

## ГАЗОДИНАМИЧЕСКИЕ ПОТЕРИ В ОТКРЫТЫХ АДИАБАТНЫХ ТЕРМОДИНАМИЧЕСКИХ СИСТЕМАХ

А.А. Балашов, Е.А. Герман, А.Г. Кузьмин

*Воздействие газодинамических сопротивлений в каналах открытых систем в адиабатном процессе расширения приводит к увеличению на выходе потока статических температуры, давления и удельного объема. Они характеризуют газодинамические и тепловые потери, которые разделены по способам механического и термического воздействия. Приведен пример разделения тепловых потерь.*

*Ключевые слова: адиабатический процесс, газодинамический, механический, термический, статический, тепловой, воздействие, поток.*

При рассмотрении вопросов, относящихся к термодинамике газового потока, следует рассмотреть некоторые особенности влияния газодинамических сопротивлений в проточных каналах на характер термодинамического процесса. Известно, что для открытых адиабатных систем с реальным рабочим телом газодинамические сопротивления в каналах оказывают двойное воздействие на течение газа [6]. Из этого следует, что работа, затрачиваемая на преодоление газодинамических сопротивлений  $\delta l_r$ , с одной стороны, оказывает влияние на изменение внешней кинетической энергии, т.е. непосредственно механически воздействует на действительную скорость рабочего тела и снижает ее и заторможенное давление на выходе потока. С другой стороны оказывает термическое влияние на изменение внутренней энергии и статического давления на выходе потока в сторону их увеличения, а также на появление дополнительного теплового сопротивления. Оба вместе оказывают влияние на характер термодинамического процесса [2, 6].

На основании сказанного возникает необходимость рассмотреть вопросы, связанные с влиянием газодинамических сопротивлений в каналах открытых адиабатных систем, на характер термодинамического процесса расширения рабочего тела в потоке [3, 4].

Для раскрытия характера и сущности термодинамических процессов, происходящих в открытых адиабатных системах, необходимо выяснить в какой степени зависят абсолютные статическая температура  $T_2$ , заторможенное  $P_2^*$  и статическое  $P_2$  давления на выходе потока от изменения энтропии  $\Delta S$ , которая характеризует газодинамические потери и внутренний теплообмен в потоке.

Для отсчета энтропии в адиабатном потоке необходимо организовать «базу» с помощью теоретически достижимых параметров  $T_T$  и  $P_T$ , которые бы обеспечили условия

изоэнтропности  $\Delta S=0$  или  $S_1 = S_2 = const$ , т.е. по сути дела, организовать аналог, чтобы относительно его определять газодинамические потери в адиабатном потоке [4, 5].

С целью определения изменения энтропии запишем уравнения, характеризующие изоэнтропные процессы расширения рабочего тела в открытой адиабатной системе с газодинамическими потерями для условий входа и выхода потока:

$$P_1^* \cdot \vartheta_1^{*k} = P_T \cdot \vartheta_T^k, \quad (1)$$

$$P_2^* \cdot \vartheta_2^{*k} = P_2 \cdot \vartheta_2^k, \quad (2)$$

где  $P_1^*$ ,  $P_2^*$ ,  $P_2$ ,  $P_T$  – соответственно абсолютные, заторможенные, статические и теоретические давления в соответствующих сечениях потока;

$\vartheta_1^*$ ,  $\vartheta_2^*$ ,  $\vartheta_2$ ,  $\vartheta_T$  – соответственно удельные объемы, определенные по заторможенным, статическим и теоретическим параметрам потока в соответствующих сечениях;

$k$  – показатель изоэнтропного процесса расширения газа в потоке.

Сопоставляя выражения (1) и (2) с учетом равенства заторможенных температур по потоку  $T_1^* = T_2^*$  и уравнения Клапейрона, будем иметь:

$$\frac{T_2}{T_T} = \left( \frac{P_1^* \cdot P_2}{P_2^* \cdot P_T} \right)^{\frac{k-1}{k}}, \quad (3)$$

где  $T_T$  – абсолютная термодинамическая теоретически достижимая температура в изоэнтропном процессе;

$T_2$  – абсолютная термодинамическая температура в адиабатном процессе расширения рабочего тела на выходе потока;

$P_T$  – абсолютное теоретически достижимое статическое давление в изоэнтропном процессе расширения газа в потоке;

$P_2$  – абсолютное статическое давление в адиабатном процессе расширения газа на выходе потока.

Из выражения (3) следует, что в качестве базовых параметров в этой зависимости

## ГАЗОДИНАМИЧЕСКИЕ ПОТЕРИ В ОТКРЫТЫХ АДИАБАТНЫХ ТЕРМОДИНАМИЧЕСКИХ СИСТЕМАХ

можно принять статические, теоретически достижимые в изоэнтропном процессе расширения газа, абсолютные давление  $P_T$  и температуру  $T_T$ , т. е. параметры, при достижении которых выдерживается условие  $dS = 0$  или  $S_1 = S_2 = const$ .

Увеличение абсолютной температуры  $T_2$  в адиабатной системе расширения рабочего тела относительно изоэнтропного уровня  $T_T$ , вызвано наличием газодинамических потерь, которые преобразуются в теплоту.

Как известно, изменение энтропии при совершении процессов сжатия и расширения в любой термодинамической системе, определяется по выражению:

$$dS = \delta Q / T, \quad (4)$$

где  $dS$  – приращение энтропии;  $\delta Q$  – изменение элементарного количества теплоты в процессе;  $T$  – базовая абсолютная термодинамическая температура процесса.

Если применить выражение (4) к адиабатному процессу расширения газа в открытой системе, то в этом случае должен соблюдаться принцип возрастания энтропии, т.е.  $dS > 0$ . Тогда за базовую термодинамическую температуру в этом процессе можно принять, как уже упоминалось, температуру  $T_T$ . Она может быть определена теоретическим путем в предположении изоэнтропности процесса расширения рабочего тела и соответствует условной «базе» отсчета при определении изменения энтропии  $\Delta S$ .

В этом случае увеличение элементарного количества теплоты  $\delta Q$  в адиабатном процессе расширения газа будет происходить за счет повышения термодинамической температуры потока  $T_2$  по сравнению с температурой  $T_T$ .

Выражение (4) в сущности, может быть записано в таком виде:

$$dS = \frac{\delta Q_r}{T}, \quad (5)$$

где  $\delta Q_r$  – элементарное количество теплоты, образующееся в адиабатическом процессе расширения рабочего тела в открытой системе за счет преобразования газодинамических потерь.

Тогда элементарное удельное количество теплоты с учетом принятых ранее допущений можно выразить как

$$\delta q_r = C_p \cdot dT_T, \quad (6)$$

где  $\Delta T_T = T_2 - T_T$ .

Тогда заменив в выражении (5)  $\delta Q_r$  на удельное количество теплоты  $\delta q_r$  из выражения (6) будем иметь:

$$dS = C_p \cdot \frac{dT_T}{T_T}. \quad (7)$$

Откуда интеграл выражения (7) будет выглядеть так:

$$\int_{S_1}^{S_2} ds = -C_p \cdot \int_{T_T}^{T_2} \frac{dT_T}{T_T}. \quad (8)$$

Интегрируя выражение (8) в обозначенных пределах, получим:

$$S_2 - S_1 = \Delta S = C_p \cdot \ln \frac{T_2}{T_T}. \quad (9)$$

С учетом зависимости (3) выражение (9) для приращения энтропии примет вид:

$$\Delta S = C_p \cdot \ln \left( \frac{P_1^* \cdot P_2}{P_2^* \cdot P_T} \right)^{\kappa-1} = R \cdot \left( \ln \frac{P_1^*}{P_2^*} + \ln \frac{P_2}{P_T} \right). \quad (10)$$

Преобразуя выражение (9) и (10) определим:

$$\frac{T_2}{T_T} = e^{\frac{\Delta S}{C_p}} \text{ и } \frac{P_2}{P_T} = \frac{P_2^*}{P_1^*} \cdot e^{\frac{\Delta S}{R}}. \quad (11)$$

В адиабатном процессе расширения рабочего тела в открытой термодинамической системе осуществляется двоякое воздействие на его параметры, а именно: основное влияние – механическое, которое приводит к снижению заторможенного давления в выходном сечении потока, дополнительное – термическое (тепловое), за счет которого создается тепловое сопротивление, приводящее к увеличению на выходе потока из канала статических температуры, давления и удельного объема относительно их изоэнтропного уровня.

Из этого следует, что в адиабатном процессе расширения рабочего тела в открытой системе существует два вида термогазодинамических потерь, которые образуются в результате преодоления потоком газодинамических сопротивлений в канале. Классифицировать их можно таким образом:

- основные газодинамические потери, образующиеся за счет механического воздействия газодинамических сопротивлений на параметры потока при адиабатном процессе расширения рабочего тела в открытой системе;

- дополнительные потери в том же термодинамическом процессе, возникающие за счет преобразования газодинамических потерь в теплоту, которая усваивается потоком и создает, таким образом, добавочное тепловое (термическое) сопротивление;

- суммарные термогазодинамические потери, представляющие из себя результат совместного влияния сопротивлений на адиабатный поток при механическом и термическом способах воздействия.

В связи с этим возникает необходимость отображать в расчетных зависимостях, таких

как изменение энтропии  $\Delta S$  и энтальпии  $\Delta i$ , коэффициентов газодинамических потерь  $\xi$  и расхода  $\mu$ , способы воздействия газодинамических сопротивлений в потоке – механический, термический или результирующий. Поэтому предлагается для обозначения перечисленных способов влияния газодинамических сопротивлений на параметры потока использовать нижние индексы, такие как:

– индекс «а» – характеризует результирующий (механический + термический) способы влияния газодинамических сопротивлений на параметры адиабатного потока;

– индекс «ам» – характеризует механический способ влияния тех же сопротивлений на параметры адиабатного потока;

– индекс «ат» – характеризует термический способ влияния тех же сопротивлений на параметры адиабатного потока.

Анализ влияния газодинамических сопротивлений на изменение энтропии  $\Delta S$  в адиабатном потоке выполним с помощью выражения (10), а именно:

$$\Delta S_a = R \cdot \ln \frac{P_1^*}{P_2^*} + R \cdot \ln \frac{P_2}{P_T}, \quad (12)$$

где  $\Delta S_a$  – суммарное изменение энтропии за счет результирующего воздействия на поток газодинамического и теплового сопротивлений.

Первый член правой части выражения (12) можно представить как:

$$\Delta S_{ам} = R \cdot \ln \frac{P_1^*}{P_2^*}, \quad (13)$$

где  $\Delta S_{ам}$  – изменение энтропии за счет механического воздействия газодинамических сопротивлений в канале на адиабатный поток (отрывные течения, процесс вихреобразования, трение и др.);  $R$  – удельная газовая постоянная.

При стремлении  $P_2^* \rightarrow P_1^*$  или  $\Delta P^* = (P_1^* - P_2^*) \rightarrow 0$  изменение энтропии  $\Delta S_{ам}$  от механического воздействия газодинамических сопротивлений в канале на поток будет стремиться к нулю, т.е.  $\Delta S_{ам} \rightarrow 0$ . Если заторможенное давление на выходе из канала  $P_2^*$  будет уменьшаться, при одном и том же давлении на входе в канал  $P_1^*$ , то изменение энтропии  $\Delta S_{ам}$  будет увеличиваться и в пределе, когда  $P_2^* \rightarrow P_2$  и  $T_2 \rightarrow T^*$ , а  $W_\phi \rightarrow 0$ , вся располагаемая энергия потока будет расходоваться только на преодоление газодинамических сопротивлений.

Второй член правой части выражения (12) можно представить как:

$$\Delta S_{ат} = R \cdot \ln \frac{P_2}{P_T}. \quad (14)$$

где  $\Delta S_{ат}$  – изменение энтропии за счет термического воздействия газодинамических сопротивлений в канале на адиабатный поток.

При стремлении  $P_2 \rightarrow P_T$  и  $\Delta P_T \rightarrow 0$  изменение энтропии  $\Delta S_{ат}$  от термического воздействия газодинамических сопротивлений в канале на движущийся поток будет также стремиться к нулю, т.е.  $\Delta S_{ат} \rightarrow 0$ .

При увеличении механического воздействия газодинамических сопротивлений в канале на движущийся поток будет расти энтропия  $\Delta S_{ам}$ . Это в свою очередь приведет как к увеличению энтропии  $\Delta S_{ат}$ , возникающей при преобразовании газодинамических потерь в теплоту, которая усваивается потоком, термически воздействует на него и создает дополнительное тепловое сопротивление, так и к увеличению суммарной результирующей энтропии в адиабатном потоке  $\Delta S_a$ . Поэтому результирующее (суммарное) изменение энтропии в адиабатном потоке, согласно выражениям (13) и (14) будет складываться из двух частей:

$$\Delta S_a = \Delta S_{ам} + \Delta S_{ат}. \quad (15)$$

В дополнение к этому нужно еще разделить на составляющие, также как и изменение энтропии, количество внутренней теплоты  $q_r$ , выделяющееся в результате преодоления потоком газодинамических сопротивлений в канале, которая обусловлена уже упомянутыми способами влияния газодинамических сопротивлений на параметры движущегося потока.

Тогда количество внутренней теплоты в открытой адиабатной системе можно определить, используя выражения (3), (9) и (10), которые будут выглядеть так:

$$q_{ra\Sigma} = T_m \cdot \Delta S_a = c_p \cdot T_m \cdot \ln \frac{T_2}{T_m} \frac{Дж}{кг}, \quad (16)$$

$$q_{рам} = T_m \cdot \Delta S_{ам} = R \cdot T_m \cdot \ln \frac{P_1^*}{P_2^*} \frac{Дж}{кг}, \quad (17)$$

$$q_{рат} = T_m \cdot \Delta S_{ат} = R \cdot T_m \cdot \ln \frac{P_2}{P_m} \frac{Дж}{кг}, \quad (18)$$

где  $q_{ra\Sigma}$  – суммарное количество теплоты выделившееся в открытой адиабатной системе от преобразования газодинамических потерь;  $q_{рам}$  – количество теплоты выделившейся в открытой адиабатной системе только от механического воздействия на поток газодинамических сопротивлений (снижение заторможенного давления до  $P_2^*$ );  $q_{рат}$  – коли-

## ГАЗОДИНАМИЧЕСКИЕ ПОТЕРИ В ОТКРЫТЫХ АДИАБАТНЫХ ТЕРМОДИНАМИЧЕСКИХ СИСТЕМАХ

чество теплоты в открытой адиабатной системе, затраченное на тепловое воздействие (из суммарного количества теплоты  $q_{ra\Sigma}$ ) в связи с увеличением статического давления на выходе потока  $P_2$  относительно его изоэнтропного уровня  $P_T$ .

### Пример обработки результатов статической продувки

Статическая продувка воздухом выполнялась с целью определения влияния газодинамических сопротивлений, расположенных в криволинейном канале на параметры потока в открытой адиабатной термодинамической системе.

В результате статической продувки воздухом криволинейного канала получены следующие результаты осредненных по сечению параметров:

- $P_1^* = 1,8 \frac{\text{кг}}{\text{см}^2}$  – абсолютное заторможенное давление на входе в канал;
- $P_2^* = 1,52 \frac{\text{кг}}{\text{см}^2}$  – заторможенное давление на выходе канала;
- $P_2 = 1,014 \frac{\text{кг}}{\text{см}^2}$  – абсолютное статическое давление на выходе канала;
- $T^* = 298 \text{ К}$  – абсолютная температура заторможенного потока в адиабатном процессе расширения воздуха.

Обработка результатов статической продувки производилась по предложенной выше методике.

Расчетные параметры воздуха в потоке с использованием замеренных при продувке параметров это прежде всего:

- коэффициент газодинамических потерь  $\xi$ , определяемый по формуле:

$$\xi = \ln \frac{P_2^*}{P_1^*} / \ln \frac{P_2}{P_2^*} = \frac{\ln \frac{1,52}{1,8}}{\ln \frac{1,014}{1,52}} = 0,41768, \quad (19)$$

- статическая температура на выходе потока  $T_2$ , определяемая по зависимости

$$T_2 = T^* \cdot \left( \frac{P_2}{P_2^*} \right)^{\frac{\kappa-1}{\kappa}} = 298 \cdot \left( \frac{1,014}{1,52} \right)^{1,4} = 265,45 \text{ К}, \quad (20)$$

- теоретически достижимая статическая температура в потоке  $T_T$ , определяемая по зависимости:

$$T_T = T_2 - \xi \cdot \Delta T = (\xi + 1) \cdot T_2 - \xi \cdot T^* = (0,41768 + 1) \cdot 265,45 - 0,41768 \cdot 298 = 251,85 \text{ К},$$

- теоретически достижимое статическое давление  $P_T$ , определяемое по зависимости:

$$P_T = P_1^* \cdot \left( \frac{T_T}{T^*} \right)^{\frac{\kappa}{\kappa-1}} = 1,8 \cdot \left( \frac{251,85}{298} \right)^{1,4} = 0,99894 \frac{\text{кг}}{\text{см}^2} \quad (21)$$

Атмосферное давление в период продувки  $P_0 = 1,0 \frac{\text{кг}}{\text{см}^2}$ .

Относительная погрешность в определении  $P_T$  расчетным путем:

$$\delta P_T = \frac{1,0 - 0,99894}{1,0} \cdot 100 = 0,106 \text{ \%}.$$

После этого определим изменение энтропии  $\Delta S$ , числа Маха  $M$  и количества суммарной теплоты  $q_{ra\Sigma}$ , а также теплоты от механического  $q_{рам}$  и термического  $q_{рат}$  способов воздействия на параметры потока при преобразовании газодинамических потерь.

Найдем число Маха  $M$ , которое определяется по замеренным  $T^*$  и рассчитанным  $T_2$  температурным параметрам потока, для чего воспользуемся зависимостью:

$$M = \sqrt{\frac{2}{\kappa-1} \cdot \frac{\Delta T}{T}} = \sqrt{\frac{2}{1,4-1} \cdot \frac{32,55}{265,45}} = 0,783$$

где  $\Delta T = T^* - T_2$ , и в этой зависимости  $T$  эквивалентна температуре  $T_2$ .

Изменение суммарной энтропии  $\Delta S_a$  определим по выражению (12)

$$\Delta S_a = C_p \cdot \ln \frac{2}{2 - (\kappa-1) \cdot \xi \cdot M^2} = 1005 \cdot \frac{2}{2 - 0,4 \cdot 0,41768 \cdot 0,783^2} = 52,84 \frac{\text{Дж}}{\text{кг} \cdot \text{К}}, \quad (23)$$

где  $C_p$  – удельная теплоемкость воздуха при постоянном давлении,  $\frac{\text{Дж}}{\text{кг} \cdot \text{К}}$ .

Изменение энтропии в открытой адиабатной системе только от механического воздействия на поток газодинамических сопротивлений определим по выражению (13):

$$\Delta S_{ам} = R \cdot \ln \frac{P_1^*}{P_2^*} = 287 \cdot \ln \frac{1,8}{1,52} = 48,525 \frac{\text{Дж}}{\text{кг} \cdot \text{К}}. \quad (24)$$

Изменение энтропии в открытой адиабатной системе за счет термического воздействия газодинамических сопротивлений в канале на адиабатный поток определим по выражению (14):

$$\Delta S_{ат} = R \cdot \ln \frac{P_2}{P_T} = 287 \cdot \ln \frac{1,014}{0,99894} = 4,3 \frac{\text{Дж}}{\text{кг} \cdot \text{К}}. \quad (25)$$

Тогда количество внутренней теплоты в открытой адиабатной системе можно определить, используя выражения (16), (17) и (18), которые будут выглядеть так:

$$q_{ra\Sigma} = T_m \cdot \Delta S_a = C_p \cdot T_m \cdot \ln \frac{T_2}{T_m} = 1005 \cdot 251,85 \cdot \ln \frac{265,45}{251,85} = 13311,73 \frac{\text{Дж}}{\text{кг}},$$

$$q_{рам} = T_m \cdot \Delta S_{ам} = R \cdot T_m \cdot \ln \frac{P_1^*}{P_2^*} = 287 \cdot 251,85 \cdot \ln \frac{1,8}{1,52} = 12221 \frac{\text{Дж}}{\text{кг}},$$

$$q_{рат} = T_m \cdot \Delta S_{ат} = R \cdot T_m \cdot \ln \frac{P_2}{P_m} = 287 \cdot 251,85 \cdot \ln \frac{1,014}{0,99894} = 1081,6 \frac{\text{Дж}}{\text{кг}}.$$

Суммарное количество теплоты выделенной при преобразовании газодинами-

ческих потерь в открытой термодинамической системе будет равно:

$$q_{ra\Sigma} = q_{рам} + q_{ram} = 12221 + 1081,6 = 13302,6 \frac{Дж}{кг}$$

Погрешность определения:

$$\delta q_{ra\Sigma} = \frac{13311,73 - 13302,6}{13311,73} \cdot 100 = 0,069 \%$$

Поэтому, если принять количество теплоты  $q_{ra\Sigma}$ , полученное от преобразования суммарных газодинамических потерь на этом режиме продувки криволинейного канала воздухом за 100 %, доля теплоты, полученная от механического воздействия на поток газодинамических сопротивлений, составит:

$$\delta q_{рам} = \frac{12221,6}{13311,73} \cdot 100 = 91,8 \%$$

Доля теплоты, полученная от термического воздействия на поток газодинамических сопротивлений, составит:

$$\delta q_{ram} = \frac{1081,6}{13311,73} \cdot 100 = 8,2 \%$$

Таким образом, можно сделать заключение, что из общей суммы газодинамических потерь в адиабатной открытой системе, определяемых по температурным параметрам потока на этом режиме продувки, 91,8 % потерь приходится на механическое воздействие газодинамических сопротивлений на параметры потока по давлению (снижение заторможенного давления  $P_2^*$  на выходе потока), и только 8,2 % потерь приходится на термическое воздействие сопротивлений на параметры потока по давлению (увеличение статического давления на выходе потока  $P_2$  относительно изоэнтропного уровня  $P_T$ ).

Кроме этого, необходимо отметить, что при различных режимах течения рабочего тела по каналам приведенные для примера процентные соотношения по потерям будут различными.

## СПИСОК ЛИТЕРАТУРЫ

1. Балашов, А. А. Изменение энтропии и газодинамических потерь в элементах системы газообмена поршневых ДВС / А. А. Балашов, И. А. Карпов, Р. А. Вебер // Научные проблемы транспорта Сибири и Дальнего Востока. Научный журнал. – 2008. – № 1. – С. 202–204.
2. Балашов, А. А. Характер изменения энтропии и коэффициентов расхода в каналах газовоздушных трактов поршневых ДВС / А. А. Балашов, Р. А. Вебер, И. А. Карпов // Ползуновский вестник. – 2008. – № 4. – С. 63–68.
3. Вулис, Л. А. Термодинамика газовых потоков / Л. А. Вулис. – М.: Госэнергоиздат, 1950. – 304 с.
4. Жуковский, В. С. Термодинамика / В. С. Жуковский; под ред. А. А. Гухмана. – М.: Энергоатомиздат, 1983. – 304 с.
5. Зысин, В. А. Техническая термодинамика потока / В. А. Зысин. – Изд-во Ленинград. ун-та, 1977. – 160 с.
6. Мамонтов, М. А. Некоторые случаи течения газов по трубам, насадкам и проточным сосудам / М. А. Мамонтов. – М.: Оборонгиз, 1951. – 490 с.

**Балашов Андрей Алексеевич** – д.т.н., профессор, кафедра ДВС, Алтайский государственный технический университет им. И.И. Ползунова, e-mail: aa\_balashov10@mail.ru, тел. 8-(3852) 36-75-86.

**Герман Евгений Альфредович** – к.т.н., доцент, кафедра ДВС, Алтайский государственный технический университет им. И.И. Ползунова, e-mail: evg.german@mail.ru, тел. 8-(3852) 36-84-98.

**Кузьмин Алексей Геннадьевич**, – к.т.н., доцент, кафедра ДВС, Алтайский государственный технический университет им. И.И. Ползунова, e-mail: a.kuzmin@bk.ru, тел. 8-(3852) 36-84-98.