

$$(\partial M/\partial L)_{\lambda, \mu}; (\partial M/\partial \lambda)_{L, \mu}; (\partial M/\partial \mu)_{L, \lambda} < 0.$$

В частности, для больших длин волн область устойчивости меньше, чем для малых, вопреки асимптотическому результату [1], где для таких длин волн граница области устойчивости не зависела от  $M$  и определялась неравенством  $L \leq 1$ .

Поправочные коэффициенты  $\beta_{1,2}$  в (17) не меняют граничных значений  $M(L=0)=M_*$  и  $M(L=1)=0$ . Ввиду уменьшения  $M_1$  с ростом  $\alpha$  можно сделать вывод, что при  $\alpha > 0$  область устойчивости несколько расширяется для промежуточных значений  $0 < L < 1$ .

В заключение обращаем внимание на некоторую условность граничного условия (5) и его возмущенной формы (12), а вместе с ним и соответствующего граничного условия [1] и его возмущенного представления. На самом деле, следовало бы использовать выражение

$$\delta j = \rho_1 \delta u_1 = \rho_2 \delta u_2 = j \delta T_{1,0} / (2M \Delta T_1), \quad (18)$$

где  $\delta u_{1,2} = u'_{1,2} - \partial \xi' / \partial t$ . К сожалению, учет движения чрезвычайно усложняет решение задачи из-за неоднородных стационарных распределений  $T_1$ ,  $\rho_1$  и  $u_1$ .

Однако в случае  $\Delta T_1 / T_{1,-\infty} \rightarrow 0$ , когда  $\rho_1 \rightarrow \rho_2$ , можно убедиться, что возмущение скорости тоже исчезает, и получается задача о диффузионно-тепловой устойчивости. Тогда из (18) следует граничное условие

$$-1/u \cdot \partial \xi' / \partial t = 1/2M \cdot \delta T_{1,0} / \Delta T_1, \quad (19)$$

заменяющее модельное условие (12). Не приводя аналогичных выкладок, дадим конечное выражение при  $\alpha = 1$

$$M = M_1 = \frac{1/v_3 - 1/v_1}{2v_1} = M_2 = \frac{v_1}{2u_1^2} \left[ (v_1 - 1) - \frac{v_3 - 1}{L} \right], \quad (20)$$

заменяющее представления (17) при  $\mu = 1$ . Расчеты по (20) для точек 3 и 5 показаны на рисунке штрихом. Видно, что разница между модельным решением (17) и точным (20) мала для длинноволновых возмущений и существенна для коротковолновых, причем для последних точное решение дает большую область устойчивости.

Государственный научно-исследовательский  
энергетический институт  
им. Г. М. Кржижановского,  
Москва

Поступила в редакцию  
17/III 1975

#### ЛИТЕРАТУРА

1. Г. И. Баренблатт, Я. Б. Зельдович, А. Г. Истратов. ПМТФ, 1962, 4, 21.
2. Я. Б. Зельдович. ЖФХ, 1948, 22, 1.

### ВЛИЯНИЕ ВХОДНОГО ИМПЕДАНСА РЕЗОНАТОРА, УСТАНОВЛЕННОГО В ТОРЦЕ ТРУБЫ, НА ПАРАМЕТРЫ ВИБРАЦИОННОГО ГОРЕНИЯ

В. И. Кондратьев, А. Л. Сушков, А. В. Римский-Корсаков

Разработке физических основ вибрационного горения и поиску технических решений как для подавления режимов вибрационного горения, так и для их организации уделяется большое внимание. Извест-

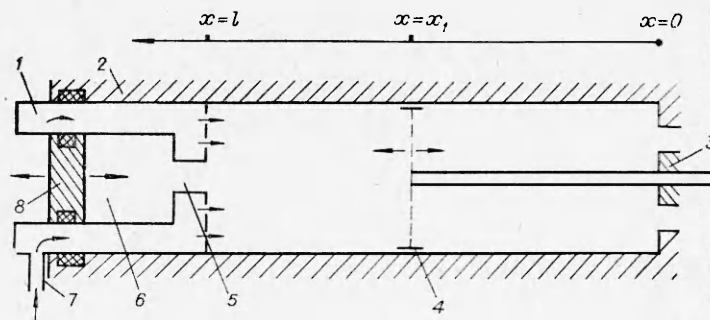


Рис. 1. Экспериментальная установка.

1 — газопроводящая головка с встроенным резонатором Гельмгольца; 2 — охлаждаемая горелка; 3 — сопло с узлом перемещения сетки; 4 — сетка-стабилизатор пламени; 5 — горло резонатора; 6 — полость резонатора; 7 — газоподводящий штуцер; 8 — поршень для регулировки собственной частоты резонатора.

ные [1—3] методы подавления вибрационного горения, основанные на отводе акустической энергии с помощью резонансных звукопоглотителей или согласования входного импеданса смесителей и газоотводящих устройств, недостаточно разработаны. Для конкретной системы цилиндрической трубы, в которой происходит вибрационное горение (продольные автоколебания), специальный интерес представляет рассмотрение влияния резонатора, установленного в торце трубы, на параметры горения.

Для решения этой задачи была создана экспериментальная установка (рис. 1). Газоподводящая головка была конструктивно выполнена в виде поршня, что позволяло в ходе эксперимента изменять длину трубы  $l$  от 200 до 320 мм. В качестве топлива использовалась предварительно перемешанная смесь пропан-бутана с воздухом. Стабилизатором пламени служила густая сетка с диаметром проволоки  $\varnothing 0,18$  мм, (14 ячеек на 10 мм) по основе и  $\varnothing 0,12$  мм по утку (40 ячеек на 10 мм). Суммарный расход топливной смеси изменялся  $(35 \div 145) \cdot 10^{-6} \text{ м}^3/\text{с}$ , а коэффициент избытка окислителя  $\alpha$  — от 0,75 до 1,50. Конструкция встроенного в трубу резонатора позволяла непрерывно изменять частоту настройки резонатора в ходе эксперимента. Нижняя частота настройки резонатора — 500 Гц.

Положение фронта горения (зоны теплоподвода) определялось координатой положения сетки-стабилизатора  $x_1$ , отсчитываемой от точки пересечения оси трубы с поверхностью входного торца соплового блока. Для измерения распределения амплитуды звукового давления вдоль оси трубы использовался акустический зонд с микрофоном МК-5А. Длина акустического зонда (240 мм) позволяла при закрытом резонаторе промерить распределение амплитуды звукового давления в холодной части трубы на участке 200 мм. Линейное перемещение акустического зонда с помощью следящего блока координатного устройства регистрировалось самописцем Н-110. Измерение добротности акустического резонатора проводилось по методике, описанной в [4]. На установке были определены границы области неустойчивости при изменении положения зоны теплоподвода  $x_1$ : соотношения компонентов топлива и средней скорости потока. Изменяя расход окислителя при дискретных значениях расхода горючего, определили, что ширина области неустойчивости достигает максимума при некотором значении суммарного расхода окислителя и горючего, причем уровень звукового давления достигает максимума при некотором соотношении расходов окислителя и горючего.

№ режима	$Q_0$ , мл/с	$Q_r$ , мл/с	$x_1=130$ мм		$x_1=150$ мм		$x_1=170$ мм	
			L, Дб	f, Гц	L, Дб	f, Гц	L, Дб	f, Гц
1	32	3,2	—	—	—	—	—	—
2	34	3,2	128	678	—	—	—	—
3	36	3,2	132	675	129	698	127	735
4	38	3,2	126	670	126	690	126	730
5	40	3,2	—	—	—	—	122	710
6	70	6,6	139	677	134	700	138	750
7	78	6,6	141	697	139	708	131	770
8	86	6,6	142	725	137	745	130	770
9	94	6,6	137	750	126	700	127	760
10	102	6,6	129	720	—	—	122	730
11	90	11,2	138	700	138	705	—	—
12	100	11,2	140	710	140	725	—	—
13	110	11,2	144	735	142	740	—	—
14	120	11,2	137	755	136	755	—	—
15	130	11,2	127	715	129	725	—	—

Данные таблицы показывают, что с увеличением расхода возрастают частота автоколебаний и интегральный уровень звука. В седьмом режиме проводились дальнейшие исследования. Частота автоколебаний, измеренная в эксперименте, совпадает с собственной частотой трубы, имеющей акустически закрытые концы и разделенной на холодный и горячий участки:

$$f = 1/2 \{ 1/[x_1/c_1 - (l-x_1)/c_2] \},$$

где  $c_1$  и  $c_2$  — скорости звука соответственно в горячем и холодном участках трубы.

По измерениям распределения амплитуды звукового давления основной частоты вдоль оси трубы можно определить, что необходимое условие для возникновения вибрационного режима горения есть наличие узла звукового давления в холодной части трубы на расстоянии от сетки не более  $\lambda/4$ . Это условие в целом совпадает с критерием Мерка [5].

С помощью резонатора, встроенного в торец холодного участка трубы, можно было существенным образом изменить как частоту вибрационного горения, так и положение узла звукового давления  $x_y$ . На рис. 2 показано, как изменяется частота вибрационного горения при перестройке собственного частоты резонатора, представляющего собой резонатор Гельмгольца со следующими параметрами: диаметр и высота горла  $d_2=20$  мм,  $h=34$  мм, диаметр полости резонатора  $D_2=34$  мм, глубина полости резонатора  $b$  изменялась в интервале от 0 до 80 мм, добротность резонатора без демпфирующих материалов в горле при  $b=35$  мм равнялась  $Q=40$ . Экспериментальные точки, соединенные кривой 1, указывают на то, что узел звукового давления отодвигается от сетки с понижением собственной частоты резонатора. На основе этого факта был осуществлен следующий эксперимент. Сетка-стабилизатор при закрытом резонаторе смещалась против потока до тех пор, пока вибрационное горение

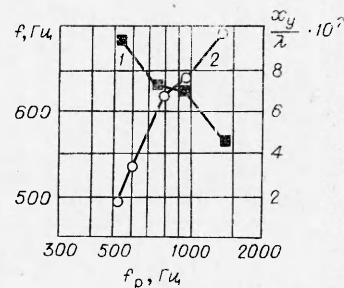


Рис. 2. Зависимость частоты вибрационного горения и положения узла звукового давления от  $f_p$ .

$x_y$  — координата узла звукового давления;  $\lambda$  — длина звуковой волны;  $f$  — частота вибрационного горения;  $f_p$  — собственная частота резонатора.

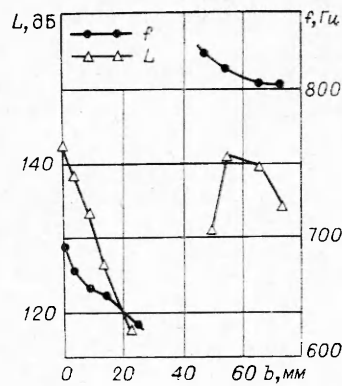


Рис. 3. Зависимость амплитудно-частотной характеристики вибрационного горения от настройки резонатора при  $\theta_2 = 0,25$ .

$b$  — глубина настройки резонатора;  
 $f$  — частота вибрационного горения;  
 $L$  — интегральный уровень шума.

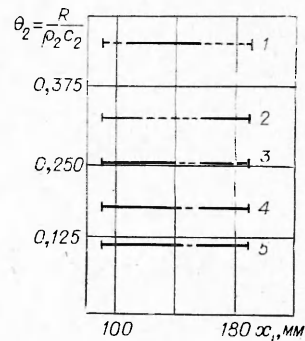


Рис. 4. Изменение ширины области вибрационного горения в зависимости от  $\theta_2$ .  
 $\theta_2$  — активное сопротивление;  
 $R$  — сопротивление продуванию;  
 $\rho_2 c_2$  — волновое сопротивление.

не прекращалось. Затем с помощью поршня увеличивалась глубина полости резонатора. Начиная с  $b = 30$  мм ( $f_p = 770$  Гц), когда узел звукового давления смещался в холодную часть трубы, возникало вибрационное горение. Таким образом, с помощью резонатора можно расширить или сменить область вибрационного горения.

Внесением в горло резонатора различных демпфирующих материалов удалось осуществить и обратный процесс — уменьшение области вибрационного горения. На рис. 3 приведен характерный результат из серии экспериментальных данных по влиянию входного импеданса резонатора на область вибрационного горения. Видно, что при глубине полости резонатора  $30 \div 50$  мм, происходит срыв автоколебаний, частота автоколебаний с увеличением  $b$  уменьшается и после прохождения резонанса скачком возрастает с последующим уменьшением при дальнейшем росте  $b$ . Скачок по частоте связан с качественным изменением импеданса дна трубы, который при малых  $b$  определяется упругостью газа в полости резонатора, а после перехода через резонанс массовой нагрузкой в горле резонатора. На рис. 4 показано влияние на область вибрационного горения величины активного сопротивления в горле резонатора, изменяемого количеством демпфирующего материала или установкой различных сеток. Видно, что участок срыва автоколебаний внутри области растет с увеличением сопротивления продуванию демпфирующих материалов (кривые 2—5), а при очень большом демпфировании (кривая 1) происходит срыв автоколебаний только на краях области. Причину срыва автоколебаний мы видим не только в поглощении акустической энергии в горле резонатора, но также в смещении узла звукового давления, которое приводит к нарушению фазовых условий для возбуждения колебаний.

На рис. 5 показано распределение звукового давления по оси  $x$  в холодном участке трубы при различных настройках резонатора: 1 —  $f_p \approx \infty$  (резонатор закрыт), 2 —  $f_p = 1340$  Гц, 3 —  $f_p = 945$  Гц, 4 —  $f_p = 600$  Гц и 5 —  $f_p = 505$  Гц. Эпюры 1—3 соответствуют распределению амплитуды звукового давления перед срывом автоколебаний, а эпюры 4 и 5 — непосредственно за участком срыва. Характер изменения эпюр выражается не только в смещении узла звукового давления, но также в увеличении коэффициента бегучести в стоячей звуковой волне с приближением к резонансу.

Для реальных конструкций топок и камер сгорания, где площадь свободной поверхности для размещения резонаторов ограничена конструктивными особенностями смесительных устройств, габаритные размеры акустических резонаторов должны быть минимальными. В связи с этим было рассмотрено влияние скважности резонаторов (отношение площади поперечного сечения горла резонатора  $\sigma_2$  к площади трубы  $S$ ) на срыв вибрационного горения.

Естественно, что с уменьшением  $\sigma_2/S$  эффективность воздействия резонаторов на вибрационное горение уменьшается и только наиболее оптимальная конструкция резонатора и подбор акустического сопротивления  $\theta_2$  в горле резонатора таким, чтобы безразмерный модуль акустической проводимости  $A_0 = \sigma_2/S\theta_2 \rightarrow 1$ , делает возможным срыв автоколебательного процесса даже при  $\sigma_2/S = 0,01$ . Было экспериментально доказано, что при установке резонатора в днище трубы более эффективен, например, резонатор с коротким горлом, чем с длинным, хотя значения  $\sigma_2/S$  у этих резонаторов были одинаковыми. Следует заметить, что резонатор устанавливался в пучности звукового давления и поэтому он более эффективен, когда уменьшение добротности проводится за счет массового реактansa, т. е. уменьшения длины горла резонатора. При установке резонатора в пучности колебательной скорости целесообразней уменьшать добротность за счет увеличения поглощения в его горле, а массовый реактанс оставлять неизменным. В области высоких температур, где применение демпфирующих материалов не представляется возможным, увеличение поглощения в горле резонатора достигается посредством пропускания газа через резонатор [4].

Акустический  
институт АН СССР,  
Москва

Поступила в редакцию  
28/1 1975

#### ЛИТЕРАТУРА

1. Б. В. Раушенбах. Вибрационное горение. М., Физматгиз, 1961.
2. В. Е. Дорошенко, С. Ф. Фурлетов. ПМТФ, 1967, 1, 64.
3. А. А. Ритпат, W. R. Dennis. JASA, 1954, 26, 716.
4. Г. И. Еремин, В. И. Кондратьев, А. Л. Сушков. VIII Всесоюзная акустическая конференция. Рефераты докладов, т. II, АН СССР, М., 1973.
5. H. J. Merik. Appl. Sci. Res., 1956—1957, A 6, 402.

### ВЛИЯНИЕ АКУСТИЧЕСКИХ ВОЗМУЩЕНИЙ НА ИЗМЕНЕНИЕ КОЭФФИЦИЕНТА ИНЖЕКЦИИ

А. С. Гафаров

Коаксиальное газогорелочное устройство с инжекцией воздуха, будучи введенным в трубу-резонатор, создает вибрационный режим горения. В этой системе одновременно с частотой, соответствующей основному тону трубы-резонатора, при определенных условиях наблюда-

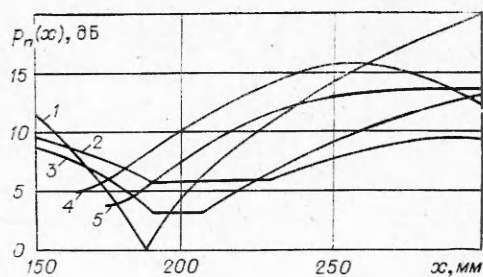


Рис. 5. Распределение звукового давления вдоль оси трубы в зависимости от настройки резонатора при  $\theta_2 = 0,25$ .