

УДК 621.41

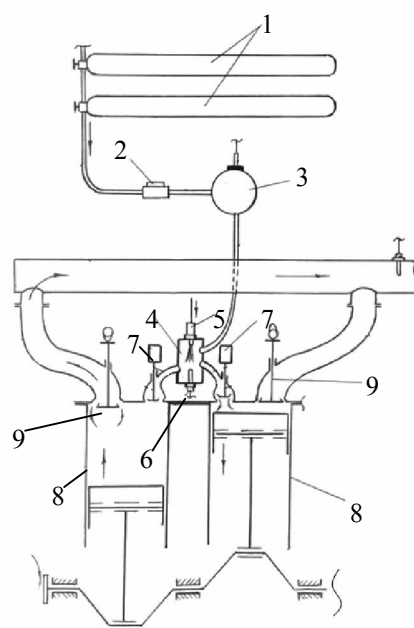
*В.Г. Дьяченко, д-р техн. наук, О.Ю. Линьков, канд. техн. наук,  
А.И. Воронков, канд. техн. наук, И.Н. Никитченко, инж.*

## ОБОСНОВАНИЕ И ВЫБОР ПАРАМЕТРОВ ГАЗОВОЗДУШНЫХ ТРАКТОВ ДВИГАТЕЛЯ ВНЕШНЕГО СГОРАНИЯ

Современные требования к эксплуатационной экономичности и экологическим характеристикам энергетических установок транспортных средств выдвигают все более сложные задачи перед двигателестроением. Возможным направлением решения этих задач может быть поиск новых принципов работы и конструктивных схем энергетической установки транспортных средств, например, на базе двигателя внешнего сгорания, в котором в качестве энергоносителя используется сжатый воздух и практически любое моторное топливо [1,2].

В рассматриваемой установке (рис. 1) сжатый воздух из баллонов 1, начальное давление которого должно быть более 30МПа при температуре окружающей среды, через редуктор 2 поступает в буферную емкость 3, в которой поддерживается постоянное давление 2...5МПа, а из буферной емкости – в камеру сгорания 4. Подача топлива в камеру сгорания осуществляется через форсунку 5. Для воспламенения топливовоздушной смеси используется свеча 6. Из камеры сгорания продукты сгорания по каналам и через электромагнитные клапана 7 поступают в надпоршневой объем рабочих цилиндров 8. Совершив полезную работу в цилиндрах, отработавшие газы через выпускные клапана 9 отводятся в выпускную систему.

Продолжительность процессов смесеобразования и сгорания в двигателе внешнего сгорания увеличены в несколько раз по сравнению с двигателем внутреннего сгорания. Максимальная температура продуктов сгорания в камере сгорания вследствие высоких значений коэффициента избытка воздуха снижена до 800...1300К, что обуславливает высокие экологические характеристики двигателя, минимальные потери теплоты в стенки надпоршневой полости и с отработавшими газами. Для достижения возможно более высокого индикаторного коэффициента полезного действия необходимо определить рациональные значения площади проходных сечений клапанов и фаз газораспределения.



*Рис. 1. Принципиальная схема транспортной энергетической установки с двигателем внешнего сгорания*

Для определения влияния площади проходных сечений клапанов и фаз газораспределения двигателя внешнего сгорания уточнена математическая модель рабочих процессов двигателя внутреннего сгорания, позволяющая определить значения параметров рабочего тела в надпоршневой полости двигателя в зависимости от угла поворота кривошипа, индикаторные показатели двигателя [2, 3].

В качестве объекта исследований рассмотрена автомобильная энергетическая установка на базе поршневого двигателя с диаметром цилиндра 88мм, ходом поршня 82мм и частотой вращения коленчатого вала 4200мин<sup>-1</sup>. Параметры продуктов сгорания во впускном канале приняты из условий:  $P_5 \leq 4$ МПа,  $T_5 \leq 1300$ К; давление продуктов сгорания в выпускном канале  $P_7 = 0,1043$ МПа [2]; количество выпускных клапанов на цилиндр  $i_v$  принято равным 2. Минимальный надпоршневой зазор, соответствующий положению поршня в верхней мертвой точке, принят минимально возможным (0,8...1,1мм), исходя из принятых допусков на размеры блока цилиндров и деталей кривошипно-

шатунного механизма. При оценке влияния площади проходных сечений клапанов на индикаторные показатели цикла фазы газораспределения приняты неизменными:  $\varphi_{s1}=355$ ,  $\varphi_{s2}=395$ ,  $\varphi_{v1}=150$ ,  $\varphi_{v2}=280$  град. поворота коленчатого вала.

На рис. 2 приведены зависимости индикаторных показателей двигателя от максимального значения эффективной площади проходного сечения впускного клапана при максимальном значении площади проходных сечений выпускных клапанов  $(i_b \cdot \mu_{\theta/e})_{max}=1500 \text{ мм}^2$ . При увеличении максимального значения площади эффективного проходного сечения впускного клапана  $(\mu_{\theta/s})_{max}$  со 150 до 300  $\text{мм}^2$  индикаторный КПД и удельный индикаторный расход воздуха изменяются незначительно. Температура продуктов сгорания в момент открытия выпускных клапанов  $T_e$  возрастает примерно на 20К. Увеличение индикаторной мощности двигателя  $N_i$  и часового расхода топлива  $B_{\text{ч}}$  при этом практически пропорционально увеличению расхода воздуха через двигатель  $(N_i \cdot g_{vi})$ . Значение  $(\mu_{\theta/s})_{max}$  целесообразно принимать в пределах 250...300  $\text{мм}^2$ . Значению  $(\mu_{\theta/s})_{max}=250 \text{ мм}^2$  соответствует отношение  $(\mu_{\theta/s})_{max}/(i_b \cdot \mu_{\theta/e})_{max}=1/6$  при диаметре горловины впускного клапана  $d_s=22\text{мм}$ .

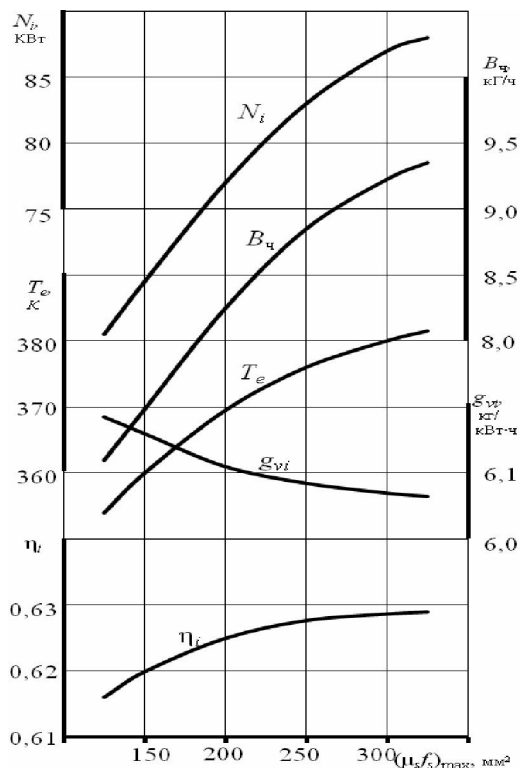


Рис. 2. Влияние эффективной площади проходного сечения впускного клапана на индикаторные показатели цикла ( $P_s=3,7\text{МПа}$ ;  $\alpha=3,5$ ;  $P_T=0,1043 \text{ МПа}$ ;  $(i_b \cdot \mu_{\theta/e})_{max}=1500\text{мм}^2$ )

Влияние значений площади эффективного проходного сечения выпускных клапанов на индикаторные показатели двигателя, определялось при значении площади проходного сечения выпускных клапанов  $(\mu_{\theta/s})_{max}=250\text{мм}^2$  (рис. 3).

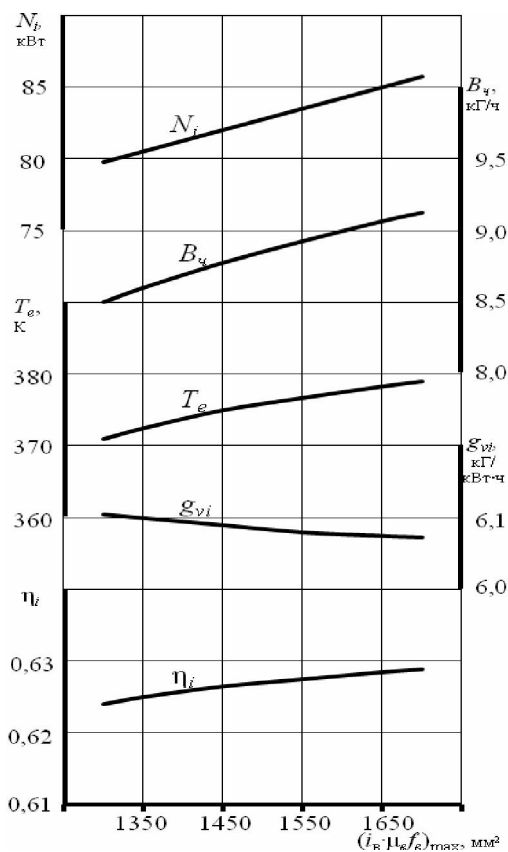


Рис. 3. Влияние эффективной площади проходных сечений выпускных клапанов на индикаторные показатели цикла ( $P_s=3,7\text{МПа}$ ;  $\alpha=3,5$ ;  $P_T=0,1043 \text{ МПа}$ ;  $(\mu_{\theta/s})_{max}=250\text{мм}^2$ )

Изменение эффективной площади проходных сечений выпускных клапанов  $(i_b \cdot \mu_{\theta/e})_{max}$  с 1350  $\text{мм}^2$  до 1650  $\text{мм}^2$  оказывает незначительное влияние на температуру продуктов сгорания в надпоршневой полости в момент открытия выпускных клапанов  $T_e$ , удельный индикаторный расход воздуха  $g_{vi}$  и индикаторный КПД  $\eta_i$ . Индикаторная мощность  $N_i$  и часовой расход топлива  $B_{\text{ч}}$  возрастают пропорционально увеличению расхода воздуха через двигатель  $(N_i \cdot g_{vi})$ . Минимальному удельному расходу воздуха через двигатель соответствуют значения площади проходных сечений выпускных клапанов  $(i_b \cdot \mu_{\theta/e})_{max}=1500 \dots 1600\text{мм}^2$  ( $(i_b \cdot \mu_{\theta/e})_{max}/F_{\text{п}} \approx 0,25 \dots 0,26$ ).

При оценке влияния фаз опережения открытия впускного и выпускных клапанов площадь проходных сечений клапанов, продолжительность

открытия клапанов и частота вращения коленчатого вала не изменялись. С увеличением опережения открытия впускного клапана расход рабочего тела и индикаторная мощность двигателя практически линейно снижаются (рис. 4). Удельный расход рабочего тела, индикаторный КПД при изменении  $\varphi_{S1}$  в пределах 350...360 град. ПКВ практически неизменны.

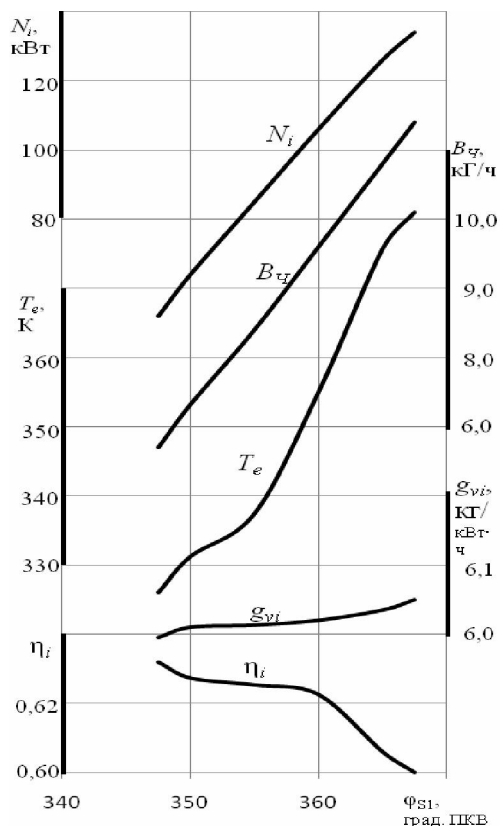


Рис. 4. Влияние фазы опережения открытия впускного клапана на индикаторные показатели цикла ( $P_S=3,7$ МПа;  $\alpha=3,5$ ;  $P_T=0,1043$  МПа;  $(\mu_{fs})_{max}=250$ мм<sup>2</sup>;  $(i_e \cdot \mu_{fe})_{max}=1500$ мм<sup>2</sup>)

Влияние фазы опережения открытия выпускных клапанов на индикаторные показатели двигателя незначительны (рис. 5). Снижение температуры продуктов сгорания в надпоршневой полости с уменьшением опережения открытия выпускных клапанов обусловлено увеличением степени расширения рабочего тела. Запаздывание закрытия выпускных клапанов практически не оказывает влияния на индикаторные показатели цикла и устанавливается из условия повышения давления остаточных газов к концу хода сжатия до уровня давления продуктов сгорания в камере сгорания.

Таким образом, на начальном этапе исследований отношение  $(i_e \cdot \mu_{fe})_{max}/F_{II}$  может быть принято равным 0,255, отношение  $(\mu_{fs})/(i_e \cdot \mu_{fe})=1/6$ , фаза опережения открытия впускного клапана  $\varphi_{S1}=355$  град. поворота коленчатого вала, фаза опережения

открытия выпускного клапана  $\varphi_{B1}=150$  град. поворота коленчатого вала. Запаздывание закрытия впускного клапана зависит от заданной мощности, а запаздывание закрытия выпускных клапанов определяется ограничением по максимальному давлению цикла.

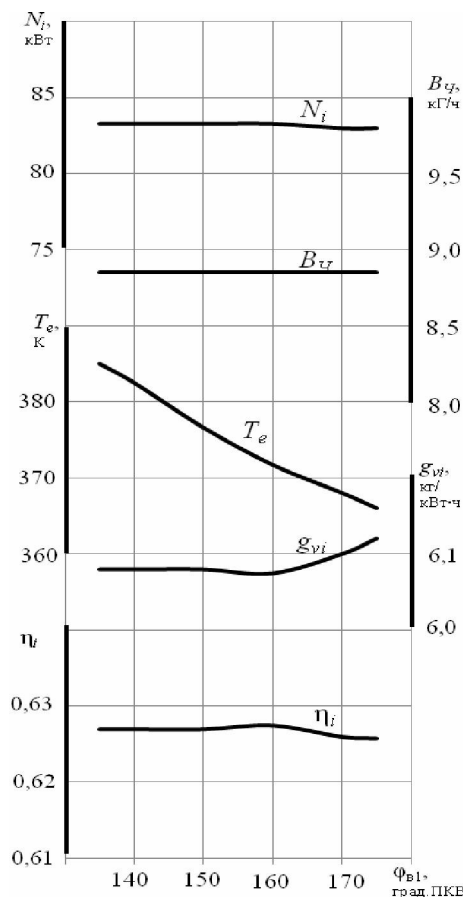


Рис. 5. Влияние фазы опережения открытия выпускных клапанов на индикаторные показатели цикла ( $P_S=3,7$ МПа;  $\alpha=3,5$ ;  $P_T=0,1043$  МПа;  $(\mu_{fs})_{max}=250$ мм<sup>2</sup>;  $(i_e \cdot \mu_{fe})_{max}=1500$ мм<sup>2</sup>)

**Список литературы:**

1. Патент США №6305171B1 F01K 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. Двигатель внешнего сгорания – проблемы, перспективы / В.Г. Дьяченко, О.И. Воронков, О.Ю. Линьков, И.Н. Никитченко // Двигатели внутреннего сгорания. – 2010. – № 1. – С. 113-118.
3. Дьяченко В.Г. Теория двигателей внутреннего сгорания / В.Г. Дьяченко. – Х.: ХНАДУ, 2009. – 500с.

**Bibliography (transliterated):**

1. Patent SSCHA №6305171B1 F01K 7/34. Method and device for additional thermal heating for motor vehicle equipped compressed air injection / Guy Negre, Cyril Negre. Opubl. 23.10.2001.
2. D'jachenko V.G. Dvigatel' vneshnego sgoranija – problemy, perspektivy / V.G. D'jachenko, O.I. Voronkov, O.Ju. Lin'kov, I.N. Nikitchenko //Dvigateli vnutrennego sgoranija. – 2010. – № 1. – S. 113-118.
3. D'jachenko V.G. Teorija dvigatelej vnutrennego sgoranija/V.G. D'jachenko. – H.: HNADU, 2009. –500s.