



УДК 533.0

Ю.И. Правник – инженер**В.А. Казаков** – инженер**Р.А. Садыков** – доктор технических наук, профессор, заведующий кафедрой теплоэнергетики**Казанский государственный архитектурно-строительный университет (КазГАСУ)**

РЕДУЦИРОВАНИЕ ГАЗА В ДИСТАНЦИОННО УПРАВЛЯЕМЫХ РЕДУКТОРАХ БОЛЬШИХ РАСХОДОВ

АННОТАЦИЯ

Рассматривается энергия потока газа на входе, в зоне редуцирования и выходе редуктора в момент завершения редуцирования. Определены соотношения давлений на входе и выходе редуктора и в зоне редуцирования. Редуктор трактуется как сужающееся сопло с переменным проходным сечением. Симулируется предполагаемая картина потока газа в зоне редуцирования, подтвержденная экспериментально при измерении давления в зоне редуцирования. Результаты работы могут быть использованы при расчете расхода газа в редукторе, что позволит проектировать системы газоснабжения для теплотехнологических энергоустановок, а также для испытательных станций двигателей авиационной и другой техники.

J.I. Pravnik – engineer**V.A. Kazakov** – engineer**R.A. Sadykov** – doctor of technical sciences, professor, head of the Heat-power Engineering department**Kazan State University of Architecture and Engineering (KSUA)**

GAS REDUCTION IN REMOTE-CONTROLLED HIGH-FLOW REDUCERS

ABSTRACT

The energy of gas flow at entrance, in reduction zone, and at exit of the reducer is analyzed. Based on power process and experimental results it is concluded that the reducer can be considered as a contracting nozzle.

В известных источниках [1, 2] уделяется значительное внимание редукторам пружинным с ручным управлением, и ничего не сказано о редукторах больших расходов, управляемых дистанционно командным газом. Цель данной работы – изучить газодинамику процесса редуцирования в редукторах этого класса, что позволит рассчитывать расход газа в редукторе и аргументированно подбирать уже действующие редукторы к требуемым режимам новых систем.

На рис. 1 показана система, обеспечивающая работоспособность потребителя. Она включает: источник с запасом газа, трубопровод, соединяющий его с редуктором, который понижает давление газа, и расходомер, измеряющий расход газа и лимитирующий его при данном давлении за редуктором.

Редуктор управляется дистанционно командным устройством 7. Командный газ давлением P_k поднимает мембрану 6 с прикрепленным к ней штоком 5, который поднимает клапан 4 от седла на переменную высоту H (ход клапана). На клапан сверху действует давление входа P_{ex} , редуцируемое до давления выхода P_e , которое действует на мембрану сверху и клапан снизу. В результате устанавливается требуемый режим редуцирования. Для уменьшения диаметральных размеров мембраны в редукторах больших расходов и давлений устанавливается система разгрузки с поршнем 8. Без этой разгрузки редуктор напоминает усовершенствованный регулятор РДУК-2 инженера Казанцева Ф.Ф., широко применяемый в системах газообеспечения теплоэнергетических установок [7]. В дальнейшем сказанное о редукторах данного класса в полной мере относится и к РДУК-2.

По мере расхода газа потребителем давления в источнике P_{ex}^* и на входе P_{ex} в редукторе понижаются. Источник не пополняется. При этом величина H увеличивается (об этом далее). Давление на выходе P_e поддерживается постоянным.

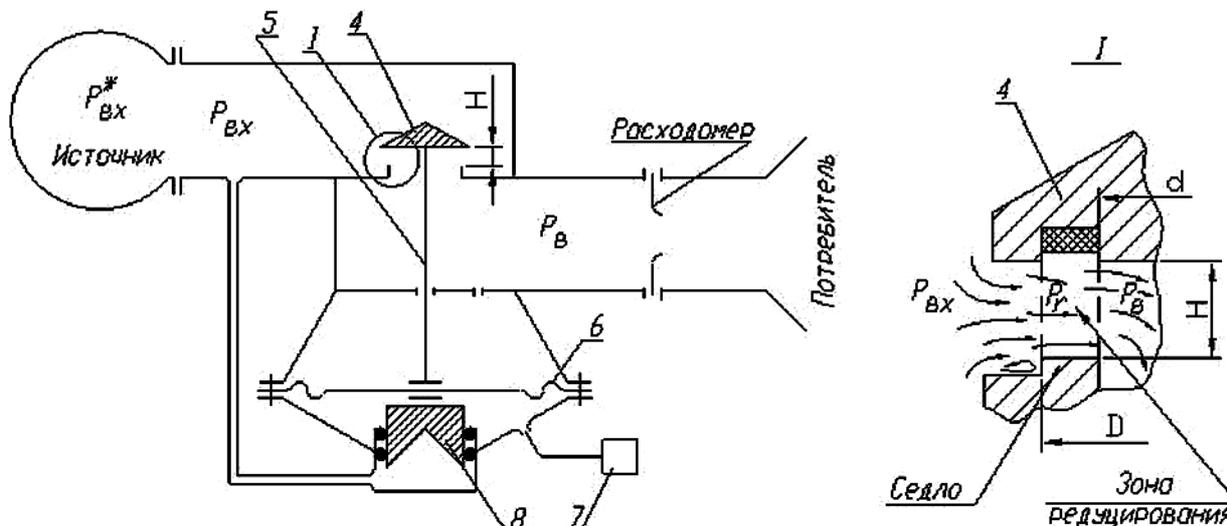


Рис. 1

Зона редуцирования (увеличенный фрагмент I показан на рис. 1) – пространство между торцами клапана и седла, ограниченное цилиндрическими поверхностями, продолжающими внешнюю D и внутреннюю d поверхности седла. В зоне редуцирования своё давление P_r .

Рассмотрим **момент завершения редуцирования**. В этот момент давление на входе не способно поддерживать процесс редуцирования, а давление на выходе P_e начинает понижаться и характеризуется кривой падения.

Тогда можно принять, что все давления ($P_{вх}^*$, $P_{вх}$, P_r и P_e) изменяются адиабатически (отсутствует подвод и отвод тепла, можно пренебречь теплообменом). Сам процесс истечения газа установившийся и одномерный. Кроме того, в этот момент все давления принимают минимальные значения (и обозначаются индексом m); величина H становится равной $H_m = d/4$ (из условия $pdH = pd^2/4$). Все подвижные элементы редуктора уже не перемещаются.

Внешнее проявление энергий на входе в редуктор и в зоне редуцирования эквивалентно. На выходе редуктора энергия меньше, так как давление выхода и скорость потока – значительно ниже. В то же время в зоне редуцирования за счет увеличения скорости понижается температура и уменьшается внутренняя энергия, а в зоне выхода за счет понижения скорости потока повышаются температура и внутренняя энергия. Она будет $\Delta U = c_v (T_e - T_r)$.

Умножив-поделив на C_p и используя показатель адиабаты $k = C_p/C_v$, внутреннюю энергию можно представить

$$\text{в виде } \Delta U = \frac{1}{k} c_p (T_e - T_r) \text{ и окончательно } \Delta U = \frac{1}{k} \left(\frac{W_{rm}^2}{2} - \frac{W_e^2}{2} \right).$$

По закону сохранения энергии и вышесказанного, уравнение Д. Бернулли к моменту завершения редуцирования можно представить в виде следующего равенства [4-6]:

$$\frac{k}{k-1} \frac{P_{вхm}^*}{r_{вхm}^*} = \frac{W_{вхm}^2}{2} + \frac{k}{k-1} \frac{P_{вхm}}{r_{вхm}} = \frac{W_{rm}^2}{2} + \frac{k}{k-1} \frac{P_{rm}}{r_{rm}} = \frac{W_e^2}{2} + \frac{k}{k-1} \frac{P_e}{r_e} + \frac{1}{k} \left(\frac{W_{rm}^2}{2} - \frac{W_e^2}{2} \right).$$

Если воспользоваться $W = M \sqrt{k \frac{P}{r}}$ и $r = r_0 \left(\frac{P}{P_0} \right)^{\frac{1}{k}}$ [7], где плотность r_0 при давлении $P_0=1 \text{ кгс/см}^2$, то

это выражение можно привести к виду:



$$\frac{k}{k-1} P_{\text{exn}}^{*k-1} = \left(M_{\text{exn}}^2 \frac{k}{2} + \frac{k}{k-1} \right) P_{\text{exn}}^{k-1} = \left(M_{\text{rm}}^2 \frac{k}{2} + \frac{k}{k-1} \right) P_{\text{rm}}^{k-1} = \left(M_{\text{e}}^2 \frac{k-1}{2} + \frac{k}{k-1} \right) P_{\text{e}}^{k-1} + \frac{M_{\text{rm}}^2}{2} P_{\text{rm}}^{k-1} \quad (1)$$

Отсюда следует:

$$\begin{aligned} \frac{P_{\text{e}}}{P_{\text{exn}}} &= \left[\frac{\left(M_{\text{exn}}^2 \frac{k}{2} + \frac{k}{k-1} \right) \left(1 - \frac{\frac{M_{\text{rm}}^2}{2}}{M_{\text{rm}}^2 \frac{k}{2} + \frac{k}{k-1}} \right)}{M_{\text{e}}^2 \frac{k-1}{2} + \frac{k}{k-1}} \right]^{\frac{k}{k-1}} = n_1 & \frac{P_{\text{e}}}{P_{\text{ex}}^*} &= \left[\frac{k \left(1 - \frac{\frac{M_{\text{rm}}^2}{2}}{M_{\text{rm}}^2 \frac{k}{2} + \frac{k}{k-1}} \right)}{M_{\text{e}}^2 \frac{k-1}{2} + \frac{k}{k-1}} \right]^{\frac{k}{k-1}} = n_1^* \\ \frac{P_{\text{rm}}}{P_{\text{exn}}} &= \left[\frac{M_{\text{exn}}^2 \frac{k}{2} + \frac{k}{k-1}}{M_{\text{rm}}^2 \frac{k}{2} + \frac{k}{k-1}} \right]^{\frac{k}{k-1}} = n_2 & \frac{P_{\text{rm}}}{P_{\text{ex}}^*} &= \left[\frac{k}{k-1} \right]^{\frac{k}{k-1}} = n_2^* \\ \frac{P_{\text{exn}}}{P_{\text{ex}}^*} &= \left[\frac{k}{k-1} \right]^{\frac{k}{k-1}} = n_3^* & \frac{P_{\text{e}}}{P_{\text{rm}}} &= \left[\frac{M_{\text{rm}}^2 \frac{k-1}{2} + \frac{k}{k-1}}{M_{\text{e}}^2 \frac{k-1}{2} + \frac{k}{k-1}} \right]^{\frac{k}{k-1}} = n_4 \end{aligned} \quad (2)$$

В процессе производственной эксплуатации редукторов рассматриваемого класса установлено, что при

соотношении давления выхода и входа $\frac{P_{\text{e}}}{P_{\text{ex}}} > \left(\frac{2}{k+1} \right)^{\frac{k}{k-1}}$ редуцирование (докритическое) происходит несколько

иначе, чем при $\frac{P_{\text{e}}}{P_{\text{ex}}} < p(I)^* = \left(\frac{2}{k+1} \right)^{\frac{k}{k-1}}$ (режим критический). При критическом перепаде давлений в зоне

редуцирования можно ожидать, что $M_{\text{rm}} = 1$. Кстати, сверхкритической скорости потока в зоне редуцирования нельзя ожидать [7], так как зона редуцирования конструктивно не является соплом Лаваля [7]. Тогда найденные значения (2) примут вид:

$$\begin{aligned} \frac{P_{\text{e}}}{P_{\text{exn}}} &= \left[\frac{\left(M_{\text{exn}}^2 \frac{k}{2} + \frac{k}{k-1} \right) \frac{k^2+1}{k(k+1)}}{M_{\text{e}}^2 \frac{k-1}{2} + \frac{k}{k-1}} \right]^{\frac{k}{k-1}} = n_1 & \frac{P_{\text{e}}}{P_{\text{exn}}^*} &= \left[\frac{\frac{k^2+1}{(k^2-1)}}{M_{\text{e}}^2 \frac{k-1}{2} + \frac{k}{k-1}} \right]^{\frac{k}{k-1}} = n_1^* \\ \frac{P_{\text{rm}}}{P_{\text{exn}}} &= \left[\frac{M_{\text{exn}}^2 \frac{k}{2} + \frac{k}{k-1}}{\frac{k(k+1)}{2(k-1)}} \right]^{\frac{k}{k-1}} = n_2 & \frac{P_{\text{rm}}}{P_{\text{exn}}^*} &= \left(\frac{2}{k+1} \right)^{\frac{k}{k-1}} = n_2^* = p(I)^* \\ \frac{P_{\text{exn}}}{P_{\text{exn}}^*} &= \left[\frac{k}{k-1} \right]^{\frac{k}{k-1}} = n_3^* & \frac{P_{\text{e}}}{P_{\text{rm}}} &= \left[\frac{\frac{k^2+1}{2(k-1)}}{M_{\text{e}}^2 \frac{k-1}{2} + \frac{k}{k-1}} \right]^{\frac{k}{k-1}} = n_4 \end{aligned} \quad (3)$$



(чтобы выразить n_1 и n_1^* в обоих случаях (2) и (3) P_{rm} в последнем слагаемом заменялось на P_{exm} и P_{exm}^* через n_2 и n_2^* соответственно).

Получается, что к моменту завершения редуцирования **на расчетном режиме** отношения указанных давлений принимают вполне конкретные значения.

Если в $\frac{P_g}{P_{rm}} = n_4$ исключить P_{rm} с помощью $P_{rm} = P_{exm} n_2$, то получится

$$\frac{P_g}{P_{exm}} = n_4 \cdot n_2 = n_1,$$

аналогично:

$$\frac{P_g}{P_{exm}^*} = n_4^* \cdot n_2^* = n_1^* \tag{4}$$

Можно считать, что n_2 , n_2^* и n_3^* – постоянные величины в процессе всего редуцирования, так как у них числитель и знаменатель изменяются пропорционально (убывают), тогда как n_1 , n_1^* и n_4 – изменяются, увеличиваясь, так как здесь числитель постоянная величина, а знаменатель убывает в процессе редуцирования.

Вместе с тем n_1 и n_1^* не могут быть больше единицы, так как $P_g < P_{exm}$, тогда как n_4 к моменту завершения редуцирования может быть больше единицы. Это видно на n_4 в (2) ($M_{rm}^2 > M_g^2$), а в начале редуцирования $n_4 < 1$, так как $P_{rm} > P_g$ и $n_4 < 1$. Значит возможен момент, когда $n_4 = 1$, тогда $P_{rm} = P_g$, $n_2 = n_1$ и $n_2^* = n_1^*$.

В цифрах найденные параметры будут:

$$n_1 = 0,737 \text{ и } n_1^* = 0,71; n_2 = 0,641 \text{ и } n_2^* = 0,624; n_4 = 1,15 \text{ при } 1 > M_{rm} \geq 0,85$$

$$n_1 = 0,656 \text{ и } n_1^* = 0,638; n_2 = 0,543 \text{ и } n_2^* = p(I)^* = 0,528; n_4 = 1,21 \text{ при } M_r = 1.$$

Здесь: $M_{ex} = 0,2$ и $M_g = 0,17$ (меньше гидрпотери), $k = 1,4$ и $n_3 = 0,9$. В практике P_r не используется, а имеют дело с P_{ex} и P_g .

Поток в зоне редуцирования очень сложный. На границе входа в зону редуцирования давление потока резко понижается почти на 50% с одновременным повышением скорости потока от $M_{ex} = 0,2$ до $M = 0,85 \div 1$, а на выходе этой зоны давление с такой же интенсивностью продолжает понижаться с уменьшением скорости до $M_g = 0,17$. При всем этом поток претерпевает повороты, соударения струй, внезапное сужение на входе и расширение на выходе зоны редуцирования. Острые кромки углов могут инициировать скачки. В процессе редуцирования сами параметры потока газа изменяются. На рис. 2 схематично представлена предполагаемая картина истечения газа в зоне редуцирования.

На рис. 2 (а) показано **начало редуцирования**. Давление входа – максимальное. Здесь H_0 минимальное

$$\frac{P_g}{P_{ex}^*} < p(I)^*, \frac{P_r}{P_{ex}^*} = p(I)^*, M_r = 1, n_4 = \frac{P_g}{P_r} < 1 \text{ и лишь в плоскости } 2' P_g = P_r \text{ (недорасширение)}.$$

На рис. 2 (б) показан **переход с критического редуцирования на докритическое**. Давление входа – понизилось.

Здесь: $H_r > H_0$, $M_r = 1$, $P_g = P_r$ в плоскости 2, а т. к. $\frac{P_r}{P_{ex}^*} < p(I)^*$, значит и $\frac{P_g}{P_{ex}^*} < p(I)^*$ ($n_1 = n_2 n_4$, т.к.

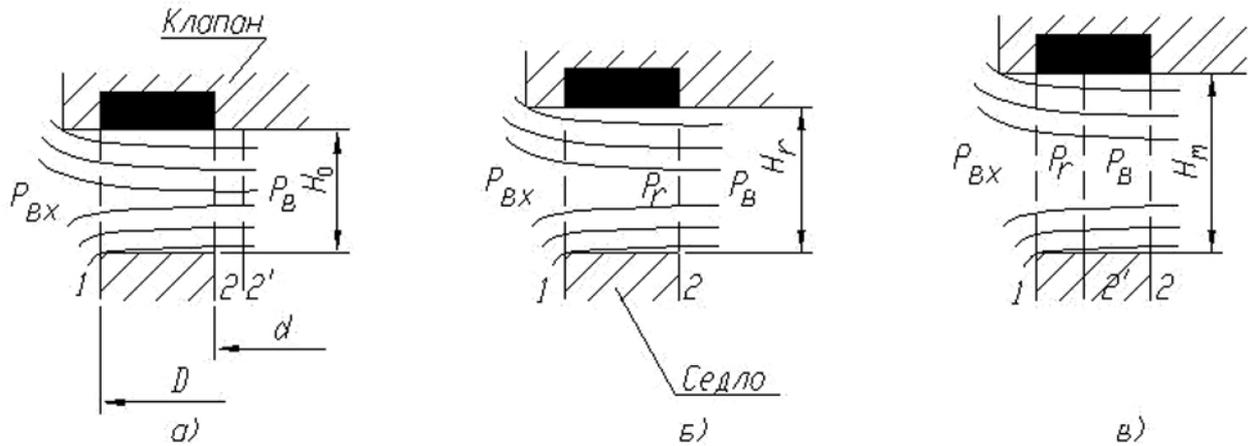


Рис. 2

$n_4 = 1$, то $n_1 = n_2$). Таким образом, критический режим редуцирования заканчивается с момента, когда

$$P_{ex}^* = P_g / p(I)^* = P_g / n_2$$

На рис. 2 (в) показан **момент завершения редуцирования** (режим докритический) в расчетном режиме. Здесь давление входа – минимальное, расстояние клапана от седла $H_m > H_r > H_0$ максимальное. Давление в зоне редуцирования меньше давления выхода $P_r < P_g$, что может быть объяснено скачком уплотнения. Он возможен, так как скорость в зоне редуцирования $M = 0,85 \div 0,9$ близка к звуковой. Способствует этому и наличие кромок на седле и клапане (мягкая вставка утоплена относительно торца клапана). Фронт скачка располагается в плоскости 2'.

Из n_1 и n_1^* видно, что редуцирование в расчетном режиме возможно лишь $P_{ext}^* = P_g / n_1^*$ ($P_{ext} = P_g / n_1$).

То же самое наблюдается в докритическом режиме редуцирования. Тут вместо $n_1^* = p(I)^*$ фигурирует

$$n_2 = P_r / P_{ex}^* > p(I).$$

Итак, в зоне редуцирования наблюдается увеличение скорости потока и снижение давления. Всё это на коротком отрезке. Такое изменение параметров потока возможно лишь в сужающемся сопле.

Таким образом, зону редуцирования можно представить **сужающимся плоско-параллельным соплом** с изменяемым в процессе редуцирования проходным сечением пропорционально изменению давления входа.

(Параллельные плоскости такого сопла – это торцы клапана и седла, а сужение образуется плоскостями, перпендикулярными первым, ограничивающими длины окружностей внешнего D и внутреннего d диаметров седла, если окружности распрямить. Направление потока от D к d). Изменение проходного сечения сужающегося сопла происходит пропорционально изменению давления газа на входе в редуктор согласно уравнению неразрывности потока.

Были произведены измерения давления в зоне редуцирования P_r , что показано на принципиальной схеме рис.3, аналогичной представленной на рис. 1. Отличие состоит в том, что использовался редуктор, позволяющий производить измерения давления P_r . Всего было проведено 19 измерений в условиях производства.

В итоге получены следующие результаты:

1. На пяти продувках редуктора имело место равенство $P_{tm} = P_g$. Две из них зафиксированы в табл. 1 и табл. 2 (жирно выделенные столбцы).

2. Достигнута и величина $n_4 = \frac{P_g}{P_r} = \frac{30}{28} = 1,07$ (табл. 1, последний столбец), по сравнению с исходной

$n_4 = \frac{30}{195} = 0,15$ при $\frac{P_g}{P_{ex}} = \frac{30}{296} = 0,101$. В этом случае критический режим редуцирования продолжался до

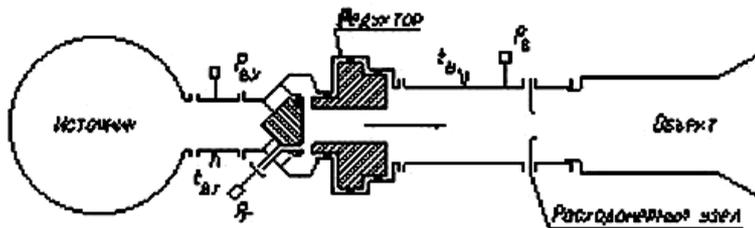


Таблица 1

$P_0 = 30 \text{ кгс/см}^2$ $G = 4,6 \text{ кг/с}$

$\tau(^\circ\text{C})$	1,4	6,1	11,5	17,4	21,8	26,9	27,3	30,0
$P_{вх}$	296	223	161	110	81	52	47	40
P_r	195	125	76	57	45	31	30	28
$P_r/P_{вх}$	0,66	0,56	0,47	0,52	0,56	0,6	0,64	0,70
$t_г$	+1,0	-17	-36	-51	-65	-79	-83	-86

Таблица 2

$P_0 = 26 \text{ кгс/см}^2$ $G = 4,0 \text{ кг/с}$

$\tau(^\circ\text{C})$	1,4	6,8	10,1	13,5	21,8	23,8	26,0	30,0
$P_{вх}$	268	195	157	124	65	52	42	40
P_r	161	103	76	57	31	30	31	26
$P_r/P_{вх}$	0,6	0,528	0,48	0,46	0,48	0,57	0,74	0,65
$t_г$	+3	-21	-35	-49	-79	-86	-94	-100

$$\pi(\lambda) = P_r/P_{вх}$$

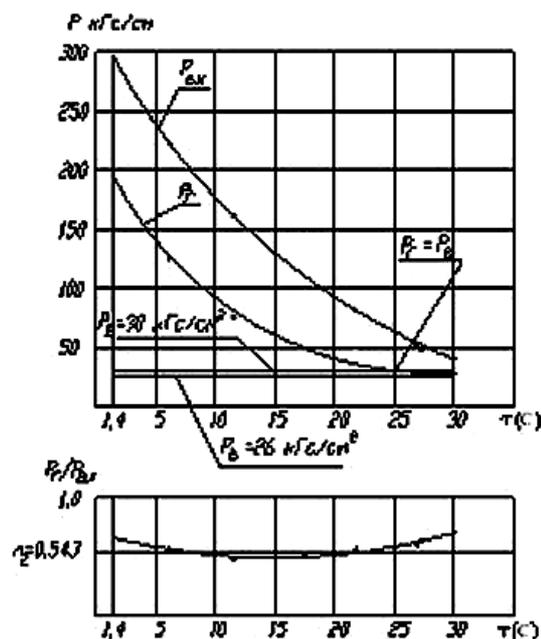


Рис. 3

$$P_{ax} = \frac{P_0}{0,543} = 55,2 \text{ кгс/см}^2 \text{ (давления – статические величины, } k=1,4).$$

В табл. 2 величина $n_4 = \frac{P_0}{P_r}$ менялась от 0,09 до 0,65, а критическое редуцирование длилось до

$$P_{ax} = \frac{P_0}{0,543} = 47,9 \text{ кгс/см}^2.$$

3. Отношение $\frac{P_r}{P_{ax}} = n_2$ (табл. 1 и табл. 2, нижний график, кривая колеблется в пределах 0,6...0,46...0,74 дважды

пересекает значение $\frac{P_r}{P_{ax}} = 0,543$). Такой дрейф объясним: в начале процесса недорасширением, в конце – в

связи с переходом в докритический режим редуцирования, появлением скачка уплотнения, расположившимся у входа зоны редуцирования.

Подтверждается мысль, что отношение давления P_r/P_{ax} есть величина, близкая к $n_2(n_2^*)$ в течение всего процесса редуцирования как докритического, так и для критического режимов.



Заключение

Проведенные исследования позволили определить минимальное значение давления $P_{вхт} = P_{в}/n_1^*$ в источнике, после которого процесс редуцирования становится невозможным.

Появляется возможность определять необходимое начальное давление газа или объем источника при определенном режиме редуцирования, задавшись временем продолжительности процесса. Из выражения

$V_u P_{вх}^* = \nu t + V_u P_{вхт}^*$ (объем источника равен сумме объемов расходуемого газа и его остатка в источнике)

следует: $P_{вх}^* = \frac{nt}{V_u} + P_{вхт}^* = \frac{nt}{V_u} + \frac{P_{в}}{n_1^*}$ и $V_u = \frac{nt}{P_{вх}^* - P_{вхт}^*}$, где V_u – объем газа в источнике перед началом

процесса, n – объемный расход газа при редуцировании, t – время редуцирования, $P_{вх}^*$ – давление до начала редуцирования (не должно быть больше рабочего давления, на которое рассчитана емкость источника).

Обозначения:

P – статическое давление;

P^* – полное давление;

$p(I) = \frac{P}{P^*}$ – газодинамическая функция;

$p(I)^*$ – критическое отношение давлений;

ρ – плотность газа;

M – число Маха;

W – скорость газа;

T – температура по шкале Кельвина;

c_p – удельная теплоемкость при постоянном давлении;

c_v – удельная теплоемкость при постоянном объеме;

$\kappa = \frac{c_p}{c_v}$ – показатель адиабаты;

U – внутренняя энергия;

n – обозначение соотношения давлений;

D – внешний диаметр зоны редуцирования;

d – внутренний диаметр зоны редуцирования;

H – ход клапана (расстояние от клапана до седла);

V – объем;

ν – объемный расход газа;

t – время редуцирования.

Индексы:

$вх$ – вход;

$в$ – выход;

r – редуцирование;

$*$ – характеристика **полной** или **критической** величины;

m – окончание процесса;

u – источник газа.

Литература

1. Гуревич Д.Ф. Расчет и конструирование трубопроводной арматуры. – М.: Машиностроение, 1964. – 832 с.
2. Добровольский М.В. Жидкостные ракетные двигатели. – М.: Машиностроение, 1968. – 488 с.
3. Киселев Н.А. Котельные установки. – М.: Высшая школа, 1975. – 277 с.
4. Левинсон Я.И. Аэродинамика больших скоростей. – М.: Оборонгиз, 1948. – 336 с.
5. Дейч М.Е. Техническая газовая динамика. – М.: Энергетика, 1974. – 592 с.
6. Самойлович Г.С. Гидродинамика. – М.: Машиностроение, 1980. – 290 с.
7. Абрамович Г.Н. Прикладная газовая динамика. – М.: Наука, 1976. – 888 с.