

УДК 621.43

## ПОВЫШЕНИЕ ПОКАЗАТЕЛЕЙ РАБОЧЕГО ПРОЦЕССА МАЛОЛИТРАЖНОГО АВТОМОБИЛЬНОГО ДВИГАТЕЛЯ ЗА СЧЕТ ПРИМЕНЕНИЯ ЧЕТЫРЕХКЛАПАННОЙ ГОЛОВКИ ЦИЛИНДРОВ

Ф.И. Абрамчук, профессор, д.т.н., С.Н. Коц, студент,  
А.Е. Мерзляков, студент, ХНАДУ

*Аннотация.* Приведены результаты расчетного исследования показателей рабочего процесса при переходе от двух к четырехклапанной головке цилиндров малолитражного автомобильного двигателя MeM3-307.

*Ключевые слова:* малолитражный двигатель, четырехклапанная головка цилиндров, рабочий процесс.

## ПІДВИЩЕННЯ ПОКАЗНИКІВ РОБОЧОГО ПРОЦЕСУ МАЛОЛІТРАЖНОГО АВТОМОБІЛЬНОГО ДВИГУНА ЗА РАХУНОК ЗАСТОСУВАННЯ ЧОТИРИКЛАПАННОЇ ГОЛОВКИ ЦИЛІНДРІВ

Ф.І. Абрамчук, професор, д.т.н., С.М. Коц, студент,  
О.Є. Мерзляков, студент, ХНАДУ

*Анотація.* Приведено результати розрахункового дослідження показників робочого процесу при переході від двоклапанної до чотириклапанної головки циліндрів малолітражного автомобільного двигуна MeM3-307.

*Ключові слова:* малолітражний двигун, чотириклапанна головка циліндрів, робочий процес.

## INCREASE OF INDEXES OF CAR ENGINE OPERATION AT EXPENSE OF FOUR-VALVE CYLINDER HEAD APPLICATION

F. Abramchuk, Professor, Doctor of Technical Science, S. Kots, student,  
A. Merzlyakov, student, KhNAHU

*Abstract.* The results of research of car engine operation index at transition from two-valve to four-valve cylinder head of MeM3-307 car engine are presented.

*Key words:* car engine, four-valvate cylinder head, operation.

### Введение

На данный момент в двигателестроении широкое распространение получили малолитражные быстроходные двигатели. Это связано с небольшим расходом топлива и сравнительно неплохими мощностными показателями. Однако у таких двигателей есть ряд существенных недостатков. Одним из таких недостатков является то, что на высоких оборотах, в связи с малыми проходными сечениями в клапанах, значительно возрастают гидравлические потери, как следствие – потеря мощности и повышенный расход топлива. Решить эту проблему можно путем

увеличения проходных сечений в клапанах, спрямления впускных и выпускных каналов.

### Анализ публикаций

Увеличение диаметра клапанов – самый очевидный способ расширения проходных сечений. Однако есть несколько факторов, отрицательно влияющих на характеристики потока при такой схеме. Кроме малого зазора между клапанами, большой впускной клапан может находиться очень близко к краю стенки цилиндра. Это может создавать препятствия потоку, особенно при малом подъеме клапана [1]. Увеличение диаметра клапана при таком

подъеме может даже уменьшить поток. Решить эту проблему можно путем применения четырех клапанов на цилиндр. Такая компоновка позволит увеличить общее проходное сечение, уменьшить размер клапана, что даст большую жесткость клапану и позволит ему лучше охлаждаться [2]. Форма камеры сгорания (КС) также может существенно повлиять на поток. Оси разноименных клапанов в шатровидной и полусферической КС не параллельны, в отличие от плоской. Это позволяет выполнить каналы более плавной формы, что уменьшит гидравлические потери [3]. Кроме того, в шатровидной и полусферической КС площадь поверхности головки намного больше, чем в плоской, что дает возможность установить клапаны еще большего диаметра.

### Цель исследования

Основной целью проведенного исследования был поиск путей улучшения показателей газообмена малолитражного высокооборотного двигателя.

### Основные результаты исследований

Исследования проводились на базе серийно выпускаемого малолитражного высокооборотного двигателя МеМЗ-307. Расчет проходных сечений для серийного двигателя был выполнен при следующих условиях: диаметр отверстия в горловине цилиндра  $D = 33,55$  мм; наибольший диаметр головки клапана  $D' = 33,55$  мм; наименьший диаметр головки клапана  $d = 29,74$  мм; диаметр стержня клапана  $d_c = 8$  мм; диаметр горловины в головке цилиндров  $d_r = 30,5$  мм; угол фаски клапана  $\theta = 45^\circ$ .

Во время выполнения расчетов процессов газообмена используются массивы значений эффективных площадей проходных сечений клапанов, которые определяются путем перемножения коэффициентов расхода впускных  $\mu_s$  и выпускных  $\mu_b$  клапанов на соответствующие значения площадей проходного сечения  $f_s$  и  $f_b$  [3]. Коэффициенты расхода  $\mu_s$  и  $\mu_b$  определяются по зависимостям

$$\mu_s = 0,95 - 2 \cdot \frac{h - b / \sin \theta}{d_a}, \quad (1)$$

$$\mu_b = 0,97 - 2 \cdot \frac{h - b / \sin \theta}{d_a}, \quad (2)$$

где  $b$  – ширина седла фаски клапана.

Проходное сечение на первом участке равно

$$f_1 = \pi \cdot h \cdot \left( d + h \cdot \frac{\sin 2\theta}{2} \right) \cdot \cos \theta. \quad (3)$$

Подъем клапана, который соответствует моменту перехода от первого участка ко второму

$$h_{1-2} = \frac{1}{2} (D - d) \cdot (\operatorname{tg} \theta + \operatorname{ctg} \theta). \quad (4)$$

Величина проходного сечения на втором участке определяется по выражению

$$f_2 = \pi \frac{D + d}{2} \sqrt{\left( \frac{D - d}{2} \right)^2 + \left( h - \frac{D - d}{2} \cdot \operatorname{tg} \theta \right)^2}. \quad (5)$$

Третий участок характеризуется тем, что проходное сечение возрастает до величины, равной сечению горловины клапана

$$f_3 = \frac{\pi}{4} \cdot (d_a^2 - d_n^2). \quad (6)$$

Подъем клапана  $h_{2-3}$ , который соответствует моменту перехода от второго участка к третьему, определяется уравнением, которое получено из условия  $f_2 = f_3$

$$\begin{aligned} & (D + d)^2 \cdot h_{2-3}^2 - \left[ (D + d)^2 \cdot \operatorname{tg} \theta \right] \times \\ & \times h_{2-3} + \frac{1}{4} \cdot (D^2 - d^2)^2 \cdot (1 + \operatorname{tg}^2 \theta) - \\ & - \frac{1}{4} \cdot (d_a^2 - d_n^2)^2 = 0. \end{aligned} \quad (7)$$

В ходе исследований были разработаны следующие компоновки головки цилиндра данного двигателя и рассчитаны массивы их эффективных проходных сечений: 4-клапанная головка цилиндра с плоской КС, с впускными и выпускными клапанами одинакового диаметра (рис. 2); 4-клапанная головка цилиндра с шатровидной КС и впускными и выпускными клапанами одинакового диаметра (рис. 3); 4-клапанная головка цилиндра с шатровидной КС и впускными клапанами большего диаметра, чем выпускные (рис. 4). После проведенных расчетов эффективных площадей поперечного сечения в клапанах вышеперечисленных компоновок результаты были сравнены с результатами расчетов эффективных проходных сечений серийной головки цилиндров МеМЗ-307 (рис. 1).

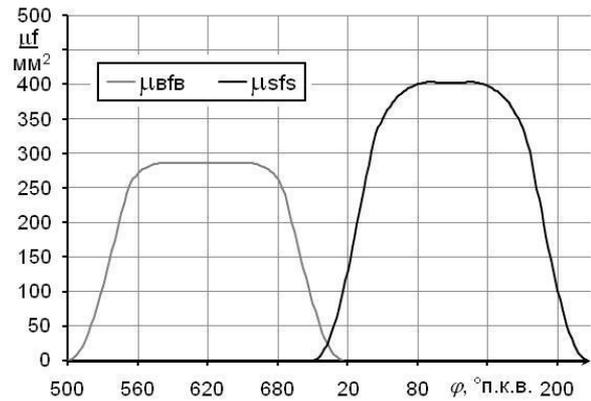
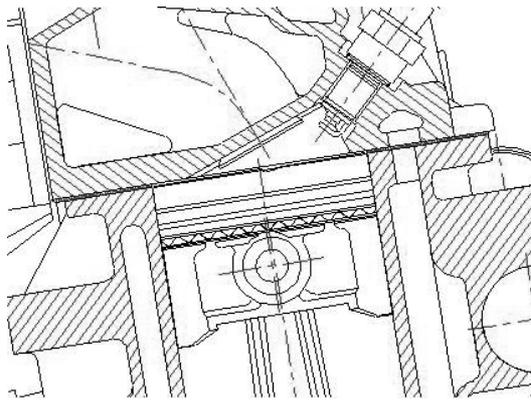


Рис. 1. Конструкция КС, расположение клапанов и график зависимости эффективных площадей проходного сечения впускного и выпускного клапанов по углу поворота коленчатого вала в головке цилиндров серийного двигателя MeM3-307

Вариант четырехклапанной головки с КС в поршне с одинаковыми клапанами (рис. 2) поз-

воляет увеличить эффективное проходное сечение на впуске на 31 %, на выпуске – в 1,81 раза.

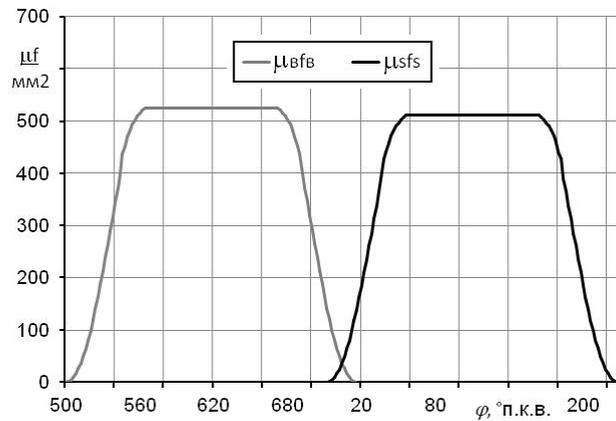
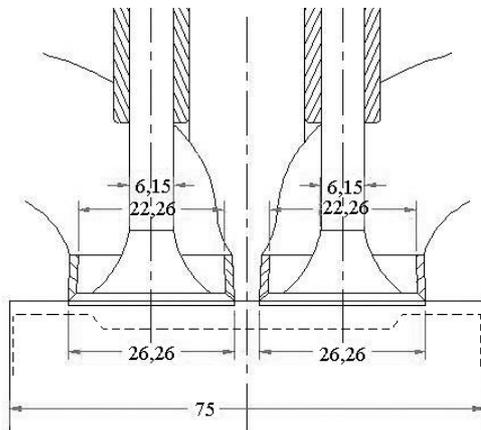


Рис. 2. Схема расположения клапанов в головке цилиндров и график зависимости эффективных площадей проходного сечения впускного и выпускного клапанов по углу поворота коленчатого вала в головке цилиндров с плоской камерой сгорания

Если применить шатровидную КС с одинаковыми по размеру клапанами (рис. 3), то эффективное проходное сечение на впуске увеличится на 72 %, а на выпуске – в 2,38 раза. В случае компоновки КС и применения впу-

скных клапанов по размеру больше, чем выпускные (рис. 4), эффективное проходное сечение на впуске увеличится в 2,35 раза, а на выпуске – в 2,24 раза.

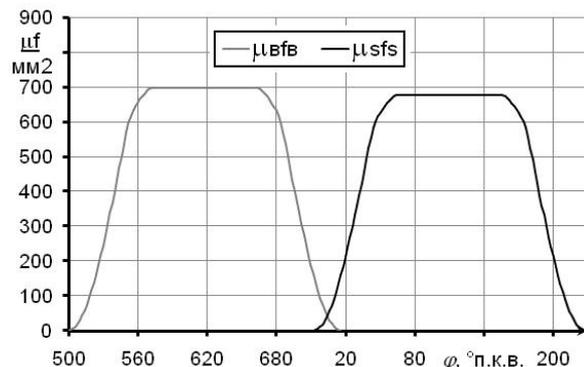
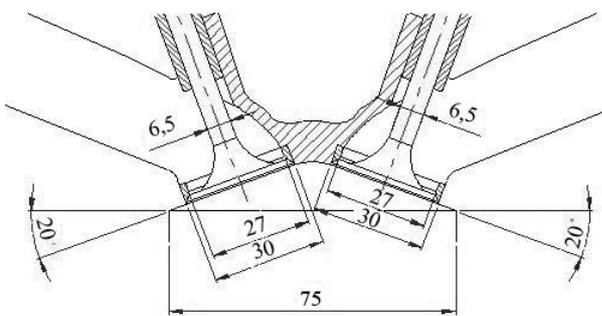


Рис. 3. Схема расположения клапанов в головке цилиндров и график зависимости эффективных площадей проходного сечения впускного и выпускного клапанов по углу поворота коленчатого вала в головке цилиндров с шатровидной камерой сгорания

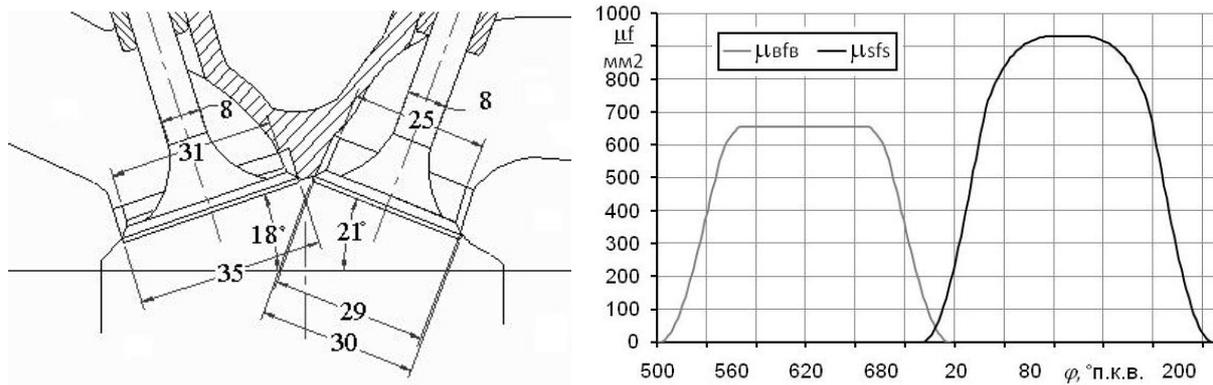


Рис. 4. Схема расположения клапанов в головке цилиндров и график зависимости эффективных площадей проходного сечения впускного и выпускного клапанов по углу поворота коленчатого вала в головке цилиндров с шатровидной камерой сгорания и впускными клапанами большими, чем выпускные

Расчет газообмена выполняют после определения параметров рабочего тела в точке «е» (момент открытия выпускного клапана). Математическая модель строится на уравнении

объемного баланса, предложенного М.М. Глаголевым. Результаты расчета всех четырех вариантов комплектации головки цилиндров приведены в табл. 1.

Таблица 1 Результаты расчета процесса газообмена двигателей

Показатель	Обозначение	Серийный двигатель МеМЗ-307		16-кл. двигатель с плоской КС		16-кл. двигатель с шатровидной КС, с одинаковыми диаметрами тарелок клапанов		16-кл. двигатель с шатровидной КС, впускные кл. большего диаметра, чем выпускные	
		$n = 3300$	$n = 5600$	$n = 3300$	$n = 5600$	$n = 3300$	$n = 5600$	$n = 3300$	$n = 5600$
Коэффициент наполнения	$\eta_v$	0,8305	0,8105	0,8520	0,8384	0,8542	0,8552	0,8561	0,8581
Коэффициент остаточных газов	$g$	0,048	0,072	0,047	0,0732	0,047	0,0721	0,046	0,0721

Видно, что применение четырехклапанной головки цилиндра является эффективным способом улучшения показателей газообмена. По мнению авторов, последний вариант

является предпочтительным. Для этого варианта выполнен расчет рабочего процесса и результаты приведены в табл. 2.

Таблица 2 Результаты расчета рабочего процесса

Показатель	Обозначение	Серийный двигатель МеМЗ-307		Модернизированный двигатель	
		$n = 3300$	5600	$n = 3300$	5600
Среднее давление механических потерь	$P_m$ , Мпа	0,1367	0,2111	0,1367	0,2111
Среднее эффективное давление	$P_e$ , Мпа	0,9849	0,8772	1,0138	0,9404
Эффективная мощность	$N_e$ , кВт	35,18	53,1715	36,2099	56,9984
Эффективный крутящий момент	$M_e$ , Нм	101,8014	90,6698	104,7814	97,1955
Механический КПД	$\eta_m$	0,8781	0,806	0,8812	0,8167
Эффективный КПД	$\eta_e$	0,3374	0,3079	0,3369	0,3118
Эффективный расход топлива	$g_e$ , г/кВт·ч	242,5	265,72	242,87	262,43

Как видно из табл. 2, механические потери не изменились, что объясняется уменьшением гидравлических потерь и увеличением потерь на трение (два распределительных вала). Увеличение эффективной мощности  $N_e$  на 6,7 %, эффективного крутящего момента  $M_e$  на 6,7 % и уменьшение эффективного расхода топлива  $g_e$  на 1,2 % произошло за счет улучшения индикаторных показателей.

### Выводы

1. В процессе расчетного исследования установлено, что все перечисленные компоновки имеют значительное преимущество над серийной головкой цилиндров данного двигателя.

2. Наиболее эффективной является четырехклапанная головка цилиндра с шатровидной камерой сгорания и впускными клапанами большего диаметра, чем выпускные. С применением данной головки цилиндров в малолитражных быстроходных двигателях можно добиться значительных улучшений показате-

лей газообмена, особенно на номинальном режиме.

### Литература

1. Как увеличить мощность двигателя. Методы увеличения мощности двигателя. Практическое руководство / под ред. С. Афонина. – М. : Издательство «ПОНЧИК», 2004. – С. 33–35.
2. Ховах М.С. Автомобильные двигатели / М.С. Ховах, Г.С. Маслов. –2-е изд. пер. и доп. – М. : Машиностроение, 1971. – С. 410–413.
3. Автомобильные двигатели / под ред. М. С. Ховаха. – М. : Машиностроение, 1977. – С. 484–514.

Рецензент: В.Г. Солодов, профессор, д. т. н., ХНАДУ.

Статья поступила в редакцию 2 декабря 2010 р.