

ГЕНЕРАТОР АКУСТИЧЕСКОЙ ЭНЕРГИИ

И.А. СЕМИН*, М.Г. КУЗНЕЦОВ**, В.В. КОСУЛИН**

*Казанский национальный исследовательский технологический университет

**Казанский государственный энергетический университет

Рассмотрены возможности использования генераторов акустической энергии в различных отраслях промышленности. Описаны устройство и работа поршневого акустического нагнетателя газа. Приведена обобщенная формула для случая отсутствия излучения и трубы с острой кромкой на свободном конце, позволяющая установить связь между давлением и скоростью газа в нагнетателе на основной гармонике.

Ключевые слова: генератор акустической энергии, поршневой акустический нагнетатель, резонанс, бокс, газовая струя, импеданс.

Генераторы акустической энергии находят все более широкое использование в различных технологических процессах, связанных с тепло- и массообменом, распылением жидких и пастообразных сред, приготовлением суспензий, эмульсий и растворов, очисткой воды от нерастворимых дисперсных взвесей, сжиганием жидких и газообразных топлив, получением холода, воздухообменом, концентрированием растворов, сверхтонким измельчением мелкосыпучих материалов и т.д.

В Казанском федеральном университете ведутся исследования генераторов акустической энергии различного назначения, защищенные авторскими свидетельствами СССР и патентами РФ [1–9].

Из большого разнообразия конструкций генераторов акустической энергии заслуживает внимание поршневой акустический нагнетатель газа (далее – ПАН), показанный на рис. 1 [10].

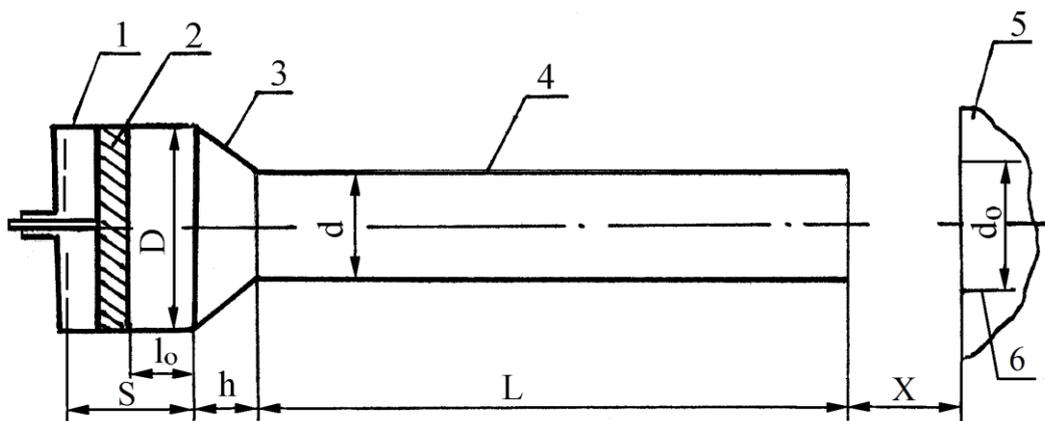


Рис. 1. Поршневой акустический нагнетатель газа:

1 – цилиндр; 2 – поршень; 3 – переходник; 4 – труба; 5 – бокс; 6 – патрубок

В отличие от поршневых компрессоров, в ПАН отсутствует сложная клапанная система, один конец цилиндра выполнен открытым, и к этому концу через переходник присоединена длинная труба, свободный конец которой служит одновременно окном для всасывания и нагнетания газа.

Пульсации поршня в цилиндре приводят к колебаниям в ПАН столба газа и генерации в нем периодических ударных волн большой амплитуды. При движении поршня вправо из трубы ПАН выбрасывается газовая струя, обладающая большой кинетической энергией. В результате выброса газа из трубы в ПАН создается разрежение, и газ из пространства снаружи нагнетателя устремляется через окно между боксом и трубой в нагнетатель. Движение поршня в цилиндре ПАН влево усиливает подсос газа в трубу. Наиболее эффективно ПАН будет работать в резонансном режиме, когда частота колебаний поршня совпадает с частотой колебаний в нагнетателе столба газа. Дальнобойность струи, выбрасываемой из трубы ПАН, имеющей длину 3 м и диаметр 40 мм, составляет, при частоте колебаний $2 \div 40$ Гц, порядка 4 м.

ПАН по энергозатратам предпочтительнее нагнетателей, работающих в стационарном режиме [11–12]. С точки зрения максимальной производительности нагнетателя расстояние X от свободного торца трубы до бокса определяется как из условия минимального сопротивления всасываемого газа в трубу, так и из условия минимального расширения выбрасываемой из трубы газовой струи.

Чем ближе труба расположена к боксу, тем выше сопротивление всасыванию, а при удалении бокса от трубы из-за расширения газовой струи уменьшается количество попадаемого газа через патрубок 6 в бокс 5. Минимальное расстояние X_{\min} от трубы нагнетателя до бокса можно установить из предположения, что всасывание газа в трубу нагнетателя происходит через полусферу радиусом $r = \frac{d}{2}$ на открытом торце трубы снаружи и центром на оси трубы (рис. 2).

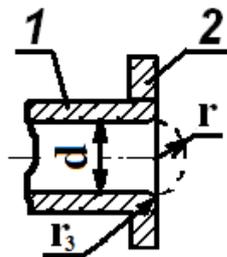


Рис. 2. Открытый торец трубы:
1 – труба; 2 – фланец

Вне полусферы радиусом $r = X_{\min}$ газ в трубу в период всасывания не поступает. Значительное удаление трубы от бокса за расстояние X_{\min} ведет к существенному расширению струи, поэтому $x \approx (2 \div 3) \cdot r$.

Так как площадь поверхности полусферы вдвое превышает сечение трубы, то половину поступающей в трубу нагнетателя массы газа составит «свежий» газ, а другую половину – газ, вернувшийся из области, занятой газовой струей.

Наиболее благоприятные условия для входа газа в трубу нагнетателя в период всасывания создаются тогда, когда кромка на свободном торце трубы выполнена с фланцем и с закруглением в сторону внутренней стенки трубы с радиусом закругления $r_3 \approx (24 \div 26)$ мм [13].

На опытной модели нагнетателя, имеющей длину трубы $L = 3,5$ м, диаметр $d = 40$ мм, ход поршня в цилиндре $S = 40$ мм и частоту колебаний $f = 22,1 \text{ с}^{-1}$, скорость газовой струи на выходе из нагнетателя в резонансном режиме работы составляет 154 м/с, а расчетная производительность – 71,6 л/с. Таким образом, объем

«свежего» газа, поступающего в нагнетатель из окружающего пространства в период всасывания составляет 35,8 л/с. Для сравнения можно отметить, что производительность поршневого компрессора при одинаковых затратах мощности составляет 8,71 л/с.

Пусть гармонические колебания пульсирующего поршня совершаются по закону

$$U_p = M_p \times e^{i\omega t} \quad \text{или} \quad U = \omega l_0 c_0 s \omega t, \quad (1)$$

где $M_p = \frac{\omega l_0}{c_0}$ – параметр. Здесь: ω – циклическая частота, c_0 – скорость звука в невозмущенном газе; l_0 – амплитуда смещения поршня; t – время.

а) Колебательная система ПАН характеризуется набором параметров [14]:

$$M_p; \varepsilon = \frac{V}{\omega L}; H = r \sqrt{\frac{\omega}{\nu}}; Sh = \frac{\omega r}{\nu},$$

где V – амплитуда колебаний скорости газа на торце открытого конца трубы; ν – коэффициент кинематической вязкости газа; r – радиус трубы; L_0 – длина трубы; Sh – число Струхала.

Предполагается, что амплитуда смещения поршня l_0 и амплитуда смещения частиц газа на срезе открытого конца трубы малы по сравнению с длиной трубы L_0 , а толщина акустического пограничного слоя мала по сравнению с радиусом трубы. Тогда $M_p \ll 1$.

Пусть $\varepsilon \ll 1$, $H \gg 1$, а число Струхала считается малым. Последнее означает, что нестационарные эффекты вблизи открытого конца трубы меньше нелинейных. Условие $\varepsilon \ll 1$ одновременно указывает на то, что мала внутритрубная нелинейность.

б) Потребуем, чтобы скорость постоянного стационарного потока газа в трубе ПАН $U_0 \ll V$.

Тогда условие $U_0 \ll c_0$ выполняется автоматически, т.е. стационарный поток газа в трубе слабо влияет на скорость звука. В этих условиях задачу по нахождению средней скорости выбрасываемой из трубы ПАН газовой струи можно решить методом возмущений [14].

Решение имеет вид

$$U = \varepsilon U_1 + \varepsilon^2 (U_0 + U_2) + \dots, \quad (2)$$

где U – средняя скорость выбрасываемой из трубы ПАН струи газа.

Индексы <<1>> и <<2>> в выражении (2) соответствуют первому акустическому и второму приближению, соответственно.

В принципе несложно получить решения для U_2 , которое будет содержать стационарное движение, нарушающее профили U_0 .

В работе [14] показано, что стационарное течение газа вклада в определённую по сечению трубы постоянную скорость не вносит. Таким образом, задача сводится к нахождению акустического (первого) приближения.

Исторически первое граничное условие на торце открытого конца резонансной трубы поставлено Рэлеем [14]. Им предложено считать, что давление на торце открытого конца трубы резонатора равно атмосферному. Таким образом, имеем

$$p_E - p_0 = 0, \quad (3)$$

где p_E – давление на срезе трубы со стороны выброса газа из резонатора ПАН; p_0 – атмосферное давление.

Условие (3), использованное при анализе нелинейных колебаний, приводит к физически неприемлемому результату – неограниченному росту амплитуды колебаний резонансных частот.

В итоге имеем [15]:

$$f_p = \frac{c_0}{4L_0}(2n-1), \quad (4)$$

где f_p – резонансная частота колебаний газа в ПАН; L_0 – длина трубы; $n=1, 2, 3, \dots$

Решение (4) получается ограниченным, если учесть акустическое излучение с торца открытого конца трубы. В этом случае вводится понятие акустического импеданса, который можно записать уравнением

$$\bar{Z}_E = x_E + i\bar{y}_E, \quad (5)$$

где \bar{x}_E , \bar{y}_E – активная и реактивная части импеданса. Черта сверху показывает на безразмерную форму записи.

Активная часть импеданса \bar{x}_E учитывает излучение энергии с торца открытого конца трубы, а реактивная часть \bar{y}_E приводит к уменьшению резонансной частоты так, как если бы длина трубы резонатора увеличилась на величину $\sigma_1 R$. Тогда имеем:

$$L = L_0 + \sigma_1 R, \quad (6)$$

где $\sigma_1 R$ называют поправкой Рэлея на торец открытого конца трубы.

Ограничимся рассмотрением колебаний в узких трубах, для которых выполняется условие $\frac{\omega R}{c_0} \leq 1$. В этом случае количество акустической энергии,

излучаемой открытым концом трубы, оказывается незначительным, что приводит к теоретической амплитуде колебаний, то есть должен существовать некий нелинейный механизм, ограничивающий амплитуду колебаний. Первая модель подобного механизма предложения Дэлсом [16].

Модель Делса основана на следующих допущениях:

а) потери энергии с открытого конца трубы существенно больше потерь на акустическое излучение;

б) имеет место сферическое втекание газа в сток, расположенный в выходном сечении трубы, и струйное истечение его с торца открытого конца трубы.

Для труб с острой кромкой торца открытого конца трубы авторами работы [16] предложены следующие уравнения:

$$p_E - p_0 = -\rho_0 U_E^2, \quad (7)$$

на фазе всасывания газа в трубу ПАН;

$$p_E - p_0 = 0, \quad (8)$$

на фазе выброса газа из трубы ПАН,

где U_E – колебания скорости газа на торце открытого конца трубы.

В отсутствие акустического излучения для граничного условия можно получить обобщенную формулу, имеющую вид [17]

$$p_E - p_0 = -0,5\rho_0 U_E^2 (\beta - \alpha \cdot \text{sign} U_E), \quad (9)$$

где α, β – эмпирические константы.

В фазе всасывания, когда $U_E < 0$, из (9) имеем (7), а в фазе выброса, когда $U_E > 0$, из (9) имеем (8).

Равенство $\beta = \alpha$ в фазе выброса экспериментально подтверждено в работе [18].

Уравнение (9) можно разложить в ряд Фурье, в котором связь между колебаниями давления и скорости на основной гармонике имеет вид

$$p_{1E} = \rho_0 V U_{1E} \left(\frac{4\alpha}{3\pi} \right), \quad (10)$$

где p_{1E} , U_{1E} – колебания давления и скорости газа на торце открытого конца трубы; V – амплитуда колебаний скорости на торце открытого конца трубы.

В безразмерной форме выражение (10) имеет вид

$$\bar{p}_{1E} = m \bar{V} \bar{U}_{1E}, \quad (11)$$

где $m = \frac{4\alpha}{3\pi}$, $\bar{V} = \frac{V}{c_0}$, $\bar{U}_{1E} = \frac{U_{1E}}{c_0}$ – безразмерные величины.

Выводы

1. Для максимального поступления газа в бокс в резонансном режиме работы ПАН расстояние от торца свободного конца трубы нагнетателя до бокса должно быть равно половине диаметра трубы.

2. Исследование колебаний газа в длинных узких трубах приводит к выводу о существовании некоего нелинейного механизма, ограничивающего амплитуду колебаний газа в трубе.

3. Обобщенная формула, полученная для случая отсутствия излучения и трубы с острой кромкой на свободном конце, при разложении в ряд Фурье, позволяет установить связь между давлением и скоростью газа в ПАН на основной гармонике.

Summary

The possibilities of the use of acoustic energy generators in various industries. We describe the structure and operation of a piston compressor acoustic gas. The generalized formula for the case of absence of radiation and the pipe with a sharp edge at the free end, which allows to establish a connection between the pressure and velocity of the gas in the plenum at the fundamental harmonic

Keywords: acoustic energy generator, an acoustic piston blower, resonance box, a gas jet, the impedance.

Литература

1. Пат. 108580 РФ, МПК F28D7/00. Акустический кожухотрубный теплообменник / Ермаков Р.А., Садыков А.Ф., Кузьмин А.П., Ермакова Е.Ю., Кузьмин Д.А. Бюл. №26. 2011.
2. Пат. 1492081 РФ, МПК F04B31/00. Поршневой нагнетатель газа / Галиуллин Р.Г., Ревва И.П., Коротков Ю.Ф. Бюл. №25. 1989.
3. Авт. свид. СССР № 1437650, МКИ F26D9/06. Установка для сушки дисперсных материалов. Коротков Ю.Н., Галиуллин Р.Г., Падымов В.Н., Ревва И.П. Бюл. №42. 1988.
4. Пат. 54370 РФ, МПК C02F1/10. Устройство для очистки воды / Короткова Е.Ю., Галиуллин Р.Г., Коротков Ю.Ф., Николаев Н.А. Бюл. № 18. 2006.
5. Пат. 159798 РФ, МПК F23Q13/00. Воспламенитель / Коротков Ю.Ф., Семин И.А., Николаев А.Н., Ларионов В.М. Бюл. № 5. 2016.
6. Авт. свид. СССР № 1753784, МКИ F25B9/00. Генератор холода. / Галиуллин Р.Г., Ревва И.П., Коротков Ю.Ф., Николаев Н.А. 1990 (ДСП).
7. Авт. свид. СССР № 1216423, МКИ F04B31/00. Поршневой нагнетатель газа / Коротков Ю.Ф., Галиуллин Р.Г. Бюл. № 9. 1989.

8. Пат. 58950 РФ, МПК В02С21/02. Выпарная установка с парогазоструйным насосом / Николаев Н.А., Коротков Ю.Ф., Галиуллин Р.Г., Ларионов В.М. Бюл. № 34. 2006.
9. Пат. 92621 РФ, МПК В02С19/06. Струйная мельница / Кузнецов М.Г., Чижевский А.А., Галиуллин Р.Г., Ларионов В.М., Коротков Ю.Ф., Николаев А.Н. Бюл. № 9. 2010.
10. Исследование поршневого резонансного нагнетателя газа / Р.Г. Галиуллин, Ю.Ф. Коротков // Химическое и нефтяное машиностроение. 1986. № 3. С. 11–12.
11. Чижевский А.А. Энергоресурсосберегающий поршневой нагнетатель газа / А.А. Чижевский, Р.Г. Галиуллин, В.М. Ларионов, Ю.Ф. Коротков, Н.А. Николаев // Промышленная энергетика. 2010. №10. С. 34–36.
12. Коротков Ю.Ф. Энергосберегающие характеристики поршневого акустического нагнетателя газа / Ю.Ф. Коротков, М.Г. Кузнецов, В.В. Косулин // Известия вузов. Проблемы энергетика. 2014. № 3–4. С. 62–67.
13. Пат. 2374489 РФ, МПК F04В31/00. Поршневой нагнетатель газа / Ермаков Р.А., Галиуллин Р.Г., Ларионов В.М., Николаев А.Н. Бюл. № 33. 2009.
14. Рэлей. Д. Теория звука / Д. Рэлей // М.: Гостехиздат, 1955. 457с.
15. Кузнецов М.Г. Генераторы акустических колебаний / М.Г. Кузнецов, Ю.Ф. Коротков, В.М. Ларионов // Казань, 2016. 100с.
16. Van Wijngarden L/ On oscillation near and at resonance in open pipes / L. Van Wijngarden // J. Engng/ Math/ 1968. Vol. 2. № 3. P. 225–240.
17. Галиуллин Р.Г. Стоячие волны конечной амплитуды в экспоненциальном канале / Р.Г. Галиуллин, Л.Ф. Коркишко // Акустический журнал. 1985. Т. 31, № 4. С. 520–522.
18. Sturtevant B. Subgarmonic nonlinear acoustic resonance in open tybes / B. Sturtevant, J.J. Kellen // ZAMP. 1978. V. 28. P. 473–485.

Поступила в редакцию

25 июня 2016 г.

Сёмин Иван Александрович – соискатель кафедры «Технология неорганических веществ» (ТНВ) Казанского национального исследовательского технологического университета (КНИТУ).
Тел: 8-917-246-55-84. E-mail: Nbah_08@mail.ru.

Кузнецов Максим Геннадьевич – канд. техн. наук, доцент кафедры «Оборудование пищевых производств» Казанского национального исследовательского технологического университета (КНИТУ). Тел: 8-937-520-226. E-mail: max-genn@ya.ru.

Косулин Валерий Валентинович – канд. техн. наук, заведующий кафедрой «Информатика и информационно-управляющие системы» (ИИУС) Казанского государственного энергетического университета (КГЭУ). Тел: 8-909-308-68-86. E-mail: valerakosulin@rambler.ru.