

Рис. 6. Изменение коэффициента теплоотдачи по длине единичного канала

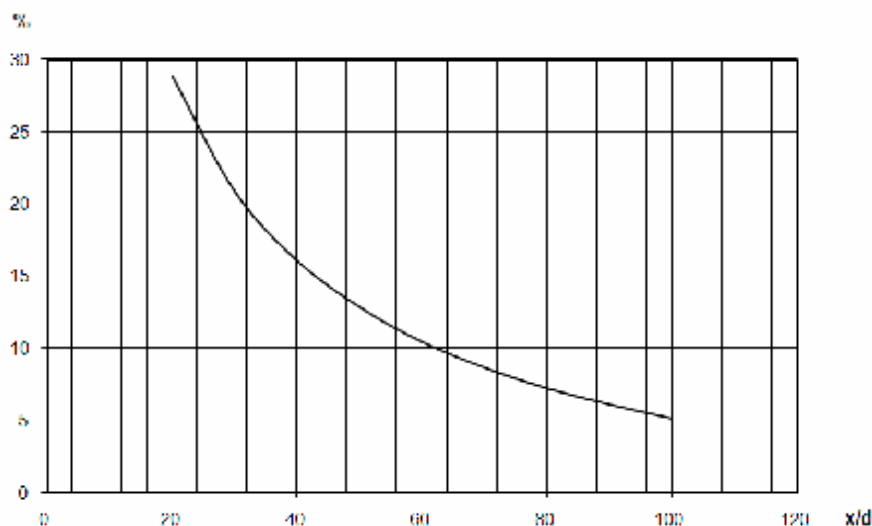


Рис. 7.

2. Исаченко В. П., В.А Осипова, А.С. Сукомел. Теплопередача. Учебник для вузов. / Изд. 3-е, перераб. и доп. М., «Энергия», 1975. – 488с.

3. Румянцев В.В., Лиманский А.С. Теплогидравлический расчет охлаждения сопловой дефлекторной лопатки // Межвуз. сб. науч. ср.: "Высокотемпературные охлаждаемые газовые турбины двигателей летательных аппаратов", КАИ, Казань, 1983, с. 38-44.

4. Румянцев В.В., Чернов К.В., Тиунов С.В. Теплогидравлический расчет ОНВ/Силовым агрегатам КамАЗ–высокую надежность: Сб. статей // Под общей редакцией А.А.Макушина, В.Г.Шибаква. – Наб. Челны: Изд-во КамГПИ, 2005, с.44-45

5. Герасимов О. М. Повышение эффективности охлаждения воздуха быстроходного дизеля форсированного наддувом: автореферат дис. кандидата технических наук : 05.04.02 / Центр. н.-и. дизельный институт.

## ДВИГАТЕЛЬ ВНЕШНЕГО СГОРАНИЯ

**Дьяченко В.Г., Линьков О.Ю.** (Национальный технический университет Харьковский политехнический институт»); **Воронков А.И., Никитченко И.Н.** (Харьковский национальный автомобильно-дорожный университет);

Важнейшей задачей в области энергетических установок транспортных средств является сокращение потребления моторных топлив из нефти и других ви-

дов органических ископаемых. Неизбежно расширение использования альтернативных энергоносителей, создание энергетических установок наземных транспортных средств, использующих нетрадиционные энергоносители.

Одним из перспективных направлений существенного снижения расхода моторных топлив из нефти может быть использование в качестве энергетической установки автомобиля двигателя внешнего сгорания, в котором как энергоносители используются воздух в баллонах при давлении 30-50 МПа и температуре окружающей среды и химический энергоноситель (водород, спирт или традиционные моторные топлива из органических ископаемых) [1]. Научно-исследовательские разработки в данной области доведены до уровня практического использования.

Принципиальная схема энергетической установки автомобиля на базе двигателя с внешним сгоранием представлена на рис. 1. Воздух из баллонов 1 при давлении 30 – 50 МПа и температуре окружающей среды по трубопроводу 2 поступает к редуктору 3, а затем по трубопроводу 4 – к буферной емкости 5, снабженной датчиком давления 6, в которой поддерживается давление 2 – 5 МПа.

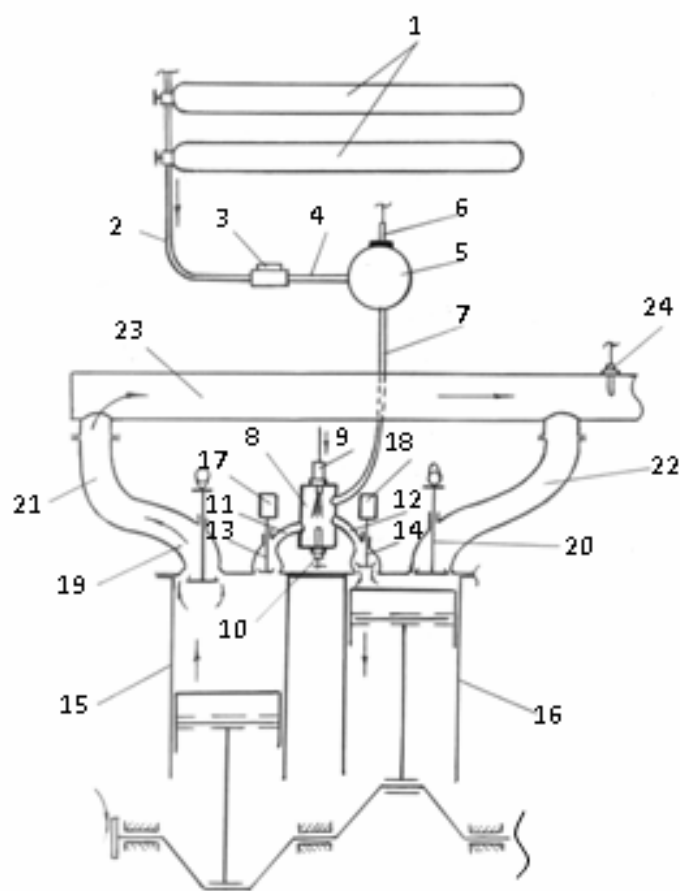


Рис. 1. Схема энергетической установки

Из буферной емкости 5 воздух по трубопроводу 7 поступает в камеру сгорания 8, снабженную устройством для подачи топлива 9 (например, форсункой) и устройством для воспламенения топливовоздушной смеси 10 (например, свечой накаливания). Камера сгорания 8 каналами 11 и 12 соединена через впускные клапаны 13 и 14 с рабочими цилиндрами 15 и 16. Привод впускных клапанов 13 и 14 осуществляется с помощью быстродействующих устройств 17 и 18 (например, электромагнитов). Продукты сгорания из надпоршневых полостей рабочих цилиндров 15 и 16 через выпускные клапаны 19 и 20 и выпускные каналы 21 и 22 при перемещении поршней к ВМТ отводятся в выпускной коллектор 23, а затем в окружающую среду. Температура продуктов сгорания на выходе из выпускного коллектора контролируется датчиком 24. Мощность двигателя в зависимости от внешней нагрузки устанавливается путем изменения количества топлива, подаваемого в камеру сгорания 8, продолжительности открытия впускных клапанов 13 и 14, и давления воздуха в буферной емкости 5.

Максимальная температура продуктов сгорания в камере сгорания в зависимости от нагрузки снижена до 800 – 1300 К ( $\alpha > 2,5$ ), что предопределяет высокие экологические характеристики двигателя, минимальные потери теплоты с отработавшими газами. На режимах холостого хода и частичных нагрузок, являющихся оп-

ределяющими для автомобильных двигателей в городском цикле, температура отработавших газов поддерживается не ниже температуры окружающей среды путем изменения давления воздуха в буферной емкости, подачи топлива и продолжительности открытия впускного клапана.

Оценка влияния давления и температуры продуктов сгорания в камере сгорания на основные показатели действительного цикла двигателя внешнего сгорания выполнена расчетным путем с использованием ряда экспериментальных данных для двигателей внутреннего сгорания. Поскольку объем буферной емкости намного больше объема камеры сгорания, давление в камере сгорания принимается постоянным. Температура продуктов сгорания определяется из уравнения теплового баланса для камеры сгорания:

$$Q_H \cdot \eta_{к.с.} + \alpha \cdot M_0' \cdot \mu C_{Pm0} \cdot t_0 = M_S' \cdot \mu C_{Pms} \cdot t_S + W_T Q_H, \quad (1)$$

где  $Q_H$  – низшая теплота сгорания топлива, кДж/кг;  $\eta_{к.с.}$  – КПД камеры сгорания;  $M_0'$  – теоретически необходимое количество воздуха для сгорания 1 кг топлива, кмоль/кг;  $M_S'$  – количество продуктов сгорания приходящихся на 1 кг топлива, кмоль/кг;  $\mu C_{Pm0}$ ,  $\mu C_{Pms}$  – средние удельные молярные теплоемкости воздуха и продуктов сгорания, кДж/(кмоль·К);  $t_0$ ,  $t_S$  – температура воздуха на входе в камеру сгорания и продуктов сгорания на выходе из камеры сгорания;  $W_T$  – относительные потери теплоты от продуктов сгорания в стенки камеры сгорания ( $W_T=0,03 \div 0,05$  в зависимости от теплоизоляции стенок камеры сгорания).

Изменение параметров рабочего тела (продуктов сгорания) в надпоршневой полости двигателя внешнего сгорания в зависимости от объема надпоршневой полости определялось совместным решением дифференциальных уравнений массового и энергетического балансов и уравнения состояния в предположении, что в течение элементарного промежутка времени процессы в рабочей полости установившиеся (квазистационарные), а рабочее тело находится в равновесном состоянии [2].

Расчёты выполнены применительно к автомобильному четырёхцилиндровому двигателю диаметром цилиндра 88 мм, ходом поршня 82 мм, частотой вращения коленчатого вала  $n = 5000 \text{ мин}^{-1}$ , отношением максимального значения эффективной площади проходных сечений выпускных клапанов к площади поршня  $2\mu_{\text{в}} f_{\text{в}} / F_n = 0,25$  и впускного клапана к площади поршня  $\mu_{\text{с}} f_{\text{с}} / F_n = 0,025$ . При данном значении отношения  $\mu_{\text{с}} f_{\text{с}} / F_n$ , продолжительности открытия впускного клапана составляет примерно  $20^\circ \text{ПКВ}$ , давление продуктов сгорания в камере сгорания  $p_S = 5 \text{ МПа}$ , температура  $T_S \approx 900 \text{ К}$ , индикаторная мощность будет составлять примерно  $N_i \approx 95,6 \text{ кВт}$ . Температура продуктов сгорания в надпоршневой полости  $T_e$  в начале открытия выпускных клапанов ( $\varphi = 30^\circ \text{ПКВ}$  до НМТ) не превышает  $320 \text{ К}$ , т.е. подведённая к рабочему телу теплота в камере сгорания используется достаточно эффективно (рис. 2). По индикаторной диаграмме определяются:

- индикаторная работа газов за цикл, Дж:

$$L_i = L_S + L_p - (L_b + L_c), \quad (2)$$

где  $L_S$  – работа на участке впуска продуктов сгорания в надпоршневую полость;  $L_p$  – работа расширения продуктов сгорания в надпоршневой полости;  $L_b$  – работа, затрачиваемая на удаление продуктов сгорания из надпоршневой полости;  $L_c$  – работа сжатия оставшихся в надпоршневой полости продуктов сгорания;

- индикаторную мощность, кВт:

$$N_i = k \cdot L_i \cdot 10^{-3}, \quad (3)$$

где  $k = n \cdot z / 60$  – количество циклов в цилиндрах двигателя за 1с;

- индикаторный КПД двигателя при заправке баллонов сжатым воздухом на

заправочной станции:

$$\eta_{i1} = N_i / (Q_T + L_{kn}), \quad (4)$$

где  $Q_T = G_S \cdot C_{pmS} \cdot t_S - G_B \cdot C_{pm0} \cdot t_0$  – теплота подведенная к воздуху в камере сгорания, кДж/с;  $C_{pmS}$ ,  $C_{pm0}$  – средние удельные массовые теплоёмкости продуктов сгорания и воздуха при постоянном давлении, кДж/(кг·К);

$L_{kn} = G_B \cdot 1 / (k_{CP} - 1) \cdot R \cdot T_0 \cdot [1 - (p_0/p_S)^{(k_{CP}-1)/k_{CP}}]$  – потенциальная энергия сжатого воздуха поступающего в камеру сгорания, кДж/с;  $G_B$  – расход воздуха через камеру сгорания, кг/с;  $R$  – газовая постоянная для 1 кг воздуха (кДж/(кг·К));  $k_{CP}$  – среднее значение показателя адиабаты при расширении воздуха от давления  $p_0$  ( $T=T_0$ ) до давления  $p_0$ ;

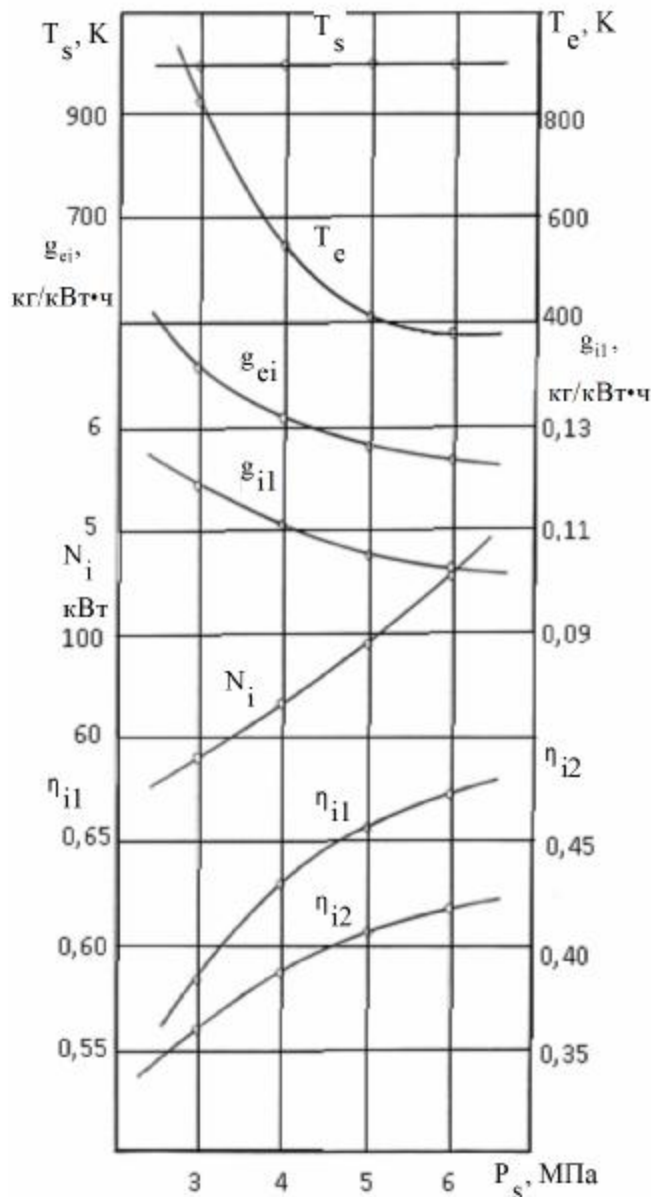


Рис. 2. Влияние давления продуктов сгорания, поступающих в надпоршневую полость  $p_s$ , на индикаторные показатели двигателя внешнего сгорания при  $\alpha=3$

камере сгорания (рис. 3).

При постоянном значении коэффициента избытка воздуха в камере сгорания ( $\alpha=3$ ) температура продуктов сгорания также не изменяется ( $T_S \approx 1000$  К). Температура продуктов сгорания  $T_e$  в момент начала открытия выпускных клапанов интенсивно снижается с 823 К при  $p_S=3$  МПа до 387 К при давлении  $p_S=5$  МПа (рис. 2). Снижается и удельный индикаторный расход воздуха  $g_{ei}$  (до 5,7 кг/(кВт·ч)), и

удельный индикаторный расход топлива:

$$g_{i1} = B_{\text{ч}} / N_i, \quad (5)$$

где  $B_{\text{ч}}$  – часовой расход топлива;

• индикаторный КПД двигателя при дозарядке баллонов сжатым воздухом непосредственно на борту транспортного средства:

$$\eta_{i2} = N_i / (Q_T + N_k), \quad (6)$$

где  $N_k = G_B \cdot m \cdot n / (n-1) \cdot R \cdot T_0 \cdot [(p_k/p_0)^{(n-1)/n} - 1] \cdot 1/\eta_k$  – мощность компрессора, кВт;

$m=3$  – количество ступеней компрессора;  $n$  – среднее значение показателя политропы сжатия воздуха в одной ступени;  $p_k/p_0$  – степень повышения давления воздуха в одной ступени компрессора;  $\eta_k=0,75$  – КПД компрессора;

• удельный индикаторный расход сжатого воздуха, кг/(кВт·ч):

$$g_{ei} = 3600 \cdot G_B / N_i, \quad (7)$$

Рассмотрим для примера влияние на индикаторную мощность и индикаторные показатели двигателя давления продуктов сгорания, поступающих в надпоршневую полость (рис. 2), и коэффициента избытка воздуха  $\alpha$  в

удельный индикаторный расход топлива  $g_{il}$  (до 0,102 кг/(кВт·ч)). Индикаторная мощность возрастает с 50,5 кВт при  $p_s=3$  МПа до 119 кВт при  $p_s=6$  МПа, соответственно индикаторный КПД  $\eta_{i1}$  возрастает с 0,585 до 0,672. При постоянном значении давления продуктов сгорания  $p_s$ , поступающих в камеру сгорания, с увеличением коэффициента избытка воздуха снижается температура продуктов сгорания с 1123 К при  $\alpha=2,5$  до 837 при  $\alpha=4$ , индикаторный КПД  $\eta_{i1}$  возрастает при этом

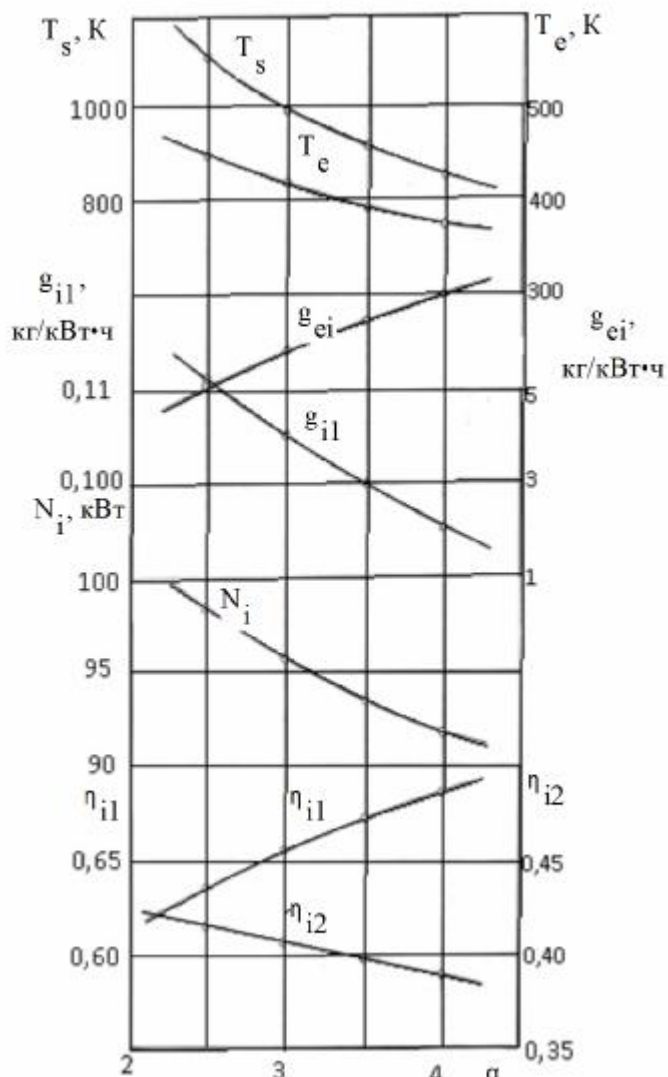


Рис. 3. Влияние изменения коэффициента избытка воздуха  $\alpha$  в камере сгорания на индикаторные показатели двигателя внешнего сгорания при  $p_s=5$  МПа

воздуха и невысоких значений максимальной температуры сгорания ( $T_s < 1300$  К) обладает высокими экологическими характеристиками без использования дополнительных устройств нейтрализации отработавших газов;

- в двигателе внешнего сгорания возможно использование практически любых видов топлив, как газообразного, так и жидкого.

#### Литература:

1. Патент США №6305171В1 F01К 7/34. Method and device for additional thermal heating for motor vehicle equipped compressed air injection / Guy Negre, Cyril Negre. Оpubл. 23.10.2001.

2. Дьяченко В.Г. Теория двигателей внутреннего сгорания / В.Г. Дьяченко. - Х.: ХНАДУ, - 2009. 500с.

с 0,637 до 0,689 (рис. 3). Если подзарядка баллонов осуществляется непосредственно на борту транспортного средства, индикаторный КПД  $\eta_{i2}$  с увеличением коэффициента избытка воздуха несколько снижается вследствие увеличения удельного индикаторного расхода воздуха  $g_{ei}$ , а соответственно увеличения потерь индикаторной работы продуктов сгорания на привод компрессора. Индикаторная мощность двигателя снижается с 98,3 кВт при  $\alpha=2,5$  до 91,6 кВт при  $\alpha=4$ .

Представленные данные по двигателю внешнего сгорания позволяют прийти к следующему заключению:

- двигатель внешнего сгорания с заправкой баллонов сжатым воздухом на компрессорных станциях по эффективности преобразования химической энергии топлива в механическую работу газов существенно (на 60-70 %) превосходит традиционный двигатель внутреннего сгорания с искровым зажиганием;

- двигатель внешнего сгорания вследствие повышенных значений коэффициента избытка