

Тольятти 2016

СОДЕРЖАНИЕ

ВВЕДЕНИЕ.....	3
1 Способы повышения наполнения цилиндров поршневых ДВС	7
1.1 Общие сведения проектирования вихревых впускных каналов бензиновых двигателей. Генерация вихревого движения заряда.....	7
1.2 Интенсивность вихревого движения заряда и методы ее определения/измерения	13
1.3 Влияние устройств регулирования вихреобразования на процесс сгорания и расход топлива	19
1.2 Влияние вихря tumble на характеристики при частичной нагрузке	38
1.3 Управление вихревым потоком для снижения уровня несгоревших углеводородов.....	41
1.4 Влияние маскирования клапана на вихревое движение заряда в цилиндре.....	48
2 Методика проведения экспериментальных исследований	51
3 Экспериментальные данные, их обработка и анализ. Результаты стационарных продувок каналов	56
4 Моделирование процесса наполнения цилиндра двигателя средствами CFD66	
ЗАКЛЮЧЕНИЕ	74
Список использованных источников	75

ВВЕДЕНИЕ

Актуальность темы исследования. В последние годы глобальное потепление стало одной из самых насущных экологических проблем. С начала промышленной революции человечество вырабатывало тепловую энергию из углеродных ресурсов для получения приводной мощности, в то же время выделяя углекислый газ (CO_2) в атмосферу. За 100 лет после промышленной революции концентрация CO_2 в атмосфере резко возросла, вызывая рост тепла от солнечной радиации в дневное время, поглощаемого CO_2 и другими парниковыми газами в атмосфере. Считается, что этот процесс вызывает устойчивый рост температуры поверхности Земли. В Японии на транспортный сектор приходится около 25% общего объема выбросов CO_2 в стране, что делает его вторым по величине загрязнителем после сектора ЖКХ. В то же время, политическая нестабильность на Ближнем Востоке привела к задержкам поставок сырой нефти, и цены резко выросли. На этом фоне, производители автомобилей попали под растущее давление в плане дальнейшего снижения расхода топлива своих автомобилей. Например, в Японии в 2015 году стандарты экономии топлива требуют сокращения примерно на 30% по сравнению с 2010 уровнем, а в Европе предпринимаются усилия, чтобы ввести законодательство, которое ограничивало бы выбросы CO_2 от автомобилей до 120 г/км. В дополнение к этим требованиям, от производителей автомобилей также ожидают повышения мощности двигателя, который представляет основную часть понятия "удовольствие от вождения".

В отношении двигателя в настоящее время предпринимаются усилия для снижения расхода топлива, такие как улучшение сгорания интенсификацией потока в цилиндре, снижение насосных потерь, рециркуляция отработавших газов (EGR) а также позднее закрытие впускных

клапанов и снижение трения поршневых колец с низкими напряжениями и низкой вязкостью масла. Для достижения интенсификации потока в цилиндре и одновременно получения мощности, всё в большей степени задействованы клапаны, управляющие потоком воздуха на впуске.

Цель и задачи работы. Целью работы является экспериментальная проверка способов повышения образования вихря в цилиндре ДВС.

В соответствии поставленной целью были сформулированы следующие задачи исследований:

- аналитический обзор существующих способов вихреобразования в цилиндре ДВС;
- разработка способов повышения вихреобразования в цилиндре ДВС за счет добавления во впускной канал устройств вихреобразования;
- разработка экспериментальной установки, а также проведение экспериментальных исследований влияния добавления различных устройств вихреобразования впускных каналов на наполнение цилиндра двигателя;
- разработка CFD модели для исследования влияния различных устройств на образование вихря в цилиндре ДВС.

Объект исследования. Объектом исследования является поршневой ДВС с искровым зажиганием.

Предмет исследования. Предметом исследования является вихревое движение заряда в цилиндре и впускном канале ГБЦ поршневого ДВС.

Научная новизна:

1. Разработаны методики экспериментальных исследований влияния геометрической формы впускных каналов.
2. Разработана расчетная CFD модель, позволяющая показать влияние добавления дополнительных устройств вихреобразования во впускной канал ГБЦ двигателя в нестационарной постановке задачи.

3. Проведены расчеты и эксперименты, показавшие увеличение вихреобразования в цилиндре ДВС при использовании дополнительных устройств вихреобразования.

Теоретическая и практическая значимость работы.

1. Предложен способ повышения вихреобразования в цилиндре ДВС с помощью добавления устройств во впускные каналы ГБЦ.

2. Экспериментально получено повышение вихревого числа при наполнении цилиндров ДВС с устройствами во впускных каналах ГБЦ.

3. Полученные результаты могут быть использованы при проектировании или модернизации двигателей для улучшения динамических качеств (приемистость, приспособляемость) автомобилей.

Методология и методы исследования. При проведении исследований применялся теоретический и экспериментальный методы, включающие CFD моделирование вихреобразования в цилиндре ДВС в нестационарной постановке задачи и экспериментальные исследования на установке для стационарных.

Положения, выносимые на защиту:

1. Результаты экспериментальных исследований влияния добавления дополнительных устройств вихреобразования во впускной канал ГБЦ.

2. Методики и результаты расчетных исследований влияния добавления дополнительных устройств вихреобразования во впускной канал ГБЦ.

Степень достоверности и апробация результатов.

Достоверность результатов подтверждается повторяемостью и воспроизводимостью экспериментальных данных.

Основные положения работы доложены и обсуждены на научно-практической конференции «Студенческие Дни науки в ТГУ» (г. Тольятти, 1–25 апреля 2015г.)

Публикации. По теме диссертации опубликовано 4 печатные работы.

Структура и объём диссертации. Диссертация состоит из введения, четырех разделов, заключения, списка использованных источников из 35 наименований, изложена на 78 страницах машинописного текста, содержит 68 рисунков.

1 Способы повышения наполнения цилиндров поршневых ДВС

Для достижения интенсификации потока в цилиндре и одновременно получения мощности, всё в большей степени применяют методы оптимизации впускных каналов для интенсификации вихреобразования, а также клапаны, управляющие потоком воздуха на впуске [1].

Внутрицилиндровые вихревые потоки tumble и swirl оказывают сильное влияние на эффективность сгорания в двигателе и формирование выбросов. В частности, вихревой поток tumble, использование которого является доминирующим в современных высокопроизводительных бензиновых двигателях, оказывает сильное влияние на топливную экономичность и вредные выбросы при частичных нагрузках. Поэтому важно понимать влияние вихря tumble на работу двигателя [2] при частичных нагрузках и оптимизировать его для улучшения топливной экономичности и снижения токсичности. Вихревое движение заряда tumble применяется чаще всего в двигателях с непосредственным впрыском топлива [3].

Увеличение наполнения цилиндров на низких и средних частотах вращения можно за счет уменьшения угла запаздывания закрытия впускного клапана [4].

Попытки нахождения обобщенных зависимостей коэффициента наполнения двигателя от совокупности параметров газоздушного тракта были предприняты Е. Джени [5] и Брандстеттером [6].

1.1 Общие сведения проектирования вихревых впускных каналов бензиновых двигателей. Генерация вихревого движения заряда

Поле скоростей в цилиндре двигателя – важнейший фактор, определяющий скорости процессов смесеобразования и сгорания, интенсивность теплообмена [7] между рабочим телом и стенками камеры

сгорания (КС). Чтобы процессы смесеобразования и сгорания протекали эффективно, необходимо создать вихревое движение с высокой степенью турбулентности. Принудительное завихрение заряда в КС – эффективное средство для ускорения этих процессов [8].

Генерация вихревого движения в цилиндре двигателя во время впуска осуществляется тремя способами. Первый заключается в обеспечении с помощью впускного канала подвода струи свежего заряда по касательной к стенке цилиндра двигателя (рисунок 1.1). Такой впускной канал, называемый тангенциальным, способствует созданию вихревого движения воздушного заряда, устремляющегося вниз к поршню по винтообразной траектории. Угол наклона β такого канала обычно меньше, чем у однофункционального канала. Форма и размеры этих каналов обычно ограничены конструкцией головки цилиндра двигателя, а коэффициент расхода для них относительно небольшой.

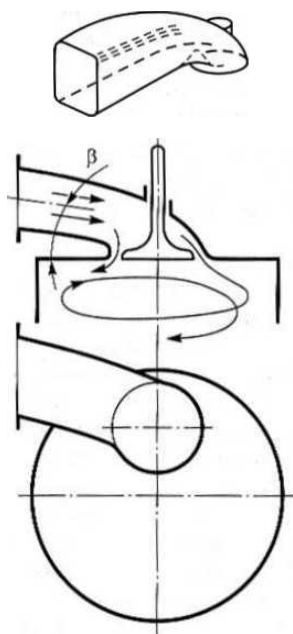


Рисунок 1.1 – Схема образования вихревого движения заряда в цилиндре при наличии

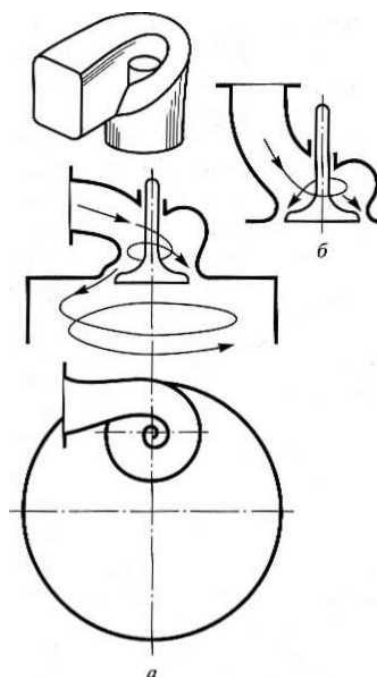


Рисунок 1.2 – Схема образования вихревого движения заряда в цилиндре при

тангенциального канала

наличии спирального канала с
боковым (а) и вертикальным (б)

подводом

Второй распространенный способ закрутки заряда основан на генерации вихревого движения во впускном канале до входа заряда в цилиндр. Впускной канал в этом случае имеет форму спирали, расположенной вокруг стержня впускного клапана (рисунок 1.2).

Закрутка потока обусловлена, в основном, геометрией самого канала и практически не зависит от его месторасположения относительно оси цилиндра двигателя. При использовании всего периферийного входного сечения спирального канала можно получить более высокий коэффициент расхода при эквивалентной интенсивности закрутки заряда. Как следствие, это приводит к увеличению коэффициента наполнения. Спиральный канал, иногда его называют винтовым каналом, в зависимости от конструкции головки цилиндра и компоновки двигателя обычно имеет либо боковой, либо вертикальный (с падающим потоком) подвод заряда (рисунок 1.2, а, б).

Третий способ закрутки заряда использовался еще в ранний период развития быстроходных дизелей и предусматривал создание направленного воздушного потока путем затенения части проходного сечения с помощью специальной сегментной вставки, называемой ширмой, или экраном [9]. При этом вставка может быть запрессована в головку под седло впускного клапана или расположена на самом клапане, как это показано на рисунке 1.3. В настоящее время впускные клапаны с ширмой в серийных двигателях практически не используют, так как кроме увеличения массы и стоимости клапанов повышается гидравлическое сопротивление и снижается коэффициент наполнения примерно на 5...10 %, особенно на высоких частотах вращения коленчатого вала [10]. Кроме того, возникает проблема фиксации впускного клапана от проворачивания.

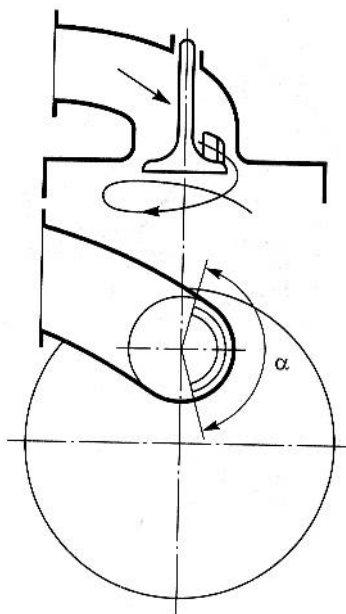


Рисунок 1.3 – Схема образования вихревого движения заряда при наличии впускного клапана с ширмой (α – угол заширмления)

Гидравлическое сопротивление двухфункционального канала (тангенциального или спирального) обычно выше, чем однофункционального. Потери в двухфункциональных каналах связаны с закруткой заряда, и они неблагоприятно влияют на коэффициент наполнения двигателя. Интенсивность вихревого движения, генерируемого впускным каналом, должна быть согласована с процессом впрыскивания топлива, в связи с чем основное назначение двухфункциональных каналов – обеспечение оптимальной закрутки воздушного потока, поскольку как высокая, так и низкая интенсивность вихревого движения может привести к ухудшению эффективных и экологических показателей двигателя [11]. Воздушный поток после истечения через клапанную щель и взаимодействия со стенками цилиндра по мере перемещения поршня к НМТ принимает спиральную форму и опускается вниз (рисунок 1.4).

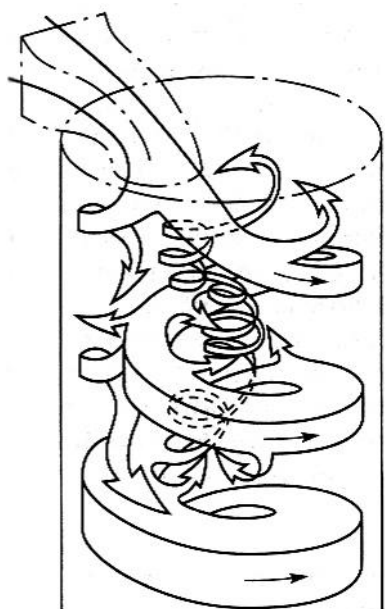


Рисунок 1.4 – Схема образования вихревого движения заряда в цилиндре двигателя в процессе впуска

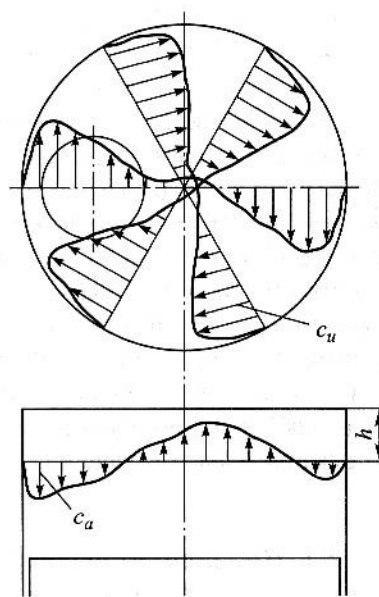


Рисунок 1.5 – Эпюры тангенциальной c_u и аксиальной c_a компонент вектора скорости воздушного заряда в процессе впуска

Интенсивность вихревого движения заряда внутри цилиндра в основном определяется конструкцией впускного канала, а ось вращения заряда не обязательно совпадает с осью цилиндра [12]. Кроме того, на интенсивность вихревого движения значительное влияние оказывают расположение впускных каналов относительно стенки цилиндра, минимальное расстояние от кромки тарелки клапана до стенки цилиндра, перепад давления между надклапанным и внутрицилиндровым объемами.

Типичные эпюры тангенциальной c_u и аксиальной c_a компонент вектора скорости (далее тангенциальная и аксиальная скорости) движения заряда в цилиндре двигателя при впуске приведены на рисунке 1.5. В цилиндре работающего двигателя [13] закрутка потока неравномерная, так как скорость его истечения из клапанной щели для каждого угла поворота коленчатого вала зависит от эффективного проходного сечения и от скорости

движения поршня. Согласно экспериментальным данным скорость максимальна в первой половине процесса впуска [14], а в конце процесса впуска она уменьшается. Распределение скорости закрученного потока характеризуется нарастанием тангенциальной скорости по радиусу цилиндра (рисунок 1.5), исключение составляет пристеночная область, где трение приводит к уменьшению скорости на поверхности до нулевого значения. Как следует из рисунка, на определенном расстоянии h от поверхности головки цилиндра эпюра тангенциальной скорости напоминает эпюру скорости вращения твердого тела. Поэтому часто в инженерных расчетах полагают, что вихревое движение в цилиндре двигателя происходит в соответствии с законом вращения твердого тела, т. е. имеет место так называемое квазитвердое течение. В центральной части цилиндра двигателя (рисунок 1.4 и 1.5) возникает направленный вверх воздушный поток, тогда как основной поток перемещается вниз. Существование такого противотока в литературе обычно объясняется отражением основного потока от стенок КС. Специально проведенные исследования [15] показали, что при вращении воздушного заряда над неподвижной плоскостью в пограничных слоях возникает направленное внутрь радиальное течение, так называемое вторичное течение, которое со своей стороны в силу условия неразрывности вызывает восходящее в осевом направлении вторичное течение. В условиях турбулентного течения в цилиндре необходимо учитывать перенос импульса турбулентными пульсациями, что «смазывает» эффект вторичного течения, однако его влиянием не следует пренебрегать [16].

1.2 Интенсивность вихревого движения заряда и методы ее определения/измерения

Способность впускных каналов к генерации вихревого движения заряда, а также их гидравлическое сопротивление обычно оценивают с помощью методов математического и физического моделирования [17]. Простейший и наиболее распространенный из них — метод статической и изотермической (на холодных физических моделях) продувки. На рисунке 1.6 приведена типичная схема измерения интенсивности горизонтального воздушного вихря с помощью крыльчатого анемометра.

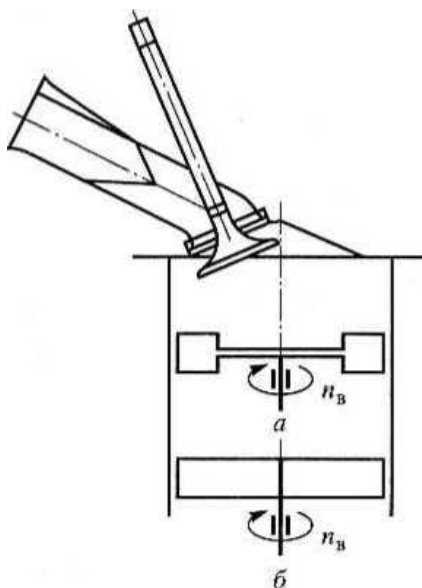


Рисунок 1.6 – Схема измерения интенсивности горизонтального вихря с помощью различных конструкций крыльчатого анемометра

В последнее время появился новый вид закрутки воздушного заряда, при котором его вращение в цилиндре двигателя происходит в вертикальной плоскости, параллельной оси цилиндра, т. е. ось вращения заряда перпендикулярна оси цилиндра. Такой вихрь будем условно называть вертикальным вихрем. В зарубежной научно-технической литературе вертикальный вихрь называют tumble [18]. Генерации вертикального вихря

кроме впускного канала способствует форма КС, чаще всего это выемка на поршне.

При генерации вертикального вихря в цилиндре бензиновых двигателей с непосредственным впрыскиванием топлива преследуют цель расслоения заряда с образованием в области свечи зажигания локальной зоны с обогащенной или нормальной смесью, которая способна воспламениться. Таким образом, обеспечивается работа бензинового двигателя при $\alpha_v \gg 1$.

Интенсивность вертикального вихря можно оценить методами статической и изотермической продувки воздуха с применением крыльчатых анемометров (рисунок 1.7).

На практике, конечно, не бывает вертикальной закрутки без горизонтального вихря и наоборот, поэтому горизонтальный и вертикальный вихри можно рассматривать только как предельные [19] случаи закрутки воздушного заряда. Движение воздушного заряда в цилиндре трехмерное, и при турбулентном течении вихри могут возникать в любом направлении (рисунок 1.4). Однако здесь речь идет о крупномасштабных вихрях, как вертикальных, так и горизонтальных, которые генерируются благодаря специально сконструированным впускным каналам или конструкции КС.

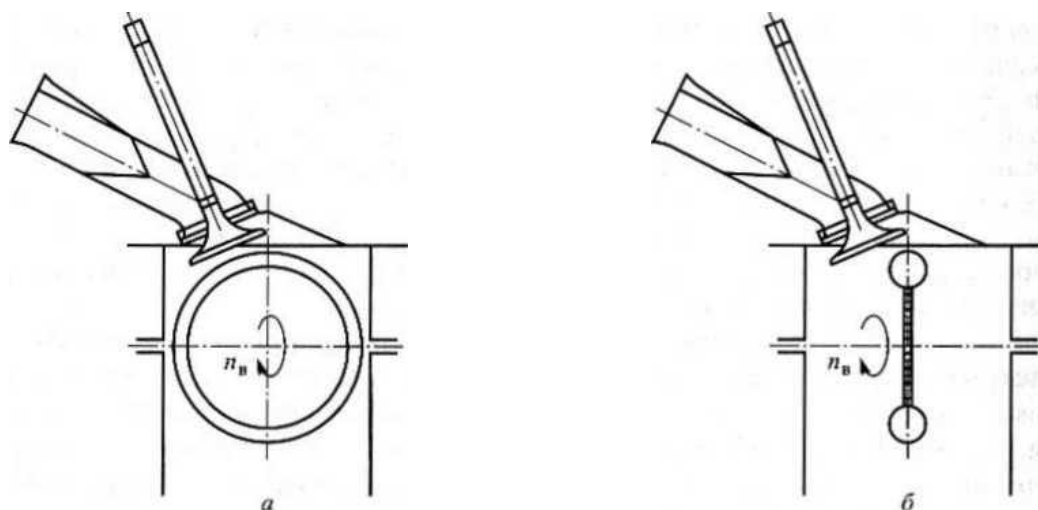


Рисунок 1.7 – Схемы измерения интенсивности вертикального воздушного вихря с помощью вращающейся сферы (а) и крыльчатого анемометра (б)

С помощью крыльчатого анемометра с карданным валом (рисунок 1.8) измеряют интенсивность вихревого движения воздушного заряда в произвольной плоскости цилиндра путем изменения угла α и перемещения анемометра вдоль направления x .

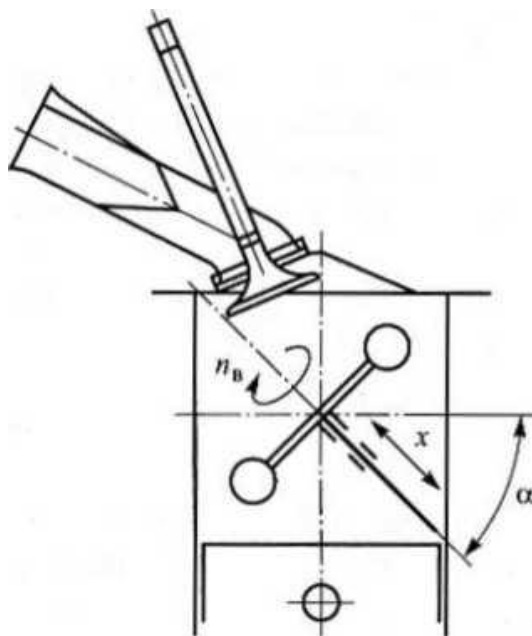


Рисунок 1.8 –Схема измерения горизонтального и вертикального вихрей с помощью крыльчатого анемометра: α – угол перемещения крыльчатого анемометра; x – регулируемые параметры

Использование крыльчатых анемометров связано с некоторыми проблемами. На крутящий момент (и на вращение крыльчатого анемометра) оказывает влияние распределение тангенциальных и аксиальных скоростей движения воздушного заряда, крыльчатый анемометр не реагирует на действие всего воздушного заряда, распределенного по сечению, что может привести к погрешности при определении интегральной интенсивности вихревого движения воздушного заряда в цилиндре.

Указанных выше недостатков можно избежать, используя для измерения интегральной интенсивности вихревого движения метод, основанный на применении выпрямителя. На рисунке 1.9 приведена схема

расположения выпрямителя Типпельмана в цилиндре двигателя, состоящего из легкой керамической матрицы сотовой формы, после прохождения которой, вектор скорости вихревого движения имеет только аксиальную компоненту. Вследствие этого, действующий на выпрямитель крутящий момент соответствует крутящему моменту вихревого движения перед ним. В данном случае в отличие от крыльчатого анемометра распределение аксиальных и тангенциальных скоростей мало влияет на результат измерения интенсивности вихревого движения воздушного заряда [20]. На рисунке 1.10 показан выпрямитель Типпельмана, применяемый при продувках на стенде AVL.

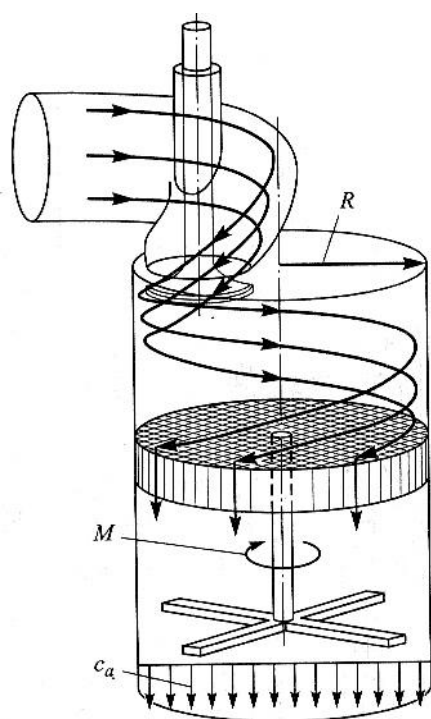


Рисунок 1.9 – Схема движения вихревого воздушного заряда через выпрямитель Типпельмана



Рисунок 1.10 – выпрямитель Типпельмана на стенде AVL

В сферическом выпрямителе (рисунок 1.11) тонкие отверстия в спрямляющей решетке в виде полый сферы расположены так, что их оси пересекаются в одной точке [21]. Через эту точку проходят оси, относительно которых в зависимости от движения вихревого заряда поворачивается сферический выпрямитель и измеряется крутящий момент. Масляная ванна, в которую погружена нижняя часть сферического выпрямителя, представляет собой карман кольцевой формы, при этом масло как уплотнитель предохраняет от утечек и гасит ударное действие воздушного вихря на выпрямитель [22]. Сферический выпрямитель позволяет измерить момент количества движения относительно трех пространственных осей, не реагирует на возникновение статического перепада давления, не связанного с движением заряда, следовательно, и другие силы, действующие на него, не влияют на измеренный момент количества движения.

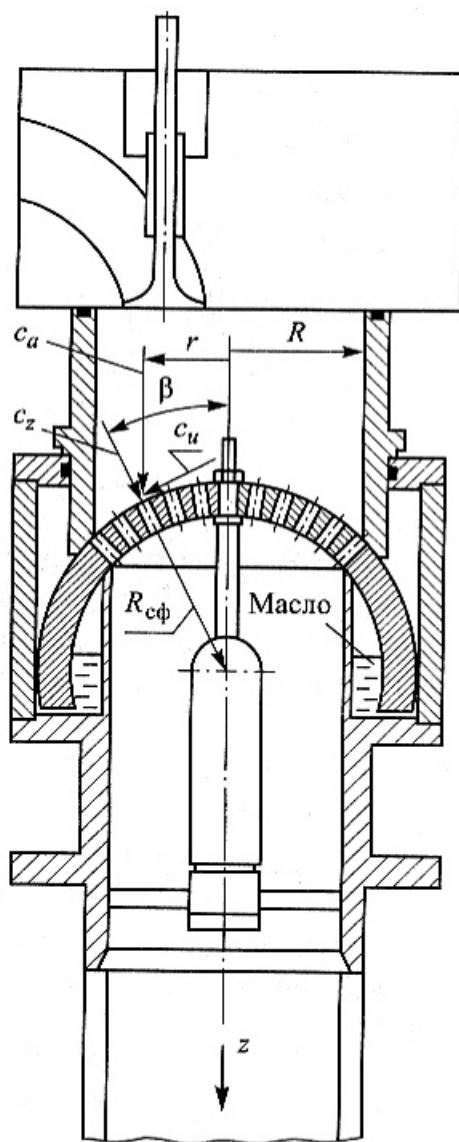


Рисунок 1.11 – Схема сферического выпрямителя

Измерения, проведенные на стационарной установке [23], показали, что значения интегральной интенсивности движения вихревого воздушного потока одноцилиндрового экспериментального дизеля фирмы AVL ($S/D=140/125$ мм/мм), полученные с помощью крыльчатого анемометра и выпрямителя (рисунок 1.9).

1.3 Влияние устройств регулирования вихреобразования на процесс сгорания и расход топлива

В публикации [24] авторы исследовали влияние впускного коллектора, часть сечения которого перекрывалась, на процесс сгорания и расход топлива. Вначале они применили метод вычислительной гидродинамики (CFD), а впоследствии двигатель с этой системой был установлен в автомобиль с целью проверки снижения расхода топлива. Результаты показали, что отклонение в параметрах жидкого топлива было относительно большим, и что значительное количество СН было выброшено, когда часть впускного коллектора была заблокирована. Было также установлено, что количество СН уменьшается, когда соответствующий поток на впуске предотвращает конденсацию капель топлива на стенках.

Во время вождения на режимах низкой частоты вращения и частичных нагрузок клапаны закрыты и частично перекрывают входные отверстия. Это отклоняет поток воздуха, увеличивая вертикальный вихрь tumble в цилиндре или горизонтальный вихрь swirl [25], тем самым улучшая сгорание и топливную экономичность. Во время вождения на режимах высоких частот вращения и высоких нагрузок клапаны открываются [26], чтобы направить полный поток воздуха в цилиндры (рисунок 1.12).

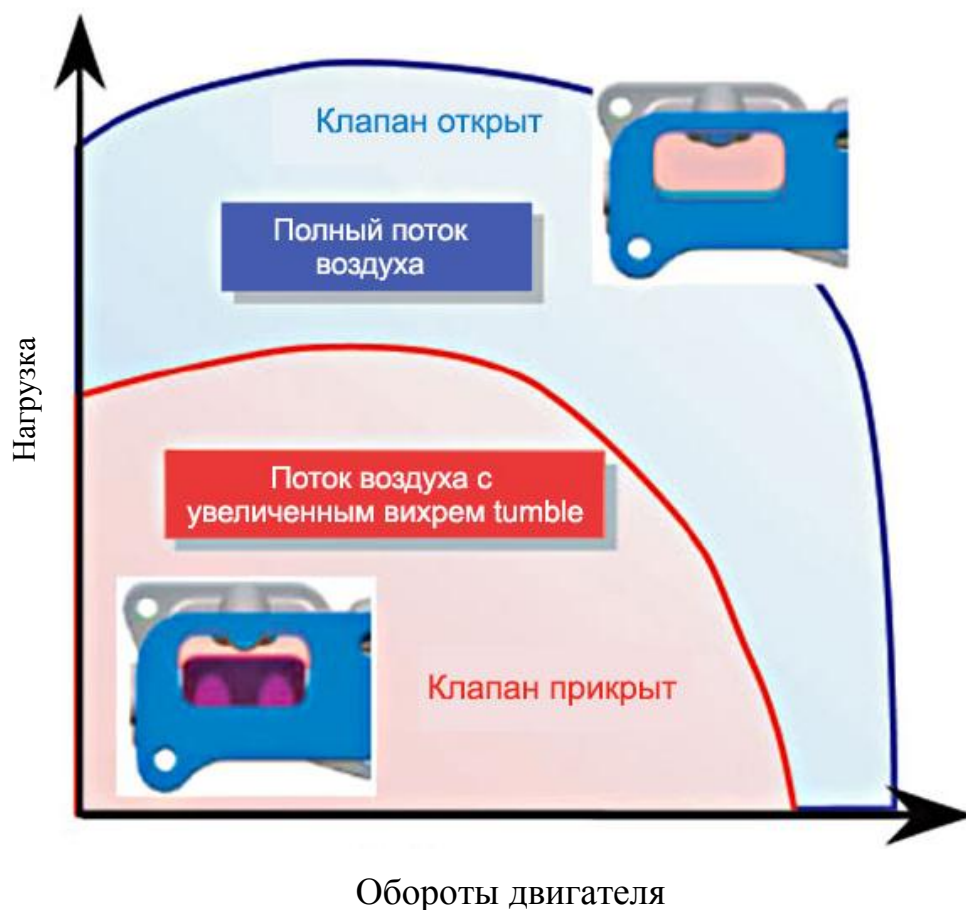


Рисунок 1.12 – Пример работы клапана IFCV

В данной статье обсуждается клапан, который управляет потоками воздуха (клапан управления потоком на впуске IFCV), уделяя особое внимание тому, как расположение и степень перекрытия влияют на характеристики вихря tumble, расход топлива и сокращение выбросов [27].

Спецификация двигателя для испытаний, включая механизм изменяемого привода клапанов (VVT)

В таблице 1.1 приведены параметры двигателя [28], использованного в испытаниях. Система VVT осуществляет независимое управление фазами газораспределения для впускных и выпускных клапанов.

Таблица 1.1 - Комплектация двигателя

Тип впрыска топлива /Число цилиндров	Впрыск в канал / 4
Рабочий объём	2.4 л
Степень сжатия	10.5
Привод клапанов	DOHC
Привод VVT	Изменение фаз пластинного типа
Углы работы VVT	Впуск 50° ПКВ Выпуск 50° ПКВ

Влияние места расположения Tumble-пластины на вихревое отношение при постоянном потоке

Сначала, в испытательной установке с постоянным потоком воздуха место расположения клапана было изменено для выявления какого-либо влияния на вихревое отношение. При испытаниях использовалась пластина вместо клапана IFCV. Условия испытаний представлены в Таблицах 1.2, 1.3 и на рисунке 1.13.

Таблица 1.2 - Комплектация стенда с постоянным расходом

Диаметр отверстия	31 мм
Использование цилиндра	№2
Разность давления в магистрали	4,05 кПа

Таблица 1.3 - Условия CFD для продувки с постоянным расходом

Условия испытаний	Подъём клапана 9 мм
Тип сетки	Прямоугольная
Пограничный слой	3 слоя по 0,5 мм
Число ячеек	765158 – 906849
Условия расчёта	Несжимаемая среда с постоянным расходом
Дифференциальная схема	MARS (Monotone Advection and Reconstruction Scheme)
Модель турбулентности	RNG k-e

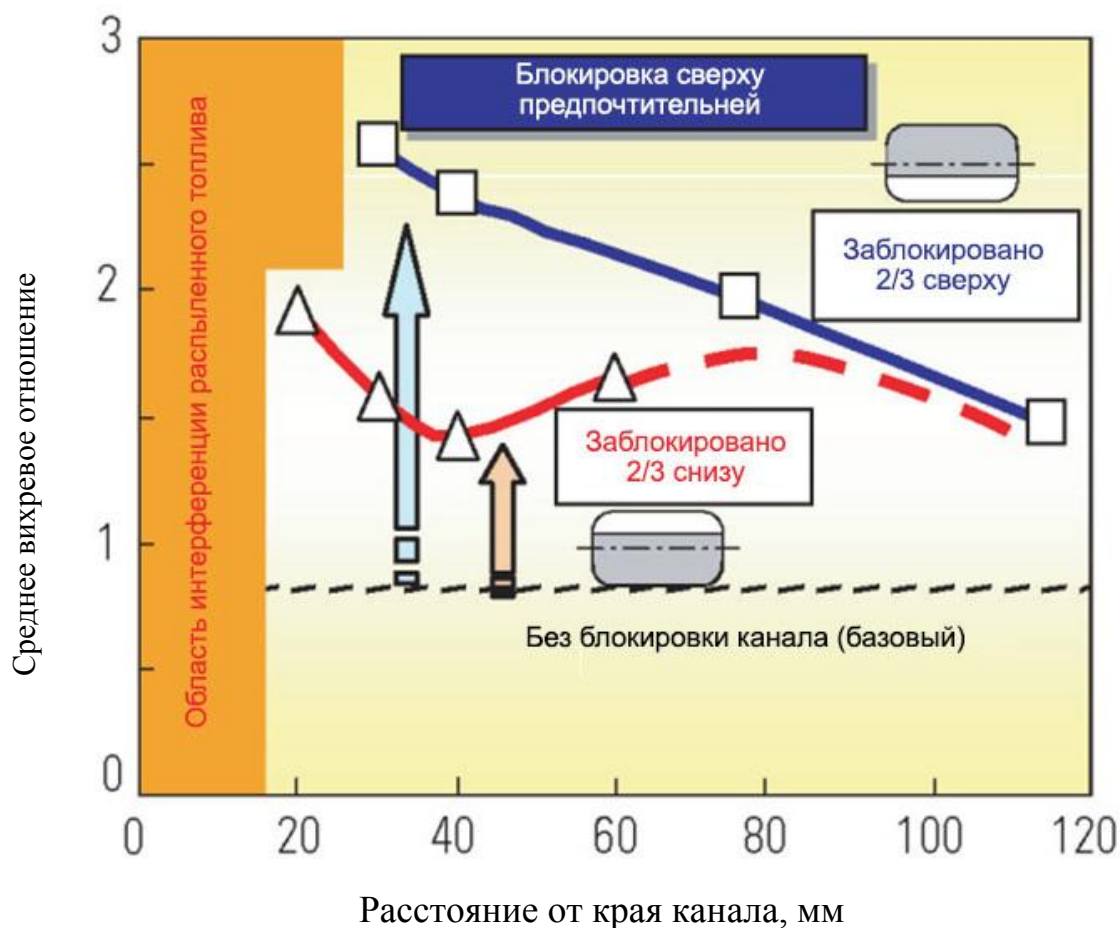


Рисунок 1.13 – Место расположения tumble-пластины и интенсивность вихря Tumble

При перекрытой верхней части канала вихревое отношение Tumble возросло когда tumble-пластина была переставлена ближе к головке цилиндров (С/Н). В случае, когда перекрыта нижняя часть канала, вихревое отношение достигло минимума когда пластина находилась на 40 мм вверх по течению от С/Н, а затем увеличилось, когда пластина была перенесена дальше от С/Н. Чтобы выяснить причины этого, было проведено CFD-моделирование с использованием STAR-CD, с изменением места установки клапана вверх и вниз (таблица 1.14).

Как показано на левом графике рисунка 1.14, зависимость среднего вихревого отношения от места расположения пластины в CFD-моделировании [29] напоминает модели, полученные при испытаниях с

воздушным потоком постоянного расхода (рисунок 1.13), причем более высокие коэффициенты, достигнуты при перекрытии верхней части канала, а "провал" появляется при перекрытии нижней части.

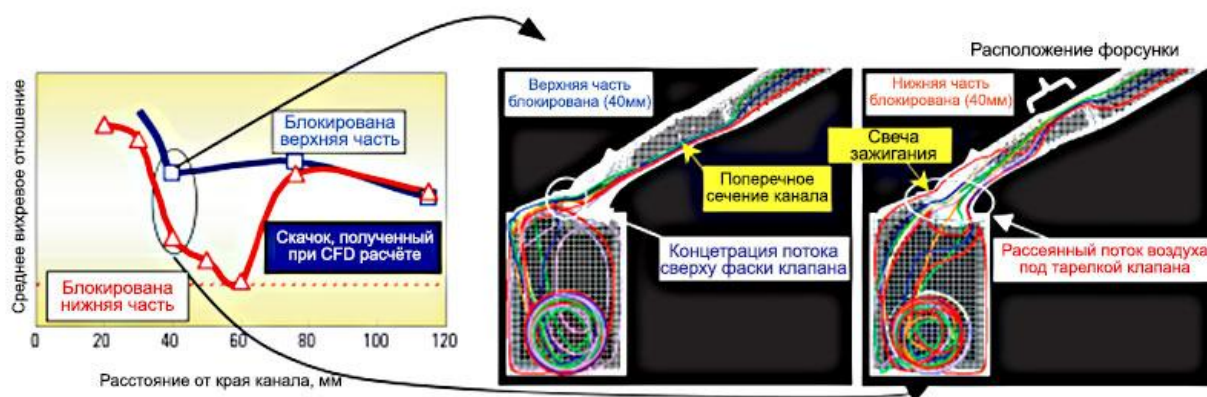


Рисунок 1.14 – Результаты CFD-моделирования испытаний с постоянным расходом

Когда перекрывалась верхняя часть канала, поток воздуха отклонялся вниз и продолжал идти почти прямо [30] по нижней поверхности канала вниз до впускного клапана. Затем воздушный поток проходит непосредственно над клапаном по направлению к свече зажигания. Этот характер течения интенсифицирует вертикальный вихрь потока tumble.

При перекрытой нижней части прохода канала поток воздуха отклонялся вверх, а затем рассеивался на выступях от крепления форсунок. Таким образом, нарушается течение по линиям тока, что приводит к снижению вихря в потоке.

Затем выступ крепления форсунок был удален так, чтобы не нарушать поток воздуха [31]. Результат показан на рисунке 1.15. Поток воздуха больше не рассеивается, а вместо этого движется вдоль верхней поверхности канала, в результате чего получается более сильный вихрь.

Описанный выше эксперимент показал, что независимо от того, какая сторона канала перекрывается клапаном, поверхности канала должны быть

выполнены с ровными контурами, по крайней мере, там, где воздушный поток отклоняется клапаном, чтобы не нарушать его течение.

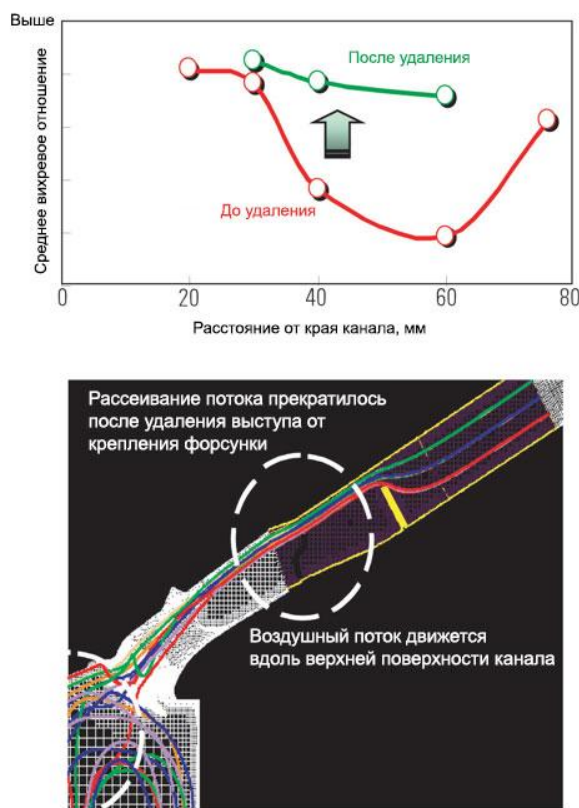


Рисунок 1.15 – Эффект от модификации области установки форсунок

Снижение расхода топлива за счет интенсификации вихря в вертикальной плоскости tumble.

Авторами была проведена оценка снижения расхода топлива на частичной нагрузке, используя частичное перекрытия канала, степень и интенсивность течения вихря tumble и различные коэффициенты рециркуляции [32] отработавших газов (см. рисунок 1.16).

Без рециркуляции отработавших газов, интенсификация течения вихря tumble путем частичного перекрытия впускного канала слабо влияет на расход топлива. Это происходит потому, что улучшение сгорания почти компенсируется насосными потерями из-за перекрытия впускного канала и увеличением тепловых потерь от более высокой максимальной температуры

газов внутри цилиндра из-за улучшения сгорания. При введении системы рециркуляции отработавших газов, без перекрытия каналов, снижение расхода топлива прекращается при всего 5% коэффициента рециркуляции отработавших газов.

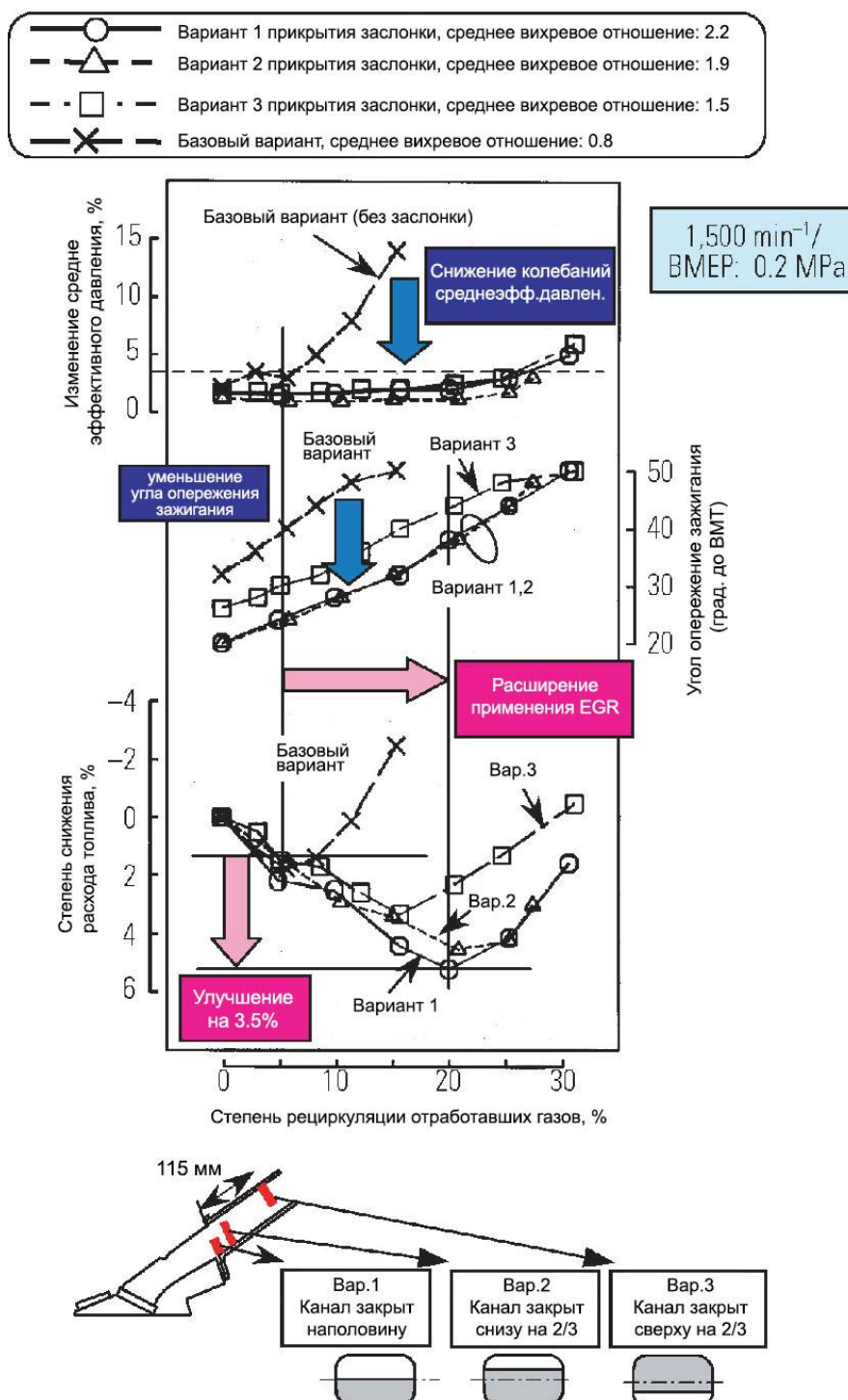


Рисунок 1.16 – Снижение расхода топлива за счёт вихревой пластины

В противоположность этому, с перекрытием канала, коэффициент рециркуляции отработавших газов, достигает около 25%, что позволяет значительно снизить расход топлива за счет больших значений коэффициента. Чем больше вихревое отношение tumble, тем больше экономия топлива [33].

Среднее значение коэффициента tumble равное 2.2 снижает расход топлива приблизительно на 3,5%. Кроме того, введение рециркуляции отработавших газов совместно с интенсификацией вихря улучшает сгорание, что помогает предотвратить чрезмерное опережение зажигания и сводит к минимуму разницу во времени зажигания от других условий движения, в результате чего двигатель работает более равномерно. Это еще одно преимущество от интенсификации вихря в вертикальной плоскости цилиндра – tumble.

Оценка эффективности впускного коллектора с клапаном управления потоком на впуске

Стендовые испытания с постоянным расходом воздуха.

На основе результатов предыдущих испытаний, о которых говорилось выше, были проведены стендовые испытания впускного коллектора с клапаном управления потоком на впуске при постоянном расходе воздуха. Осредненные результаты по 4 цилиндрам показаны на рисунке 1.17.

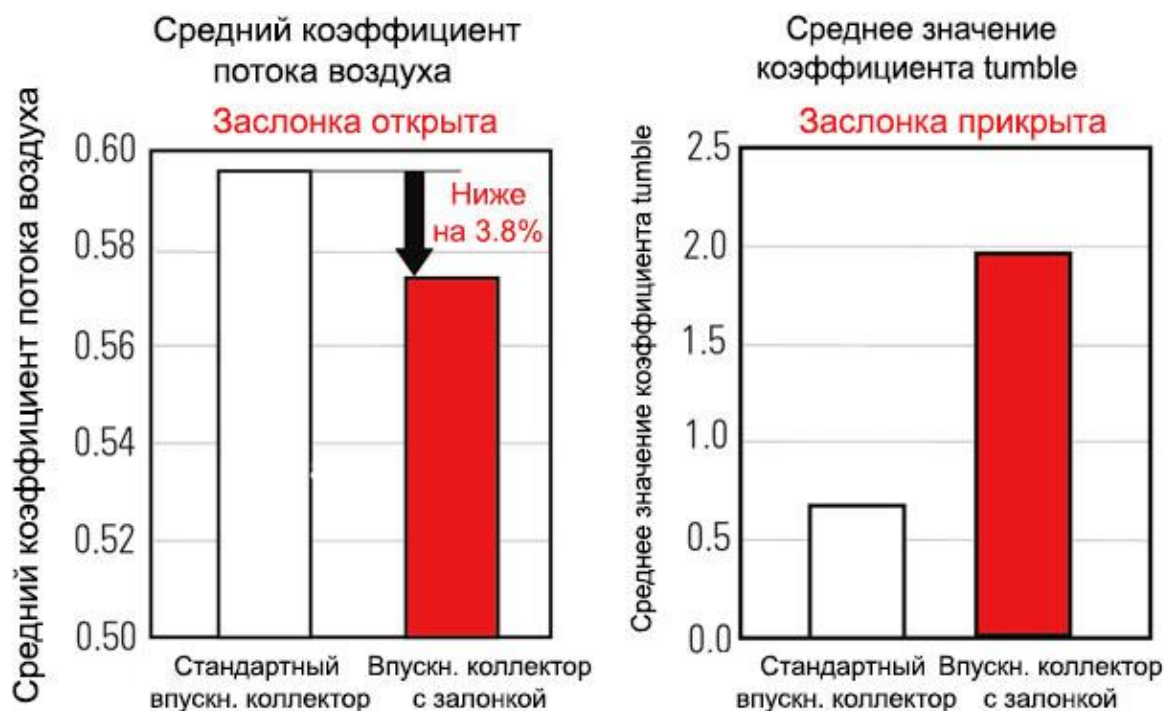


Рис. 1.17 – Результаты испытаний впускного канала с клапаном IFCV

Средний коэффициент потока воздуха с клапаном управления потоком на впуске был на 3,8% ниже, чем у стандартного впускного коллектора. Среднее значение коэффициента tumble было почти 2, что уже почти достигло поставленной цели. На рисунке 1.18 показано снижение расхода топлива на частичной нагрузке при закрытом клапане управления потоком на впуске [34].

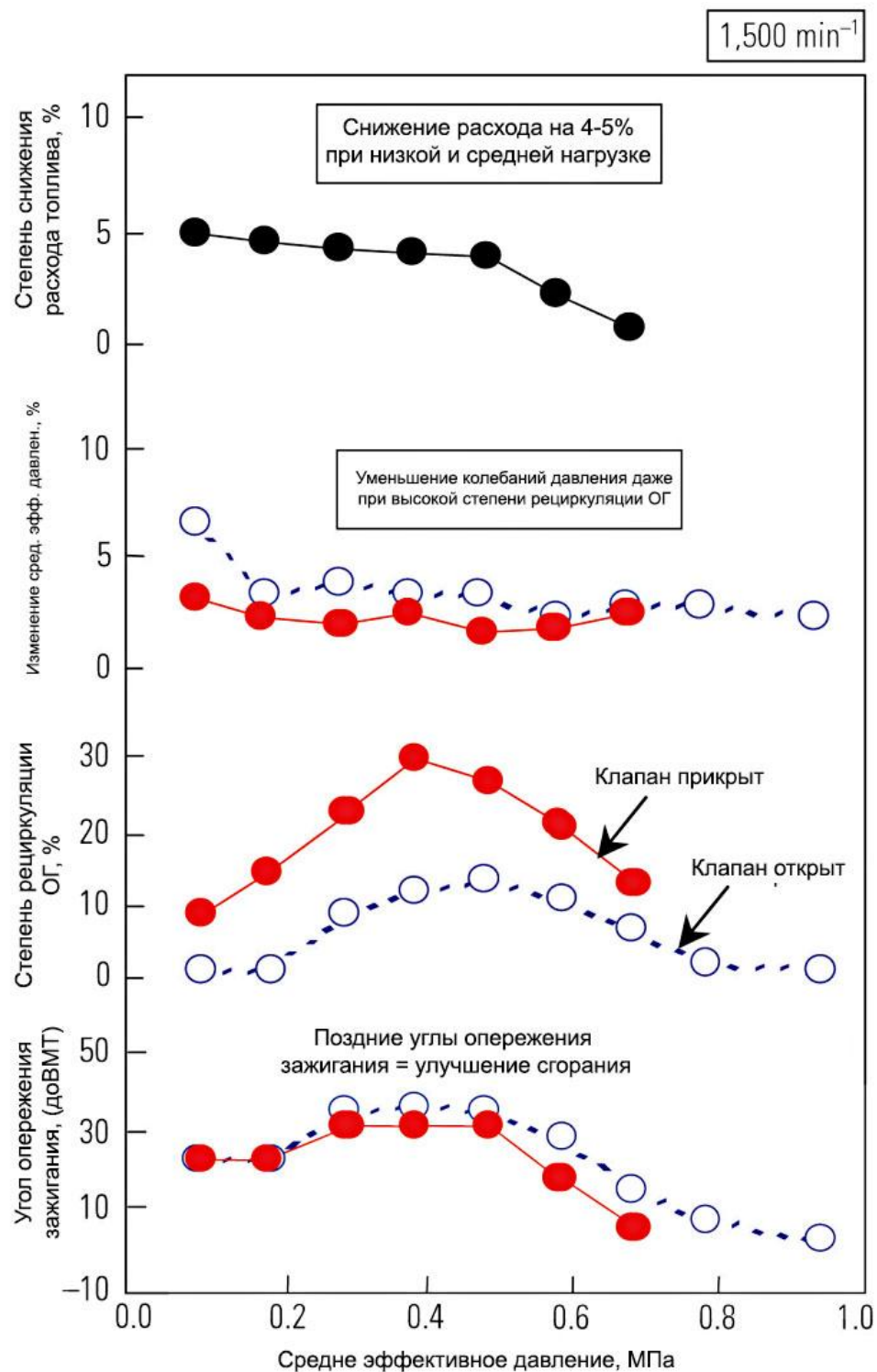


Рисунок 1.18 – Снижение расхода топлива за счёт клапана IFCV

Сгорание даже при высоких значениях коэффициента рециркуляции отработавших газов при закрытом клапане было более стабильным, чем при

открытом. С закрытым клапаном задержка воспламенения была менее существенной, чем при открытом клапане. Эти факты показали, что горение значительно улучшилось [35,36]. Было достигнуто снижение расхода топлива от 4 до 5% при малых и средних нагрузках, и эта тенденция продолжалась до значений среднего эффективного давления вплоть до 0,7 МПа. На рисунке 1.19 показаны стратегии управления клапаном.

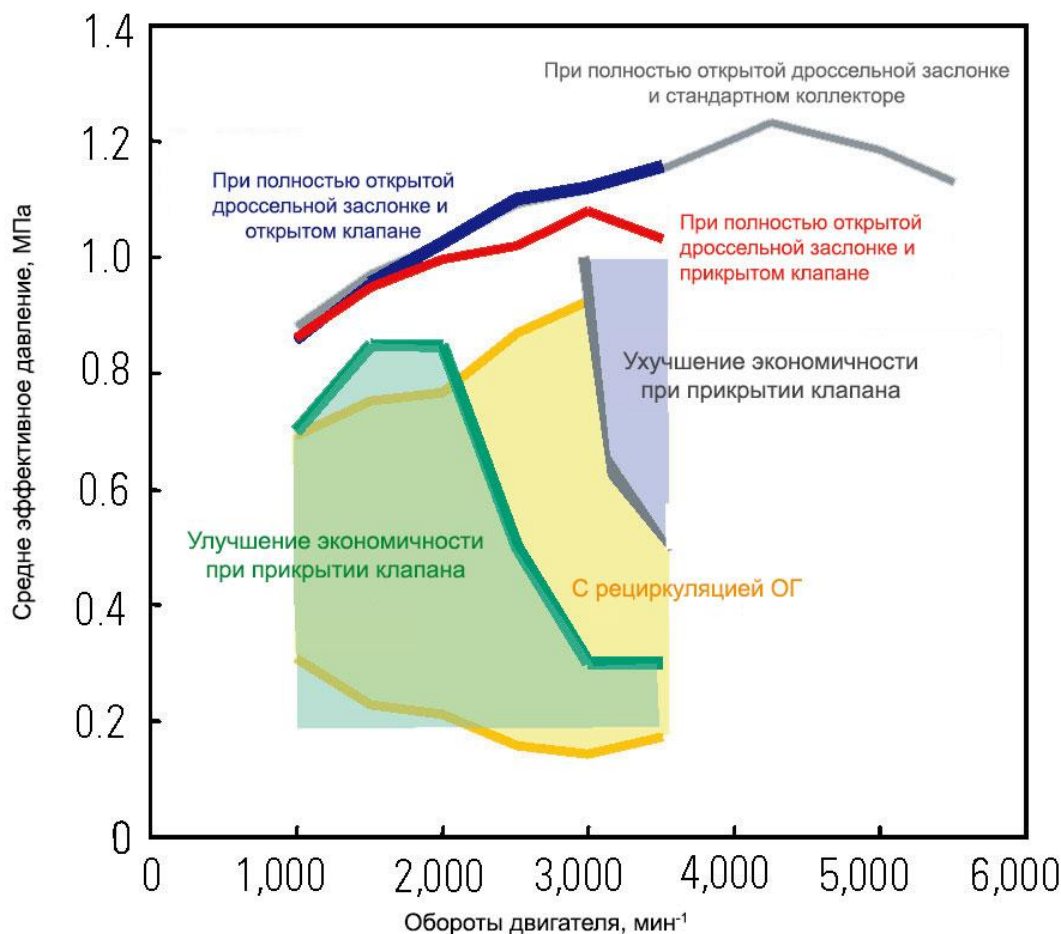


Рисунок 1.19 - Управление клапаном IFCV и область снижения расхода топлива

Так как скорость потока воздуха увеличивается при закрытом клапане, больше мощности теряется на впуске, таким образом, компенсируя улучшение сгорания. Тем не менее, область повышенной экономии топлива

охватывает широкий диапазон ездового цикла автомобиля. Циклы 10.15 и JC08 могут быть пройдены с закрытым клапаном.

Фактический расход топлива автомобиля в режиме циклов вождения

Был исследован расход топлива в циклах 10.15 и JC08 на автомобиле Mitsubishi Outlander [24] японской комплектации с впускным коллектором оборудованным клапаном управления с открытым и закрытым положением клапана. Было подтверждено снижение расхода топлива на 3,5 и 2,6% на 10.15 и JC08 соответственно (см. таблицу 1.4).

Таблица 1.4 - Снижение расхода топлива на циклах 10.15 и JC08

10.15	JC08
3,5%	2,6%

Снижение расхода [37] было частично обусловлено улучшением сгорания за счёт снижения углов опережения зажигания к оптимальному углу зажигания, на низких оборотах, низкой нагрузке в диапазоне близком к оптимальному углу зажигания. Рисунок 1.20 показывает общее снижение расхода топлива и вклад снижения расхода топлива на каждом режиме ездового цикла 10.15 [38].

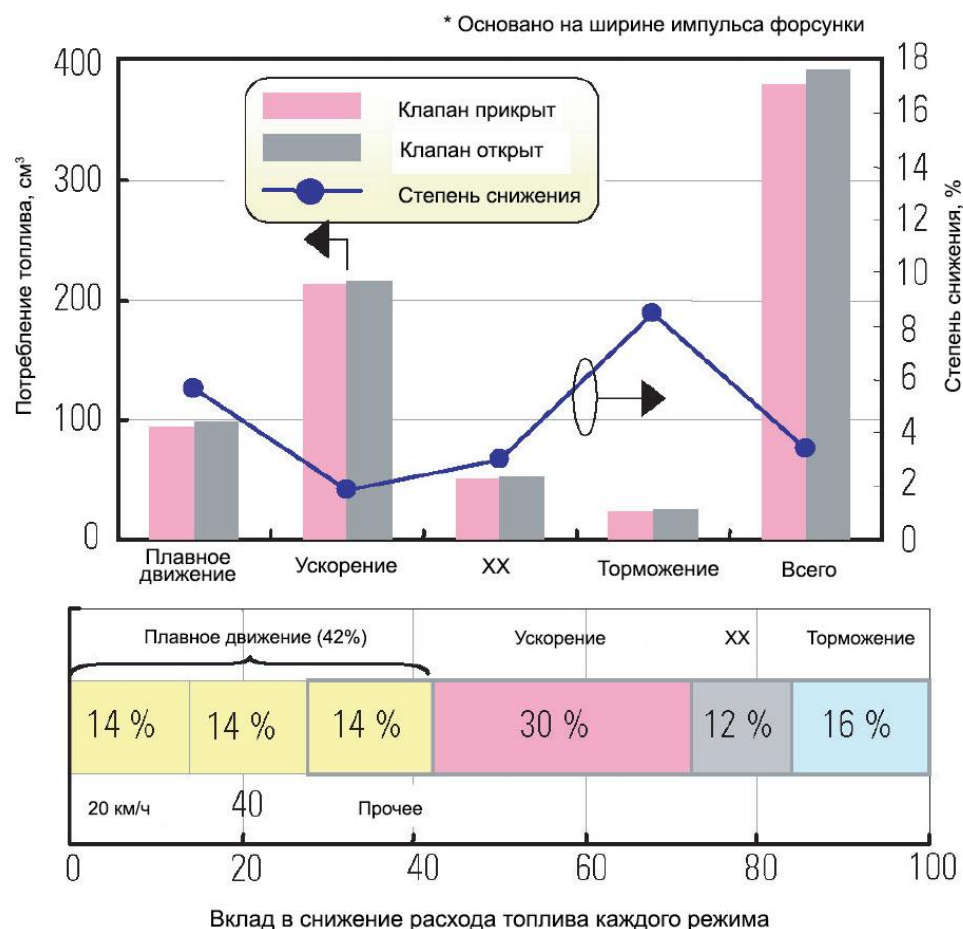


Рисунок 1.20 - Снижение расхода топлива в цикле 10.15 и вклад снижения расхода топлива на каждом режиме

Наблюдается максимальное снижение расхода равное 42% при плавном движении, 30% снижение при разгоне. Общее снижение расхода топлива при плавном движении 5%, что соотносится с результатами стендовых испытаний. Общее снижение расхода топлива на фазе ускорения составляет всего лишь около 2%, что происходит из-за высокой нагрузки на двигатель во время режима вождения [39]. На фазе замедления наблюдается значительное снижение расхода топлива, благодаря улучшению сгорания и установке угла зажигания ближе к оптимальному (MBT).

Снижение выбросов углеводородов (СН) на режиме холодного пуска.

Пусковые качества двигателя при использовании топлива низкой испаряемости могут быть улучшены путем закрытия клапана управления потоком на впуске (см. рисунок 1.21)[40].

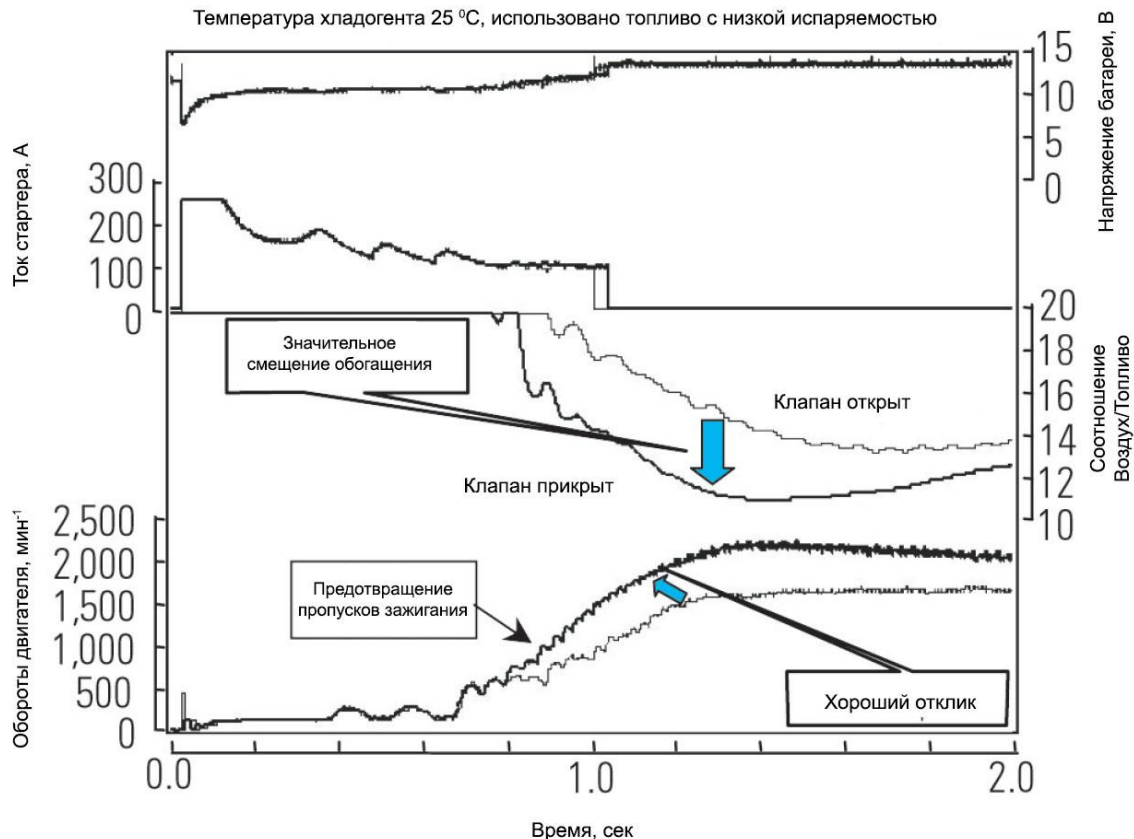


Рисунок 1.21 – Эффект от клапана IFCV на холодном пуске при использовании топлива низкой испаряемости

Это происходит потому, что поток воздуха после начала сгорания ускоряется при закрытии клапана, повышая эффективность отдачи топлива, впрыснутого во впускной канал. Следовательно, с закрытым клапаном может быть достигнут такой же уровень стабильности пуска двигателя, как и с открытым, но при меньшем расходе топлива [41]. Используя эталонное топливо, были замерены выбросы СН двигателя на стенде, настроенном на уверенный запуск в условиях с топливом низкой испаряемости и закрытым

клапаном управления потоком на впуске [42]. Результаты представлены на рисунке 1.22. Показано, что с закрытым клапаном управления потоком на впуске выбросы СН меньше, чем с открытым.

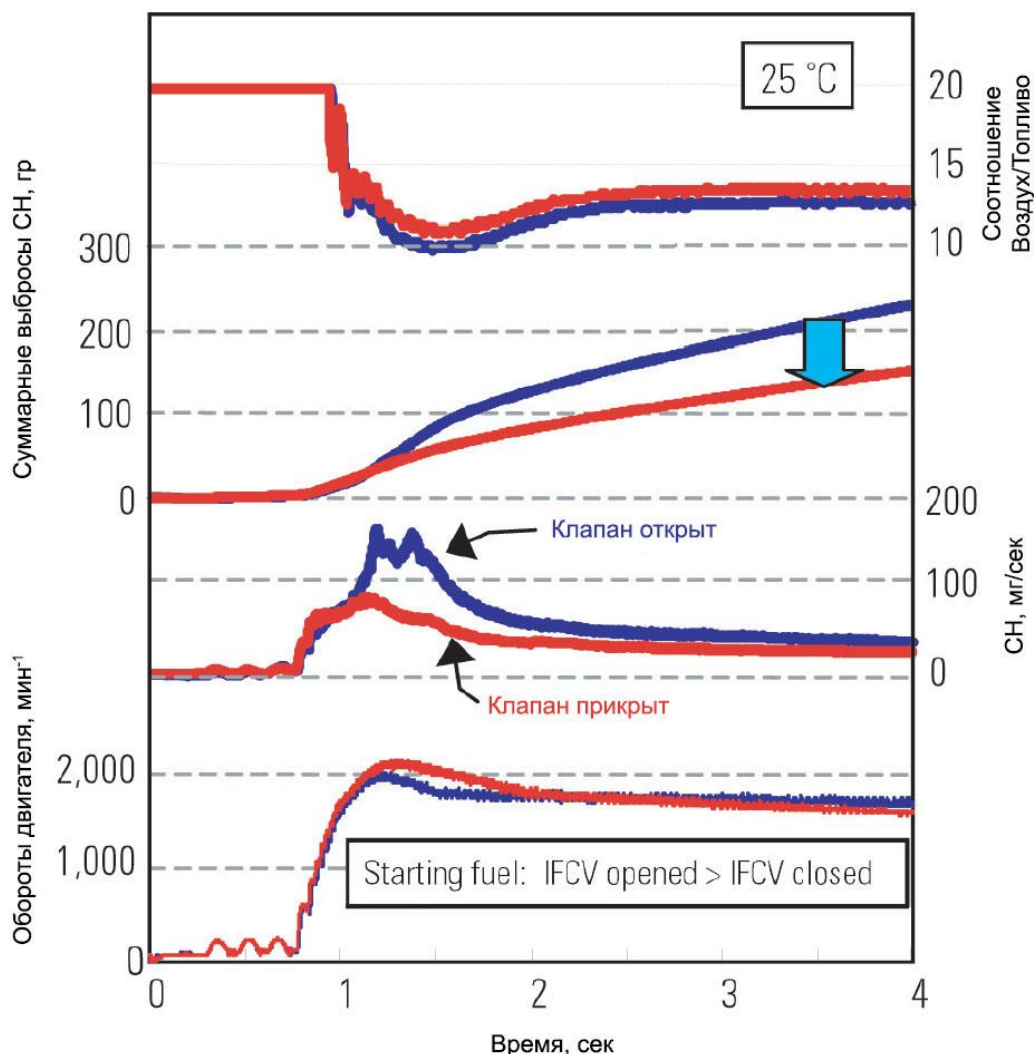


Рисунок 1.22 – Снижение выбросов СН при холодном пуске (при той же запускаемости, как и при использовании топлива с низкой испаряемостью)

Распределение капелек топлива в цилиндре и выбросы СН при запуске двигателя с закрытым клапаном управления потоком на впуске [43].

Чтобы узнать возможности дополнительного сокращения выбросов СН с закрытым клапаном управления потоком на впуске, мы ограничились попыткой косвенно проанализировать распределение капелек топлива в

цилиндре двигателя. Для этого использовалось измерительное устройство излучения при сгорании Visio knock фирмы AVL. Измерительное устройство – датчик, измеряющий в 8 направлениях, был установлен в свечу зажигания для получения излучения при сгорании в радиальных направлениях во время запуска двигателя. При нормальном сгорании, профиль сигналов от датчика излучения при сгорании похож на сигнал скоростей тепловыделения ($dQ/d\theta$). Однако при холодном старте в пиках сигнала можно было получить последующее излучение [44]. Предполагается, что это происходит из-за излучения, которое создается когда капельки топлива, после ввода в цилиндр, приходят в соприкосновение с пламенем и горят. При этом отношение высоты сигналов при нормальном сгорании к высоте пиков сигналов определялось как интенсивность вторичного излучения. Затем предполагалось, что распределение капелек топлива в цилиндре можно было определить, наблюдая за ориентацией интенсивности последующего (вторичного) излучения, для этого были проведены следующие эксперименты (см. рисунок 1.23).

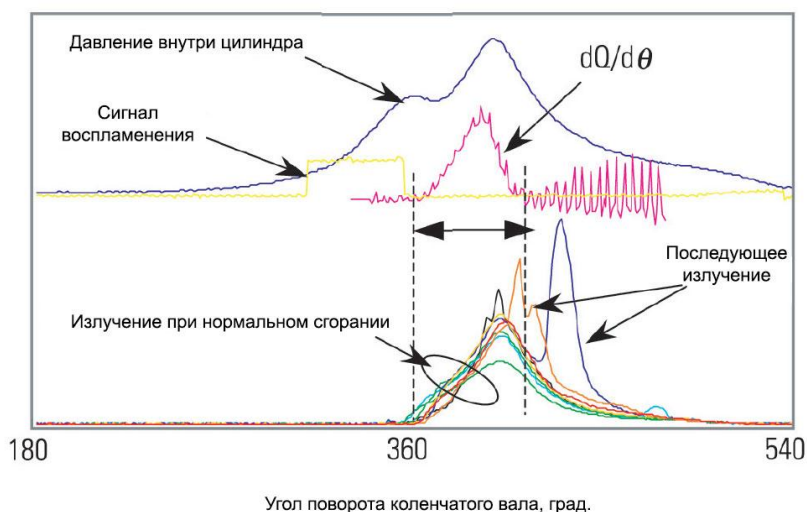


Рисунок 1.23 – Определение последующего излучения.

Выбросы СН замерялись с использованием высокоскоростного СН-метра. Для этого был установлен датчик Visio knock. На рисунке 1.24

приведены интенсивности вторичного излучения, измеренного с открытым и закрытым клапаном управления потоком на впуске и с расположенным по центру канала.

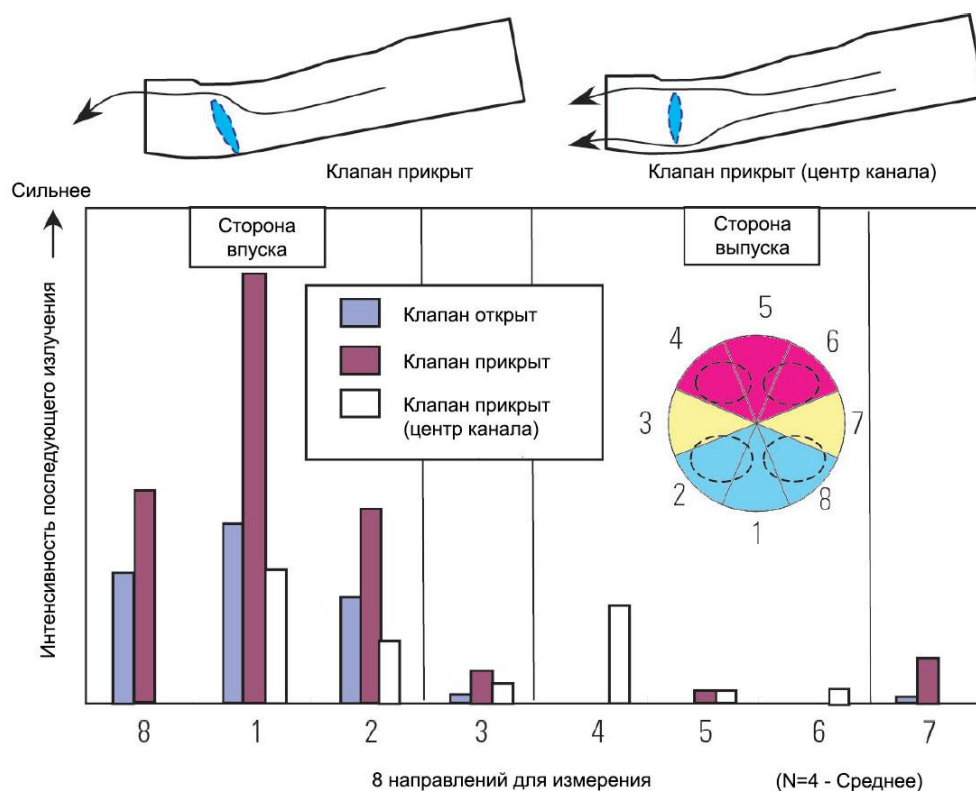


Рисунок 1.24 - Интенсивность после излучения

На рисунке 1.25 представлены измерения СН с помощью высокоскоростного замера.

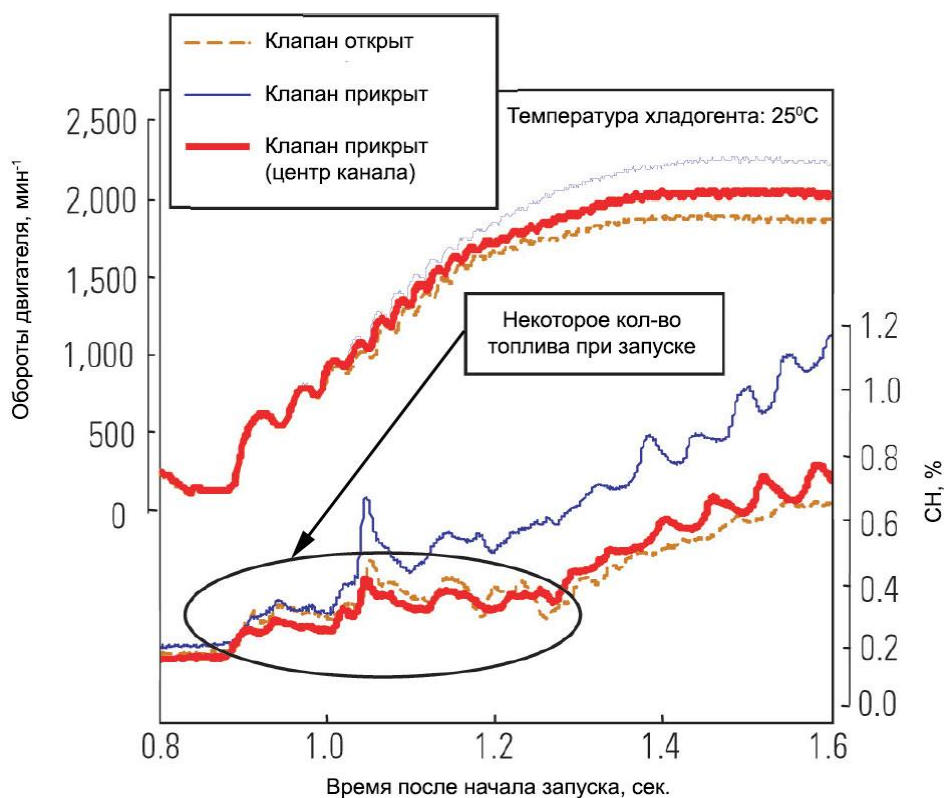


Рисунок 1.25 - Зависимость между выбросами СН и позицией клапана

При закрытом клапане управления потоком на впуске интенсивность вторичного излучения была более сильной и сосредоточенной на стороне впуска [45]. При одинаковом количестве введенного топлива, выбросы СН были больше с закрытым клапаном управления потоком на впуске, чем с открытым.

С открытым клапаном управления потоком на впуске интенсивность вторичного излучения была менее сильной и более равномерно распределенной. Выбросы СН также были меньше, чем при испытании с закрытым клапаном управления потоком на впуске.

Таким образом, принимается во внимание, что выбросы СН больше с закрытым клапаном управления потоком на впуске, потому что скорость воздушного потока на противоположной стороне отклоненного потока

воздуха на впуске замедляется, обеспечивая возможность ввести большее количество топлива в цилиндр в виде капелек [46].

При расположении клапана управления потоком на впуске по центру впускного канала интенсивность вторичного излучения и выбросы СН были меньше. Считается, что блокирование по центру формирует скоростной поток воздуха вблизи верхней и нижней частей стенки впускного канала [47], который препятствует каплям топлива от налипания на нижнюю поверхность канала как это происходит при закрытом клапане управления потоком на впуске. Это означает, что выбросы СН могут быть дополнительно уменьшены с помощью лучшего управления потоком воздуха на впуске.

Выводы авторов по публикации [9]:

С использованием клапана управления потоком на впуске, который частично перекрывает впускной трубопровод, воздух на впуске управлялся для интенсификации потока tumble, таким образом, обеспечивая высокие степени рециркуляции. Это уменьшает расход топлива на 3,5 % на цикле 10-15 и 2,6 % на цикле JC08.

Система управляемого клапана потоком на впуске улучшила пусковые качества топлива с низкой испаряемостью. Кроме того, система также сокращает выбросы СН при запуске двигателя со стандартным топливом.

Зависимость между управлением воздуха на впуске при запуске двигателя и выбросами СН проанализирована с помощью измерения излучения при сгорании. В тех случаях, когда поток воздуха в цилиндре замедлен с помощью управления воздухом на впуске, наблюдается вторичное излучение, которое означает прилипание капелек топлива. Это указывает на то, что выбросы СН могут быть дополнительно снижены с помощью лучшего перекрытия впускного трубопровода [48].

1.2 Влияние вихря tumble на характеристики при частичной нагрузке

В публикации [20] авторы исследовали способы измерения вихря tumble, используя 3 различных метода: стационарной продувкой на стенде, 2-мерный PIV (метод измерения скорости частиц по изображению) и 3-мерным PTV (метод измерения скорости по траектории частиц). Был проведен также динамометрический тест двигателя, чтобы выяснить влияние вихря tumble на характеристики при частичной нагрузке. Результаты тестов двигателя с высоким вихрем tumble показали увеличение скоростей сгорания, более поздние углы опережения зажигания (при максимальном крутящем моменте), устойчивое сгорание при бедных смесях. Граница обеднения базового двигателя была расширена с 19:1 до 21:1, для увеличения вихря tumble использовали дроссельный клапан во впускном коллекторе [49].

Для проведения динамометрического теста двигателя вихревое отношение tumble базового двигателя менялось авторами с помощью MTV-системы (дроссельный клапан в коллекторе) вместо применения 4-х разных головок, подготовленных для измерения вихревого отношения tumble. Основная причина применения MTV-системы – это минимизация отклонений, т.к. 4-е разные головки имеют разные тепловые потери, разные степени сжатия, различные отклонения во впускных и выпускных каналах, даже если они от одной модели двигателя. Т.к. MTV- система управляется соленоидом для изменения вихревого отношения tumble на одной ГБЦ, то измеренные разницы параметров сгорания и выбросов относятся только к изменениям вихревого отношения tumble [50]. На рисунке 1.26 показана MTV- система, которая используется в динамометрическом тесте двигателя.

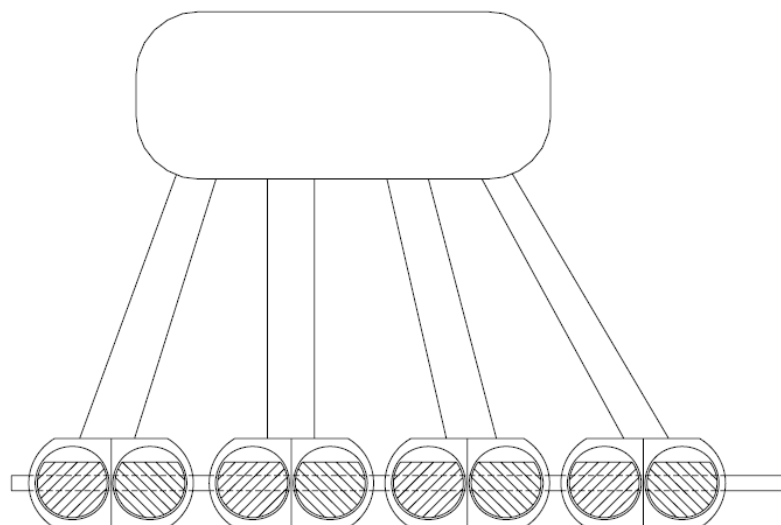


Рисунок 1.26 - MTV- система для управления вихревым отношением tumble (когда MTV прикрыт, возникают условия для сильного вихря tumble)

Вал MTV- системы управляется соленоидным клапаном. Если соленоид отключен, MTV- система закрыта и только верхняя часть впускного коллектора доступна для подачи воздуха. При таком положении внутрицилиндровый поток имеет высокое вихревое отношение tumble (состояние с высоким вихрем). Если соленоид включен, MTV- система открыта и вся область впускного коллектора используется для подачи воздуха (базовое состояние).

Рисунок 1.27 показывает изменение угла опережения зажигания (при максимальном крутящем моменте - МКМ) для различных условий частичных нагрузок от изменения вихревого отношения посредством MTV- системы. Угол опережения при МКМ в этом исследовании определен как 15° после ВМТ. Угол опережения при МКМ для разных условий частичных нагрузок показывает скорость сгорания для каждого условия, т.к. угол опережения при МКМ становится ближе к ВМТ при увеличении скорости сгорания. Угол опережения при МКМ базового двигателя при 1600 об/мин был 24° до ВМТ и показывал относительно высокую скорость сгорания, чем при других

условиях. При увеличении вихревого отношения (MTV- системой) угол опережения зажигания при МКМ становился позднее на 6^0 - 12^0 упкв. Это говорит о том, что скорость сгорания увеличилась при увеличении вихревого отношения.

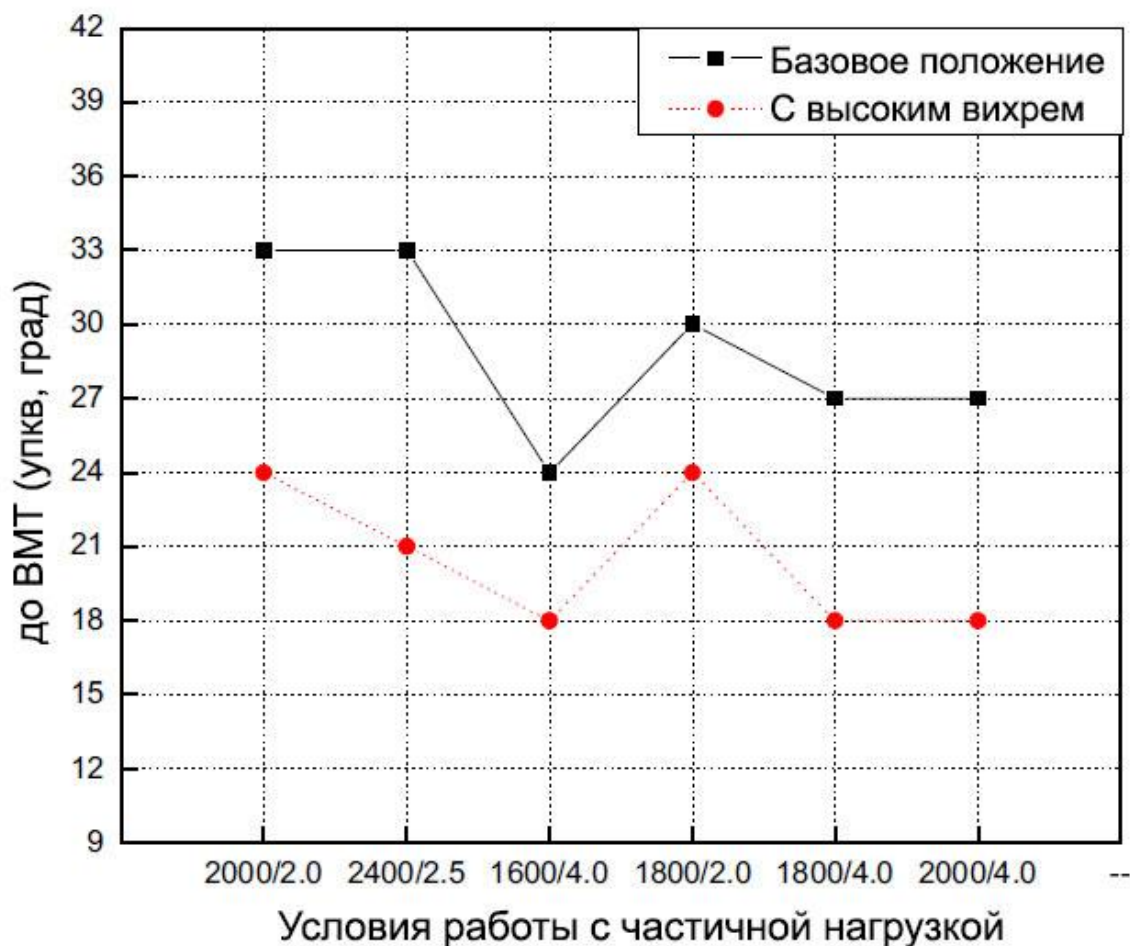


Рисунок 1.27 - Угол опережения зажигания при МКМ на частичных нагрузках

Рисунок 1.28 показывает изменения в потреблении топлива базового состояния и состояния с высоким вихрем. На нём видно, что потребление топлива в обоих состояниях схожее. Потребление топлива, показанное на рисунке 1.28, было измерено при угле опережения зажигания для МКМ и

постоянном средне эффективном давлении при различных режимах работы [51].

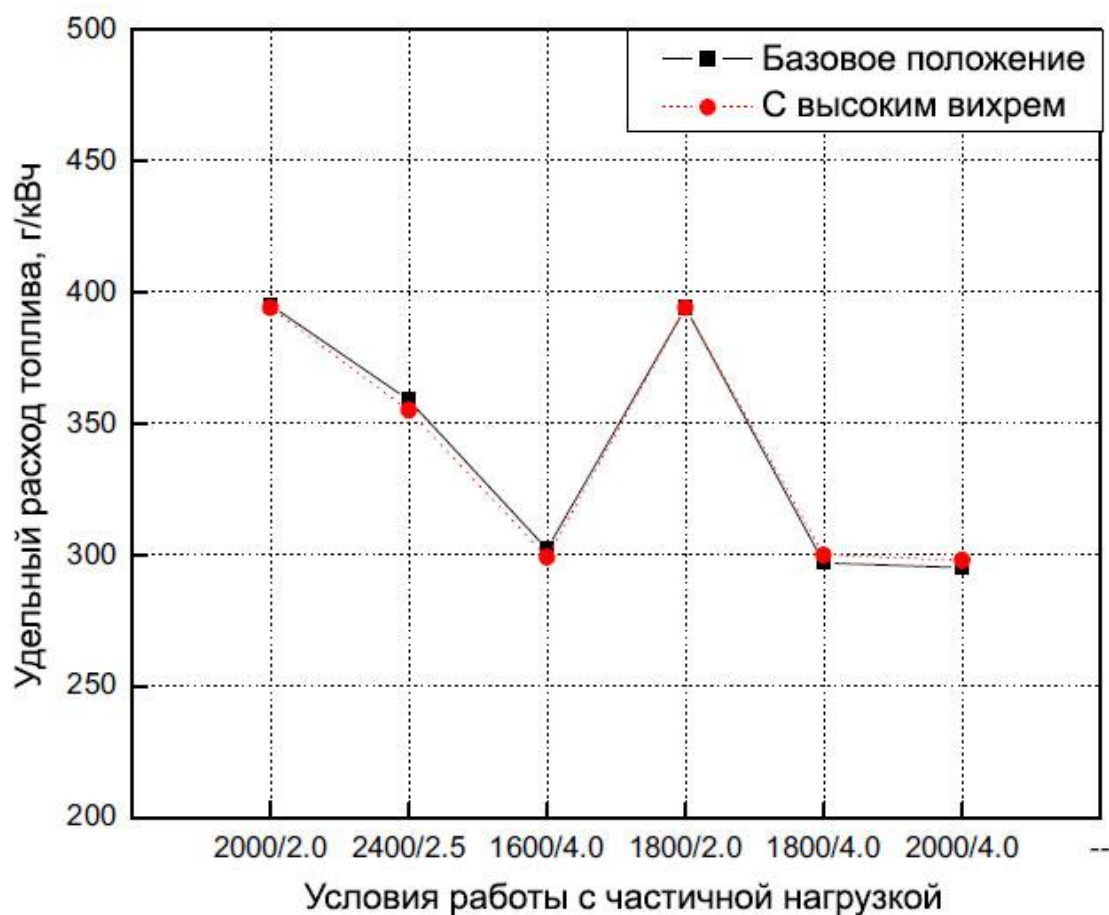


Рисунок 1.28 – потребление топлива на частичных нагрузках

1.3 Управление вихревым потоком для снижения уровня несгоревших углеводородов

В публикации [20] авторы исследовали управление внутрицилиндровым потоком с помощью клапана генератора вихревого движения tumble и турбулентность потока вблизи свечи зажигания в двигателе с искровым зажиганием. Авторы выяснили, что движение и положение турбулентного потока могут управляться клапаном генератором tumble, что в свою очередь, может быть использовано для снижения уровня

несгоревших углеводородов, появляющихся во время холодного запуска двигателя.

Рисунок 1.29 показывает клапан генератор tumble, который был спроектирован для генерации турбулентности и управления направлением потока для больших капель. Данный клапан предотвращает образование больших капель топлива в ТВС, процесс испарения улучшается, что снижает уровень несгоревших углеводородов, появившихся в момент холодного запуска (см. рисунок 1.30).

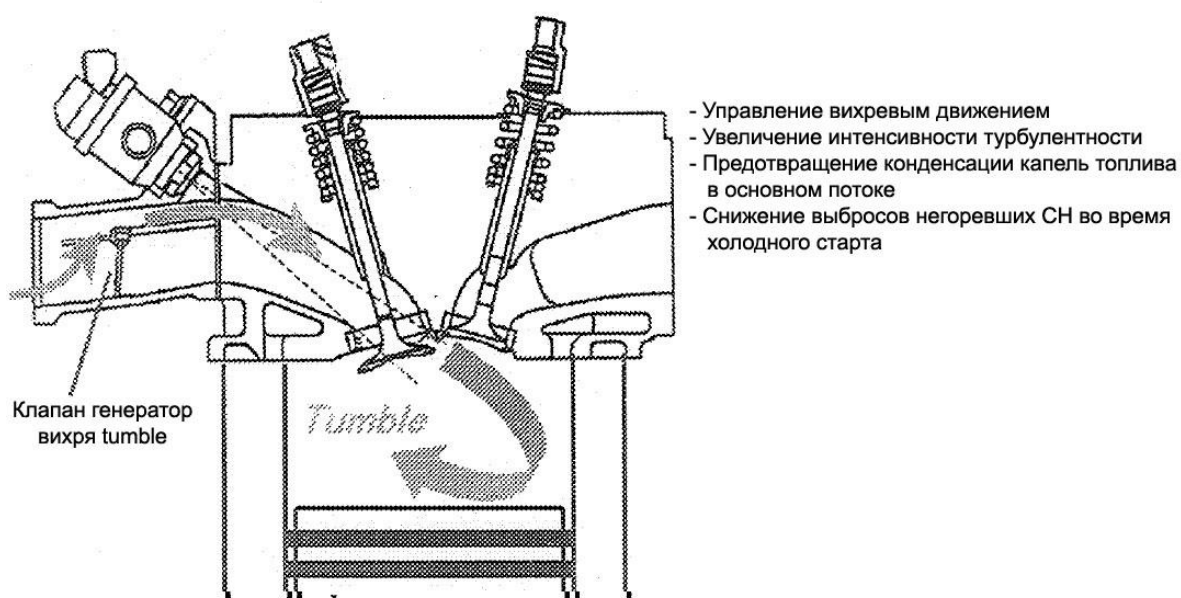


Рисунок 1.29 - Клапан генератор вихря tumble

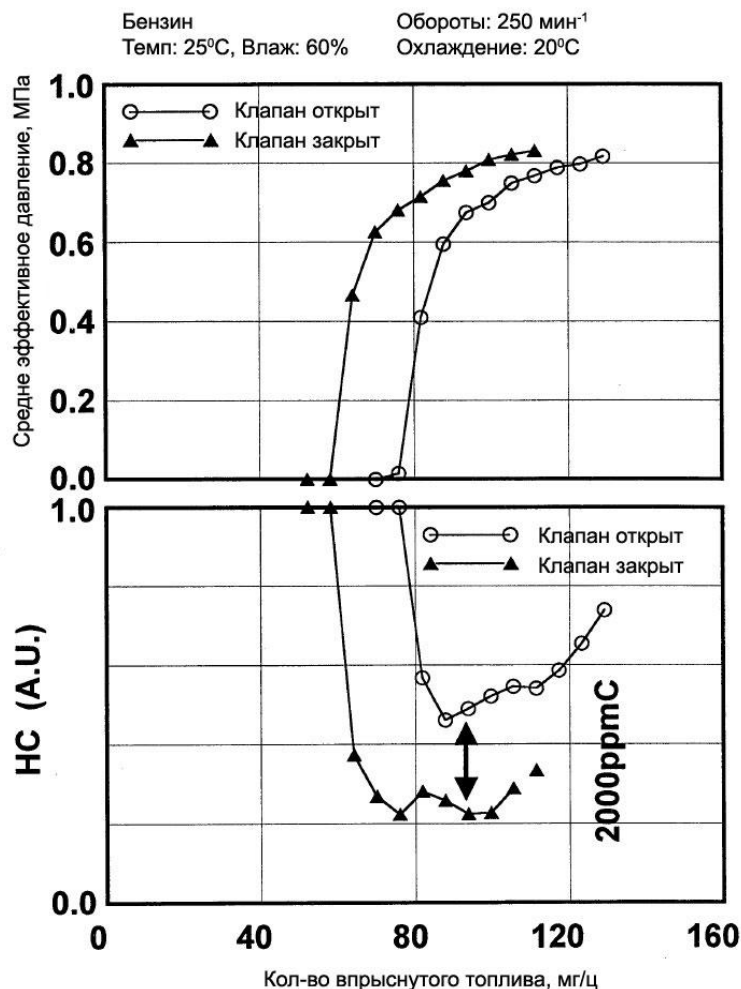


Рисунок 1.30 – Характеристики при холодном пуске

В публикации [52] авторы исследовали влияние расположения форсунки, момента впрыска топлива и управление вихревым потоком во впускном канале на внутрицилиндровое смачивание топливом во время процесса запуска двигателя PFI (впрыск во впускной коллектор). Смачивание поверхности стенок, вследствие движения жидкого топлива и соударения капель топлива на поверхности стенок камеры сгорания, является основным источником несгоревших углеводородов, а также вызывает озабоченность в связи с разжижением масла в двигателях [53].

Авторы провели экспериментальное исследование для изучения влияния момента впрыска, устройства управления движением заряда и

согласования размещения инжектора с геометрией каналов по отпечаткам жидкого топлива внутри камеры сгорания во время процесса пуска двигателя. Используя бензино растворимый краситель и фильтровальную бумагу, развернутую на гильзе цилиндра и верхней части поверхности поршня для фиксации отпечатков жидкого топлива, по смоченным отпечаткам было качественно и количественно проанализировано влияние процесса смесеобразования посредством сравнения следов отпечатков и их цветовой интенсивности. Вихревая пластина tumble, установленная во впускном канале, увеличивает турбулентность и улучшает смесеобразование во время процесса впуска, поэтому значительно уменьшает смачиваемый отпечаток топлива [54]. Также были проведены ограниченные измерения несгоревших углеводородов на двигателе для сравнения с результатами полученных изображений.

Для анализа влияния устройств управления движением заряда на смесеобразование в канале впуска авторами были установлены заслонки регулирования движения заряда tumble (MMP) на расстоянии 105 мм от впускных клапанов, между впускным коллектором и ГБЦ. Заслонки закрывали 75% сечения канала, они представлены на рисунке 1.31.



Рисунок 1.31 - Заслонки, генерирующие вихрь tumble

Как видно по результатам измерений показателя tumble на продувочном стенде (см. рисунок 1.32), вихревые заслонки значительно

увеличивают турбулентность внутри цилиндра. Здесь, показатель tumble выражен в виде процентов от максимального показателя tumble, наблюдаемого в базовом варианте.

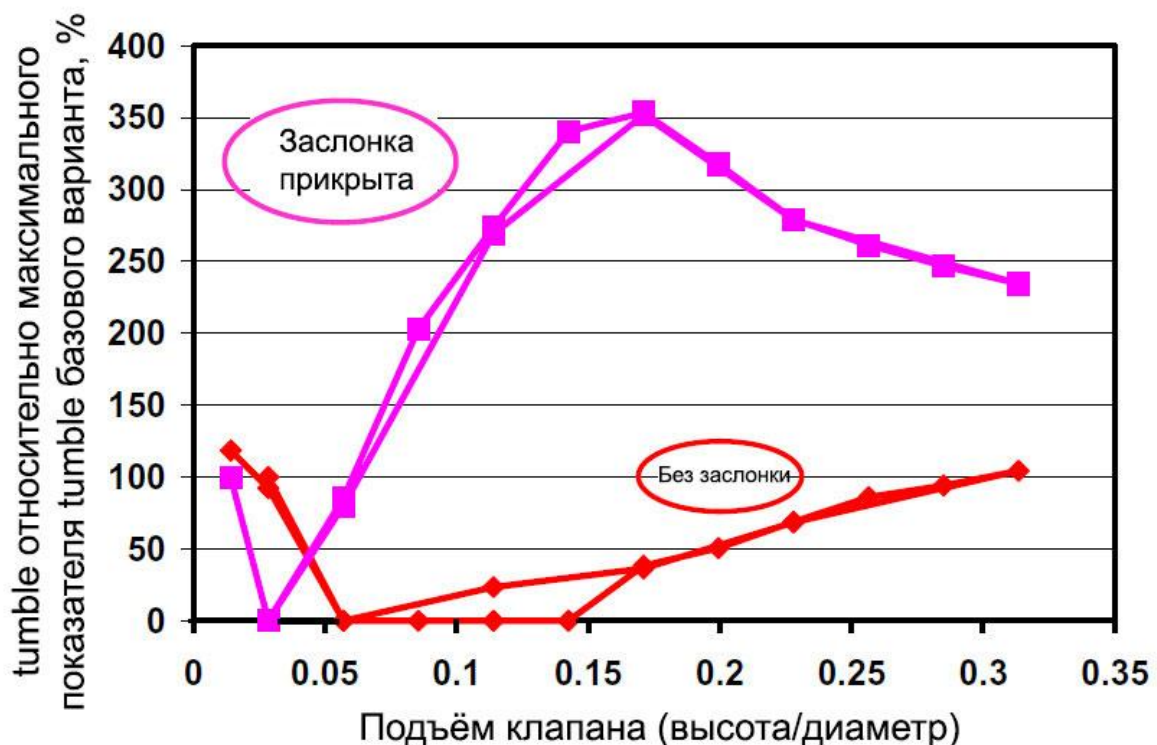


Рисунок 1.32 - Сравнение показателя tumble относительно максимального показателя tumble базового варианта в зависимости от подъема клапана.

Влияние вихревой заслонки на суммарные смоченные отпечатки показаны на рисунках 1.33 и 1.34 при условии впрыска при закрытом впускном клапане и впрыска при открытом впускном клапане соответственно. [55] Видно, что величина осажденного жидкого топлива на гильзе цилиндра и верхней поверхности поршня уменьшена при использовании вихревой заслонки, благодаря усиленной турбулентности процесса смесеобразования. Для базового варианта большие отпечатки капель топлива были выявлены сверху поршня и на гильзе цилиндра, применение же вихревых заслонок почти полностью устраняет их. [56]



Рисунок 1.33 - Смоченные отпечатки на верхней части поршня и гильзе цилиндра при закрытом впускном клапане.

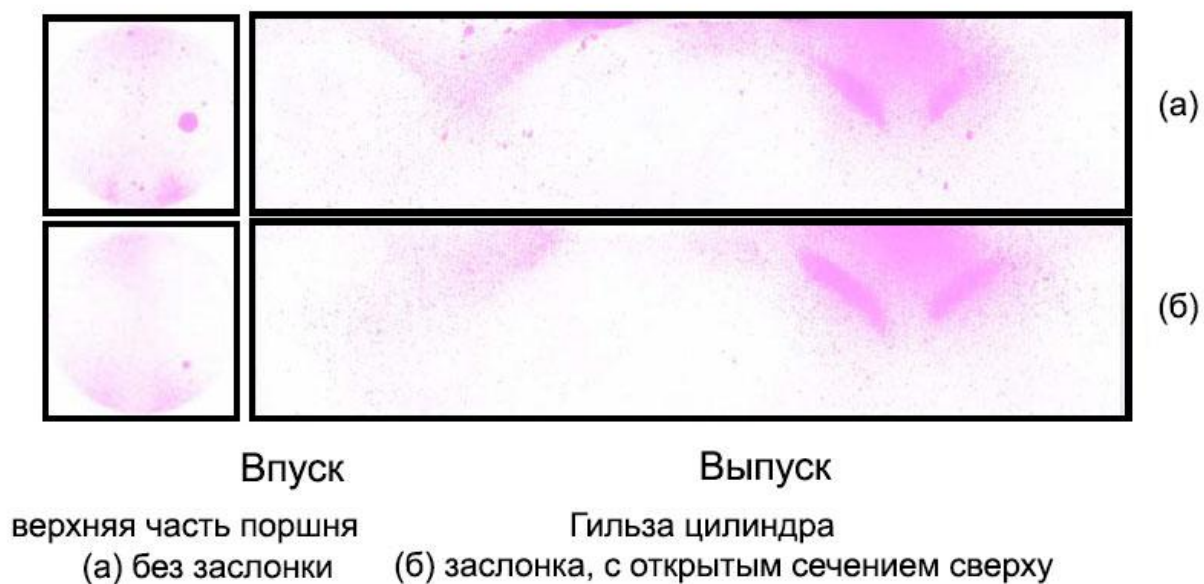


Рисунок 1.34 - Смоченные отпечатки на верхней части поршня и гильзе цилиндра при открытом впускном клапане.

Измеренные несгоревшие углеводороды показаны на рисунке 1.35, разница в совокупной величине несгоревших углеводородов проявляется в

течение нескольких секунд после первого цикла впрыска [57] Большое количество топлива смачивает поверхность внутри камеры сгорания и впускных каналов из-за плохого испарения и обогащения топлива в течение процесса холодного запуска во время первых нескольких секунд. Генерируются большие количества несгоревших углеводородов, так как смачиваемое топливо не способствует сгоранию. После нескольких циклов начинается процесс сгорания и катализатор прогревается.

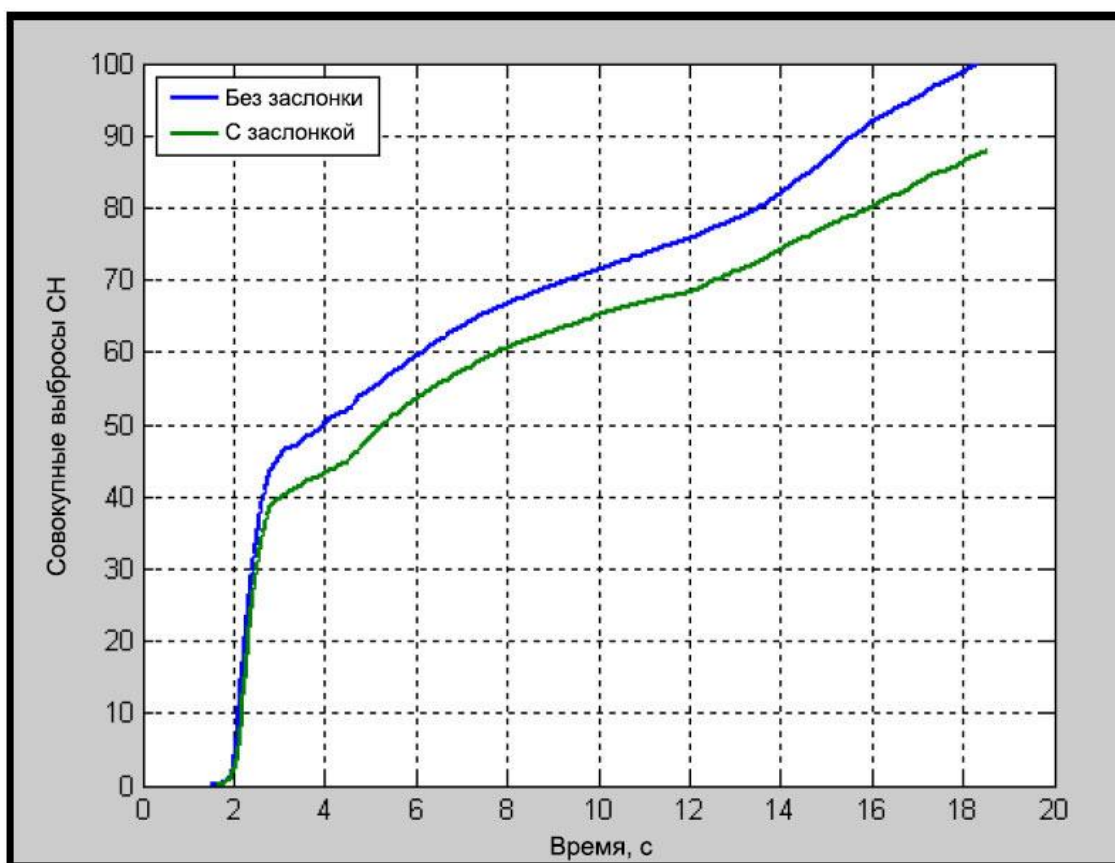


Рисунок 1.35 - Влияние применения вихревой заслонки с открытым сечением сверху на величину совокупных выбросов несгоревших углеводородов.

Впрыск при закрытом впускном клапане с S10H форсункой.

Видно, что количество несгоревших углеводородов было значительно снижено. Резкий рост на плоском участке в пределах от 2 до 3 секунд, в течение примерно 2 циклов уже показывает снижение на 15% при

использовании вихревой заслонки [58]. Разница не продолжает расти по мере прогрева двигателя, но всё же остаётся в пределах 12%.

По результатам работы авторы сделали вывод, что вихревые заслонки tumble, размещенные во впускном канале, создают большую турбулентность, чем в случае с базовым каналом, тем самым улучшается смесеобразование во время процесса впуска, что приводит к значительному снижению смачивания в цилиндре и верхушки поршня, что в свою очередь приводит к снижению уровня выбросов СН.

1.4 Влияние маскирования клапана на вихревое движение заряда в цилиндре

В публикации [59] авторы исследовали влияние маскирования клапана на вихревое движение заряда в цилиндре. Для повышения вихря tumble авторами на впускной клапан была добавлена маска. В таблице 1.5 показаны обобщённые данные по влиянию маскирования на вихревое отношение (TR) в НМТ, интенсивность турбулентности (u') в ВМТ и коэффициент смешения. Как видно из таблицы 1.5, применение маскирования впускного клапана оказывает значительное влияние на движение заряда и интенсивность турбулентности: вихревое отношение (TR) в НМТ увеличилось на 26%, интенсивность турбулентности (u') в ВМТ увеличилась на 8,6% в сравнении с клапаном без маски. Было также достигнуто значительное улучшение однородности смешивания при применении маскирования клапана.

Таблица 1.5 – Влияние маскирования на вихревое отношение (TR), интенсивность турбулентности (u') в ВМТ и смесеобразование, при 1500 об/мин и средне эффективном давлении 2,62 бара

Вариант канала	TR в НМТ	u' в ВМТ, м/с	Изменение в u' , %	Коэффициент смещения, σ
Канал 5	0,73	1,87	0	0,075
Канал 5 + маска	0,92	2,03	8,6	0,047

Влияние маскирования впускного клапана на протекание вихря tumble показано на рисунке 1.36, на котором график вихревого отношения канала без маски сравнивается с каналом с маской. Отрицательный знак вихревого отношения указывает направление вращения. Абсолютная величина вихревого отношения указывает на величину потока вихря tumble для различных конфигураций. Угол поворота коленчатого вала 360° соответствует ВМТ такта впуска, 720° соответствует ВМТ такта сжатия [60]. Позднее открытие впускного клапана = 20° после ВМТ создает начальное обратное движение потока во впускной канал из-за более высокого внутрицилиндрового давления, чем давление во впускном коллекторе, что приводит к пульсации давления и соответственно, к пульсации вихревого отношения.

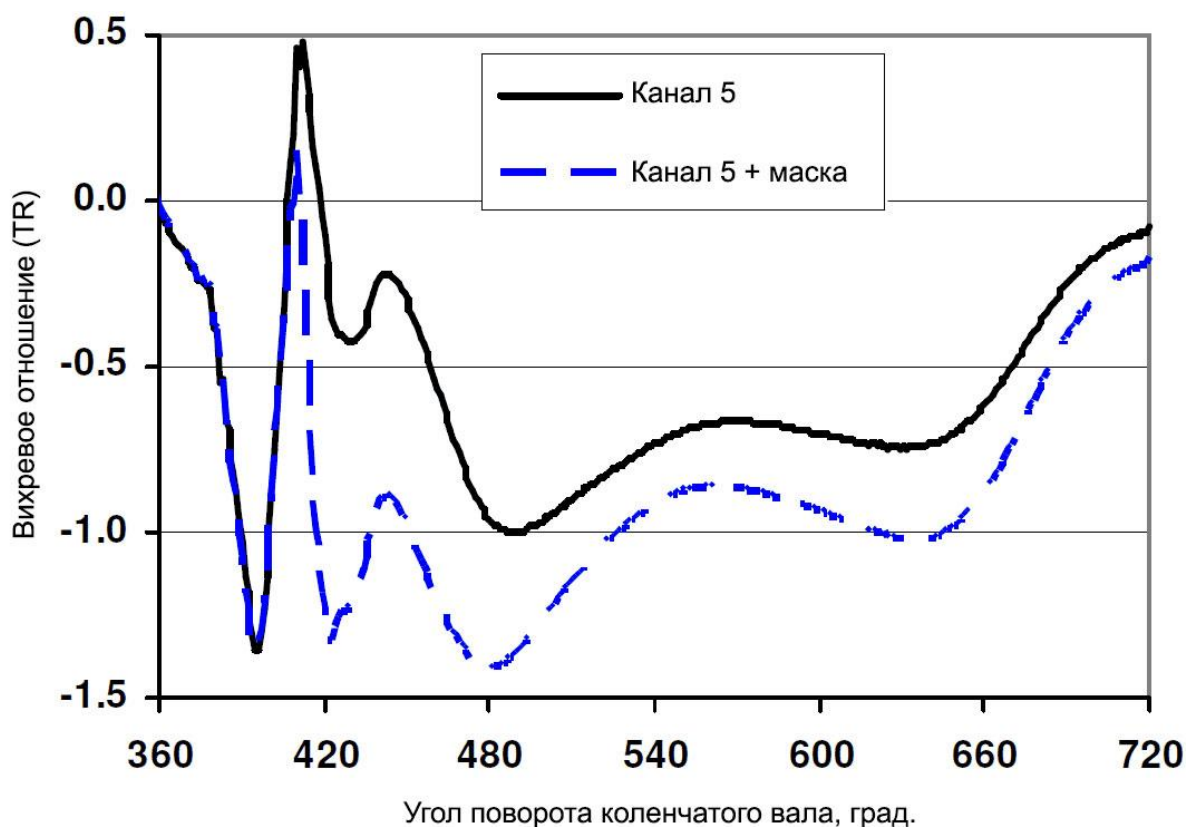


Рисунок 1.36 – Влияние маскирования на вихревое отношение, при 1500 об/мин и средне эффективном давлении 2,62 бара

Авторы выяснили, что маскировка впускного клапана является очень эффективным способом генерирования вихря tumble особенно на начальной стадии такта впуска [61].

Выводы

В данном разделе проведен аналитический обзор способов повышения образования вихря в цилиндре поршневого ДВС с помощью добавления различных видов заслонок во впускной канал ГБЦ. Влияние на наполнение и вихреобразование различных клапанов перекрытия во впускных каналах.

2 Методика проведения экспериментальных исследований

Для проведения экспериментальных исследований и определения преимуществ или недостатков от вносимых технических изменений во впускной канал ГБЦ, позволяющих повысить или понизить вихревые характеристики, проводятся экспериментальные исследования способности интенсификации вихреобразования впускных каналов ГБЦ при стационарном режиме течения.

Стационарная продувка на стенде

Стационарная продувка на стенде широко используется для измерения коэффициента расхода, вихря swirl, вихря tumble ГБЦ [62]. Вихрь tumble на установке стационарной продувки, как правило, измеряется с помощью импульсного измерителя момента или лопастной крыльчатки. Импульсный измеритель момента измеряет угловой момент потока на впуске, а величина вихря tumble рассчитывается, основываясь на измеренном угловом моменте и массовом расходе [63]. Крыльчатка измеряет угловую скорость потока на впуске, предполагая, что поток в цилиндре имеет линейное распределение скорости в поперечном сечении цилиндра. На стенд стационарной продувки для измерения вихря tumble необходимо установить L-образный или T-образный адаптер между ГБЦ и импульсным измерителем момента, в этой работе использовали L-образный адаптер.

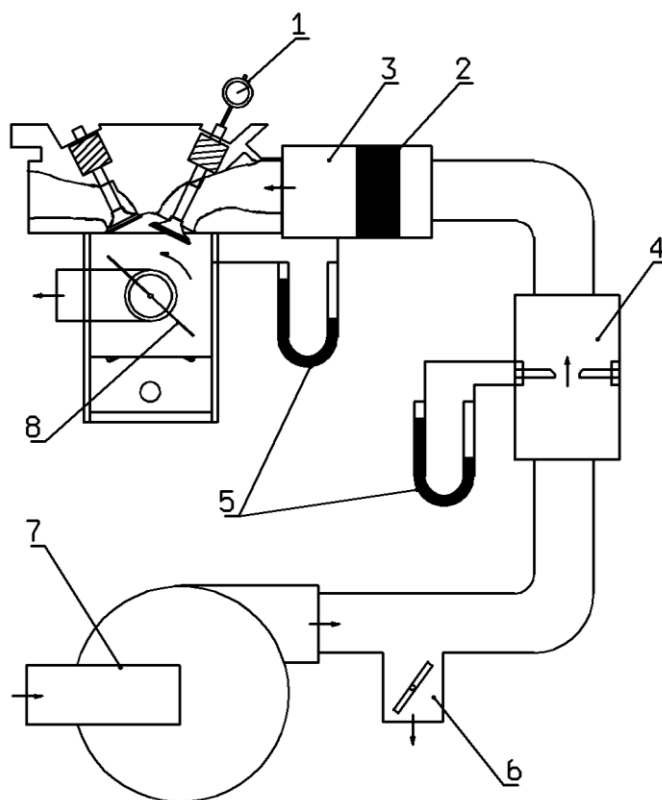


Рисунок 2.1 – Схема экспериментальной установки для стационарных продувок (1 – индикатор подъёма клапана, 2 – спрямитель потока, 3 – ресивер, 4 – измеритель расхода воздуха, 5 – манометр, 6 – заслонка перепуска, 7 – нагнетатель, 8 – измеритель вихря)

В испытаниях использовалась установка с L-коннектором представленная на рисунке 2.2.

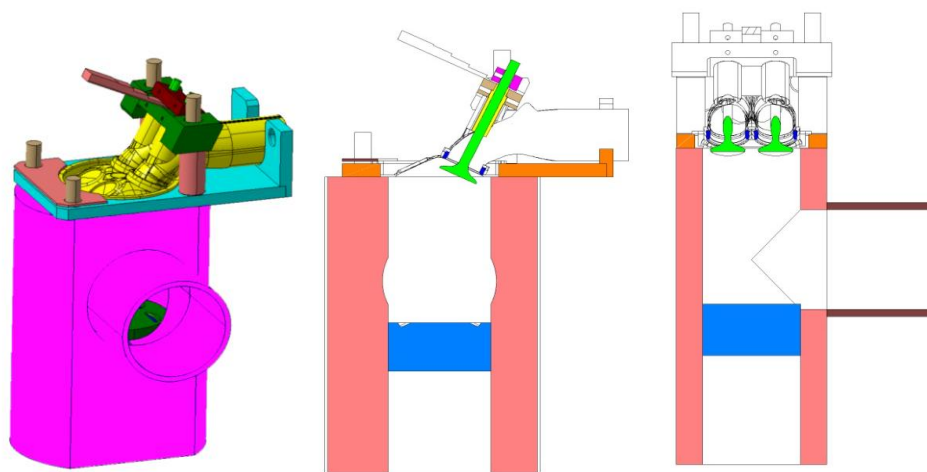


Рисунок 2.2 – Установка с L-коннектором

Продувка осуществлялась на специально оборудованной стенде представленном на рисунке 2.3.



Рисунок 2.3 – Внешний вид стенда продувок ГБЦ

Расчет вихревого числа в эксперименте производился по методике:

Показания датчиков

Расход воздуха, кг/с, определяемый как

$$G_{flow} = \frac{G_h}{3600}, \quad (2.1)$$

где G_h - измеренный массовый расход газа через канал, кг/ч;

Обороты крыльчатки

$n_t, \text{мин}^{-1}$

Разность давления измеряется в эксперименте

Разряжение на входе в цилиндр, Па, определяем как

$$p = p_0 - \Delta p, \quad (2.2)$$

где Δp - перепад давления в ресивере перед каналом и в цилиндре, Па;

p_0 - давление газа на входе в канал, Па;

Давление окружающей среды, Па, определяем как

$$p_0 = p_{Hg} * 133.322 = 1.004 * 10^5 \quad (2.3)$$

Температуру, К, определяем как

$$T_0 = t_0 + 273.15 \quad (2.4)$$

Плотность воздуха, кг/м³, определяем как

$$\rho_0 = \frac{p_0}{R_{\text{возд}} * T_0} = 1.202 \quad (2.5)$$

где $R_{\text{возд}}$ - газовая постоянная (для воздуха $R = 287,3$ Дж/кг·К);

Теоретическую скорость в клапане, соответствующую давлению Δp , м/с, определяем как

$$\omega_{\text{valv}_j} = \omega(\Delta p_j) \quad (2.6)$$

Коэффициент расхода впускного канала определяется по формуле

$$c_f = \frac{G}{i_{\text{кл}} * G_{\text{кл}}}, \quad (2.7)$$

где G - действительный массовый расход газа через канал, кг/с;

$i_{\text{кл}}$ - число впускных клапанов, $i_{\text{кл}} = 2$;

$G_{\text{кл}}$ - теоретический массовый расход газа через клапан, кг/с, определяемый как

$$G_{\text{кл}} = \rho_0 \cdot A_{\text{кл}} \cdot w, \quad (2.8)$$

где ρ_0 - плотность газа на входе в канал, кг/м³;

$A_{\text{кл}}$ - площадь отверстия клапана, м², определяемая по формуле:

$$A_{\text{кл}} = \frac{\pi * D_{\text{кл}}^2}{4} = 6.605 * 10^{-4}, \quad (2.9)$$

где $D_{\text{кл}}$ - диаметр клапана, м;

ω - скорость потока по перепаду давления в канале, м/с, определяемая по формулам:

$$- \text{с учетом сжимаемости } \omega(\Delta p) = \sqrt{2 * \frac{k * R_{\text{возд}} * T_0}{k-1} * \left[1 - \left(\frac{p_0 - \Delta p}{p_0} \right)^{\frac{k-1}{k}} \right]} \quad (2.10)$$

$$- \text{без учета сжимаемости газа } \omega'(\Delta p) = \sqrt{2 * \frac{\Delta p}{\rho_0}} \quad (2.11)$$

где k - показатель адиабаты сжатия (для воздуха $k=1,4$);

Безразмерное число вихря Tumble определяется по формуле

$$N_t = \frac{D_{\text{ц}} * \omega_t}{v_0}, \quad (2.12)$$

где $D_{\text{ц}}$ - диаметр цилиндра, м;

v_0 - скорость потока внутри цилиндра, м/с, рассчитываемая по формуле

$$v_0 = \frac{G}{\rho_0 * A_0}, \quad (2.13)$$

где $A_0 = \frac{\pi * D_{\text{ц}}^2}{4}$ - площадь поршня, м².

Безразмерный коэффициент вихря Tumble

$$C_t = \frac{D_{\text{ц}} * \omega_t}{\omega}, \quad (2.14)$$

где $\omega_t = \frac{\pi n_t}{30}$ - угловая скорость вращения крыльчатки, рад/с;

n_t - частота вращения крыльчатки измерителя вихря Tumble, мин⁻¹.

Выводы

В данном разделе описаны экспериментальные установки и методики проведения и обработки экспериментальных данных при стационарных исследованиях впускных каналов на пропускную способность и интенсификацию вихреобразования в цилиндре ДВС.

3 Экспериментальные данные, их обработка и анализ. Результаты стационарных продувок каналов

На экспериментальной установке для стационарных продувок испытывались ГБЦ ВАЗ-21126 и ГБЦ ВАЗ-21176 (RICARDO).

Первый вариант продувки канала на стенде – ГБЦ ВАЗ-21126 без заслонки, ГБЦ ВАЗ-21126 с заслонкой, повернутой на 35 градусов и ГБЦ ВАЗ-21126 с заслонкой, повернутой на 40 градусов. На рисунке 3.1 приведен внешний вид ГБЦ ВАЗ-21126 с установленной на нее заслонкой.



Рисунок 3.1 – Внешний вид ГБЦ ВАЗ-21126 с установленной на нее заслонкой

Ниже представлены экспериментальные данные продувок, где

G – массовый расход, кг/ч;

Δp – перепад давления, Па;

C_f – коэффициент расхода;

N_t – вихревое число;

n_e – обороты коленвала, мин^{-1} ;

n_t – обороты крыльчатки, мин^{-1} ;

n_t/n_e – отношение скоростей.

В таблицах 3.1, 3.2, 3.3 представлены результаты продувок ГБЦ ВАЗ-21126 без заслонки, ГБЦ ВАЗ-21126 с заслонкой, повернутой на 35 градусов и ГБЦ ВАЗ-21126 с заслонкой, повернутой на 40 градусов

Таблица 3.1 – Данные продувки на стенде ГБЦ ВАЗ-21126 без заслонки

G, кг/ч	dp, Па	C_f	N_б	n_е, мин⁻¹	n_б, мин⁻¹	n_т/n_е
71,2166	529	0,4195	0,1106	1238	382	0,308562197
78,7263	635	0,4232	0,1198	1368	454	0,331871345
103,165	1029	0,4354	0,1422	1793	687	0,383156721
114,886	1295	0,4321	0,1497	1997	811	0,406109164
124,457	1492	0,436	0,1527	2163	888	0,410540915
135,344	1795	0,432	0,1665	2352	1063	0,451955782
145,699	2069	0,433	0,1754	2532	1203	0,475118483
151,661	2259	0,4312	0,1763	2636	1264	0,479514416
166,554	2683	0,4342	0,1876	2895	1467	0,506735751
180,242	3105	0,4365	0,187	3133	1574	0,502393872
181,47	3156	0,4358	0,1869	3154	1587	0,503170577

Таблица 3.2 – данные продувки на стенде ГБЦ ВАЗ-21126 с заслонкой, повернутой на 35 градусов

G, кг/ч	dp, Па	C_f	N_б	n_е, мин⁻¹	n_б, мин⁻¹	n_т/n_е
37,094	525	0,2191	0,1171	643	403	0,626749611
41,464	628	0,2239	0,1291	719	486	0,675938804
56,676	1031	0,2388	0,1621	983	782	0,795523906
64,058	1296	0,2406	0,1791	1111	970	0,873087309
69,336	1477	0,2439	0,1824	1202	1055	0,877703827
76,07	1798	0,2424	0,1888	1319	1206	0,914329037
82,094	2074	0,2434	0,1958	1424	1344	0,943820225
86,141	2241	0,2457	0,1998	1494	1425	0,953815261
93,681	2666	0,2447	0,2063	1625	1606	0,988307692
101,14	3094	0,2451	0,2105	1754	1767	1,007411631
101,63	3131	0,2448	0,2132	1763	1801	1,021554169

Таблица 3.3 – Данные продувки на стенде ГБЦ ВАЗ-21126 с заслонкой, повернутой на 40 градусов

G, кг/ч	dp, Па	C _f	N _b	n _e , мин ⁻¹	n _b , мин ⁻¹	n _t /n _e
35,5147	537	0,2075	0,1122	616	390	0,633116883
52,2412	1026	0,2206	0,1509	906	727	0,802428256
59,0592	1280	0,2232	0,1684	1024	906	0,884765625
64,9458	1523	0,225	0,1787	1126	1050	0,93250444
71,1539	1811	0,2259	0,1835	1234	1176	0,952998379
76,4073	2071	0,2267	0,1891	1325	1297	0,978867925
79,7674	2244	0,2273	0,1942	1383	1387	1,002892263
88,2419	2707	0,2288	0,2037	1530	1599	1,045098039
94,4601	3120	0,228	0,2028	1638	1710	1,043956044
96,3464	3203	0,2294	0,2112	1671	1804	1,079593058

Данные результаты представлены в виде диаграмм сравнения продувок модифицированной ГБЦ ВАЗ-21126 без заслонки, модифицированной ГБЦ ВАЗ-21126 с заслонкой, повернутой на 35 градусов и модифицированной ГБЦ ВАЗ-21126 с заслонкой, повернутой на 40 градусов и показаны на рисунках 3.2-3.5.

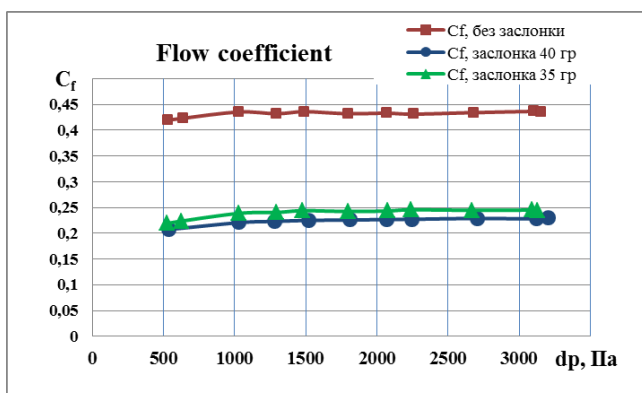


Рисунок 3.2 – Коэффициент расхода канала в зависимости от падения давления в канале

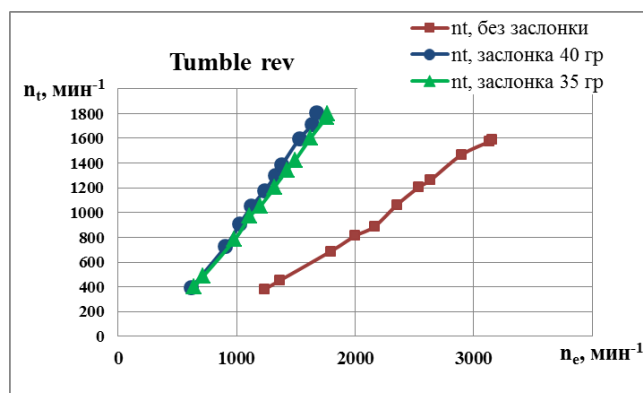


Рисунок 3.3 – Сравнение вихря tumble по оборотам коленвала двигателя

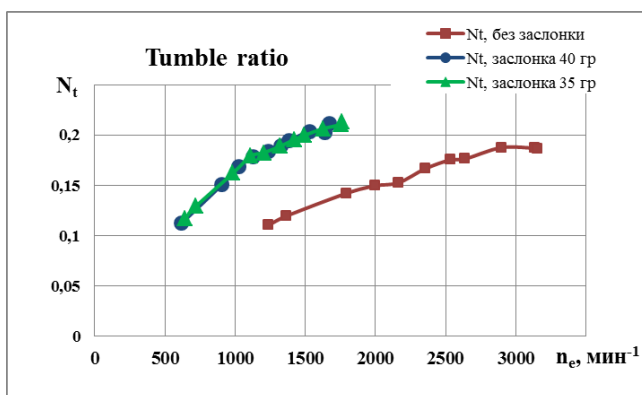


Рисунок 3.4 – Вихревой коэффициент tumble в зависимости от частоты вращения коленвала

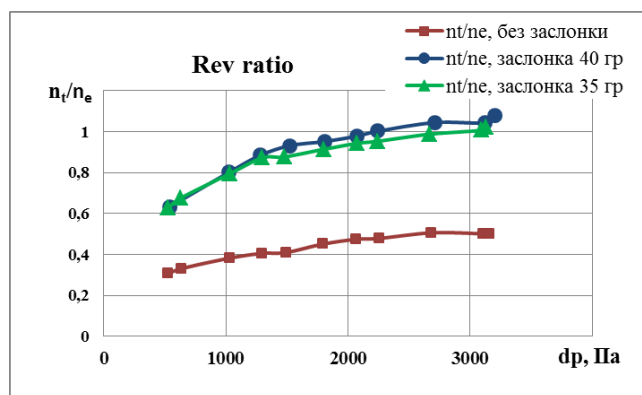


Рисунок 3.5 – отношение скоростей в зависимости от перепада давления в канале

Из рисунка 3.3 видно, что добавление заслонки и поворота её на 40 град, позволяет увеличить вихрь tumble при оборотах коленчатого вала 1500 мин⁻¹ на 166 % (значение вихря tumble составляет 1600 мин⁻¹), но уменьшает продолжительность вихря tumble в канале ГБЦ ВАЗ 21126 с добавлением заслонки, что составляет 1800 мин⁻¹ оборотов коленчатого вала в сравнении с каналом ГБЦ ВАЗ 21126 без заслонки, конечная точка оборотов коленчатого вала которого, составляет 3100 мин⁻¹.

Второй вариант продувки канала на стенде – ГБЦ ВАЗ-21126 без заслонки, ГБЦ ВАЗ-21176 (RICARDO) и ГБЦ ВАЗ-21126 с ширмой, закрывающей нижнюю половину канала. На рисунке 3.6 показана модифицированная ГБЦ ВАЗ-21126 с ширмой, закрывающей нижнюю половину канала.



Рисунок 3.6 –ГБЦ ВАЗ-21126 с ширмой, закрывающей нижнюю половину канала

В таблицах 3.4, 3.5, 3.6 представлены результаты продувок ГБЦ ВАЗ-21126 без заслонки, ГБЦ ВАЗ-21176 (RICARDO) и ГБЦ ВАЗ-21126 с ширмой, закрывающей нижнюю половину канала.

Таблица 3.4 – Данные продувки на стенде ГБЦ ВАЗ-21126

G, кг/ч	dp, Па	C_f	N_б	n_е, мин⁻¹	n_б, мин⁻¹	n_г/n_е
36,0799	192	0,3528	0,0524	627	109	0,1738437
49,0196	284	0,3943	0,07	852	177	0,207746479
67,6114	471	0,4221	0,1116	1175	364	0,309787234
86,034	714	0,4361	0,1476	1495	594	0,397324415
97,6365	891	0,443	0,1575	1697	707	0,41661756
114,507	1235	0,4412	0,1795	1990	949	0,476884422
120,639	1385	0,4387	0,1878	2097	1053	0,502145923
136,119	1751	0,44	0,1975	2366	1245	0,526204565
150,949	2132	0,4419	0,2105	2624	1466	0,558689024
159,506	2363	0,4433	0,2145	2772	1573	0,567460317
165,749	2543	0,444	0,2153	2881	1639	0,568899688
169,653	2661	0,4441	0,2168	2949	1688	0,572397423

Таблица 3.5 – Данные продувки на стенде ГБЦ ВАЗ-21176 (RICARDO)

G, кг/ч	dp, Па	C_f	N_б	n_е, мин⁻¹	n_г, мин⁻¹	n_г/n_е
108,425	837	0,4169	0,2168	1676	944	0,563245823
132,49	1232	0,4197	0,1998	2048	1056	0,515625
149,767	1527	0,4259	0,2191	2315	1290	0,557235421
156,888	1642	0,4301	0,2236	2425	1365	0,562886598

G, кг/ч	dp, Па	C_f	N_б	ne, мин-1	nt, мин-1	nt/ne
163,133	1776	0,4299	0,2095	2522	1331	0,527755749
165,601	1828	0,4302	0,218	2560	1405	0,548828125
166,109	1859	0,4279	0,2183	2568	1419	0,552570093
166,68	1871	0,428	0,2153	2577	1404	0,544819558
167,266	1885	0,4279	0,2321	2586	1519	0,587393658
167,687	1884	0,4291	0,2258	2592	1478	0,570216049
167,69	1868	0,4309	0,2004	2592	1306	0,503858025
167,987	1874	0,4309	0,2176	2597	1421	0,547169811
168,267	1890	0,4299	0,2249	2601	1474	0,566705113
168,729	1886	0,4315	0,2137	2608	1399	0,53642638
173,429	1981	0,4327	0,2343	2681	1573	0,586721373
175,912	2069	0,4293	0,2246	2719	1541	0,566752483
176,127	2068	0,43	0,2001	2723	1372	0,503856041
177,417	2095	0,4304	0,228	2743	1574	0,57382428
178,548	2155	0,4269	0,2277	2760	1595	0,577898551
179,956	2144	0,4314	0,2084	2782	1456	0,523364486
181,517	2136	0,436	0,2379	2806	1658	0,590876693
184,508	2259	0,4308	0,2346	2852	1683	0,590112202
185,089	2254	0,4327	0,2338	2861	1675	0,58545963
185,111	2259	0,4323	0,2219	2862	1591	0,555904962
185,443	2247	0,4342	0,2357	2867	1685	0,587722358
185,663	2273	0,4322	0,2115	2870	1521	0,529965157

Таблица 3.6 – Данные продувки на стенде ГБЦ ВАЗ-21126 с ширмой, закрывающей нижнюю половину канала

G, кг/ч	dp, Па	C_f	N_б	ne, мин-1	nt, мин-1	nt/ne
26,9555	196	0,2606	0,048	468	101	0,215811966
43,8737	427	0,2878	0,0808	762	251	0,329396325
56,7518	670	0,2971	0,1044	986	406	0,411764706
70,1224	934	0,3107	0,1183	1219	544	0,446267432
81,0382	1261	0,309	0,132	1408	705	0,500710227
90,3135	1563	0,309	0,145	1570	864	0,550318471
101,244	1954	0,3097	0,1566	1760	1043	0,592613636
107,585	2219	0,3086	0,1584	1870	1125	0,601604278
112,514	2452	0,307	0,1657	1955	1239	0,633759591
117,902	2687	0,3071	0,169	2049	1323	0,64568082
122,617	2896	0,3076	0,1749	2131	1422	0,667292351
124,844	3005	0,3073	0,1761	2170	1459	0,67235023

Данные результаты представлены в виде диаграмм сравнения продувок ГБЦ ВАЗ-21126 без заслонки, ГБЦ ВАЗ-21176 (RICARDO) и ГБЦ ВАЗ-21126 с ширмой, закрывающей нижнюю половину канала и показаны на рисунках 3.7-3.10.

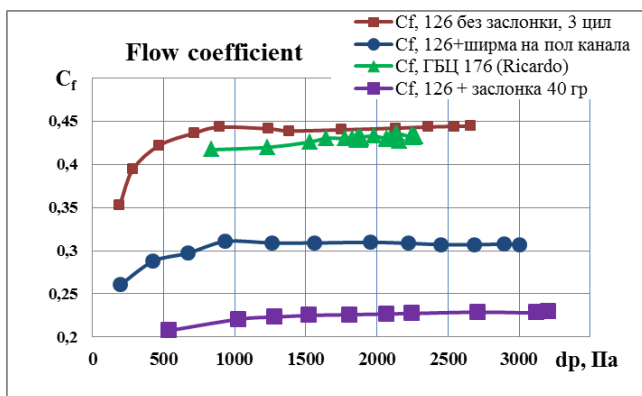


Рисунок 3.7 – Коэффициент расхода канала в зависимости от падения давления в канале

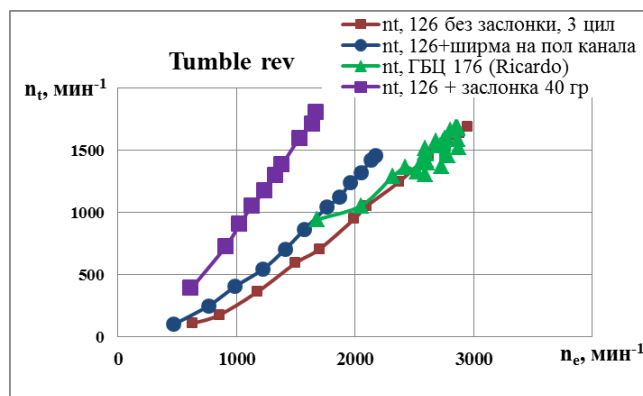


Рисунок 3.8 – Сравнение вихря tumble по оборотам коленвала двигателя

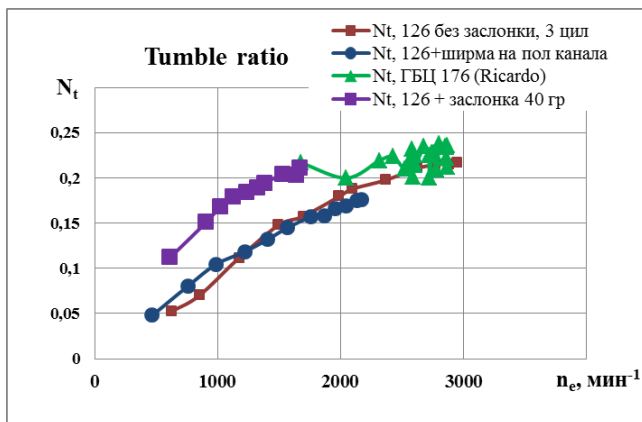


Рисунок 3.9 – Вихревой коэффициент tumble в зависимости от частоты вращения коленвала

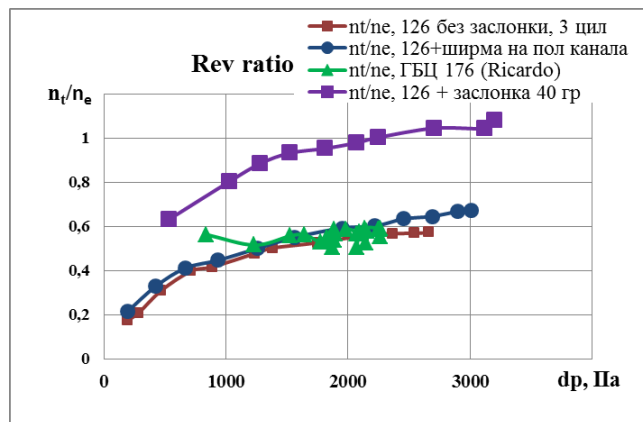


Рисунок 3.10 – Отношение скоростей в зависимости от перепада давления в канале

Из рисунка 3.8 следует, что вихрь tumble в точке равной 1600 мин⁻¹ оборотов коленчатого вала при добавлении ширмы закрывающей половину впускного канала составляет 1000 мин⁻¹, в это время вихрь tumble для ГБЦ ВАЗ 21176 производства фирмы Ricardo выходит на показания. Это

составляет разницу 160% в падении показателя вихря tumble в зависимости от оборотов коленчатого вала в сравнении с ГБЦ ВАЗ 21126 с добавлением заслонки повернутой на 40 град.

Третий вариант продувки канала на стенде – ГБЦ ВАЗ-21126 без заслонки и ГБЦ ВАЗ-21126 с установленным во впускной канал соплом регулируемого сечения. На рисунке 3.11 представлено сопло регулируемого сечения.

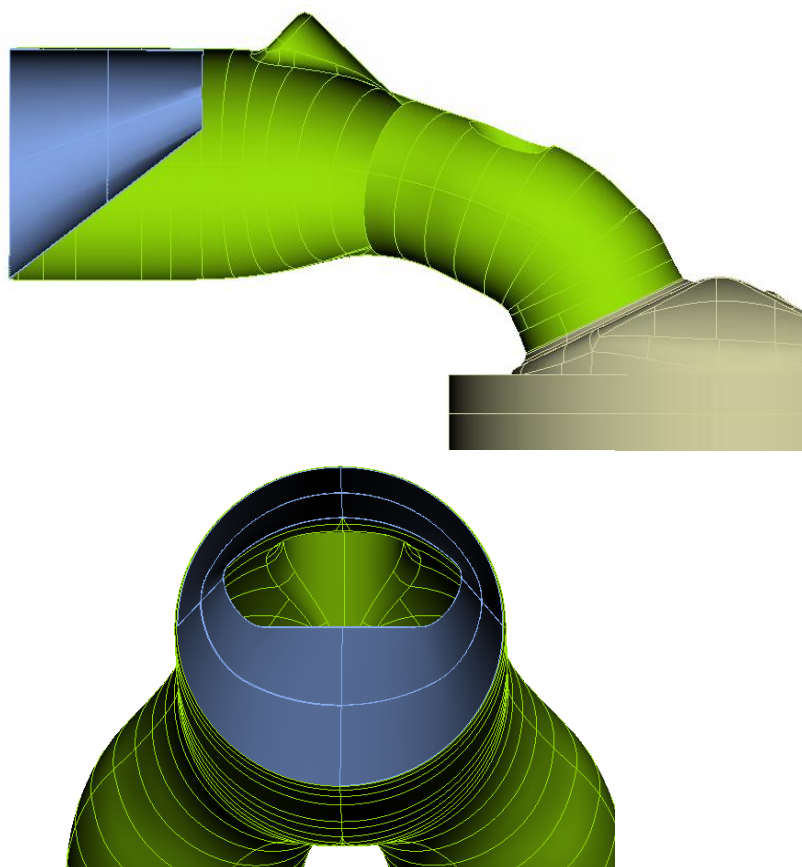


Рисунок 3.11 - Сопло регулируемого сечения.

Сопло регулируемого сечения позволяет направить поток на переднюю часть впускного клапана таким образом, чтобы интенсифицировать вертикальный вихрь в цилиндре двигателя. На рисунке 3.12 представлена ГБЦ ВАЗ-21126 с установленным во впускном канале соплом.



Рисунок 3.12 – Сопло, установленное во впускном канале ГБЦ ВАЗ-21126

На рисунке 3.13 представлено сравнение вихревого числа серийной ГБЦ ВАЗ 21126 и ГБЦ ВАЗ-21126 с соплом от массового расхода при постоянном подъеме клапана

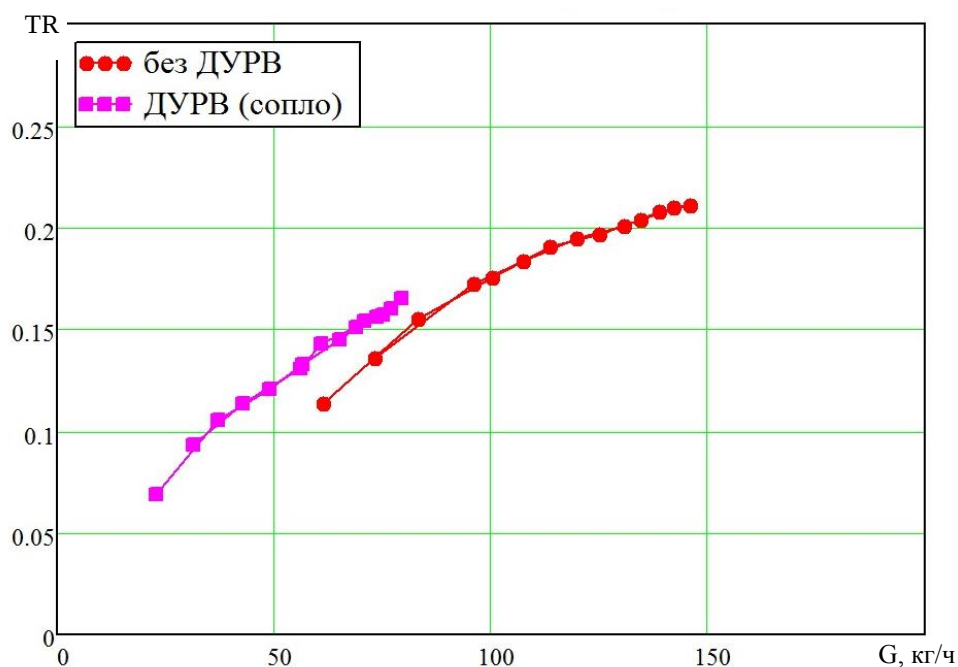


Рисунок 3.13 – Сравнение вихревого числа серийной ГБЦ ВАЗ-21126 и ГБЦ ВАЗ-21126 с соплом от массового расхода при постоянном подъеме клапана

После проведения экспериментальной продувки впускных каналов ГБЦ ВАЗ-21126 и ГБЦ ВАЗ-21126 с соплом от массового расхода при постоянном

подъеме клапана были выявлены различные изменения вихревого движения заряда внутри цилиндра. ГБЦ ВАЗ-21126 имеет склонность к резкому падению вихря в области низких оборотов двигателя, в то время как ГБЦ с соплом дает устойчивый вихрь [64]. Показано, что применение заслонки на низких оборотах дает устойчивый вихрь, например чтобы достичь вихревого числа 0.1 на серийной ГБЦ требуется расход 55 кг/ч, а применение сопла на низких оборотах показывает те же значения при расходе в 30 кг/ч. Применение сопла расширяет зону устойчивой работы двигателя на низких оборотах [65].

Выводы

В данном разделе показаны результаты проведенных экспериментов и их обработка.

Проведенные экспериментальные продувки впускных каналов с добавлением ДУРВ показали различие коэффициента расхода канала в зависимости от давления, изменение вихря и вихревого коэффициента tumble в зависимости от оборотов коленчатого вала, отношение скоростей от перепада давления в канале ГБЦ. Наибольший коэффициент расхода канала был показан ГБЦ ВАЗ-21126 в стандартном исполнении и составляет 0,43.

4 Моделирование процесса наполнения цилиндра двигателя средствами CFD

Для исследования дополнительных устройств регулирования вихреобразования (ДУРВ) увеличивающих вихреобразование [66] при малых расходах и совершенствования процесса сгорания в цилиндре двигателя, параллельно с экспериментальными испытаниями ГБЦ, был проведен CFD расчет [67]:

- а) канала ГБЦ ВАЗ-21126 без заслонки;
- б) с заслонкой в двух положениях перекрытия сечения канала 70% и 90%;
- с) с соплом в канале.

Результаты расчетов CFD

Был использован вариант при постоянном максимальном подъеме клапана 7.6мм и при расходе воздуха через впускной канал 30 г/сек.

На рисунках 4.1 – 4.5 представлены визуализированные результаты CFD расчёта для канала ГБЦ ВАЗ-21126.

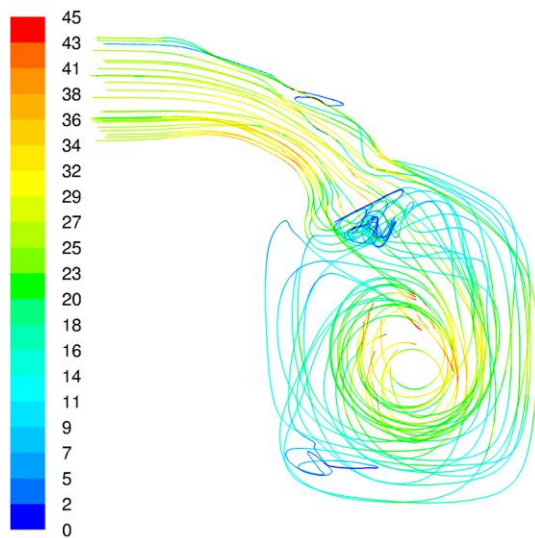


Рисунок 4.1 – Канал ГБЦ ВАЗ-21126, линии тока по скорости потока, м/с

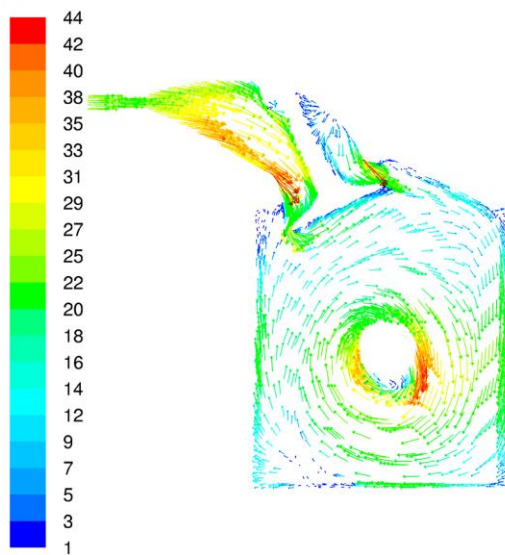


Рисунок 4.2 – Канал ГБЦ ВАЗ-21126, векторы скоростей, м/с

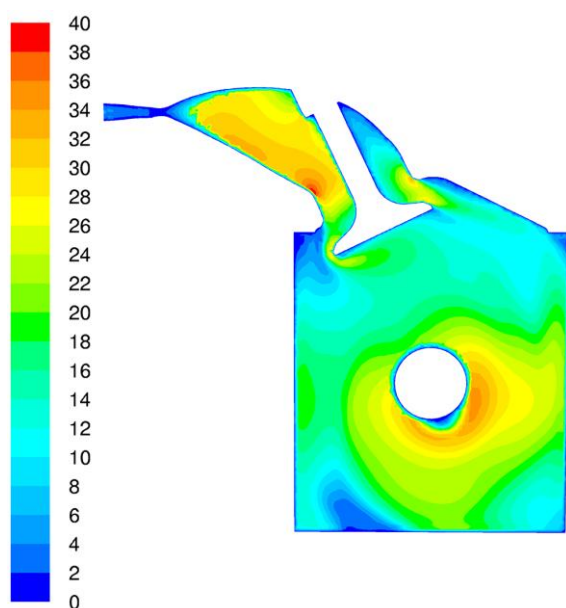


Рисунок 4.3 – Канал ГБЦ ВАЗ-21126, распределение скоростей, м/с

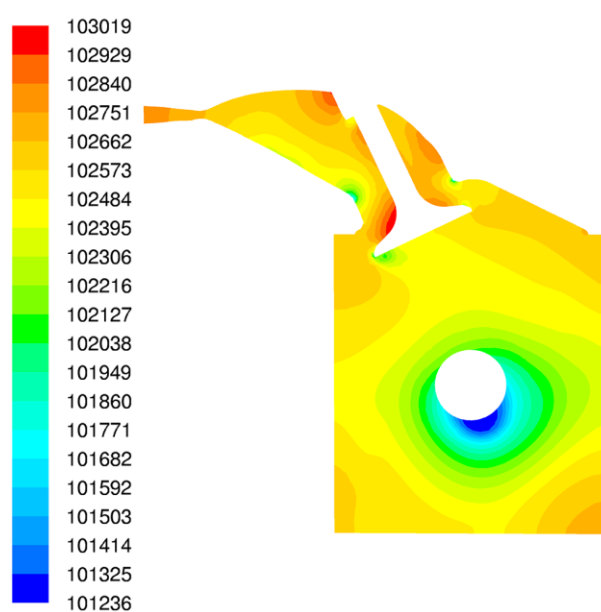


Рисунок 4.4 – Канал ГБЦ ВАЗ-21126, распределение статического давления, Па

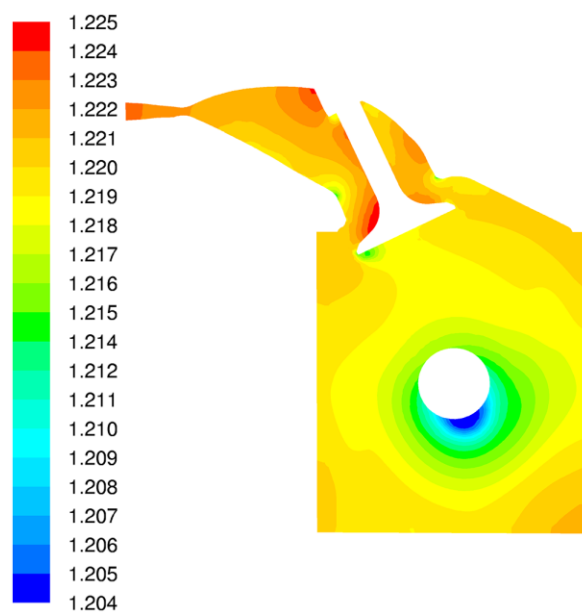


Рисунок 4.5 – Канал ГБЦ ВАЗ-21126, распределение плотности, кг/м³

Рассмотрим второй вариант с применением поворотной заслонки. При этом во впускной канал головки блока цилиндров помещается заслонка, которая поворачиваясь вокруг перпендикулярной каналу оси, частично перекрывает впускной канал, скорость потока возрастает [68], поток направляется таким образом, чтобы вертикальный вихрь в цилиндре интенсифицировался. На рисунке 4.6 показана поворотная регулируемая заслонка.

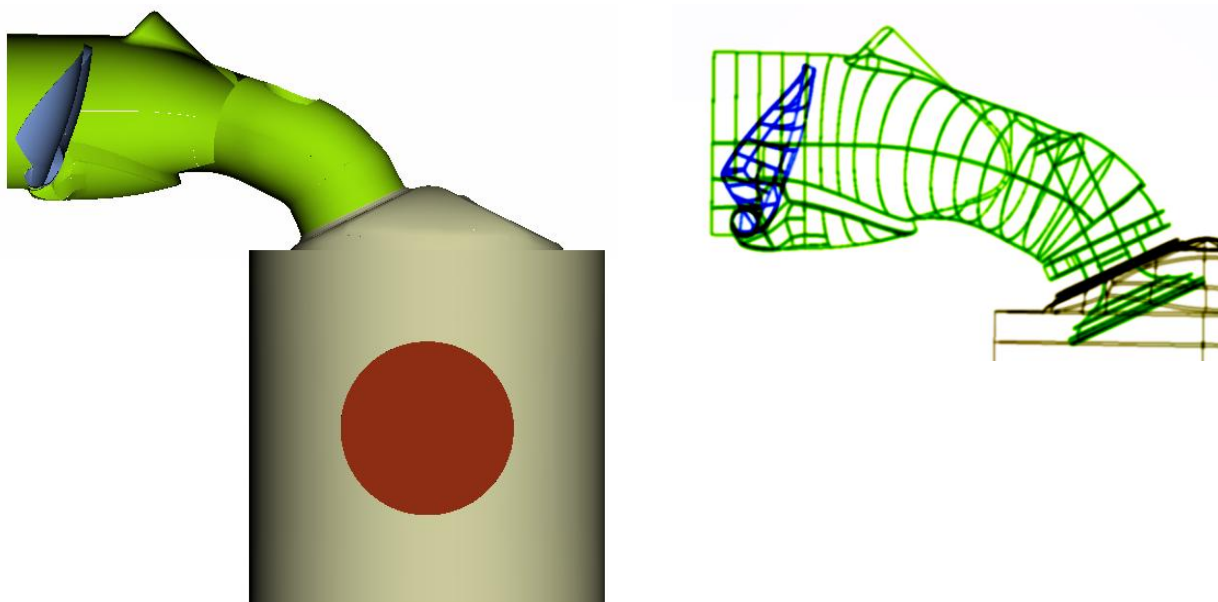


Рисунок 4.6 – Поворотная регулируемая заслонка. Канал перекрыт.

В результате CFD моделирования потока базового канала в стационарной постановке задачи при полностью открытом впускном клапане в положении заслонки [69], когда она перекрывает 70 и 90 % поперечного сечения канала получено увеличение частоты вращения вихря в цилиндре на 30-40 % при перекрытии канала на 70 %.

На рисунке 4.7 – 4.8 показана частота вращения вихря в цилиндре ГБЦ ВАЗ 21126 и потери давления во впускном канале ГБЦ ВАЗ 21126.

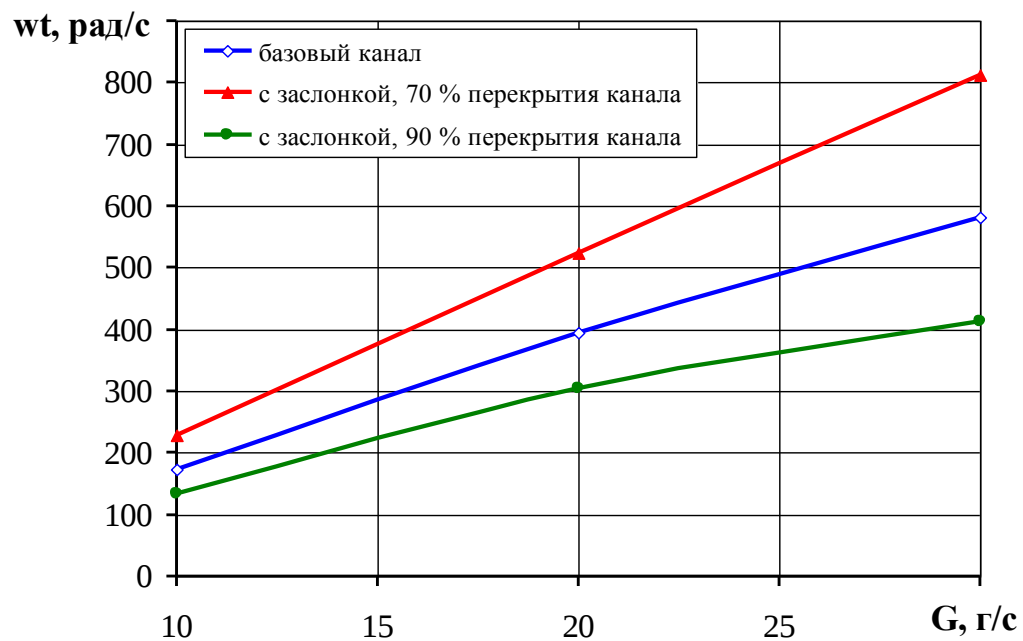


Рисунок 4.7 – Частота вращения вихря в цилиндре ГБЦ ВАЗ 21126 ω_t

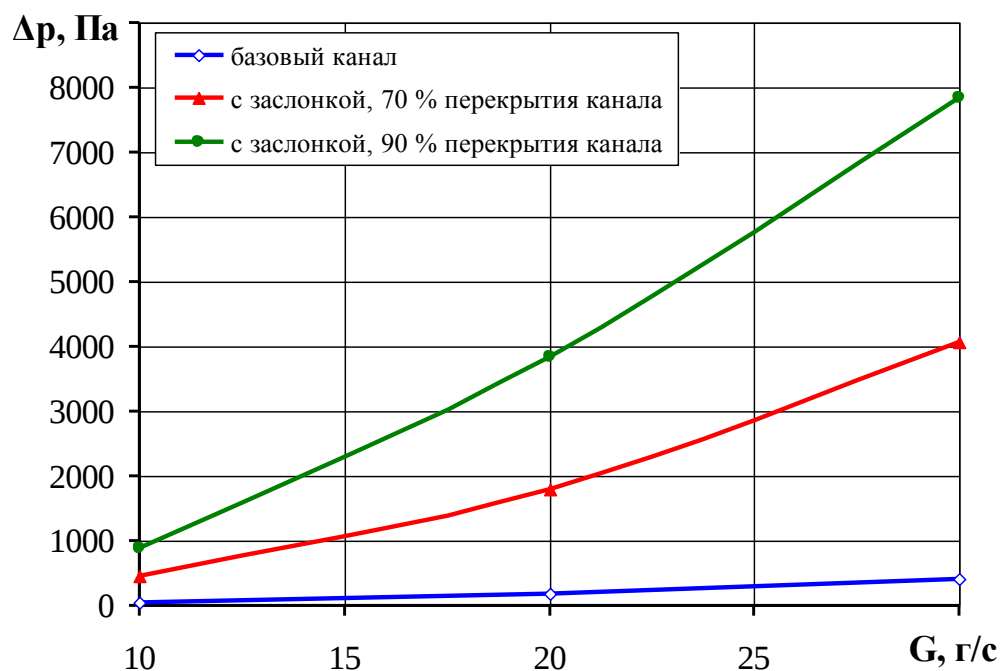


Рисунок 4.8 – Потери давления во впускном канале ГБЦ ВАЗ 21126 Δp

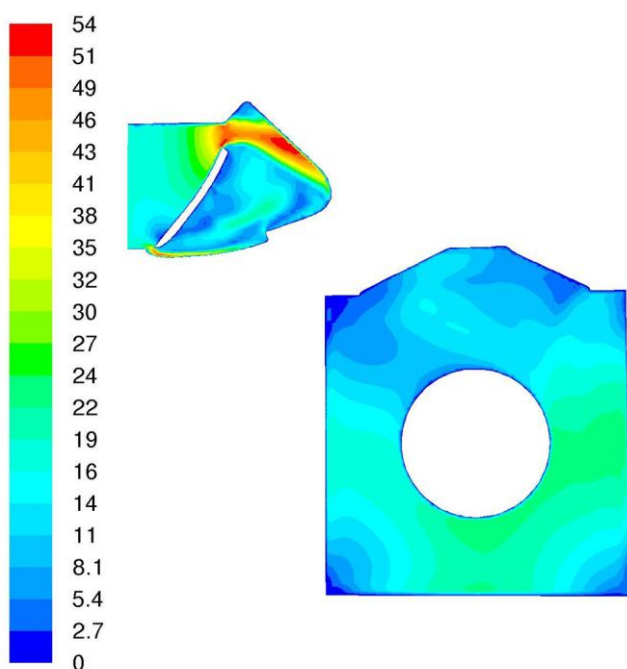


Рисунок 4.9 – Скорость потока в цилиндре при перекрытии заслонкой 70 % впускного канала ГБЦ ВАЗ 21126, контуры распределения, сечение по центру цилиндра

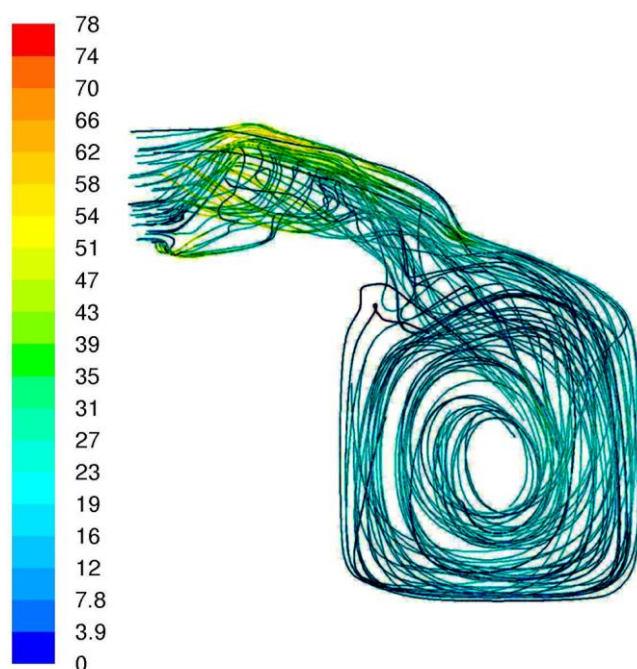


Рисунок 4.10 – Скорость потока в цилиндре при перекрытии заслонкой 70 % впускного канала ГБЦ ВАЗ 21126, линии тока, сечение по центру цилиндра

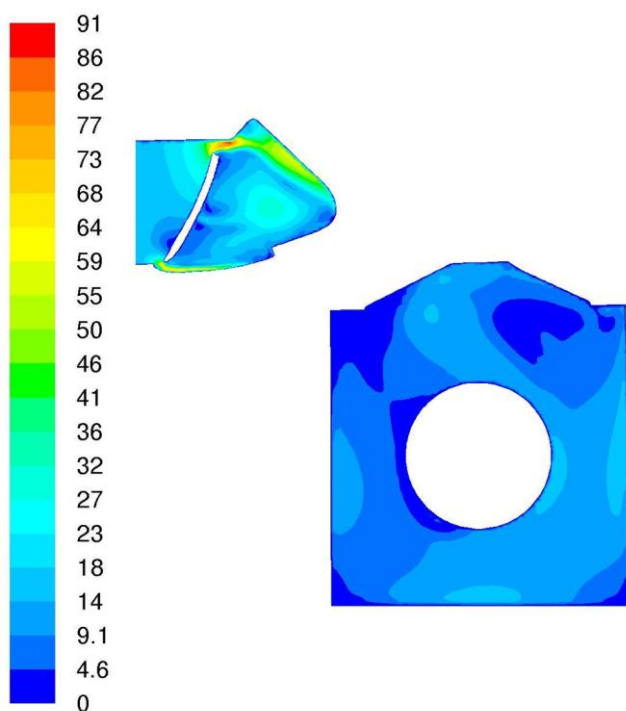


Рисунок 4.11 – Скорость потока в цилиндре при перекрытии заслонкой 90 % впускного канала ГБЦ ВАЗ 21126 , контуры распределения, сечение по центру цилиндра

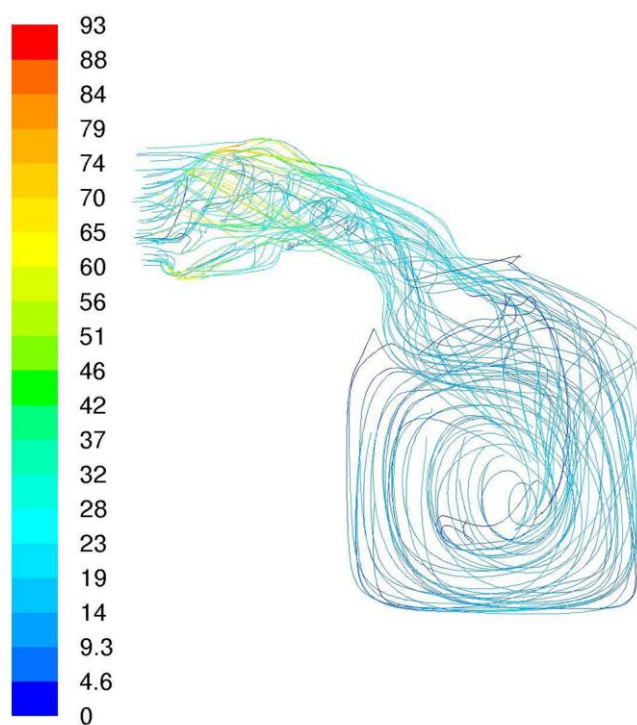


Рисунок 4.12 – Скорость потока в цилиндре при перекрытии заслонкой 90 % впускного канала ГБЦ ВАЗ 21126, линии тока, сечение по центру цилиндра

Третий вариант с соплом регулируемого сечения.. Назначение сопла также сводится к тому, чтобы направить поток на переднюю часть впускного клапана таким образом, чтобы интенсифицировать вертикальный вихрь в цилиндре двигателя [70,71]. На рисунке 4.13 показано регулируемое сопло образующее продолговатое сечение.

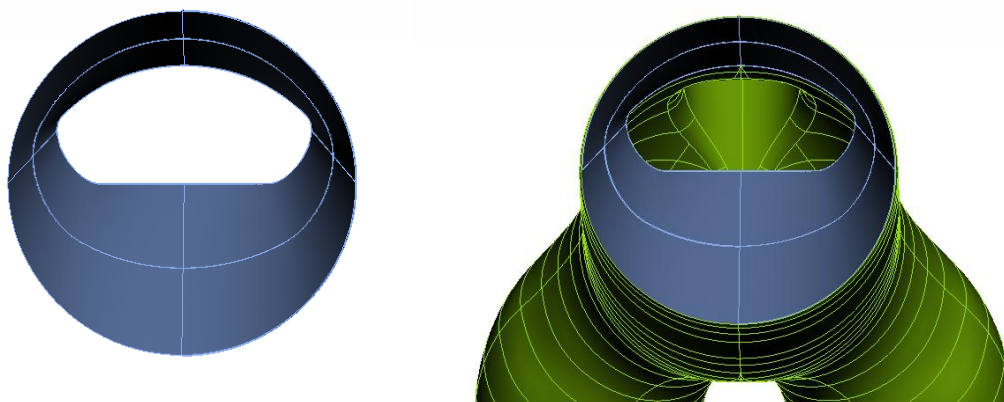


Рисунок 4.13 – Сопло регулируемого сечения. Проходное сечение.

На рисунках 4.14 – 4.15 представлены визуализированные результаты CFD расчёта для канала ГБЦ ВАЗ-21126 с соплом при расходе воздуха через клапан 30 г/сек.

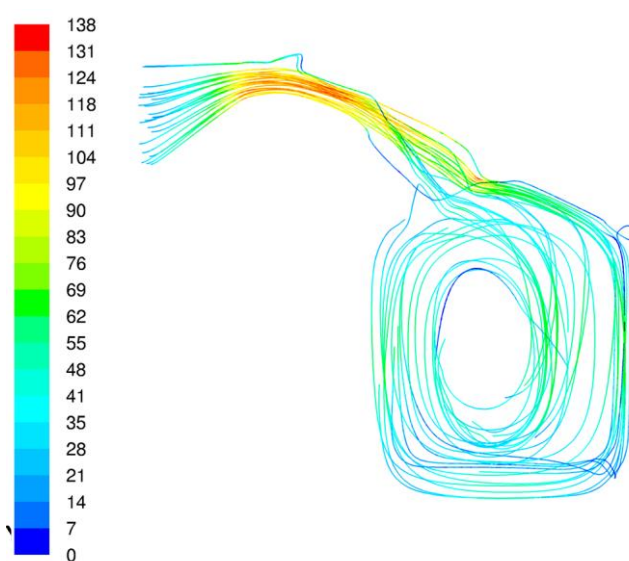


Рисунок 4.14 – Канал ГБЦ ВАЗ-21126 с соплом в канале, линии тока построены по скорости потока, м/с

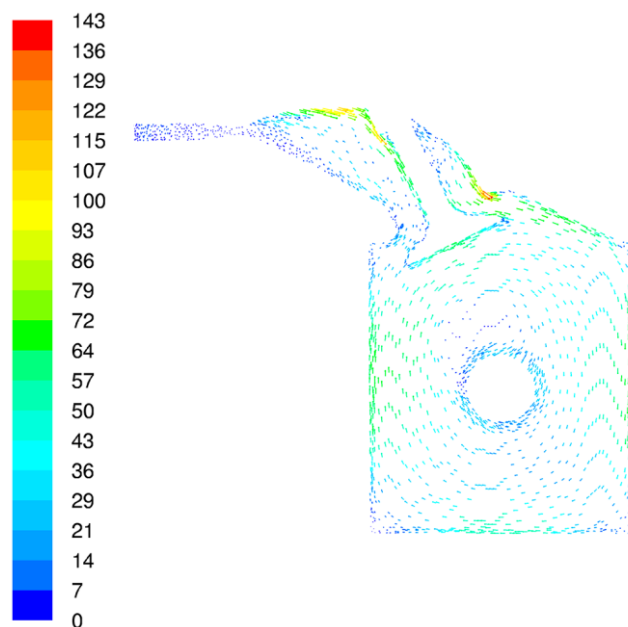


Рисунок 4.15 – Канал ГБЦ ВАЗ-21126 с соплом в канале, векторы скоростей в сечении клапана, м/с

Выводы

В данном разделе проведены расчетные исследования CFD моделирования влияния добавления ДУРВ во впускной канал ГБЦ.

В результате математического моделирования образования вихря tumble в цилиндре средствами CFD было проведено сравнение по эффективности базовой конструкции и следующих вариантов ДУРВ:

Наименование	wt, рад/с при расходе 30 г/с
Канал ГБЦ 21126 в стандартном исполнении	580
Канал ГБЦ 21126 с поворотной заслонкой	768
Канал ГБЦ 21126 с добавлением регулируемого сопла	1291

Лучшие показатели имеют варианты с соплом изменяемого сечения (увеличение вихря на 122%) и с поворотной заслонкой даёт увеличение вихря на 32% в сравнении с ГБЦ 21126 в стандартном исполнении.

Экспериментальные продувки показали, что поворотная вихревая заслонка при угле поворота 40^0 повышает вихрь в цилиндре по отношению к базовому каналу примерно на 87%.

ЗАКЛЮЧЕНИЕ

В результате выполненной работы были проведены экспериментальные и расчетные исследования образования вихря в цилиндре ДВС.

Основные результаты работы заключаются в следующем:

1. При экспериментальных исследованиях в стационарном режиме впускных каналов с добавлением ДУРВ показали различие коэффициента расхода канала в зависимости от давления, изменение вихря и вихревого коэффициента *tumble* в зависимости от оборотов коленчатого вала, отношение скоростей от перепада давления в канале ГБЦ. Наибольший коэффициент расхода канала был показан ГБЦ ВАЗ-21126 в стандартном исполнении и составляет 0,43.

2. Расчетные исследования в программе CFD моделирования процесса вихреобразования показали, что с помощью добавления сопла регулируемого сечения достигается увеличение вихря на 122% в сравнении с ГБЦ в стандартном исполнении.

3. Добавление во впускные каналы различных устройств повышающих вихреобразование, при решении вопроса с наполнением цилиндра ДВС, могут применяться для увеличения коэффициента наполнения.

Список использованных источников

1. Кавтарадзе Р.З. Теория поршневых двигателей. Специальные главы: Учебник для вузов. – М.: Изд-во МГТУ им. Н.Э. Баумана, 2008. — 720 с.: ил.
2. Kreuter P.: Method and apparatus for impulse charging of an internal combustion engine. Patent US 6422184, 2002.
3. Вихерт М.М., Грудский Ю.Г. Конструирование впускных систем быстроходных дизелей. М.: Машиностроение, 1982.
4. Ленин, И. М. Теория автомобильных и тракторных двигателей [Текст] / И. М. Ленин. – М.: Машиностроение, 1969. – 368 с.
5. Jenny E. Die Verwertung der Abgasenergie beim aufgeladenen Viertaktmotor. – The brown bavery Review, 1950, № 11, p. 447 – 461
6. Brandstetter W. Ahnlichkeitsgesetze des Viertaktmotors – MTZ, 1967, 28, № 9, S. 341 – 349.
7. Б.А. Шароглазов, М.Ф. Фарафонов, В.В. Клементьев. Двигатели внутреннего сгорания: теория, моделирование и расчет процессов. – Челябинск. Издательство ЮУрГУ, 2006. – 382 с.
8. Влияние интенсивности вихря впускного воздуха на локальные температуры рабочего тела в цилиндре двигателя / Р.З. Кавтарадзе, В.В. Арапов, А.А. Скрипник, Ичунь Ван // Тр. XII школы-семинара «Проблемы газодинамики и тепломассообмена в энергетических установках». М.: Изд-во МЭИ. 1999. С. 155–158.
9. Tumble Flow Measurements Using Three Different Methods and its Effects on Fuel Economy and Emissions, SAE 2006-01-3345.
10. Хейвуд Дж. Гидродинамика рабочих цилиндров двигателей внутреннего сгорания. Фримановская лекция 1986 г. // Тр. Американского общества инженеров-механиков. Теоретические основы инженерных расчетов. М.: 1987. С. 171–229.

11. Грабовский А.А. Анализ существующих и перспективных технических решений по двигателям внутреннего сгорания / А. А. Грабовский, А. А. Семенов, А. В. Швецов // Вестник Пензенского государственного университета. – 2015. – № 4 (12). – С. 158–168.
12. Иноземцев, Н.В. Процессы сгорания в двигателях / Н.В. Иноземцев, В.К. Кошкин. – М. : Машгиз, 1949. – 344 с.
13. Вихерт М.М., Грудский Ю.Г. Конструирование впускных систем быстроходных дизелей, – М., Машиностроение, 1982.
14. Брозе, Д.Д. Сгорание в поршневых двигателях / Д.Д. Брозе. – М. : Машиностроение, 1969. – 248 с.
15. Петриченко М.Р., Валишвили Н.В., Кавтарадзе Р.З. Пограничный слой в вихревом потоке на неподвижной плоскости // РАН. Теплофизика и аэромеханика. Т. 9. № 3. 2002. С. 411–421.
16. T. Naganuma, M. Iko, T. Sakonji, F. Shoji: “Basic Research on Combustion Chambers for Lean Burn Gas Engines”, 1992 Int. Gas Research Conf.
17. Манджгаладзе А.А., Кавтарадзе Р.З., Апциаури А.З., Мгеладзе Р.А. Исследования процессов газообмена и теплообмена в дизелях методами математического и физического моделирования. Тбилиси: Мецниереба, 1986.
18. HohenbergG., GrebeU., KrausgrillCh. Die Bestimmung von Drall und tumble und deren Auswirkung auf den Arbeitsprozess des Ottomotors. 5. Tagung «Der Arbeitsprozess des Verbrennungsmotors» // TU Graz. 1995. S. 279–305.
19. FlowMaster Advanced PIV / PTV Systems for Quantitative Flow Field Analysis. LaVision.
20. Tumble Generator Valve (TGV) Control of In-Cylinder Bulk Flow and Its Turbulence Near Spark Plug in SI Engine. SAE 2001-01-1306.
21. Tippelmann G. Räumlicher Drallmesser für Drall- und tumblemessung // MTZ. N 6. 1997. S. 327–363.

22. D.R. Lancaster, R.B. Krieger, S.C. Sorenson, W.L. Hull: "Effects of Turbulence on Spark-Ignition Engine Combustion", SAE760160
23. Barthelmä L. Einfluss der Luftbewegung im Brennraum auf die Abgasemission eines direkt einspritzenden Dieselmotors: Dissertation. TU München. 1982. 135 S.
24. Mitsubishi motors Technical review, 2008, №20.
25. O. Samimi Abianeh, M. Mirsalim, A. Shafiei Sabet. Investigation of Swirling and Tumbling Flow Pattern of Spark Ignition Engine / The Journal of Engine Research. Vol. 14. Spring 2009. P.27-34.
26. Tippelmann, G., "A New Method of Investigation of Swirl Ports," SAE Technical Paper 770404, 1977, doi:10.4271/770404.6.
27. Herweg R., Haase D., Dieler T., Berndt F., Rottenkolber G.: "Lean Burn Combustion for Gasoline Engines: Potential of High Frequency Ignition and High Pressure Injection," 13th Stuttgart International Conference Automotive and Engine Technology, 2013.12.
28. Двигатель с искровым зажиганием и непосредственным впрыском: пат. 6065444 США. № 09/215253; заявл. 18.12.98; опубл. 23.05.00.
29. Steady and Transient CFD Approach for Port Optimization, SAE 2008-01-1430.
30. In-cylinder Flow Analysis for Production-Type Internal-Combustion Engines / by S.L. van den Heuvel. – Eindhoven: Technische Universiteit Eindhoven, 1998. – Proefschrift.14.
31. Waltner A., Lueckert P., Schaupp U., Rau E., Kemmler R. Weller R., "Future Technology of the Spark-ignition Engine: Spray-guided Direct Injection with Piezo Injector," 27th Vienna Motor Symposium 200615. Effects of Injection Timings and Intake Port Flow Control on the In-Cylinder Wetted Fuel Footprints during PFI Engine Startup Process. SAE 2005-01-2082.

32. T. Kato, K. Tsujimura, M. Shintani, T. Minami, I. Yamaguchi: “Spray Characteristics and Combustion Improvement of D.I. Diesel Engine with High Pressure Fuel Injection”, SAE890265
33. Hitoshi Takahashi; Takeya Harada; Toshihiro Yamaki; Toshihiro Oikawa. Study on Impulse Charger for Enhancement of Volumetric Efficiency of SI Engine. SAE Techn. Pap. Ser. 2006-01-0191.
34. Хиллиард, Д. Топливная экономичность автомобилей с бензиновыми двигателями / Д. Хиллиард, Дж. Спрингер, перевод с англ. под ред. А.В. Кострова// - М. : Машиностроение, 1988. – 510 с.
35. Щелкин, К.И. Газодинамика горения / К.И. Щелкин, Я.К. Трошин// – М. : АН СССР, 1963. - 287 с.
36. Талантов, А.В. Основы теории горения / А.В. Талантов. – М. : Машиностроение, 1975. – 251 с.
37. Орлин А.С. Двигатели внутреннего сгорания. Устройство и работа поршневых и комбинированных двигателей. Изд. 4-е / Орлин А.С., Круглов М.Г. // М.: Машиностроение, - 1990. - 289 с.
38. Семенов, Е.С. Исследование турбулентности в цилиндре поршневого двигателя /Е.С. Семенов, А.С. Соколик // Известия АН СССР. – 1958. - № 8. - С. 130-140.
39. Каменев, В.Ф. Научные основы и пути совершенствования токсических характеристик автомобильных двигателей с искровым зажиганием: Дисс. докт.техн.наук: 05.04.02 ГНЦ НАМИ / Каменев Владимир Федорович. - Москва, 1996. - 454 с.
40. Борисов А.О. Способ холодного пуска поршневого двигателя внутреннего сгорания // Сборник научных трудов по материалам Международной конференции Двигатель-2007, посвященной 100-летию школы двигателестроения МГТУ им. Н.Э. Баумана // Под ред. Н.А.

Иващенко, В.Н. Костюкова, А.П. Науменко, Л.В. Грехова – М.: МГТУ им. Н.Э.Баумана, 2007.

41. Кульчицкий А.Р. Токсичность автомобильных и тракторных двигателей //Учеб. пособие. - Владимирский гос. ун-т. Владимир, 2004. – 400 с.

42. Способ холодного пуска двигателя внутреннего сгорания поршневого типа. Авторы: Борисов А.О., Байбурин Р.В. Патент РФ на изобретение №2290530, опубл. 27.12.2006. Бюл. №36.

43. Вибе, И. И. Новое о рабочем цикле двигателей. Скорость сгорания и рабочий цикл двигателя / И.И. Вибе. – Свердловск : Машгиз, 1962. – 271 с.

44. Cao, Y., "Thermodynamic Cycles of Internal Combustion Engines for Increased Thermal Efficiency, Constant-Volume Combustion, Variable Compression Ratio, and Cold Start," SAE Technical Paper 2007-01-4115, 2007, doi:10.4271/2007-01-4115.

45. Piock, W., Befrui, B., Berndorfer, A., and Hoffmann, G., "Fuel Pressure and Charge Motion Effects on GDi Engine Particulate Emissions," SAE Int. J. Engines 8(2):2015, doi:10.4271/2015-01-0746.

46. Захаров Л.А. Моделирование смесеобразования и горения в рабочей камере поршневого двигателя внутреннего сгорания / Захаров Л.А., Захаров И.Л., Хрунков С.Н. // Труды Нижегородского государственного технического университета им. Р.Е. Алексеева. - №2(81). – С.178-186.

47. Design of a tumble-Orientated Intake Port Layout for a Gasoline Combustion Process Used in Power Sport Application, SAE 2011-32-0589.

48. Kong, S.C., Reitz, R.D., Christensen, M. and Johansson, B., "Modeling the Effects of Geometry Generated Turbulence on HCCI Engine Combustion". Society of Automotive Engineers. SAE 2003-01-1088. 2003. pp 1-11.

49. Вырубов Д.Н. Двигатели внутреннего сгорания: Теория и поршневых и комбинированных двигателей. /Д.Н. Вырубов, Н.А. Иващенко и

др.; Под общей редакцией А.С. Орлина, М.Г. Круглова. –4-е издание, перераб. и доп. – М.: Машиностроение, 1983.

50. В.Н. Луканин. Двигатели внутреннего сгорания. В 3 кн. Кн. 1. Теория рабочих процессов: Учеб. / В.Н. Луканин, К.А. Морозов; Под ред. В.Н. Луканина // М.: Высш. шк., 1995. - 369 с.

51. Hoffmann, G., Befrui, B., Berndorfer, A., Piock, W. et al., “Fuel System Pressure Increase for Enhanced Performance of GDi Multi-Hole Injection Systems,” SAE Int. J. Engines 7(1):519-527, 2014, doi:10.4271/2014-01-1209.

52. Effects of Injection Timings and Intake Port Flow Control on the In-Cylinder Wetted Fuel Footprints during PFI Engine Startup Process. SAE 2005-01-2082.

53. Соколик, А. С. Основы теории процесса нормального сгорания в двигателях с искровым зажиганием / А. С. Соколик // М. : АН СССР, 1951.

54. Колчин, А.И. Расчет автомобильных и тракторных двигателей : учеб. пособие для вузов / А.И. Колчин, В.П. Демидов. – 4-е изд., стер. – М. : Высш. шк., 2008. – 496 с.

55. Мухаметзянова, А. Г. Гидравлическое сопротивление турбулентного потока несжимаемой жидкости в осесимметричных каналах переменного сечения с различными формообразующими [Текст] / А. Г. Мухаметзянова, Г. С. Дьяконов, Е. И. Кульментьева // Вестник Казанского технологического университета. – 2006. - № 1. – С. 209-216.

56. Благов, Е. Э. Предельный максимальный коэффициент расхода сужающих устройств гидросистем [Текст] / Е. Э. Благов // Наука и конструирование. – 2007. – № 2. – С. 57-63.

57. Ленин, И. М. Теория автомобильных и тракторных двигателей [Текст] / И. М. Ленин. – М.: Машиностроение, 1969. – 368 с.

58. W.R. Dietrich, W. Grundmann, G. Langeloth: “Pollutant Reduction on Stationary S.I. Engines from Motoren-Werke Mannheim for Operation on Natural

Gas Applying the Lean-Burn Principle”, MTZ, Motortechnische Zeitschrift 47(1986) 3 pp83-87.

59. 3D CFD Upfront Optimization of the In-Cylinder Flow of the 3.5L V6 EcoBoost Engine. SAE 2009-01-1492.

60. Машиностроение. Энциклопедия : в 40 т. / гл. ред. К.В. Фролов (пред.) и др.-М.: Машиностроение, 2013.- Т. IV-14: Двигатели внутреннего сгорания.- 784с.

61. Victor IORGA-SIMAN, Adrian CLENCI, Pierre PODEVIN, Alain DELACROIX and Ion TABACU “In Cylinder Flow Analysis of Different Valve Lift Using CFD” University of Pitesti, Scientific Bulletin, Automotive Series , vol. 21 (2).

62. Кальней Е.Д. Исследование вихреобразования в цилиндре ДВС при добавлении вихревой заслонки во впускной канал / Е.Д. Кальней, А. А. Шешунов // Приоритетные научные исследования и разработки. Саратов – 2016. –С. 68–70.

63. Шешунов А.А. Интенсификация вихреобразования в цилиндре ДВС при добавлении вихревой заслонки во впускной канал / А.А. Шешунов, М.А. Алешникова, И.А. Линушкин // Агенство международных исследований. Уфа – 2016. – С. 156-158.

64. Митрофанов, С. В. О ДВС, его резервах и перспективах развития глазами специалиста. –URL: http://rtc-ec.ru/notes/o_dvs.html

65. Шарипов, А.З. Снижение вредных выбросов городского автомобиля с бензиновым двигателем / А.З. Шарипов, С.В. Гусаков, В.Ф. Каменев //Транспорт на альтернативном топливе. - 2012. - № 2 (26). - С. 36-39.

66. Pitcher, G. and Wigley, G., "LDA Analysis of the Tumble Flow Generated in a Motored 4 Valve Engine". 9th Internal Conference, Laser Anemometry Advances and Applications, Limerick edn. September 2001. pp 1-10.

67. M.G. Kingston Jones, M.D. Heaton: “Nebula Combustion System for Lean Burn Spark Ignited Gas Engines”, SAE890211.

68. G.P. Beretta, M. Rashidi, J.C. Keck: “Turbulent Flame Propagation and Combustion in Spark Ignition Engines”, Combust. Flame vol.52, pp. 217-245, 1983.

69. Lakshman A, Karthikeyan CP and Davidson Jebaseelan (2012). CFD studies on In-cylinder air motion during different strokes of an IC Engine. SET Conference 2012 VIT Univerity Chennai.

70. “Comparison of the Effects of Intake-Generated Swirl and Tumble on Turbulence Characteristics in a 4-Valve Engine”, Alain Floch, Jean Van Frank, and Afif Ahmed, SAE952457.

71. Козин А.М. Совершенствование системы впуска поршневых и ульсирующих ДВС / А.М. Козин, М.М. Русаков // Вектор науки Тольяттинского государственного университета. 2011. № 2. С. 115-118.