

случае желательно иметь у механической коробки не менее 8 передач с убывающей плотностью передаточных чисел, близкой к гармоническому ряду.

УДК 621.432.013.7

Л.Я. Волчок, докт. техн. наук,
Мартинес Р. Мартинес, П.В. Прокашко

ОБ ИЗМЕНЕНИИ ТЕМПЕРАТУРЫ ГАЗА ПРИ ВТЕКАНИИ В СОСУД

С решением подобных задач приходится сталкиваться при изучении процессов газообмена в двигателях внутреннего сгорания и в других тепловых машинах. Задачу будем решать в условиях адиабатического перетекания газа.

Одним из случаев подобных процессов является истечение газа из сосуда ограниченной емкости в сосуд, находящийся под вакуумом. Такую систему можно представить в виде цилиндра (рис. 1) объемом V с нетеплопроводными стенками, разделенного нетеплопроводной перегородкой на две части V_1 и V_2 , т.е. $V = V_1 + V_2$.

Пусть в первой полости V_1 заключен газ в количестве m кг при давлении p_0 и температуре T_0 . Откроем кран в перегородке, дав возможность газу перетекать во вторую полость до полного выравнивания давлений в обеих полостях.

Задача заключается в определении конечного давления p в обеих полостях, количества газа m_1 и m_2 и температуры его T_1 и T_2 соответственно в первой и второй полостях.

До начала перетекания газа мысленно разделим первую полость подвижной перегородкой так, чтобы в левой части ее было заключено m_1 , а в правой m_2 кг газа. При открытии крана газ в количестве m_2 перетечет во вторую полость, а оставшаяся часть m_1 расширится и давление понизится от p_0 до p , а температура от T_0 до T_1 .

Так как процесс расширения происходит без теплообмена с внешней средой, то работа адиабатического расширения газа в первой полости будет полностью передана газу, перетекшему во вторую полость (работа "проталкивания" газа), что вызовет повышение температуры его до T_2 . Следовательно, можно написать:

$$m_1 c_V (T_0 - T_1) = m_2 c_V (T_2 - T_0), \quad (1)$$

где c_V - теплоемкость газа при постоянном объеме, которую будем принимать как независимую от его температуры.

Учитывая, что

$$m_1 + m_2 = m, \quad (2)$$

получим

$$m T_0 = m_1 T_1 + m_2 T_2. \quad (3)$$

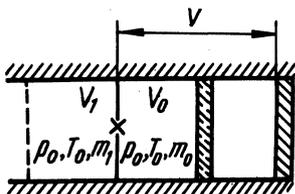


Рис. 1.

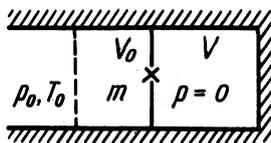


Рис. 2.

Газ в количестве m_1 до начала перетекания занимал в первой полости объем V_1' , который можно выразить в следующем виде:

$$V_1' = m_1 R T_0 / p_0. \quad (4)$$

Поэтому на основании уравнения адиабаты можно записать:

$$p^{\frac{1}{k}} V_1 = p_0^{\frac{1}{k}} V_1' = p_0^{\frac{1}{k}} m_1 R T_0 / p_0. \quad (5)$$

Если, кроме того, учесть, что

$$m = p_0 V_1 / R T_0; \quad m_1 = p V_1 / R T_1; \quad m_2 = p V_2 / R T_2; \quad (6)$$

то путем совместного решения приведенных уравнений можно получить

$$p = p_0 \nu_1, \quad (7)$$

$$T_1 = T_0 \nu_1^{\frac{k-1}{k}}, \quad (8) \quad T_2 = T_0 \frac{1 - \nu_1^{\frac{1}{k}}}{1 - \nu_1^{\frac{1}{k}}}, \quad (9)$$

$$m_1 = m \nu_1^{\frac{1}{k}}, \quad (10); \quad m_2 = m (1 - \nu_1^{\frac{1}{k}}), \quad (11)$$

где $\nu_1 = V_1/V$.

Второй случай - перетекание газа из неограниченного пространства в цилиндр объемом V , находящийся под вакуумом, до установления в нем давления, равного наружному давлению p_0 .

Подобно предыдущему, выделим подвижной перегородкой (рис. 2) объем V_0 газа массой m , который перетечет в цилиндр. Масса m связана с начальными и конечными параметрами состояния следующим равенством:

$$m = p_0 V_0 / R T_0 = p_0 V / R T, \quad (12)$$

где T_0 и T - температуры газа вне цилиндра и в цилиндре в конце процесса перетекания.

Новое состояние системы полностью определится конечной температурой газа в цилиндре T .

Работа проталкивания газа, совершаемая наружной средой, в этом случае будет

$$L_{\text{пр}} = p_0 V_0. \quad (13)$$

Тогда изменение температуры газа, зашедшего в цилиндр, выразится так:

$$T - T_0 = A p_0 V_0 / m c_V, \quad (14)$$

или с учетом равенства (12)

$$T - T_0 = T_0 A R / c_V = T_0 (k - 1), \quad (15)$$

$$\text{откуда } T = k T_0. \quad (16)$$

На создание вакуума в цилиндре затрачена работа

$$L_B = p_0 V, \quad (17)$$

а возвращенная часть этой работы, вызвавшая повышение внутренней энергии зашедшего в цилиндр газа, выражена равенством (13), т.е. равна работе проталкивания газа. Отсюда доля возвращенной работы δ будет

$$\delta = p_0 V_0 / p_0 V = R T_0 m / R T m = 1/k. \quad (18)$$

Нетрудно убедиться, что на любой стадии заполнения цилиндра газом температура его также будет определяться равенством (16). Действительно, равенство (14) справедливо для произвольного количества газа m , если объем V_0 будет соответствовать этому количеству газа. Физически это означа-

ет, что любому количеству газа, зашедшего в цилиндр, сообщается пропорциональная доза работы проталкивания, повышающая температуру до значения согласно равенству (16).

Третий случай - перетекание газа из неограниченного пространства в цилиндр, в котором произошло расширение газа.

Пусть в цилиндре (рис. 3) объемом V_0 заключено m_0 кг газа при давлении p_0 и температуре T_0 , таких как у наружной среды. Перемещая поршень, увеличим объем цилиндра до V и откроем доступ наружного газа в цилиндр до выравнивания давлений (т.е. до p_0).

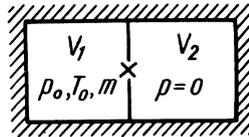


Рис. 3

Для этого случая начальное состояние и количество газа характеризуются параметрами p_0 , V_0 , T_0 и m_0 ; промежуточное (в конце расширения) - p'_0 , V' , T' и m'_0 ; конечное (после заполнения цилиндра до выравнивания давления) - p_0 , V , T и m .

Требуется найти T и долю возвращенной работы δ в зависимости от отношения

$$\varepsilon = V/V_0. \quad (19)$$

Параметры промежуточного состояния

$$p'_0 = p_0 \cdot 1/\varepsilon^k \quad (20); \quad T'_0 = T_0 \cdot 1/\varepsilon^{k-1}. \quad (21)$$

Работа проталкивания газа при заполнении цилиндра

$$L_{пр} = p_0 V_1 = m_1 R T_0, \quad (22)$$

где $m_1 = m - m_0$ - количество зашедшего в цилиндр газа, (23)

$$V_1 = m_1 R T_0 / p_0 \quad - \text{его объем при } p_0 \text{ и } T_0. \quad (24)$$

Уравнение теплового баланса по окончании процесса заполнения цилиндра:

$$m c_V T = m_0 c_V T'_0 + m_1 c_V T_0 + AR m_1 T_0, \quad (25)$$

или с учетом равенства (21):

$$T = T_0 \left(\frac{m_0}{m} \frac{1}{\varepsilon^{k-1}} + \frac{m_1}{m} k \right). \quad (26)$$

Так как $m_0 = p_0 V_0 / R T_0$ и $m = p_0 V / R T$ и учитывая равенство (23), получаем

$$\frac{m_0}{m} = \frac{V_0}{V} \frac{T}{T_0} = \frac{1}{\varepsilon} \frac{T}{T_0}; \quad (27)$$

$$\frac{m_1}{m} = \frac{m - m_0}{m} = 1 - \frac{1}{\varepsilon} \frac{T}{T_0}. \quad (28)$$

Совместное решение уравнений (26), (27) и (28):

$$T = T_0 \frac{k}{1 + \frac{k}{\varepsilon} - \frac{1}{\varepsilon k}}. \quad (29)$$

Работа внешних сил L_B , совершенная при переводе системы из начального состояния в промежуточное, находится как разность работы по созданию вакуума в объеме $(V - V_0)$ и работы L_P расширения газа в цилиндре. Последняя с учетом равенства (20) выразится

$$L_P = \frac{p_0 V_0}{k-1} \left(1 - \frac{p_0 V}{p_0 V_0} \right) = \frac{p_0 V_0}{k-1} \left(1 - \frac{1}{\varepsilon^{k-1}} \right). \quad (30)$$

Следовательно,

$$\begin{aligned} L_B &= p_0 (V - V_0) - \frac{p_0 V_0}{k-1} \left(1 - \frac{1}{\varepsilon^{k-1}} \right) = \\ &= p_0 V_0 \left(\varepsilon - 1 - \frac{1}{k-1} + \frac{1}{k-1} \frac{1}{\varepsilon^{k-1}} \right). \end{aligned} \quad (31)$$

Отсюда доля возвращенной работы δ найдется как отношение работы проталкивания (22) к работе внешних сил (31):

$$\delta = \frac{m_1 R T_0}{m_0 R T_0} \frac{1}{\varepsilon - 1 - \frac{1}{k-1} \left(1 - \frac{1}{\varepsilon^{k-1}} \right)}. \quad (32)$$

Или с учетом выражений (27), (28) и (29):

$$\delta = \frac{1 - \frac{1}{\varepsilon^k}}{k \left(1 - \frac{k}{k-1} \frac{1}{\varepsilon} + \frac{1}{k-1} \frac{1}{\varepsilon^{k-1}} \right)}. \quad (32a)$$

Нетрудно видеть, что при $\varepsilon \rightarrow \infty$ выражение (29) переходит в (16), а (32a) в (18), т.е. третий случай совпадает со вторым.

Таким образом, одним из случаев использования результатов изложенной работы является расчет возможного подогрева воздуха, поступающего в цилиндр дизеля при его пуске, если для обеспечения пуска применять задержку открытия впускного клапана, а также расчет повышения температуры свежего заряда в процессе впуска в цилиндр двигателя.

УДК 621.436.038

В.С. Глушаков, канд. техн. наук,
В.И. Войцеховский, А.Н. Сарапин, доц.,
Г.Г. Сумцов

СРАВНИТЕЛЬНЫЕ ИСПЫТАНИЯ ТОПЛИВНЫХ НАСОСОВ ДЛЯ ФОРСИРОВАННЫХ ДИЗЕЛЕЙ ТРАКТОРОВ "БЕЛАРУСЬ"

На отечественных тракторных двигателях в настоящее время в основном устанавливаются топливные насосы рядного типа с механическим всережимным регулятором. Наиболее распространенной моделью (с годовым выпуском более 300 тыс. шт.) является четырехплунжерный насос УТН-5. Несмотря на ряд преимуществ в сравнении с насосом типа 4ТН-8,5 x 10, топливный насос УТН-5 имеет и некоторые недостатки. Это - недостаточная стабильность рабочих параметров, неудобство регулировки топливоподачи по секциям, сложность монтажа и демонтажа рабочих элементов и др.

С учетом тенденции к формированию тракторных двигателей как по частоте вращения коленчатого вала n , так и по среднему эффективному давлению p_e за счет турбонаддува Ногинским заводом топливной аппаратуры разработана конструкция малогабаритного топливного насоса серии "М" типа 4МТНМ, предназначенного для перспективных форсированных тракторных двигателей.

Топливный насос типа 4МТНМ представляет собой малогабаритный четырехплунжерный рядный насос, имеющий уменьшен-