

УЛУЧШЕНИЕ ХАРАКТЕРИСТИК ГАЗОВОЗДУШНЫХ КАНАЛОВ ГОЛОВКИ БЛОКА ЦИЛИНДРОВ ДИЗЕЛЬНОГО ДВИГАТЕЛЯ FIAT 1,3 MULTIJET

*А.С. Пономарев, ассистент, А.А. Метелев, инженер, М.Н. Немчикова, ассистент
ФГАОУ ВО «СПбПУ», Санкт-Петербург
Д.А. Зайцев, директор; ООО «Рек.Си», Санкт-Петербург*

Статья посвящена исследованию газозвушных каналов и клапанной щели головки блока цилиндров малоразмерного автомобильного дизельного двигателя. В качестве объекта испытаний был выбран дизельный двигатель Fiat Multijet рабочим объемом 1,3 литра. Целью работы является улучшение расходных характеристик газозвушных каналов головки блока цилиндров и увеличение закрутки потока воздуха в цилиндре путем оптимизации каналов, клапанов и седел. На продувочном стенде получены сравнительные данные о расходе воздуха и закрутке потока воздуха заводского и модернизированного варианта головки блока цилиндров, которые показали существенные улучшения характеристик объекта исследования.



Создание новых двигателей, развитие и совершенствование серийных выполняется на основе результатов научно-исследовательских и конструкторско-доводочных работ, направленных на повышение технико-экономических показателей их систем и агрегатов. Эффективность работы двигателей внутреннего сгорания в значительной степени зависит от совершенства процессов, протекающих в системе газообмена, качество которых зависит прежде всего от конструкции впускных и выпускных каналов, клапанов и седел клапанов головки блока цилиндров (ГБЦ).

Результаты выполненного исследования по улучшению проточных частей газозвушных каналов показали, что система газообмена имеет существенный резерв повышения технико-экономических и экологических показателей двигателей. Улучшение процессов впуска и выпуска определяется совершенством газодинамических показателей впускных и выпускных каналов, что в свою очередь достигается за счет уменьшения диаметра штока клапанов, профилирования канала, фасок тарелки клапана и седла.

Потери в каналах складываются из потерь, обусловленных отрывными явлениями и трением,

а также местных потерь, зависящих от степени неравномерности потока на выходе из канала. Потери на трение составляют не более 3–5 % общих потерь, поэтому ими, как правило, пренебрегают. Сложность процессов, протекающих во впускном и выпускном каналах, затрудняет их экспериментальное исследование. Поэтому при проведении экспериментов реальные нестационарные процессы моделируются как ряд стационарных, охватывающих все режимы течения в канале, либо наиболее значимые и часто повторяющиеся. Такая схематизация значительно упрощает методику исследования и, как показывают многочисленные опыты, позволяет получить приемлемые результаты, адекватные действительным процессам и пригодные для решения практических задач улучшения аэродинамики каналов ДВС. Газодинамическая характеристика системы каналы–клапанная щель–цилиндр определяется расходной характеристикой канала и клапанной щели, что определяет возможность перехода кинетической энергии заряда в закрутку газозвушного потока непосредственно в цилиндре двигателя [1–4].

При проектировании дизельных двигателей большое значение имеет правильный выбор конструкции газозвушных каналов. Это необходимо для качественного наполнения цилиндра

двигателя свежим зарядом в организации закрутки потока для обеспечения качественного смесеобразования и сгорания топливоздушной смеси, что особенно актуально для двигателей с малым диаметром цилиндра ($d < 100$ мм).

Сокращение производства в Российской Федерации малоразмерных автомобильных дизельных двигателей привело к тому, что в стране этот сегмент рынка оказался занят зарубежными компаниями. Из-за отсутствия отечественного автомобильного дизеля для проведения исследований по совершенствованию газодинамических показателей ГБЦ был выбран высокооборотный дизельный двигатель Fiat 1,3 Multijet — обладатель престижного титула «Международный двигатель года» в категории двигателей объемом от 1,0 до 1,4 л.

Результаты, полученные в рамках настоящего исследования, являются актуальными и могут быть полезны для проектирования отечественно автомобильного дизеля.

Цели и задачи

Целью работы является улучшение расходной характеристики впускных и выпускных каналов ГБЦ автомобильного дизеля для улучшения наполнения и повышения степени закрутки воздуха в цилиндре двигателя.

Для достижения поставленной цели было необходимо решить следующие основные задачи:

- разработать методику и программу эксперимента по определению расходной характеристики ГБЦ;
- определить по результатам эксперимента расходную характеристику каналов ГБЦ и величины закрутки потока в цилиндре двигателя на продувочном стенде для заводской головки блока цилиндров;
- разработать мероприятия по совершенствованию серийной головки за счет изменения формы каналов, тарелок клапанов, седел ГБЦ;
- экспериментально определить расходные характеристики каналов ГБЦ и закрутки потока в цилиндре двигателя при использовании модифицированной головки цилиндров.

Продувочный стенд

Для проведения исследований была создана экспериментальная установка для продувки каналов ГБЦ с имитацией полости цилиндра двигателя. Установка представляет собой продувочный стенд, состоящий из центробежного компрессора, который приводится в действие от электродвигателя. Агрегаты связаны между собой посредством сцепления. Установка позволяет исследовать как процессы во впускной системе, так и в выпускной с помощью перестановки компрессора либо на всасывание, либо на нагнетание. Цилиндр двигателя имитирует

прозрачный пластиковый цилиндр, при помощи которого возможно исследовать явления горизонтальной и вертикальной закрутки потока газов.

Программа испытаний предусматривает измерение расхода воздуха в $\text{м}^3/\text{ч}$ через впускной и выпускной каналы при различных подъемах тарелки клапанов с шагом 1 мм, что необходимо для достижения максимально возможных значений расхода воздуха. Этого возможно добиться за счет оптимизации формы седла клапана, формы тарелки клапана, уменьшением диаметра штока клапана и оптимизации формы канала [5–8]. Диаметр штока клапана возможно изменить путем подбора клапана с меньшим диаметром штока. Седла и тарелки клапанов возможно обработать, придав им различное количество фасок под необходимыми углами. Профиль каналов обрабатывается фрезерованием, а при необходимости наращиванием толщин стенок каналов специальной шпаклевкой, которая в дальнейшем фрезеруется высокооборотной бормашинкой. Для отслеживания направления потока и мест его отрыва от стенок воздушного канала используется зонд с нитями, которые повторяют линии тока воздуха. Для измерения локальных скоростей потока используется трубка Пито. Также применялись легкосмываемые жидкие подкрашивающие составы [9, 10].

Объект исследования

Впускные и выпускные клапаны и седла ГБЦ Fiat 1,3 Multijet имеют одинаковую конструкцию. Стандартный клапан имеет 45-градусную рабочую фаску, стержень $\varnothing 6$ мм, уменьшенный до диаметра 5,8 мм в зоне канала, предварительную 60-градусную фаску шириной 0,6 мм (рис. 1). Го-

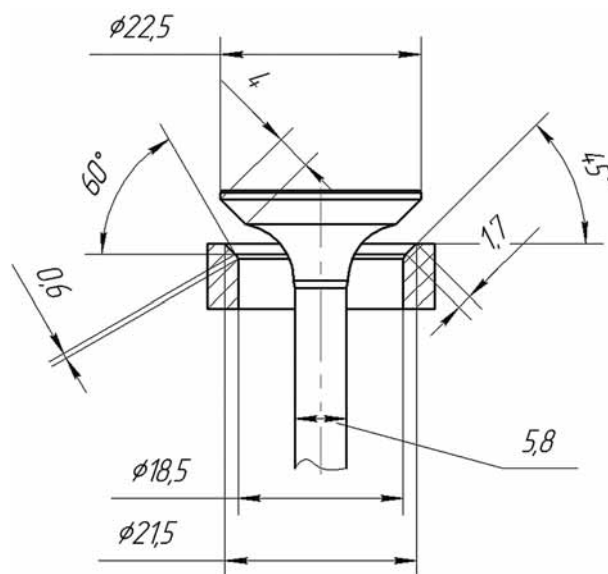


Рис. 1. Размеры клапанной щели ГБЦ заводской конструкции

**Начальные условия
статической продувки каналов серийной ГБЦ**

Параметр	Значение
Диаметр тарелки клапана, мм	22,5
Ширина рабочей фаски, мм	1,2
Угол рабочей фаски, град	45
Угол рабочей фаски, рад	0,785
Внутренний диаметр фаски, мм	20,80
Горло клапана, мм	18,5
Диаметр стержня клапана, мм	6
Количество впускных клапанов на один цилиндр	2
Площадь горла клапана за вычетом площади штока, мм ²	481,05
Площадь горла клапана без вычета площади штока, мм ²	537,60
Температура окружающей среды, °С	25
Температура окружающей среды, К	298
Падение давления, дюймов вод. ст.	28
Падение давления, мм вод. ст.	711,2
Падения давления, Па	6969,7
Давление окружающей среды, мм рт. ст.	760
Давление окружающего воздуха, Па	101292,8
Плотность окружающего воздуха, кг/м ³	1,184

Таблица 2

**Результаты статической продувки каналов ГБЦ
при различных подъемах клапанов**

Подъем клапана, мм	Расход воздуха через впускной канал, м ³ /с
1	0,00821
2	0,01859
3	0,02718
4	0,03162
5	0,03162
6	0,03162
7	0,03162

подъем клапана у данного двигателя составляет 7 мм.

Анализ исходных данных

Для анализа расходной характеристики канала воспользуемся данными табл. 3, в которой представлены результаты измерения расхода воздуха, геометрии клапанной щели, коэффициентов расхода канала в зависимости от высоты подъема клапана.

В табл. 3 приведены значения минимальной площади проходного сечения канала для каждой величины подъема клапана. Это значение выбирается либо из ячейки «Площадь клапанной щели» для соответствующего подъема клапана, либо из ячейки «Площадь горла клапана за вычетом площади штока» (см. табл. 1). Сопоставляя столбцы «площадь клапанной щели» и «Мин. площадь проходного сечения канала»

ловка блока оснащена двумя впускными клапанами, каждый из которых запирает индивидуальный канал. От плоскости крепления впускного коллектора каналы имеют разную длину. Короткий впускной канал практически не имеет поворотов до зоны перехода в седло. Длинный впускной канал имеет поворот в плоскости, параллельной плоскости газового стыка, огибая короткий канал. В вертикальной плоскости, перпендикулярной газовому стыку, оба канала поворачивают в зоне седла клапана. Истечение газа из обоих каналов в цилиндр двигателя происходит по касательной к поверхности цилиндра, приобретая горизонтальную закрутку вокруг оси поршня. В дизельном двигателе с малым диаметром цилиндра закрутка потока является важным показателем качественного смесеобразования и сгорания топливовоздушной смеси, что способствует улучшению технико-экономических и экологических показателей двигателя. Поэтому величине горизонтальной закрутки потока в цилиндре двигателя необходимо уделить особое внимание. В данном исследовании оценка частоты вращения потока воздуха в цилиндре производится при помощи анемометра, установленного в имитируемой гильзе двигателя. На рис. 2 представлена схема расположения каналов в ГБЦ (со стороны огневой поверхности).

Геометрия клапанной щели и условия эксперимента представлены в табл. 1. Измерения проводились при значении перепада давления (между давлением окружающей среды и давлением в цилиндре), равном 28 дюймов (711 мм вод. ст.). Это значение было выбрано в соответствии с методиками фирм «Lotus» и «Porsche», что дает меньшую величину погрешности измерений по сравнению с перепадом 10 дюймов (254 мм вод. ст.), который используется другими фирмами.

В табл. 2 представлены результаты статической продувки впускных каналов ГБЦ дизеля Fiat Multijet 1,3 заводского исполнения. Максимальный

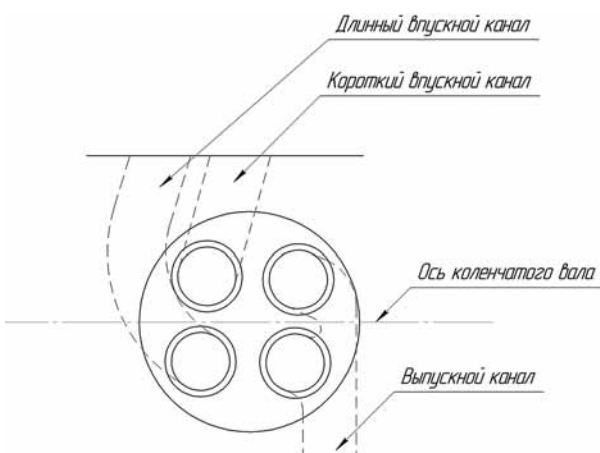


Рис. 2. Схема расположения каналов в ГБЦ

Таблица 3

Параметры клапанной щели и расходная характеристика

Подъем клапана, мм	Расход воздуха, м ³ /с	Средняя скорость в канале, м/с	Ширина клапанной щели, мм	Площадь клапанной щели, мм ²	Мин. площадь проходного сечения канала, мм ²	Коэффициент расхода
1	0,00821	84,0	0,7071	97,7	97,7	0,141
2	0,01859	95,6	1,4303	194,6	194,6	0,319
3	0,02718	86,4	2,3128	314,6	314,6	0,466
4	0,03162	71,2	3,2637	444,0	444,0	0,542
5	0,03162	65,7	4,2373	576,4	481,1	0,542
6	0,03162	65,7	5,2209	710,3	481,1	0,542
7	0,03162	65,7	6,2097	844,8	481,1	0,542

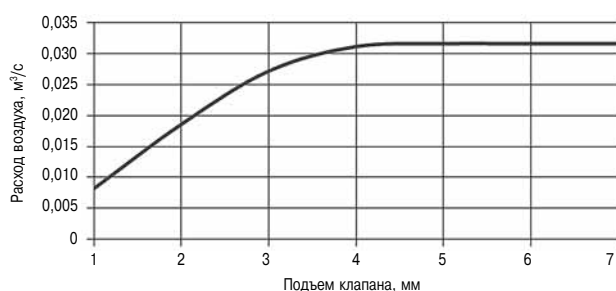


Рис. 3. Зависимость расхода во впускном канале от высоты подъема клапана

с производительностью канала можно сделать вывод, что ограничивающим сечением является площадь горла канала, поскольку начиная с подъема клапана 5 мм прирост минимальной площади канала прекращается. Графическая зависимость расхода воздуха от высоты подъема клапана показывает, что увеличение подъема клапана выше 4 мм не приводит к росту производительности канала (рис. 3).

Направление оптимизации ГБЦ

Анализ исходных данных показывает, что производительность данного канала ограничена площадью горла. Следовательно, для повышения его пропускной способности требуется увеличения площади горла. Стандартный клапан имеет диаметр тарелки 22,5 мм, внутренний диаметр седла канала 18,5 мм, что составляет 82,2 % от диаметра тарелки. Для сохранения безотрывного обтекания потоком седла клапана отношение диаметра горловины к диаметру клапана не должно превышать 84–86 %, что соответствует максимально возможному диаметру седла стандартного клапана, равного 18,9–19,3 мм. Геометрические размеры ГБЦ данного двигателя позволяют установить клапаны с большим диа-

метром тарелки. Выбор остановился на серийно выпускаемых клапанах с диаметром тарелки 23,6 мм и стержнем диаметром 5 мм. Таким образом, обеспечивается соотношение внутреннего диаметра седла (19,8–20,3 мм) и диаметра тарелки на уровне 84–86 %, что способствует плавному обтеканию седла при увеличении проходного сечения на 19–26 %. Целесообразно начать испытания с меньшего диаметра.

Результаты исследования

Экспериментальное исследование ГБЦ на продувочном стенде выполнялось в несколько этапов, на каждом из которых определялись расходные характеристики канала и величины горизонтальной закрутки потока. Результаты нескольких наиболее значимых этапов исследования сведены в табл. 4, 5.

Ниже представлено описание и графическое изображение (рис. 4–9) модифицируемых областей каналов, клапанов и седел ГБЦ для каждого этапа.

Этап 1. Выполнено определение базовой расходной характеристики. Учитывая особенность конструкции ГБЦ, целесообразно определить характеристики длинного и короткого каналов по отдельности. Результаты измерений сведены в табл. 6 с подсчетом суммы расходов воздуха через каждый из двух каналов.

Этап 2. Дальнейшие изменения производятся для короткого и длинного каналов. На этом этапе установлен клапан с диаметром тарелки 23,6 мм вместо заводского варианта 22,5 мм. Профиль тарелки клапана был выполнен с учетом предыдущего опыта работы с ГБЦ. На этом этапе оптимизации был увеличен расход воздуха на каждой из позиций высоты подъема клапана.

Таблица 4

Этапы изменения формы каналов, клапанов и седел. Расходная характеристика

Подъем клапана, мм	Этап									
	1	2	3	4	5	6	7	8	9	10
	м ³ /с									
1	0,0082	0,0088	0,0095	0,0092	0,0095	0,0102	0,0108	0,0100	0,0109	0,0102
2	0,0186	0,0202	0,0217	0,0212	0,0213	0,0215	0,0224	0,0216	0,0222	0,0217
3	0,0272	0,0311	0,0330	0,0319	0,0327	0,0333	0,0341	0,0328	0,0339	0,0333
4	0,0311	0,0385	0,0383	0,0391	0,0403	0,0408	0,0422	0,0409	0,0416	0,0412
5	0,0316	0,0422	0,0375	0,0387	0,0431	0,0426	0,0443	0,0430	0,0445	0,0432
6	0,0316	0,0422	0,0371	0,0395	0,0422	0,0430	0,0437	0,0434	0,0443	0,0444
7	0,0316	0,0422	0,0376	0,0391	0,0424	0,0432	0,0432	0,0425	0,0449	0,0446

**Этапы изменения формы каналов, клапанов и седел.
Горизонтальная закрутка**

Подъем клапана, мм	Этап									
	1	2	3	4	5	6	7	8	9	10
	об/мин									
1	0	0	0	0	0	1313,0	2034,3	1509,7	1444,2	1509,7
2	100,0	1640,9	1550,2	834,4	0	1365,5	1313,0	1116,3	1214,7	1240,9
3	1313,0	2952,3	3055,1	2296,6	1765,5	3280,1	2657,2	3411,3	2840,8	3017,9
4	1870,4	4263,7	4150,5	3935,8	2952,3	4198,1	4394,8	4329,3	4342,4	4394,8
5	2263,8	4919,4	4443,4	4919,4	3935,8	4722,7	4611,2	4985,0	4919,4	5116,1
6	2427,7	5509,5	4813,8	5247,2	4230,9	5247,2	5247,2	4985,0	5509,5	5443,9
7	2558,9	5443,9	4971,6	5902,9	4067,0	5247,2	5443,9	5181,7	5575,1	5575,1

Таблица 6

Характеристики длинного и короткого каналов отдельно

Подъем клапана, мм	Расход воздуха, длинный канал	Расход воздуха, короткий канал	Сумма расходов
мм	м ³ /с		
1	0,0040	0,0041	0,0081
2	0,0094	0,0091	0,0185
3	0,0138	0,0137	0,0275
4	0,0161	0,0158	0,0319
5	0,0157	0,0159	0,0315
6	0,0157	0,0159	0,0315
7	0,0157	0,0159	0,0315

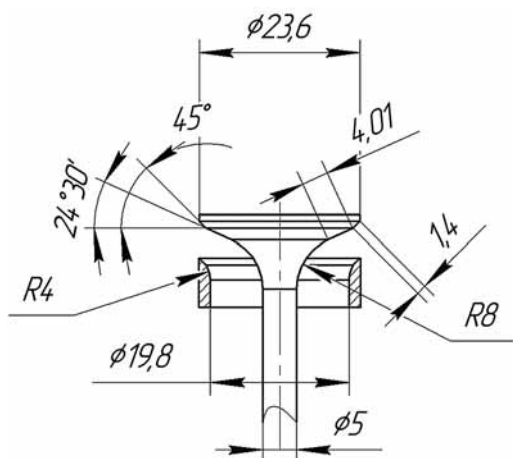


Рис. 4. Установка клапана с увеличенной тарелкой и увеличения диаметра седла на этапе 2

Этап 3. Была изменена форма впускного канала в зоне 1 (рис. 5) за счет удаления материала со стенки канала (заштриховано). Это позволило увеличить расход воздуха при подъеме клапана до 4 мм, при дальнейшем подъеме клапана расход снизился.

Этап 4. Уменьшено количество материала в зоне 1. Это изменение незначительно снизило расход воздуха при подъеме клапана до 4 мм и увеличило расход при подъемах клапана от 4 до

7 мм, однако увеличение расхода не достигло показателей этапа 2, то есть профиль канала должен обеспечить «вертикальное» направление потока при подходе к седлу.

Этап 5. Принято решение вернуться к условиям эксперимента на этапе 2 с увеличением внутреннего диаметра седла клапана до 20,3 мм. В результате получено повышение расхода воздуха на каждой из позиций подъема клапана, однако снизилось

значение закрутки потока в цилиндре.

Этап 6. Изменен внешний профиль поворота канала, но не так значительно, как на этапах 3 и 4. Наблюдения за потоком при помощи подкрашивания и ввода нити в канал показали, что необходимо изменить угол наклона выходной фаски с 40° до 30°.

Этап 7. С учетом результатов эксперимента на этапах 6 и 4 добавлен материал на внутреннюю поверхность поворота (зона 2, рис. 7), а также удалена часть материала с внешней поверхности для более вертикального входа в седло (зона 3, рис. 7). В результате получено увеличение

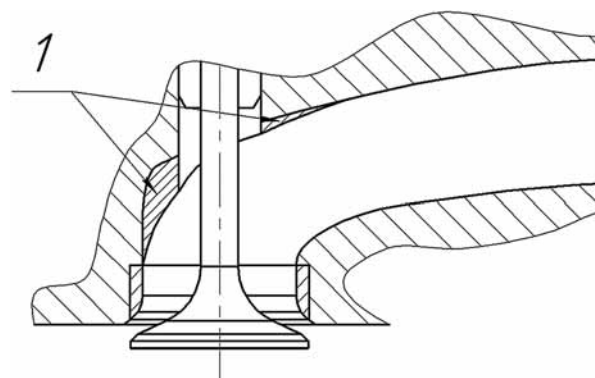


Рис. 5. Изменение формы впускного канала (этап 3)

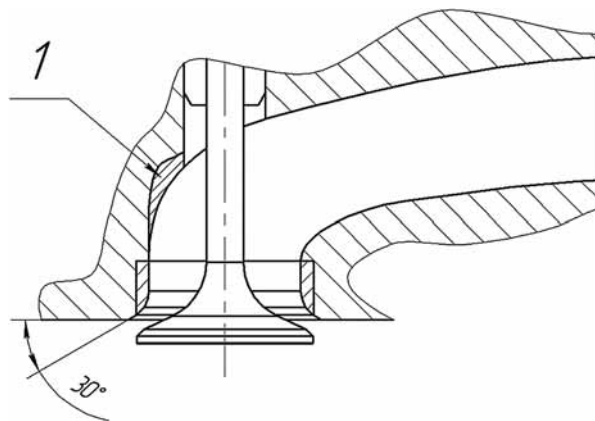


Рис. 6. Изменения формы впускного канала (этап 6)

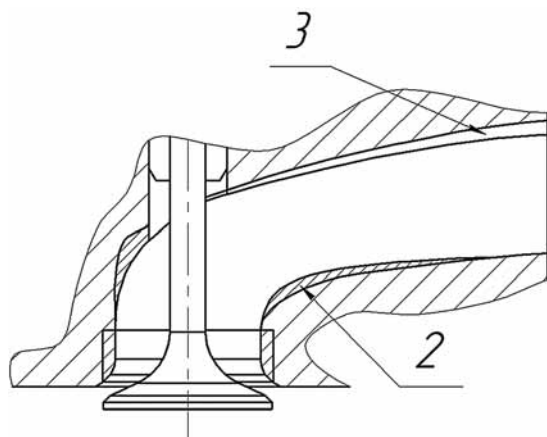


Рис. 7. Изменение формы впускного клапана (этапы 7 и 8)

Таблица 7

Результаты сравнения показателей на этапах 7 и 2

Подъем клапана, мм	Разница расхода на этапах 7 и 2, %
1	22,58
2	11,01
3	9,71
4	9,82
5	4,80
6	3,46
7	2,23

производительности канала при подъеме клапана в диапазоне от 1 до 6 мм.

Этап 8. В зону 2 (рис. 7) был добавлен материал при сохранении плавности перехода на краях. Каналы стали пропускать меньше воздуха, особенно при подъеме клапана в диапазоне от 1 до 5 мм подъема.

Прежде чем перейти к следующему этапу модернизации ГБЦ, целесообразно проанализировать и сравнить результаты этапов 7 и 2. Данные, приведенные в табл. 7, показывают, что все изменения профиля каналов после установки клапанов с увеличенным диаметром дают прирост только в зоне малых подъемов клапанов.

Сравнение характеристик короткого и длинного каналов отдельно

Подъем клапана	Расход воздуха, длинный канал	Расход воздуха, короткий канал	Сумма расходов	Этап 7	Разница расхода каналов отдельно и этапа 7
1	0,0050	0,0057	0,0107	0,0108	-0,4386
2	0,0112	0,0110	0,0223	0,0224	-0,4219
3	0,0169	0,0171	0,0340	0,0341	-0,2766
4	0,0215	0,0218	0,0433	0,0422	2,5698
5	0,0224	0,0256	0,0479	0,0443	8,3156
6	0,0224	0,0242	0,0465	0,0437	6,4795
7	0,0224	0,0240	0,0464	0,0432	7,4317

Анализируя характер истечения газа в цилиндр при помощи нитей и подкраски, а также принимая во внимание небольшое расстояние между клапанами, можно предположить, что потоки при истечении взаимодействуют и тормозят друг друга. Для проверки этой гипотезы выполнены измерения расхода воздуха отдельно в каждом из клапанов, а результат измерения в сравнении с данными этапа 7 сведен в табл. 8.

При подъеме клапана до 3 мм разница в расходах составляет более 0,5 %, а при подъеме 5 мм она достигает 8,3 % и в дальнейшем снижается. Максимум расхода воздуха достигается в коротком канале при его подъеме на 5 мм. Эксперимент показал, что следует разделять потоки и стараться организовать их движение в цилиндре таким образом, чтобы они не мешали друг другу.

Следует отметить также недостаточное сечение самих каналов, поскольку рост подъема клапана не приводит к повышению пропускной способности.

Этап 9. Решением проблемы увеличения пропускной способности каналов при полном их открытии может стать изменение профиля канала на внутреннем радиусе, как показано на рис. 8.

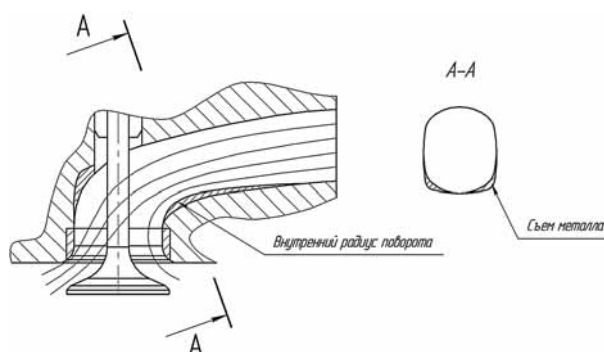


Рис. 8. Изменения внутреннего радиуса канала и линии тока

Такая форма канала обеспечила плавное безотрывное истечение потока, как на малых подъемах, так и при полном открытии клапана.

Таблица 8

Изменение угла выхода газа в цилиндр позволило снизить трение потоков о стенки цилиндра и уменьшить их взаимное влияние (см. рис. 9). Выполненные изменения показали наилучший результат, как по расходу воздуха, так и по закрутке потока в цилиндре.

Этап 10. Дальнейшие модификации приводили только к ухудшению параметров расхода и закрутки.

На рис. 10 и 11 представлены сравнительные характеристики расхода

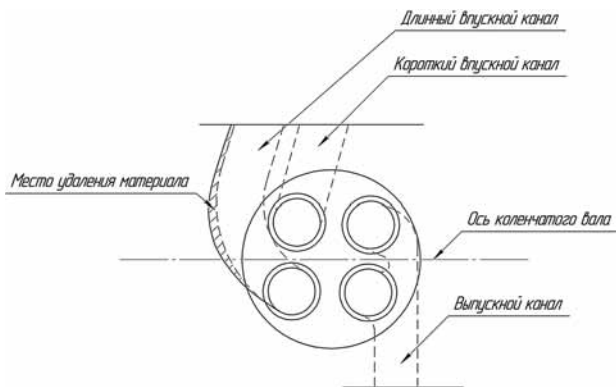


Рис. 9. Модификация длинного канала

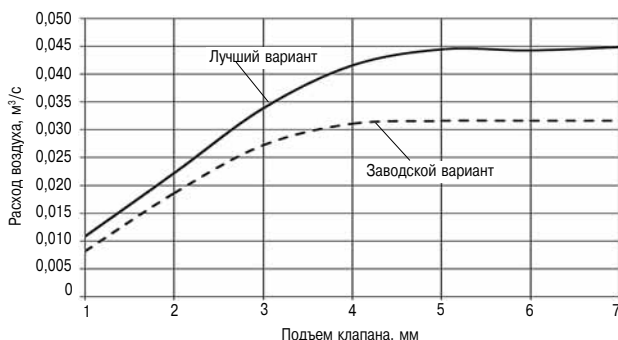


Рис. 10. Расходная характеристика впускных каналов

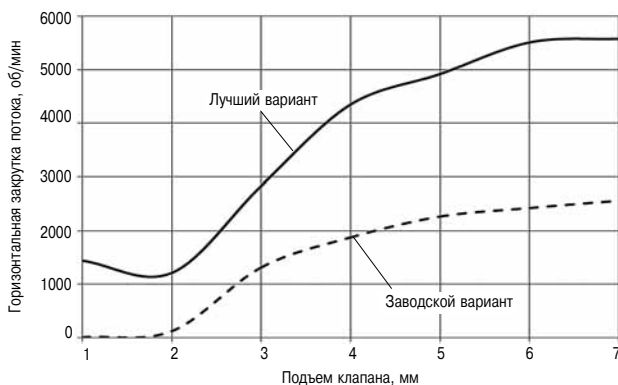


Рис. 11. Горизонтальная закрутка потока

воздуха и закрутки потока для заводского и модернизированного вариантов каналов в ГБЦ двигателя.

Выводы

Улучшения расходных характеристик и горизонтальной закрутки воздуха в ГБЦ мало-размерного дизеля возможно добиться за счет профилирования каналов и разделения потоков при их истечении в цилиндр. За счет этих изменений расходная характеристика впускных

каналов ГБЦ двигателя была улучшена во всем диапазоне подъема клапанов на 19,2–41,9 %. Интенсивность горизонтальной закрутки впускного воздуха в цилиндре двигателя также увеличена во всем диапазоне подъема клапанов на 116–132 %. Следует отметить, что в заводском исполнении седла и каналов ГБЦ при подъеме клапанов до 2 мм горизонтальной закрутки не наблюдалось вовсе. В модифицированном варианте седла и каналов ГБЦ при подъеме клапана до 2 мм горизонтальная закрутка составила более 1000 об/мин анемометра соответственно. В данном случае это объясняется общим увеличением производительности канала за счет формирования правильного выхода воздуха из горла каналов и разделением потоков воздуха и направлением их по касательной к стенкам цилиндра.

Литература

1. Драганов Б.Х. Конструирование впускных и выпускных каналов двигателей внутреннего сгорания / Б.Х. Драганов, М.Г. Круглов, В.С. Обухова. — Киев : Высшая школа, 1987. — 175 с.
2. Kaszner, L.S., Williams, T.J., and White, J.B. Poppet Inlet Valve Characteristics and their Influence on the Induction Process. Proc.I.Mech.E. Vol. 178, pp. 955–975 (1963).
3. Fukutani I. And Watanabe E. An Analysis of the Volumetric Efficiency Characteristics of Four-Stroke Cycle Engines using Mean Inlet Mach Number, SAE Paper № 790484 (1979).
4. Blair, G.P. and Dronin, F.M.M. Relationship between Discharge Coefficients and Accuracy of Engine Simulation, SAE Paper № 96257 (1996).
5. Woods W.A. and Khan S.R. An experimental study of flow through poppet valves. Proc.I.Mech.E. Vol. 18 № 32, (1965–66);
6. Woods W.A. and Khan S.R. Discharge from a Cylinder Through a Poppet Valve. Proc.I.Mech.E., Part 3H, pp. 137–144, (1967–78);
7. Lotus Port Flow Analysis Program PFLOW Users Guide (including the Lotus Port Flow Database). M.H. Sandford LTR 2416/93;
8. Winterbone D.E., and Pearson R.J. Theory of engine manifold design — wave action methods for IC engines. Professional Engineering Publishing Ltd, London. 2000. ISBN 1 86058 209 5
9. Пономарев А.С., Метелев А.А., Немчикова М.Н. Улучшение моментной характеристики спортивного двигателя путем использования волновых явлений в выпускной системе. Актуальные проблемы морской энергетики // Материалы Всероссийской межотраслевой научно-технической конференции. — СПб. : Изд. центр СПбГМТУ, 2012. — С. 71–74.
10. Метелев А.А., Пономарев А.С., Макарин А.И., Дворцов В.С. Система управления высокофорсированным автомобильным бензиновым двигателем внутреннего сгорания // Научно-технические ведомости СПбГПУ, 2013, № 4–1 (183). — С. 145–150.