., Мальцев А.А., Медведев С.Ю., Черепенников В.В. Экспериментальное исследование адаптивной системы активного гашения широкополосного акустического поля в трубопроводе с несогласованными торцами // Изв. вузов. Радиофизика, 1992. Т. 35. № 1. С. 61–66.
12. Guicking D., Karcher K. Active impedance control for onedimensional sound // ASME J. Vib. Acoust. Stress Reliability Des. 1984. V. 106. N 3. P. 393–397.

Нижегородский государственный университет

Поступила в редакцию
07.05.92

A.A. Belyakov, A.A. Mal'tsev, S.Yu. Medvedev, V.V. Cherepennikov

INVESTIGATION OF ADAPTIVE SYSTEM FOR ACTIVE SUPPRESSION OF BROADBAND UNDERWATER ACOUSTIC FIELD INDUCED BY TURBULENT JET IN A PIPELINE

The results of experimental study of an adaptive one-dimensional system for active suppression of a broadband underwater acoustic field induced by a turbulent jet in a pipeline are presented. The pipeline represents a model of a circulation loop. The system of active suppression has two primary receivers of the initial field, two suppressive sources and two control receivers of a residual field. The electronic devices provide unidirectional reception and reradiation of acoustic waves. The adaptive device producing cancelling signal is realized by the application of a digital transversal computer-controlled filter. The control is realized with the help of an adaptive search algorithm of mean square error minimization. The algorithm allows to compensate both slow variations of the jet speed and changes in the performances of the underwater acoustic devices as well as changes in the characteristics of the active suppression system elements. The compensation is conducted by the modification of pulsed response of the transversal filter in real time. The optimal parameters of the adaptive algorithm providing rather fast and steady convergence of the adaptive process are found out experimentally. The average integral attenuation of 12–14 dB has been attained for the frequency range of 500–2500 Hz in the attenuation area behind the suppressive sources if the suppression system has been switched on.