

Питание прибора осуществляется от бортовой сети автомобиля напряжением 24 В.

Строки и столбцы блока регистрации разбивают поле возможных режимов работы дизеля на сто зон. Каждой зоне соответствует отдельный электромеханический счетчик, который регистрирует время работы двигателя в этой зоне с частотой 6 Гц. Зная общее время испытания, можно определить вероятность работы двигателя в каждой зоне и построить кривые плотности распределения вероятности по крутящему моменту, частоте вращения, положению рейки, мощности и расходу топлива.

Прибор можно использовать также для регистрации других характеристик дизеля, связанных с указанными параметрами. Например, тепловое состояние двигателя внутреннего сгорания определяется нагрузочным режимом его работы, эффективностью системы охлаждения и температурой окружающей среды. Следовательно, имея возможность оттарировать прибор по параметрам работы системы охлаждения и двигателя в целом – по температурам и расходам охлаждающей жидкости, смазочного масла, выхлопных газов и расходу топлива, – можно получить теплосбалансовые характеристики двигателя в реальных условиях эксплуатации автомобиля.

УДК 621.434.15

В.А.Рожанский, Ч.Б.Дробышевский

НЕКОТОРЫЕ ПУТИ СОВЕРШЕНСТВОВАНИЯ БЫСТРОХОДНОГО ТРАКТОРНОГО ДИЗЕЛЯ Д-240

Как известно, работы по улучшению экономичности дизелей в настоящее время ведутся как в направлении снижения условных механических потерь на трение, так и в направлении улучшения индикаторного КПД η_i .

Индикаторный КПД дизеля может быть улучшен путем увеличения относительного объема камеры в поршне v_k/v_c , коэф-

фициента наполнения η_v , интенсификации процесса сгорания с целью уменьшения его продолжительности. В этом плане на двигателе Д-240 были проведены исследования с целью использования имеющихся в нем резервов улучшения индикаторных показателей.

Величины V_k/V_c и η_v находятся в тесной связи между собой и поэтому зачастую увеличение одной влечет уменьшение другой. Исследования, проведенные на ММЗ и в НАТИ [1], показали, что влияние на рабочий процесс дизеля изменения η_v и V_k/V_c в пределах, соответствующих значениям для современных дизелей, равнозначно. Поэтому для оценки эффективности использования воздуха в двигателе был предложен показатель эффективности использования воздуха

$$\Phi = \eta_v \frac{V_k}{V_c}$$

Достижение максимального значения показателя Φ обеспечивает получение оптимального сочетания η_v и V_k/V_c и, следовательно, повышение индикаторного КПД дизеля.

Подбор оптимальных значений величин η_v и V_k/V_c для получения максимальной величины показателя Φ производился следующим образом. На двигателе устанавливалась головка цилиндров с заведомо завышенным утопанием клапанов, а затем изменялись фазы перекрытия или ход клапанов с одновременным расчетом необходимой величины утопания клапанов, а значит V_k/V_c . После этого строился график изменения Φ в зависимости от утопания клапанов и находилось значение $\Phi_{\text{макс}}$, по которому выбирались фазы перекрытия выпускного и впускного клапанов и утопание клапанов, обеспечивающие максимальное возможное для данной конструкции двигателя использование воздуха.

На рис. 1 представлена зависимость удельного индикаторного расхода топлива g_i от величины показателя использования воздуха Φ . Увеличение Φ на 0,03 снижает индикаторный расход топлива примерно на 7 г/кВт·ч.

При анализе возможности дальнейшего повышения отношения было отмечено, что у дизеля Д-240, как и у других двигателей с водяным охлаждением и сменными гильзами цилиндров, неизбежны дополнительные вредные объемы и поверхности в зоне газового стыка, которые принципиально должны ухудшать показатели рабочего цикла двигателя. Устранение этих объемов ΔV и поверхностей $\Delta F_1, \Delta F_2$ было достигнуто установкой уплотнительных колец (рис. 2). Это привело к увеличению отношения V_k/V_c с 0,75 до 0,765, степени сжатия с 15,85 до 16,25, уменьшило относительную поверхность камеры сгорания $\frac{F_c + F_\varphi}{F_c}$ на 14% и обеспечило снижение удельного расхода

Рис. 1. Зависимость индикаторного расхода топлива от показателя эффективности и использования воздуха при $P_i = 0,9$ МПа, $n = 2200$ об/мин.

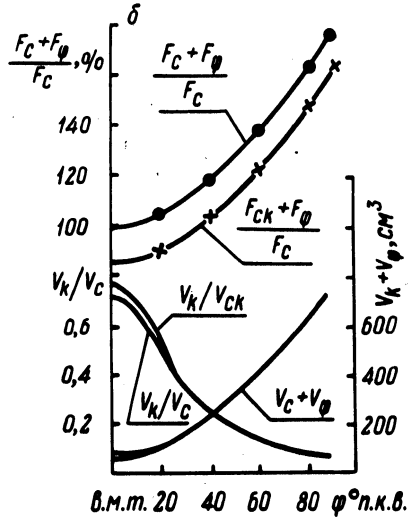
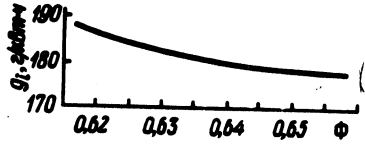
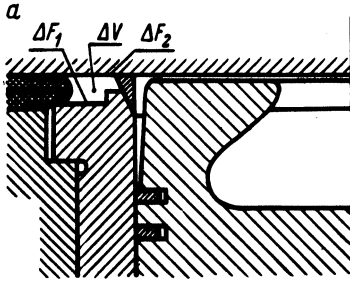
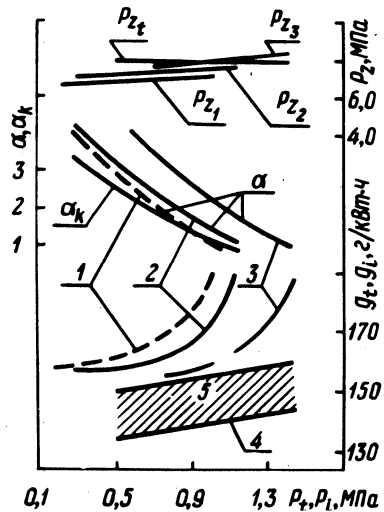


Рис. 2. Вредные объемы ΔV и поверхности ΔF_1 и ΔF_2 в зоне газового стыка дизеля Д-240 (а); характер изменения поверхности камеры сжатия и относительного объема камеры (б); \circ — \circ уплотнение газового стыка в штатном исполнении; \times — \times уплотнение газового стыка в опытном исполнении.

Рис. 3. Значение ряда параметров термодинамического и действительного цикла в зависимости от среднего давления цикла:

1 — значения g_i и α действительного цикла серийного дизеля Д-240; 2 — значения g_i и α действительного цикла опытного дизеля Д-240; $V_K/V_C = 0,765$, $\eta_V = 0,875$, $\Phi = 0,67$; 3 — значения g_i и α при $V_K/V_C = 1,0$; $\eta_V = 1,0$; $\Phi = 1,0$; 4 — зависимость g_t от P_t ; 5 — потери тепла в охлаждающую воду действительного цикла.



топлива при $n = 2200$ об/мин практически во всем диапазоне изменения нагрузки: при $P_i = 0,5$ МПа q_i уменьшилось на $1,5$ г/кВт·ч, а при $P_i = 0,9$ МПа на 5 г/кВт·ч. На частичных скоростных режимах экономичность улучшается еще в большей степени.

Дальнейшая интенсификация процессов смесеобразования и сгорания была получена при применении спрофилированной термостойкой вставки с радиусом кромки $0,3-0,5$ мм в горловине камеры сгорания. При этом повысилась интенсивность мелко-масштабной турбулизации за счет срыва потока газов с острой кромки на тактах сжатия и расширения. Применение вставки снизило удельный расход топлива в зависимости от нагрузки от 3 до 5 г/и.кВт·ч при $n = 2200$ об/мин. Оптимальный установочный угол опережения впрыска топлива уменьшился на $1,5^\circ$ п.к.в.

Для определения возможности увеличения наполнения двигателя проведены исследования аэродинамических характеристик впускных и выпускных каналов. В результате подбора диффузоров для впускного и выпускного каналов и уточнения проточных частей получено увеличение среднего значения отношения эффективного проходного сечения μf к площади поршня F на 4 и 10% соответственно. Применение улучшенных впускных и выпускных каналов обеспечило при $n = 2200$ об/мин, $N_e = 59$ кВт повышение η_v до $0,02$ и снижение g_e на 4 г/кВт·ч.

Для оценки достигнутого индикаторного расхода топлива и возможных резервов по дальнейшему улучшению экономичности дизеля Д-240 на рис. 3 показаны характер изменения $g_i = f(P_i)$, кривая 1, серийного дизеля, кривая 2 при $V_k / V_c = 0,765$; $\eta_v = 0,875$; $\varepsilon = 16$ и при $V_k / V_c = 1,0$; $\eta_v = 1,0$ и $\varepsilon = 16$, кривая 3, а также характер изменения термодинамического цикла (4), определенный, согласно работе [2], при следующих ограничениях: скорость нарастания давления $\Delta P / \Delta \varphi = 0,4$ МПа/град, $P_z = 0,8$ МПа, продолжительность теплоподвода $\varphi_o = 27,5$ п.к.в., угол поворота коленчатого вала до в.м.т., соответствующий началу подвода тепла в теоретическом цикле $\varphi_z = 3^\circ$ п.к.в. Степень сжатия и характер изменения α взяты из реального цикла. Потери тепла в охлаждающую среду в период тепловыделения и расширения оцениваются для быстроходных дизелей около $6,4\%$ от подведенного тепла [3], что составит 19 г/кВт·ч, заштрихованная область 5.

Следовательно, зона между кривой 3 и заштрихованной областью 5 представляет те резервы, которые можно найти при "идеальной" организации рабочего цикла.

Таким образом, можно прогнозировать возможность получения на дизеле с камерой в поршне размерностью 125x110 мм при $P_i = 0,9-1,0$ МПа, g_i на уровне 163 г/кВт·ч и минимального удельного эффективного расхода топлива 205-210 г/кВт·ч.

Л и т е р а т у р а

1. Володин В.М., Давыдков Б.И. Некоторые возможности улучшения показателей дизелей с камерой сгорания, расположенной в поршне. - Тракторы и с.-х. машины, 1970, № 12.
2. Файнлейб Б.Н. Анализ термодинамического цикла быстроходных двигателей с воспламенением от сжатия. - Тр. ЦНИТА 1964, вып. 20.
3. Рикардо Г.Р. Быстроходные дизели внутреннего сгорания. - М., 1960.

УДК 621.434.038

В.И.Тимончик, В.И.Караченцев

ТЕОРЕТИЧЕСКОЕ ИССЛЕДОВАНИЕ ВОЗМОЖНОСТИ ПРИМЕНЕНИЯ МАГНИТОСТРИКЦИОННЫХ ТОПЛИВНЫХ НАСОС-ФОРСУНОК НА БЫСТРОХОДНЫХ АВТОМОБИЛЬНЫХ ДВИГАТЕЛЯХ

В развитии производства автомобильных двигателей существует тенденция к повышению быстроходности этих двигателей, что обусловлено стремлением улучшить их весогабаритные, экономические и динамические показатели. Это, в свою очередь, предъявляет повышенные требования к системам питания. Наряду с улучшением традиционных карбюраторных систем все большее значение приобретает создание принципиально новых систем питания, в частности систем впрыска с электронным управлением, которые позволяют наиболее точно программировать подачу топлива на всех режимах работы двигателя.

Несмотря на широкое распространение электронного впрыска в современном автомобилестроении, многие вопросы, связанные с конструкцией аппаратуры, окончательно не решены. Наиболее трудно создать исполнительный орган системы впрыска - форсунку.

Существующие форсунки с электромагнитным приводом обладают принципиальным недостатком - инерционностью, связанной