

2. Бидерман В.Л. Прикладная теория колебаний.-М.:Высшая школа, 1972.- 416 с.
3. Богомолов С.И., Журавлева А.М. Колебания сложных механических систем.-Харьков:Вища школа, 1978. - 136 с.
4. Лукин Б.С. Об исследовании колебаний циклически симметричных конструкций методом конечных элементов.- В кн.: Динамика и прочность машин. Харьков, 1980, вып. 31, с.12-31.
5. Tomas D.L. *Dynamic of rotationally periodic structures. Int. J. Num. Meth. Engrn.*, 1979, v.14, N1, p.81-102.
6. Борискин О.Ф. Автоматизированные системы расчета колебаний методом конечных элементов.- Иркутск: Изд-во Иркутского гос.ун-та, 1984. - 188 с.

УДК 532.542

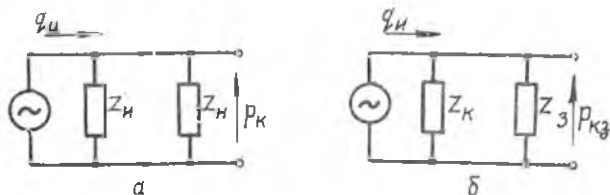
А.Г.Гимадиев

РАСЧЕТ АКУСТИЧЕСКОГО ЗОНДА  
 ДЛЯ ИЗМЕРЕНИЯ ПУЛЬСАЦИЙ ДАВЛЕНИЯ  
 В МАЛОГАБАРИТНЫХ ЭНЕРГЕТИЧЕСКИХ УСТАНОВКАХ

Одним из важных параметров, по которым производится доводка и оценка эффективности энергетических установок, например двигателя, является динамическое давление. Отсутствие малогабаритных и работоспособных в условиях высоких температур серийных датчиков давления вынуждает исследователей применять акустические зонды. Успешное применение акустических зондов для измерения пульсаций давления в малогабаритных установках возможно при выполнении двух условий. Во-первых, установка зонда не должна вносить заметного искажения в динамический процесс в объекте испытаний, во-вторых, измерение пульсаций давления должно проводиться с минимальной динамической погрешностью в широком диапазоне частот.

Разработанные методы выбора параметров акустических зондов /1,2/ предполагают неограниченность объема объекта испытаний по сравнению с объемом внутренней полости зондов, т.е. не учитывают возможное искажение динамического процесса в объекте из-за установки зонда. В данной работе предлагается метод выбора параметров акустического зонда с корректирующим элементом, при которых одновременно удовлетворятся оба указанных выше условия.

Предположим, что объект испытаний, например камеру сгорания (КС), можно представить в виде соединения источника колебаний расхода с внутренним импедансом  $Z_u$  и нагрузки с импедансом  $Z_H$  (рис. I).



Р и с. I. Схема цепи с источником колебаний расхода: а - с присоединенной нагрузкой; б - с присоединенной нагрузкой и акустическим зондом

Тогда комплексная амплитуда колебаний давления в КС определится по соотношению

$$P_K = \frac{Z_u Z_H}{Z_u + Z_H} q_u, \quad (1)$$

где  $q_u$  - комплексная амплитуда колебаний расхода в источнике. Установка в КС акустического зонда с входным импедансом  $Z_3$  приводит в общем случае к изменению  $P_K$ . Предполагая, что данное изменение не приводит к заметному изменению интенсивности источника колебаний расхода, можно определить комплексную амплитуду колебаний давления в КС с зондом  $P_{K.3}$  по формуле

$$P_{K.3} = \frac{Z_K Z_3}{Z_K + Z_3} q_u, \quad (2)$$

где  $Z_K = \frac{Z_u Z_H}{Z_u + Z_H}$  - суммарный импеданс источника колебаний и нагрузок

Если разделить почленно левые и правые части равенств (2) и (1) то получим величину, характеризующую отклонение колебаний давления в камере сгорания при установке зонда:  $\frac{P_{K.3}}{P_K} = W_{K.3}$  или

$$W_{K.3} = \frac{1}{1 + \frac{Z_K}{Z_3}}, \quad (3)$$

Датчик акустического зонда регистрирует колебания давления в КС с динамической погрешностью, определяемой частотной функцией зонда

$$W_3 = \frac{P_3}{P_{K.3}}, \quad (4)$$

где  $P_1$  - комплексная амплитуда колебаний давления, регистрируемая датчиком зонда. Тогда суммарная погрешность измерения пульсаций давления, обусловленная искажением процесса в КС за счет установки зонда и динамической погрешностью самого зонда, определяется произведением частотных функций (3) и (4):

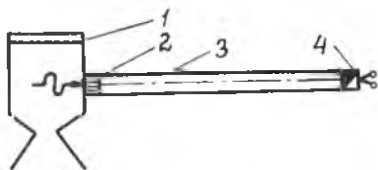
$$\frac{P_2}{P_1} = W_{к.з} W_3. \quad (5)$$

Исследователей интересует в основном относительная погрешность измерения амплитуд колебаний давления в КС, которую можно определить на основании равенства (5) по формуле

$$\delta = 1 - |W_{к.з}| / |W_3|. \quad (6)$$

При известной схеме зонда с использованием соотношения (6) производится выбор его параметров, при которых динамическая погрешность пульсаций давления не превысит наперед заданную величину.

Рассмотрим выбор параметров зонда /1/, который в наибольшей степени удовлетворяет требованиям по точности измерения пульсаций давления в условиях высоких температур. Акустический зонд (рис.2) представляет собой подводный канал 2 с датчиком давления 3, на входе в канал установлен сосредоточенный дросселирующий элемент I с сопротивлением  $R_{др}$ , равным волновому сопротивлению канала. При идеальном согласовании характеристик дросселя и канала, т.е. при  $R_{др} = Z_0$  (без учета потерь на трение по длине канала), датчик давления регистрирует амплитуды колебаний давления в КС без искажения /3/. Это соответствует тому, что  $|W_3| = 1$ . Тогда погрешность измерения пульсаций давления определяется лишь "вносимой" погрешностью зонда.



Р и с. 2. Схема акустического зонда для измерения пульсаций давления: 1 - объект испытаний; 2 - корректирующий дроссель; 3 - подводный трубопровод; 4 - датчик пульсаций давления

Предположим, что модуль входного импеданса форсуночной головки КС велик по сравнению с модулем импеданса полости КС и нагрузки - реактивного сопла. Учитывая активный характер импеданса сопла  $Z_H = R_C$  и реактивный - импеданса камеры  $Z_K = \frac{1}{jC_K \omega}$ , можно определить их суммарный импеданс:

$$Z_K = \frac{R_C}{1 + jC_K \omega R_C}, \quad (7)$$

где  $C_K = \frac{V_K}{\rho P_K}$  - акустическая емкость КС;  $V_K$  - внутренний объем КС;  $P_K$  - среднее давление;  $\eta$  - коэффициент политропы для газа в КС;  $\omega$  - угловая частота колебаний;  $R_C = \frac{P_K}{A_n \sqrt{R_K T_K} F_{Kp}}$  - сопротивление реактивного сопла при сверхкритическом истечении газа;  $R_A$  - газовая постоянная;  $T_K$  - температура газа в КС;  $F_{Kp}$  - площадь критического сечения сопла;  $A_n = \sqrt{\eta \left( \frac{2}{\eta+1} \right)^{\frac{\eta+1}{\eta-1}}}$ ;  $j = \sqrt{-1}$ .

Входной импеданс акустического зонда с корректирующим дросселем  $Z_z$ , определенный с использованием уравнений, приведенных в работе [2], имеет вид

$$Z_z = Z_B \left( 1 - jctg \frac{\omega l}{c} \right), \quad (8)$$

где  $Z_B = \frac{\rho c}{S}$  - волновое сопротивление канала;  $\rho$  - плотность газа в канале;  $c$  - скорость звука в канале с газом;  $S$  - площадь проходного сечения канала;  $l$  - длина канала

Подставляя выражения (7) и (8) в равенство (3), получим

$$W_{K,z} = \left[ 1 + \frac{R_C}{Z_B (1 + j\omega R_C C_K) (1 - jctg \frac{\omega l}{c})} \right]^{-1}. \quad (9)$$

Для общности анализа вводим следующие безразмерные параметры:

$\bar{\omega} = \frac{\omega}{\omega_0}$  - относительная частота колебаний;  $\bar{Z}_B = \frac{Z_B}{R_C}$  - относительное волновое сопротивление канала;  $\bar{C}_z = \frac{cS}{P_K C_K}$  - относительная акустическая емкость канала;  $\omega_0 = \frac{\pi c}{2l}$  - первая собственная частота колебаний подводющего канала зонда. С учетом введенных безразмерных параметров уравнение (9) можно преобразовать к виду

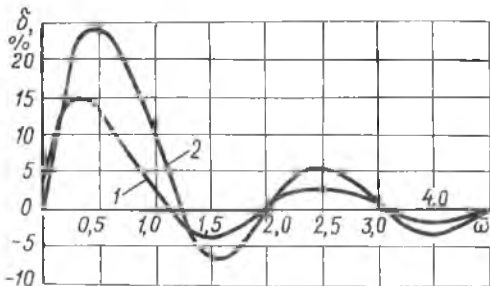
$$W_{K,z} = \frac{(1 + j \frac{\pi}{2} \frac{\bar{\omega}}{\bar{Z}_B \bar{C}_z}) (1 - jctg \frac{\pi}{2} \bar{\omega})}{(1 + \frac{1}{\bar{Z}_B} + \frac{\pi}{2} \frac{\bar{\omega}}{\bar{Z}_B \bar{C}_z} ctg \frac{\pi}{2} \bar{\omega}) + j \left( \frac{\pi}{2} \frac{\bar{\omega}}{\bar{Z}_B \bar{C}_z} - ctg \frac{\pi}{2} \bar{\omega} \right)}. \quad (10)$$

Подставляя модуль выражения (10) в равенство (6) (при  $|W_z| = 1$ ), получим

$$\delta = 1 - \left\{ \frac{1 + \left( \frac{\pi}{2} \frac{\bar{\omega}}{\bar{Z}_B \bar{C}_z} \right)^2 (1 + tg^2 \frac{\pi}{2} \bar{\omega})}{\left[ \left( 1 + \frac{1}{\bar{Z}_B} \right) tg \frac{\pi}{2} \bar{\omega} + \frac{\pi}{2} \frac{\bar{\omega}}{\bar{Z}_B \bar{C}_z} \right]^2 + \left( \frac{\pi}{2} \frac{\bar{\omega}}{\bar{Z}_B \bar{C}_z} tg \frac{\pi}{2} \bar{\omega} - 1 \right)^2} \right\}^{\frac{1}{2}}. \quad (11)$$

Из анализа формулы (11) и графических зависимостей (рис.3) следует,

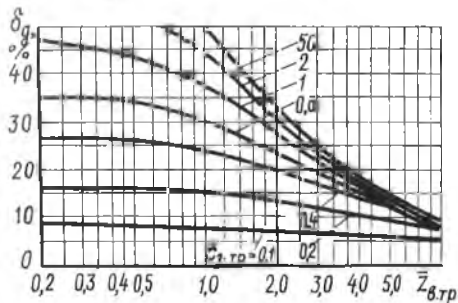
что динамическая погрешность  $\delta$  в зависимости от частоты  $\bar{\omega}$  изменяется по колебательной затухающей кривой. Погрешность  $\delta$  равна нулю при  $\bar{\omega} = 2n$  ( $n = 0, 1, 2, \dots$ ) и принимает наибольшее из максимальных возможных значений в диапазоне



рас: [0,1]. Если принять эти наибольшие значения  $\delta_{max}$  за допустимые динамические погрешности

Р и с. 3. Зависимость динамической погрешности измерения пульсаций давления в камере сгорания двигателя от частоты колебаний при  $Z_{в.тр} = 1$  и различных значениях  $C_3$ :  
1 -  $C_3 = 0,2$ ; 2 -  $C_3 = 0,4$

$\delta_{доп}$ , то можно, построив по уравнению (II)  $\delta_{доп} = f(Z_{в.тр}, \bar{C}_3)$  (рис.4), определить требуемые относительные параметры акустического зонда  $Z_{в.тр}$ ,  $\bar{C}_3$ , при которых динамическая погрешность измерения давления не превысит заданную величину. Из графика (см.рис.4) видно, что чем меньше допустимая погрешность  $\delta_{доп}$ , тем должны быть меньше  $\bar{C}_3$  и больше  $Z_{в.тр}$ .



Выбор геометрических параметров акустического зонда ( $S$  и  $l$ ) осуществляется в следующем порядке. Вначале задаются требуемой площадью сечения канала  $S_{тр}$  и определяют  $Z_{в.тр} = \frac{\rho c}{S_{тр} R_c}$ . Затем при заданной допустимой погрешности  $\delta_{доп}$  и вычисленному значению  $Z_{в.тр}$  из графика на рис.4 определяют

и  $\bar{C}_3$ . При известных  $\bar{C}_3$  и  $S_{тр}$  требуемая длина канала определяется по формуле  $l = \frac{\rho c \bar{C}_3}{S_{тр}}$ . Если длина канала оказалась короткой,

например, по условиям крепления датчика или ограждения его от чрезмерно высоких температур, то уменьшают площадь  $S_{TP}$  и вновь определяют  $l_{TP}$ . При этом следует иметь в виду, что при слишком малых площадях  $S_{TP}$  и больших длинах  $l_{TP}$  сужается диапазон частот равномерного пропускания колебаний давления из-за повышения потерь энергии колебаний газа по длине канала. Сопротивление корректирующего дросселя, равное волновому сопротивлению канала, определяется по формуле  $R_{др} = Z_{г} R_c$ . После окончательного выбора параметров зонда ( $S_{TP}, l_{TP}, R_{др}$ ) необходимо провести контрольный расчет его амплитудно-частотной характеристики с учетом потерь энергии колебаний газа по длине канала и возможной податливости мембраны чувствительного элемента датчика давления.

Таким образом, разработана методика выбора параметров акустического зонда, при которых не вносится искажение в объект испытания выше допустимой нормы и в то же время обеспечивается измерение пульсаций давления с динамической погрешностью, не превышающей заданную величину.

#### Библиографический список

1. Сенин В.С. Определение динамических характеристик подсоединительных каналов преобразователей при измерении колебаний давления. - Измерительная техника, 1967, № 10, с.27-29.
2. Быстров Н.Д., Гимадиев А.Г. Коррекция акустических частотных характеристик газовых волноводов систем контроля и управления. - В кн. Гидравлика и пневматика. Приводы и системы управления. М.:Машиностроение, 1984, вып. 10, с.101-109.
3. Быстров Н.Д., Гимадиев А.Г., Шорин В.П. Об одной схеме выравнивания амплитудно-частотных характеристик акустических каналов систем измерения давления. - Известия вузов. Авиационная техника, 1981, № 3, с. 22-26.
4. Беляев Н.М., Белик Н.П., Уваров Е.И. Реактивные системы управления космических летательных аппаратов. - М.:Машиностроение, 1978. -232 с/