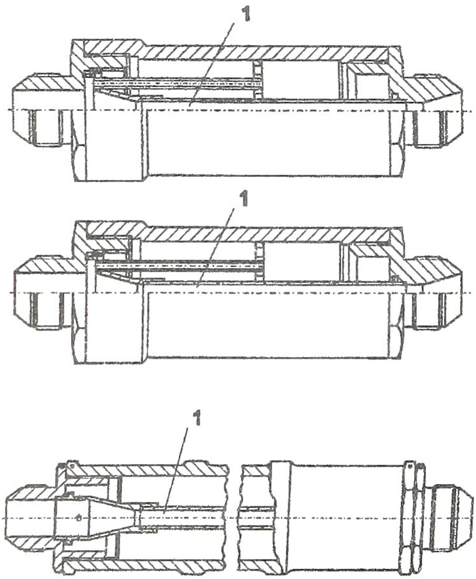
ОПТИМИЗАЦИЯ ПРОФИЛЯ ИНЕРЦИОННОГО ЭЛЕМЕНТА ГАСИТЕЛЕЙ КОЛЕБАНИЙ

Прокофьев А.Б., Шестаков Г.В.
Самарский государственный аэрокосмический университет, г. Самара

Для коррекции динамических характеристик различных гидравлических и топливных систем, с целью снижения динамических нагрузок на узлы и агрегаты этих систем используются гасители колебаний давления рабочей среды. Одним из основных элементов гасителей (см. рис. 1) является зауженный участок трубопровода, в котором проявляются инерционные свойства рабочего тела. Реализация инерционного элемента связана с уменьшением площади проходного сечения трубопровода и, следовательно, с увеличением гидравлического сопротивления потоку жидкости. Таким образом, неизбежно встает проблема обеспечения уровня гидравлических потерь, определяемых протеканием рабочей жидкости через инерционный канал, не выше заданного при сохранении расчетной индуктивности этого канала. Удовлетворить противоречивые требования по гидравлическому сопротивлению и инерционности можно профилированием проточной части канала. Некоторые возможные варианты профилирования представлены на рис. 2. Из приведенного рисунка следует, что в общем случае проточный канал состоит из цилиндрического участка постоянного сечения и участков входа и выхода, которые могут быть выполнены:

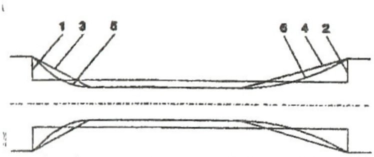
– в виде внезапного сужения и расширения (1,2);
– в виде конфузора (3) и диффузора (4);
– в виде лемнискатного профиля (5,6).



1 - инерционный канал.

Рисунок 2

Наиболее равномерным полем скоростей, характеризующим гидравлические потери обладают каналы лемнискатного



1, 2, 3 - типы выполнения входного участка инерционного канала;
4, 5, 6 - типы выполнения входного участка инерционного канала.

Рисунок 1 - Схема профилирования инерционного канала.

профиля. Однако их практическая реализация затруднена, поэтому целесообразно рассматривать наиболее близкий к ним профиль, представляющий комбинацию цилиндрического и конических участков.

В формализованном виде зависимость гидравлических потерь от геометрических параметров профиля можно представить:

$$\Delta P_{г_{\Sigma}} = \Delta P_{г_{вх}} + \Delta P_{г_{ц}} + \Delta P_{г_{вых}}$$

$$\Delta P_{г_{вх.\,вн.\,суж}} = \xi_{вн.\,суж} \frac{8\rho Q^2}{\pi^2 d_ц^4}$$

$$\Delta P_{г_{вх.\,пос.\,суж}} = \xi_{пос.\,суж} \frac{8\rho Q^2}{\pi^2 d_ц^4}$$

$$\Delta P_{г_{ц}} = \lambda_{тр} \frac{l_ц}{d_ц} \frac{8\rho Q^2}{\pi^2 d_ц^4}$$

$$\Delta P_{г_{вых.\,вн.\,рас}} = \left(1 - \frac{1}{n}\right)^2 \frac{8\rho Q^2}{\pi^2 d_ц^4}$$

$$\Delta P_{г_{вых.\,пос.\,рас}} = \left[\frac{\lambda_{тр}}{8 \sin \frac{\alpha_{вых}}{2}} \left(1 - \frac{1}{n^2}\right) + k\left(1 - \frac{1}{n}\right)^2 \right] \frac{8\rho Q^2}{\pi^2 d_ц^4}$$

где $\Delta P_{г_{вх.\,вн.\,суж}}$ - гидравлические потери входного участка профиля, выполненного в виде внезапного сужения (1) (см. рис. 2);

$\Delta P_{г_{вх.\,пос.\,суж}}$ - гидравлические потери входного конического участка профиля;

$\Delta P_{г_{ц}}$ - гидравлические потери центрального цилиндрического участка профиля;

$\Delta P_{г_{вых.вн.рас.}}$ - гидравлические потери выходного участка профиля, выполненного в виде внезапного расширения (2) (см. рис. 2);

$\Delta P_{г_{вых.пос.рас.}}$ - гидравлические потери выходного конического участка профиля;

$\xi_{вн.суж}$ - коэффициент сопротивления при внезапном (резком) сужении трубопровода, который определяется по формуле

$$\xi_{вн.суж} = \left(\frac{1}{\varepsilon} - 1\right)^2;$$

ε - коэффициент сжатия струи, представляющий собой отношение площади сечения сжатой струи $S_{сж}$ к площади сечения узкой трубы $S_ц$ (рис. 3), т. е.

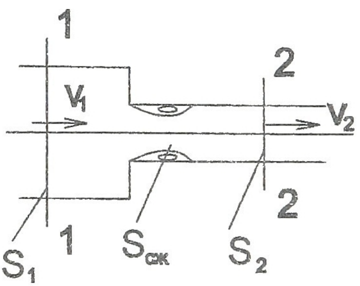


Рисунок 3 - Внезапное сужение трубопровода

$$\varepsilon = \frac{S_{сж}}{S_ц}.$$

Величина коэффициента сжатия струи ε зависит от степени сжатия потока h (отношение площадей сечения узкой и широкой трубы) и может быть найдена по приближенной формуле А. Д. Альтшуля [2]

$$\varepsilon = 0.57 + \frac{0.043}{1.1 - h};$$

$\xi_{пос.суж}$ - коэффициент сопротивления конфузоров, который зависит от угла конусности и соотношения диаметров. Он может быть найден по формуле [2]:

$$\xi_{пос.суж} = k_{п.с}\left(\frac{1}{\varepsilon} - 1\right)^2 + \frac{\lambda_{тр}}{8tg\frac{\alpha_{вх}}{2}}\left(1 - \frac{1}{n^2}\right);$$

$k_{п.с}$ - коэффициент смягчения при постепенном сужении, значения которого приводятся в таблице 1 в зависимости от угла конусности $\alpha_{вх}$.

Таблица 1

Средние значения коэффициента $k_{п.с}$ для конфузора

$\alpha_{вх}$, град	5	10	15	20	30	40	50
$k_{п.с}$	0,48	0,40	0,32	0,25	0,20	0,20	0,19
$\alpha_{вх}$, град	60	70	80	90	100	140	180
$k_{п.с}$	0,20	0,25	0,30	0,35	0,40	0,60	1,00

$\lambda_{тр}$ - коэффициент сопротивления по длине, определяемый по формуле

$$\lambda_{тр} = \left[1.8\, lg \frac{Re}{\frac{k'}{d_ц} Re + 7} \right]^{-2};$$

n - степень пережатия;

$Re = \dfrac{4Q}{\pi \nu d_ц}$ - число Рейнольдса для потока;

Q - объемный расход жидкости, проходящей через канал;

ν - кинематическая вязкость рабочей среды;

ρ - плотность рабочей среды;

$d_ц$ - диаметр цилиндрического участка профиля;

$l_ц$ - длина цилиндрического участка профиля;

k' - размер, пропорциональный абсолютной шероховатости внутренних стенок канала ($k'=2\cdot10^{-6}$ м [1])

$\alpha_{вх}$ - угол конусности входного участка профиля;

$\alpha_{вых}$ - угол конусности выходного участка профиля;

k - коэффициент смягчения удара, представляющий собой отношение потерь на расширение в диффузорах к теоретическим потерям на удар при внезапном расширении сечения ($\alpha=180°$). При больших числах Рейнольдса ($Re \geq 2\cdot10^5$) коэффициент смягчения удара диффузоров с углами расширения $0<\alpha<40°$ может быть вычислен по предложенной И. Е. Идельчиком формуле [3]:

$$k = 3.2k_{\partial} tg\frac{\alpha}{2}\sqrt[4]{tg\frac{\alpha}{2}}\ ,$$

где k_{∂} - коэффициент, учитывающий неравномерность профиля скорости во входном сечении. На основании опытов [4] для конических диффузоров $k_{\partial} \approx 1$.

При α >40°, как следует из опытов [5], коэффициент смягчения удара плавно возрастает до максимальных значений k =1,1...1,2 при α =60...70°, а затем уменьшается до k =1,0...1,05 при α =180°. В расчетах при α >40° будем принимать k =1. Это правомочно тем более что, как будет показано далее, выходные участки с такими углами конусности реализовывать не имеет смысла, даже если принимать во внимание несколько заниженные значения k .

Изменение одного или нескольких геометрических параметров позволяет существенно изменять значения гидравлических потерь.

Однако наибольший интерес, как было показано ранее, представляет следующая постановка задачи о гидравлических потерях - определение оптимального с точки зрения гидравлики профиля канала, при условии сохранения его акустических свойств. В формализованном виде эту задачу можно представить:

$$L = const$$

$$\Delta P_{г} \rightarrow min$$

Выполнение этого условия означает, что сопротивление проточного канала $Z_{пк}$ при изменении его геометрических размеров должно оставаться неизменным. Для выработки механизма профилирования канала с учетом этого условия сравним выражения для волновых сопротивление цилиндрического канала и канала, приведенного на рис. 4. При этом учтем, что величина волнового сопротивления канала в превалирующей степени зависит от его инерционных свойств (емкостные свойства канала считаются незначительными). Наша задача - подобрать комбинированный профиль, состоящий из цилиндрического и входного и выходного конических участков, суммарная индуктивность которых L_{Σ} равна индуктивности эквивалентного цилиндрического канала L_{mp}. Инерционность L_{Σ} проточного канала, расчетная схема которого изображена на рис. 4., складывается из инерционности цилиндрической части

$$L_{ц} = \frac{\rho l_{ц}}{S_{ц}} = \frac{4\rho l_{ц}}{\pi d_{ц}^{2}} \quad (1)$$

и инерционностей конусных участков входа и выхода $L_{i}\ (i = 1,2)$.

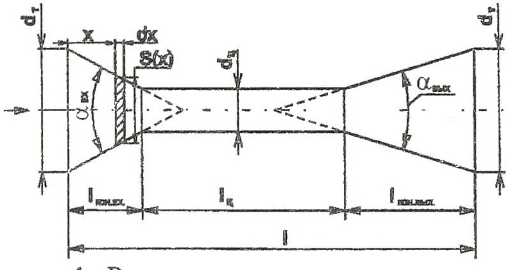


Рисунок 4 - Расчетная схема инерционного канала

Формулы для определения величин L_i получим, записав в соответствии с (1) выражение для инерционности элементарного участка протяженностью dx и сечением

$$S(x)=\frac{\pi}{4}\left[d_{mp}-\frac{x}{l_{кон}}\left(d_{mp}-d_{ц}\right)\right]^2,$$

где d_{mp} - диаметр подводящего трубопровода, $d_{ц}$ - диаметр цилиндрической части профиля (рис. 4). Проинтегрировав полученное соотношение при изменениях **x** в пределах $\left[0;l_{кон\ i}\right]$ будем иметь:

$$L_{кон}=\int\limits_0^{l_{кон}}\frac{4\rho dx}{\pi\left[d_{mp}-\frac{x}{l_{кон}}\left(d_{mp}-d_{ц}\right)\right]^2}=\frac{4\rho l_{кон}}{\pi d_{mp}d_{ц}} \qquad (2)$$

С учетом формул (1), (2) при одинаковых степенях пережатия n обоих конусных участков получим:

$$L_{\Sigma}=\frac{4\rho}{\pi d_{ц}}\left[\frac{l_{вх}}{d_{mp}}+\frac{l_{ц}}{d_{ц}}+\frac{l_{вых}}{d_{mp}}\right]$$

Учитывая, что мы должны выдержать равенство $L_{\Sigma}=L_{mp}$, получаем:

$$L_{mp}=\frac{4\rho}{\pi d_{ц}}\left[\frac{l_{вх}}{d_{mp}}+\frac{l_{ц}}{d_{ц}}+\frac{l_{вых}}{d_{mp}}\right]. \qquad (3)$$

Рассмотрим задачу оптимизации комбинированного профиля, принимая в качестве параметров оптимизации длины входного и выходного конусных участков. При такой постановке задачи при заданных $l, l_{вх}, l_{вых}, d_{mp}$ из (3) определим $d_{ц}$. Получаем квадратное уравнение относительно $d_ц$:

$$L_{mp} d_ц^2 - \frac{4\rho}{\pi d_{mp}}\left(l_{вх} + l_{вых}\right) d_ц - \frac{4\rho l_ц}{\pi} = 0.$$

Данное уравнение имеет два корня:

$$d_{ц1,2} = \frac{\frac{2\rho}{\pi d_{mp}}\left(l_{вх} + l_{вых}\right) \pm \sqrt{\frac{4\rho^2}{\pi^2 d_{mp}^2}\left(l_{вх} + l_{вых}\right)^2 + \frac{4\rho l_ц}{\pi} L_{mp}}}{L_{mp}}$$

Второе решение исключаем, как не имеющее физического смысла. Итак,

$$d_ц = \frac{\frac{2\rho}{\pi d_{mp}}\left(l_{вх} + l_{вых}\right) + \sqrt{\frac{4\rho^2}{\pi^2 d_{mp}^2}\left(l_{вх} + l_{вых}\right)^2 + \frac{4\rho l_ц}{\pi} L_{mp}}}{L_{mp}} \qquad (4)$$

Таким образом задача оптимизации сводится к отысканию минимума функции двух переменных $\Delta P_{г_\Sigma} = f\left(l_{вх}, l_{вых}\right)$ при соблюдении условия $L_{mp} = const$, что обеспечивается подбором $d_ц$ по формуле (4). Нахождение экстремума функции $\Delta P_{г_\Sigma}$ путем отыскания ее производной в связи с очевидной громоздкостью формул, используемых для расчета гидравлических потерь, не представляется возможным. Поэтому для нахождения минимума гидравлических потерь рассматриваемого профиля разработано программное обеспечение, реализующее поиск экстремума методом покоординатного спуска.

Для обеспечения повышения наглядности результатов расчета предлагается искать решение об оптимальных длинах входного и выходного конусных участков в безразмерном виде:

$$\bar{l}_{вх.опт.} = \frac{l_{вх.опт.}}{l}$$

$$\bar{l}_{вых.опт.} = \frac{l_{вых.опт.}}{l}$$

Эти величины в общем случае являются функциями трех переенных; то есть $\bar{l}_{вх.\,опт.} = f_1\left(l, d_{ц.\,экв.}, d_{тр}\right)$ и $\bar{l}_{вых.\,опт.} = f_2\left(l, d_{ц.\,экв.}, d_{тр}\right)$ и очень мало зависят от значений расхода, а также плотности и вязкости рабочей среды. Так, например, при увеличении объемного расхода через канал в 10 раз $\bar{l}_{вх.\,опт.}$ увеличивается на 1...2%, $\bar{l}_{вых.\,опт.}$ - на 0,5...0,6%.

В результате расчета было установлено, что выполнение выходного участка в виде конуса целесообразно лишь до определенных значений степени пережатия $n_{крит}$. Так для l = 0.2 м и $d_{ц.\,экв.}$ = 8 мм $n_{крит}$=11,4. Это объясняется тем, что образование выходного конусного участка, сопровождающееся уменьшением гидравлических потерь на расширение, приводит к уменьшению диаметра цилиндрической части канала, следующему из условия обеспечения постоянства индуктивности. А заужение диаметра центральной части, в свою очередь, вызывает увеличение гидравлического сопротивления этой части канала. При относительно небольших степенях пережатия уменьшение потерь на выходе превышает увеличение гидропотерь цилиндрического участка. Но значительные степени пережатия требуют существенного заужения цилиндрической части, а это может оказаться невыгодным в смысле гидравлического сопротивления. Однако в практике проектирования гасителей колебаний в большинстве случаев не требуется реализации степени пережатия, превышающей $n_{крит}$.

На рис. 5 приведены графики оптимальных значений $\bar{l}_{вх.\,опт.}$ и $\bar{l}_{вых.\,опт.}$ в зависимости от диаметра подводящего трубопровода $d_{тр}$ при различных величинах эквивалентного диаметра цилиндрического канала. Результаты расчета можно также представить в виде зависимостей $\bar{l}_{вх.\,опт.}$ и $\bar{l}_{вых.\,опт.}$ от углов конусности входного $\alpha_{вх.\,опт.}$ и выходного $\alpha_{вых.\,опт.}$ участков (см. рис. 6).

Профилированием проточного канала гасителя можно снизить уровень его гидравлических потерь в 1,4...1,6 раза.

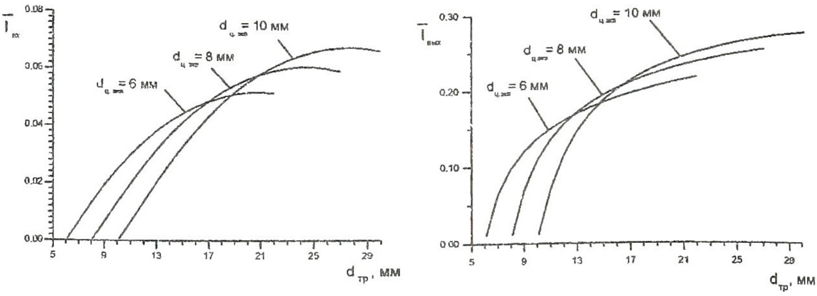


Рисунок 5 - Зависимость оптимальных значений относительных длин входного $\bar{l}_{вх}$ и выходного $\bar{l}_{вых}$ конусных участков инерционного канала гасителя от диаметра подводящего трубопровода $d_{тр}$ и эквивалентного диаметра цилиндрической части $d_{ц.экв}$

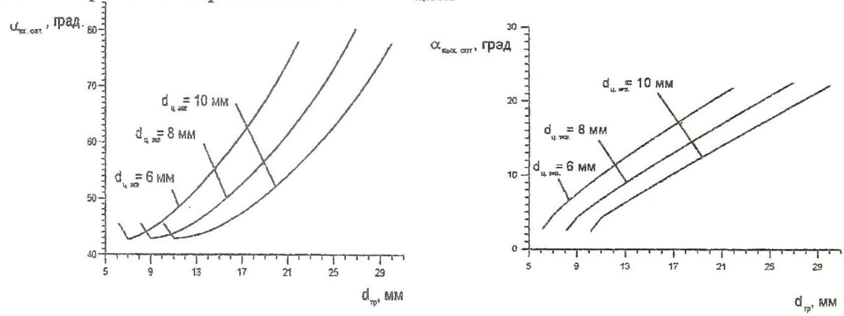


Рисунок 6 - Зависимость оптимального угла входного $\alpha_{вх}$ и выходного $\alpha_{вых}$ конусных участков инерционного канала гасителя от диаметра подводящего трубопровода $d_{тр}$ и эквивалентного диаметра цилиндрической части $d_{ц.экв.}$

Список литературы

1. Некрасов Б. Б. Гидравлика и ее применение на летательных аппаратах. - М.: Машиностроение, 1967. - 368 с.
2. Справочник по гидравлическим расчетам/ Под ред. П. Г. Киселева. - М.: Энергия, 1972. - 312 с.
3. Идельчик И. Е. Справочник по гидравлическим сопротивлениям/ Под ред. М. О. Штейнберга. - М.: Машиностроение, 1992. - 672 с.
4. Идельчик И. Е. Аэродинамика потока и потери напора в диффузорах // Промышленная аэродинамика, 1947, №3. С. 132-209.
5. Идельчик И. Е. Гидравлические сопротивления (физико-механические основы). - М.: Госэнергоиздат, 1954 - 316 с.