

Резюме

Теоретическое исследование термодинамического цикла комбинированного двигателя позволяет установить динамику изменения показателей двигателя и турбины от степени повышения давления в компрессоре и величины теплового заряда цилиндра.

Л и т е р а т у р а

1. Чернышев Г.Д. и др. Повышение надежности дизелей ЯМЗ и автомобилей КраЗ. М., 1974. 2. Нигматулин И.Н. Рабочие процессы в турбопоршневых двигателях. М., 1962. 3. Маханько М.Г. Термодинамические циклы комбинированных двигателей внутреннего сгорания. — "Труды МИИТ", 1959, вып. 112. 4. Маханько М.Г. Газотурбинные системы двигателей с разделенным выпуском газов. М., 1972.

УДК 621.438

В.А. Демидов

РАСПОЛАГАЕМАЯ РАБОТА УТИЛИЗАЦИОННОЙ ТУРБИНЫ

Повышение скорости и производительности лесотранспортных машин требует роста агрегатных мощностей двигателей без изменения габаритов и массы. Наиболее перспективным способом повышения мощности является газотурбинный наддув. Большинство двигателей мощностью от 70 кВт и выше имеют модификации с газотурбинным наддувом и широко используются в автомобилестроении, тракторостроении (ЯМЗ-238НБ, СМД-62, Д-240Т и Д-260Т) и других отраслях, где агрегатная мощность силовых установок сравнительно невелика.

Однако объединение турбины и компрессора с поршневым двигателем внутреннего сгорания (ДВС) не только усложнило силовую установку, но и ухудшило в ряде случаев протекание его характеристик и работу на некоторых режимах. Это объясняется тем, что на показателях работы комбинированного двигателя сказывается не только работа дизеля, но и характеристики компрессора, газовой турбины, а также конструктивные параметры газозоудного тракта.

Как известно, в настоящее время в комбинированном двигателе наиболее широкое распространение получила жесткая связь между турбиной и компрессором в составе турбоком-

прессора и газовая связь между последним и поршневой частью. В этом случае мощность и частота вращения ротора турбины, равные мощности и частоте вращения колеса компрессора, устанавливаются соответственно срабатываемому в турбине теплоперепаду. Увеличение сопротивлений газоз воздушного тракта изменяет параметры воздухоп снабжения; изменяется и энергия выпускных газов, а вместе с нею и мощность газовой турбины. В связи с этим становятся иными энергия, подводимая к компрессору, а следовательно, и условия его работы.

Располагаемая работа утилизационной турбины -- это недоиспользованная работа в цикле поршневого двигателя [1]. Вследствие неполного расширения газов в цилиндре поршневого двигателя значительная часть располагаемой работы недоиспользуется. В случае, когда выпускные газы поршневого двигателя поступают в газовую турбину, работа поршневого двигателя уменьшается на величину Δl_2 , определяемую площадью $f-8-B-1-f$ [2, рис. 1]. Следовательно, полная величина недоиспользованной работы в поршневом двигателе составит $\Delta l = \Delta l_1 + \Delta l_2$.

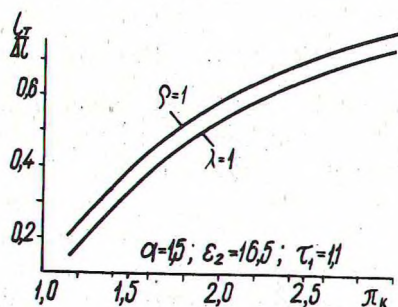


Рис. 1. Зависимость характеристики утилизационной турбины от π_k .

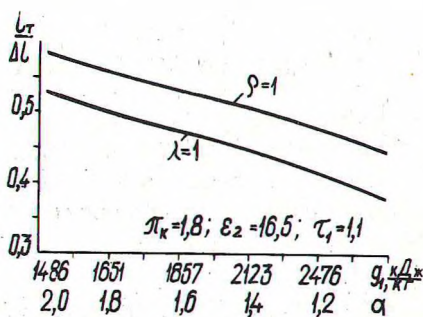


Рис. 2. Зависимость отношения $l_\tau / \Delta l$ от коэффициента избытка воздуха.

Недоиспользованная работа Δl_1 вследствие неполного расширения может быть определена по параметрам конца расширения поршневого двигателя и в данном случае соответствует площади 7-A-B-7. Величина этой работы может быть определена по равенству

$$\Delta l_1 = (u_7 - u_A) - p_1(v_A - v_B).$$

Так как $u_7 = i_7 - p_7 v_B$ и $u_A = i_A - p_1 v_A$, то $\Delta i_1 = i_7 - i_A - R T_7 \left(1 - \frac{p_1}{p_7} \right)$.

Если принять теплоемкость не зависящей от температуры то с учетом того, что $i = c_p T$ и процесс 7-A адиабатический получим

$$\begin{aligned} \Delta i_1 &= c_p T_7 - c_p T_A - R T_7 \left(1 - \frac{p_1}{p_7} \right) = c_v \kappa \left[T_7 - \right. \\ &\quad \left. - \left(\frac{p_A}{p_7} \right)^{\frac{\kappa-1}{\kappa}} T_7 \right] - R T_7 \left(1 - \frac{p_1}{p_7} \right) = \\ &= R \frac{\kappa}{\kappa-1} T_7 \left[1 - \left(\frac{p_1}{p_7} \right)^{\frac{\kappa-1}{\kappa}} \right] - R T_7 \left(1 - \frac{p_1}{p_7} \right). \end{aligned}$$

Или

$$\Delta i_1 = R T_7 \left\{ \frac{\kappa}{\kappa-1} \left[1 - \left(\frac{p_1}{p_7} \right)^{\frac{\kappa-1}{\kappa}} \right] + \frac{p_1}{p_7} - 1 \right\}.$$

Выразив p_7 и T_7 через начальные параметры и характеристики цикла, т.е. $p_7 = p_1 \lambda \rho^\kappa \epsilon_1^\kappa$, $T_7 = T_1 \epsilon_1^{\kappa-1} \lambda \rho^\kappa / \omega$ после некоторых преобразований получим

$$\Delta i_1 = \frac{c_v T_1}{\omega \epsilon_1} \left\{ \left[\lambda \rho^\kappa \epsilon_1^\kappa - 1 \right] - \kappa \left(\lambda^{\frac{1}{\kappa}} \rho \epsilon_1 - 1 \right) \right\}.$$

Потеря работы поршневым двигателем при подключении утилизационной турбины может быть найдена по формуле

$$\Delta i_2 = c_v T_1 (\kappa-1) \frac{1}{\epsilon_1 \omega} - \frac{\epsilon_2 - 1}{\epsilon_2} \frac{\pi_\kappa - \tau_1}{\tau_1}.$$

Тогда полная величина недоиспользованной работы в поршневом двигателе составит

$$\Delta l = \frac{c_v T_1}{\omega \varepsilon_1} \left\{ \left[\lambda p^k \varepsilon_1^k - 1 \right] - k \left(\lambda^{\frac{1}{k}} p^k \varepsilon_1 - 1 \right) + \varepsilon_1^k (k-1) \frac{\varepsilon_2 - 1}{\varepsilon_2} \frac{\pi_k - \tau_1}{\pi_k \tau_1} \right\}.$$

Полученная общая (суммарная) недоиспользованная работа в цикле поршневого двигателя вследствие неполного расширения является располагаемой работой утилизационной турбины.

Значительный интерес представляет величина работы, реализуемая утилизационной турбиной в долях от располагаемой работы. Такая величина может быть определена по формуле $\delta =$

$$= \frac{1}{\Delta l} \tau, \text{ где}$$

$$1_T = \frac{c_v T_1}{\omega \tau_1} (\tau_1 \lambda p^k + k - 1) \left(\pi_k^{\frac{k-1}{k}} - \tau_1^{\frac{k-1}{k}} \right).$$

На рис. 1,2 представлены зависимости этой характеристики утилизационной установки от параметров цикла π_k и $q_1(\alpha)$.

Прежде всего следует отметить резкое понижение эффективности установки при снижении степени наддува двигателя (рис. 1). В области невысокого наддува при $\pi_k = 1,2-1,5$ степень использования работы в турбине изменяется более чем в 1,5 раза. При наддуве $\pi_k = 1,8$ только 43-51% располагаемой работы теоретически превращается в полезную работу турбины. В действительных условиях потери от необратимости процессов выпуска и процессов в турбине приводят к еще большему уменьшению степени использования располагаемой работы.

Зависимость отношения $1_T / \Delta l$ от коэффициента избытка воздуха приведена на рис. 2, где по оси абсцисс отложена и величина теплового заряда цилиндра. Уменьшение α приводит к быстрому снижению доли теплоты, превращаемой в работу в утилизационной турбине.

Резюме

Таким образом, уменьшение степени наддува и коэффициента избытка воздуха снижает долю теплоты, превращаемой в работу в турбине.

Л и т е р а т у р а

1. Маханько М.Г. Газотурбинные системы двигателей с разделенным выпуском газов. М., 1972.
2. Демидов В.А., Тихонов А.Ф. Термодинамический цикл комбинированного двигателя и его исследование (настоящий сборник).