

УДК 621.43.55.42.03

ВЛИЯНИЕ ДОПОЛНИТЕЛЬНОЙ ЕМКОСТИ ВО ВПУСКНОЙ СИСТЕМЕ НА НАПОЛНЕНИЕ ДВС

Жолобов Л. А., Суворов Е. А., Васильев И. С.

Федеральное государственное бюджетное образовательное учреждение высшего профессионального образования «Нижегородская государственная сельскохозяйственная академия», Нижний Новгород, Россия (603107, Нижний Новгород, пр. Гагарина, 97), e-mail: jolobovlev@yandex.ru; suvorov_ea_nino@rambler.ru; I.vasilev@agatgroup.com

В данной статье рассматриваются вопросы оценки влияния резонатора на наполнение двигателя. В качестве примера предложен резонатор – по объему равный объему цилиндра двигателя. Геометрия впускного тракта вместе с резонатором была импортирована в программу FlowVision. Математическое моделирование было проведено с учетом всех свойств движущегося газа. Для оценки расхода через впускную систему, оценки скорости потока в системе и относительного давления воздуха в клапанной щели было проведено компьютерное моделирование, которое показало эффективность применения дополнительной емкости. Была проведена оценка изменения расхода через клапанную щель, скорости движения потока, давления и плотности потока для стандартной, модернизированной и впускной системы с ресивером. При этом увеличивается масса поступающего воздуха, снижается скорость движения потока и увеличивается плотность воздуха, поступающего в цилиндр, что благоприятно отражается на выходных показателях ДВС.

Ключевые слова: впускной тракт, резонатор, наполнение цилиндра, математическое моделирование, модернизированный канал.

INFLUENCE OF ADDITIONAL CAPACITY IN INLET SYSTEM ON FILLING DVS

Jolobov L. A., Suvorov E. A., Vasilev I. S.

«Nizhniy Novgorod State agricultural academy», Nizhni Novgorod, Russia (603107, Nizhni Novgorod, Gagarin's avenue, 97), e-mail: jolobovlev@yandex.ru; suvorov_ea_nino@rambler.ru, I.vasilev@agatgroup.com

In given article questions of an estimation of influence of the resonator on engine filling are considered. As an example the resonator on volume equal to volume of the cylinder of the engine is offered. The geometry of an inlet path together with the resonator has been imported to program Flow Vision. Mathematical modelling has been spent taking into account all properties of moving gas. For an expense estimation through inlet system, an estimation of speed of a stream in system and relative air pressure in cracks, computer modelling which showed efficiency of application of additional capacity has been spent. The estimation of change of the expense through a crack, speeds of movement of a stream, pressure and firmness of a stream for the standard, modernised and inlet system with has been spent. The weight of arriving air Thus increases, speed of movement of a stream decreases and firmness of air arriving in the cylinder that is favorably reflected in target indicators DVS increases.

Keywords: the inlet path, the resonator, cylinder filling, mathematical modelling, the modernised port.

Величина крутящего момента двигателя пропорционально поступившей массе воздуха, отнесенной к частоте вращения. Повышение наполнения цилиндра бензинового ДВС путем модернизации впускного тракта приведет к увеличению давления конца впуска, улучшенному смесеобразованию, росту технико-экономических показателей работы двигателя и снижению токсичности отработавших газов.

Основные требования, предъявляемые к впускному тракту, заключаются в обеспечении минимального сопротивления на впуске и равномерном распределении горючей смеси по цилиндрам двигателя.

Обеспечение минимального сопротивления на впуске может быть достигнуто путем устранения шероховатости внутренних стенок трубопроводов, а также резких изменений направления потока и устранения внезапных сужений и расширений тракта.

Значительное влияние на наполнение цилиндра обеспечивают различные виды наддува. Самый простой вид наддува заключается в использовании динамики поступающего воздуха. Большой объём ресивера частично создает резонансные эффекты в определенном диапазоне частот вращения, которые приводят к улучшению наполнения. Однако они имеют, как следствие, динамические недостатки, например, отклонения в составе смеси при быстром изменении нагрузки. Почти идеальное протекание крутящего момента обеспечивает переключение впускной трубы, при котором, например, в зависимости от нагрузки двигателя, частоты вращения и положения дроссельной заслонки возможны вариации:

- длины пульсационной трубы;
- переключение между пульсационными трубами различной длины или диаметра;
- выборочное отключение отдельной трубы одного цилиндра при наличии большого их количества;
- переключение объёма ресивера.

При резонансном наддуве группы цилиндров с одинаковым интервалом вспышек присоединяют короткими трубами к резонансным ресиверам, которые через резонансные трубы соединяются с атмосферой или же со сборным ресивером, действующим в качестве резонатора Гельмгольца. Он представляет собой сосуд сферической формы с открытой горловиной. Воздух в горловине является колеблющейся массой, а объём воздуха в сосуде играет роль упругого элемента. Разумеется, такое разделение справедливо лишь приближенно, так как некоторая часть воздуха в полости обладает инерционным сопротивлением. Однако при достаточно большой величине отношения площади отверстия к площади сечения полости точность такого приближения вполне удовлетворительна. Основная часть кинетической энергии колебаний оказывается сосредоточенной в горловине резонатора, где колебательная скорость частиц воздуха имеет наибольшую величину.

Резонатор впуска устанавливается между дроссельной заслонкой и цилиндром. Он начинает действовать, когда дроссель прикрыт достаточно, чтобы его гидравлическое сопротивление стало сопоставимым с сопротивлением канала резонатора. При движении поршня вниз горючая смесь поступает в цилиндр двигателя не только из-под дросселя, но и из ёмкости. При уменьшении разрежения резонатор начинает всасывать в себя горючую смесь. Сюда же пойдет часть, и довольно большая, обратного выброса. В статье анализируется движение потока во впускном канале 4-х тактного бензинового ДВС

при номинальной частоте вращения коленчатого вала на примере двигателя ВАЗ-2108 при частоте вращения коленчатого вала $n=5600\text{мин}^{-1}$.

Данная исследовательская задача решалась математическим путём с использованием программного комплекса для моделирования газо-гидравлических процессов. Моделирование проведено с использованием программного комплекса FlowVision. Для этой цели получена и импортирована геометрия (под геометрией понимаются внутренние объемы двигателя – впускные и выпускные трубопроводы, надпоршневой объем цилиндра) при помощи различных стандартных форматов файлов. Это позволяет использовать САПР SolidWorks для создания расчетной области.

Под областью расчета понимается объем, в котором определены уравнения математической модели, и граница объема, на которой определены граничные условия, затем сохранить полученную геометрию в поддерживаемом FlowVision формате и использовать ее при создании нового расчетного варианта.

В данной задаче использовался формат ASCII, binary, в расширении stl, тип StereoLithographyformat с угловым допуском 4.0 градуса и отклонением 0,025 метра для повышения точности получаемых результатов моделирования.

После получения трехмерной модели расчетной области задается математическая модель (совокупность законов изменения физических параметров газа для данной задачи).

В данном случае принято существенно дозвуковое течение газа при малых числах Рейнольдса, которое описывается моделью турбулентного течения полностью сжимаемого газа с использованием стандартной k-ε модели турбулентности. Данная математическая модель описывается системой, состоящей из семи уравнений: два уравнения Навье – Стокса, уравнения неразрывности, энергии, состояния идеального газа, массопереноса и уравнения для кинетической энергии турбулентных пульсаций [1].

$$\frac{\partial(\rho V)}{\partial t} + \nabla(\rho V \otimes V) = -\nabla P + \left((\mu + \mu_t)(\nabla V + (\nabla V)^T) \right) \quad (1)$$

$$\frac{\partial(\rho V)}{\partial t} + \nabla(\rho V) = 0 \quad (2)$$

Уравнение энергии (полная энтальпия)

$$\frac{\partial(\rho H)}{\partial t} + \nabla(\rho V H) = \frac{\partial P}{\partial t} + \nabla \left(\left(\frac{\lambda}{C_p} + \mu_t \right) \nabla H \right) + Q \quad (3)$$

Уравнение состояния идеального газа:

$$\rho = \frac{M \bar{P}}{R_0 \cdot \bar{T}} \quad (4)$$

Турбулентные составляющие связаны с остальными переменными через величину турбулентной вязкости μ_1 , которая вычисляется в соответствии со стандартной k-ε моделью турбулентности.

Уравнения для k и ε

$$\partial(\rho k)/\partial t + \nabla(\rho V k) = \nabla((\mu + \mu_1/\sigma_k)\nabla k) + (\mu_1 + 0,001\mu) + G - \rho\varepsilon \quad (5)$$

$$\partial(\rho\varepsilon)/\partial t + \nabla(\rho V\varepsilon) = \nabla((\mu + \mu_1/\sigma_\varepsilon)\nabla\varepsilon) + C_{\varepsilon 1}\varepsilon/k - \mu_1 G - C_{\varepsilon 2}\rho\varepsilon^2/k \quad (6)$$

турбулентная вязкость:

$$\mu_1 = C_\mu \rho \frac{k^2}{\varepsilon} \quad (7)$$

константы, параметры и источники:

$$G = D_{ij} \frac{\partial V_i}{\partial x_j} \quad (8)$$

$$D_{ij} = S_{ij} - \frac{2}{3} \left(\vec{\nabla} \cdot \vec{V} + \frac{\rho k}{\mu_1} \right) \delta_{ij} \quad (9)$$

$$S_{ij} = \frac{\partial V_i}{\partial x_j} + \frac{\partial V_j}{\partial x_i} \quad (10)$$

$$\sigma_k = 1; \quad \sigma_\varepsilon = 1,3; \quad C_\mu = 0,09; \quad C_{\varepsilon 1} = 1,44; \quad C_{\varepsilon 2} = 1,92$$

Рабочим веществом в процессе впуска является воздух, в данном случае рассматриваемый как идеальный газ. Начальные значения параметров задаются для всей расчетной области: температура, концентрация, давление и скорость. Для давления и температуры начальные параметры равны опорным. Скорость внутри расчетной области по направлениям X, Y, Z равна нулю. Переменные температура и давление во FlowVision представляются относительными значениями, абсолютные значения которых вычисляются по формуле [2,с.31]:

$$f_a = f + f_{ref}, \quad (11)$$

где f_a – абсолютное значение переменной, f – рассчитываемое относительное значение переменной, f_{ref} – опорная величина.

Граничные условия задаются для каждой из расчетных поверхностей. Под граничными условиями следует понимать совокупность уравнений и законов, характерных для поверхностей расчетной геометрии. Граничные условия необходимы для определения взаимодействия расчетной области и математической модели. На странице для каждой поверхности указывается конкретный тип граничного условия. На входные окна впускного канала устанавливается тип граничного условия – свободный вход. На остальные элементы – стенка-граница, не пропускающая и не передающая расчетные параметры далее расчетной области.

Кроме всех вышеперечисленных граничных условий, необходимо учитывать граничные условия на подвижных элементах, включенных в выбранную математическую модель.

К подвижным деталям относятся впускной и выпускной клапана, поршень. На границах подвижных элементов определяем тип граничного условия стенка.

Для каждого из подвижных тел задается закон движения. Изменение скорости поршня определяется формулой [1.с.30]. Для определения законов движения клапанов были сняты кривые подъема клапана через $0,5^0$ с точностью 0,001 мм. Затем рассчитывались скорость и ускорения движения клапана. Полученные данные преобразованы в динамические библиотеки (время – скорость).

Следующий этап в процессе моделирования – генерирование расчетной сетки. FlowVision использует локально адаптивную расчетную сетку. Вначале создается начальная расчетная сетка, а затем указываются критерии измельчения сетки, в соответствии с которыми FlowVision разбивает ячейки начальной сетки до нужной степени. Адаптация выполнена как по объему проточной части каналов, так и по стенкам цилиндра. В местах с возможной максимальной скоростью создаются адаптации с дополнительным измельчением расчетной сетки. По объему измельчение проведено до 2 уровня в камере сгорания и до 5 уровня в клапанных щелях, по стенкам цилиндра адаптация выполнена до 1 уровня. Это необходимо для увеличения шага интегрирования по времени при неявном методе расчета. Связано это с тем, что шаг по времени определяется как отношение размера ячейки к максимальной скорости в ней.

Перед началом постановки на расчет созданного варианта необходимо задать параметры численного моделирования. При этом задается время продолжения расчета равное одному полному циклу работы ДВС – 720^0 п.к.в., число итераций и частота сохранения данных варианта расчета. Для последующей обработки сохраняются определенные этапы расчета. Задается шаг по времени и опции процесса расчета. В данной задаче требуется задание шага по времени – способ выбора: неявная схема с максимальным шагом 5e-004с, явное число CFL – 1. Это означает, что шаг по времени определяет сама программа в зависимости от сходимости уравнений давления.

В постпроцессоре настраиваются и задаются интересующие нас параметры визуализации полученных результатов. Моделирование позволяет получать требуемые слои визуализации после завершения основного расчета, основываясь на сохраняемых с определенной периодичностью этапах расчета. Кроме того, постпроцессор позволяет передавать полученные числовые значения параметров исследуемого процесса в виде информационного файла во внешние редакторы электронных таблиц и получать зависимость от времени таких параметров, как скорость, расход, давление и т.д.

На рис.1 представлена установка ресивера на впускной канал ДВС. Объем ресивера равен объему одного цилиндра двигателя. Ресивер установлен максимально близко к впускному каналу.



Рис. 1. Модернизированная с ресивером расчетная область в CADSolidWorks

Собственная частота резонатора Гельмгольца равна:

$$F = \frac{C_0}{2\pi} * \sqrt{\frac{S}{V * L}} \quad (12)$$

где F – частота, Гц; C_0 – скорость звука в воздухе (340 м/с); S – сечение отверстия, m^2 ; L – длина трубы, м; V – объем резонатора, m^3 .

Для нашего примера имеем следующие значения:

$$d=0,032 \text{ м}, S=0,00080384 \text{ м}^2, V=0,000422267 \text{ м}^3, L=0,04 \text{ м}.$$

После расчета $F=374$ Гц, что соответствует частоте вращения коленчатого вала $n=5600 \text{ мин}^{-1}$.

После постановки на расчет созданного варианта и после задания параметров численного моделирования получены следующие данные: расхода, скорости, плотности, давления, температуры газового потока во впускном канале ДВС по углу поворота коленчатого вала.

Из представленного графика (рис. 2) по расходу потока в клапанной щели видно, что максимальной расходной характеристикой обладает модернизированный канал с ресивером. Значение расхода выше на 200 гр/сек. Повышение наблюдается на протяжении 60 г.п.к.в.

С момента открытия впускного клапана (348 г.п.к.в.) скорость потока (рис. 3) начинает расти с 0 до 170м/с (у модернизированного впускного канала 210 м/с, с ресивером – 190м/с) в интервале до 440–450 г.п.к.в. В канале с ресивером значение скорости выше, чем в стандартном примерно на 20 м/с начиная с 430–440 г.п.к.в. Числовое значение скорости в канале с ресивером значительно более ровное, чем у модернизированного впускного канала, на протяжении открытия впускного клапана. Далее наблюдается значительное снижение скорости потока, вплоть до закрытия впускного клапана.

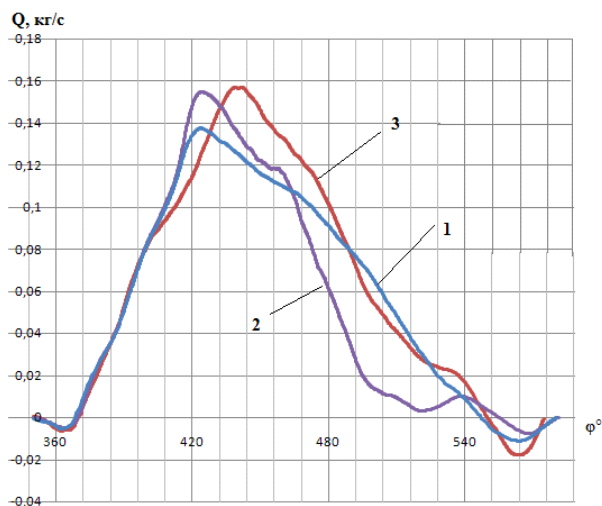


Рис. 2. Расход газового потока в клапанной щели для каналов стандартного, модернизированного и с ресивером при $n=5600 \text{ мин}^{-1}$: 1 – стандартный, 2 – модернизированный, 3 – модернизированный с ресивером

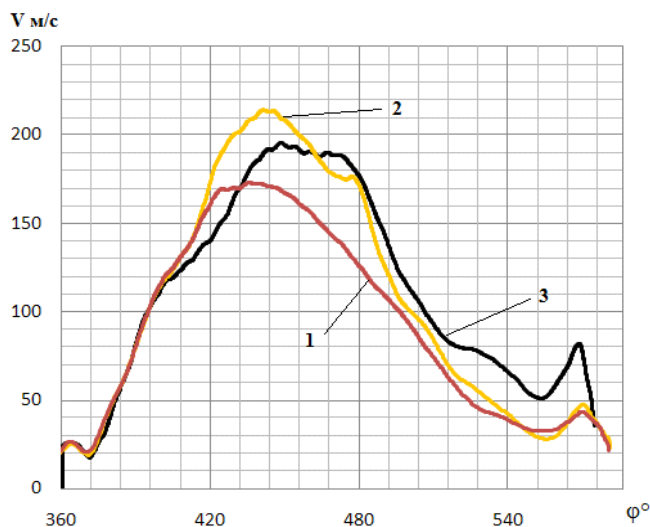


Рис. 3. Скорость движения потока в клапанной щели для каналов стандартного, модернизированного и с ресивером при $n=5600 \text{ мин}^{-1}$: 1 – стандартный, 2 – модернизированный, 3 – модернизированный с ресивером

Из графиков относительного давления (рис. 4) (за ноль принято атмосферное давление, $P=101000 \text{ Па}$) следует, что значение давления в модернизированном канале выше, чем в стандартном, на 20 КПа при 460-480 г.п.к.в. (связано с большим значением скорости потока). Начиная с 520 г.п.к.в значение давления выравнивается, чего нельзя сказать о канале с ресивером. Значение давления выше, чем в стандартном, на 25 КПа, начиная с 420-440 г.п.к.в вплоть до закрытия впускного клапана.

Плотность потока в районе клапанной щели представлена на рис. 5.

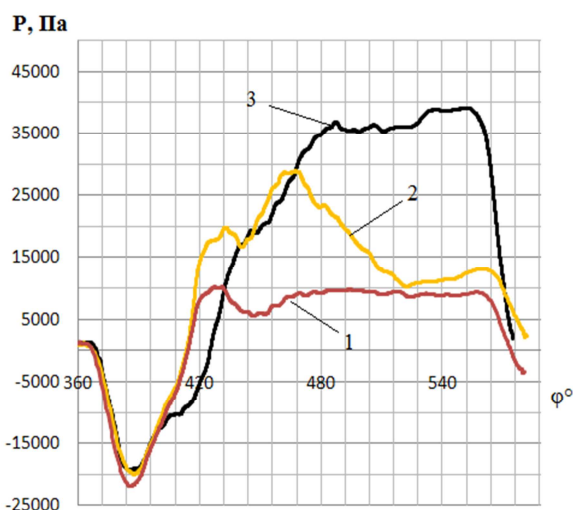


Рис. 4. Давление потока в стандартном, модернизированном и канале с ресивером при $n=5600 \text{ мин}^{-1}$ (1 - стандартный канал, 2 – модернизированный канал, 3 – модернизированный канал с ресивером)

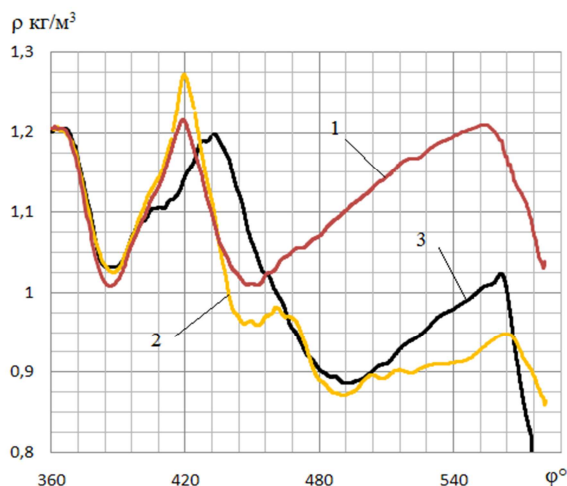


Рис. 5. Плотность потока в стандартном, модернизированном и канале с ресивером при $n=5600 \text{ мин}^{-1}$ (1 - стандартный канал, 2 – модернизированный канал, 3 – модернизированный канал с ресивером)

В модернизированном канале с ресивером, значение плотности ниже на $0,2 \text{ кг/м}^3$ начиная с 440 г.п.к.в. в сравнении со стандартным каналом. Это связано с большими давлениями и скоростями газового потока.

Из анализа графиков можно сделать следующий вывод: канал улучшенной формы обеспечивает лучшее наполнение цилиндра свежим зарядом благодаря снижению гидравлического сопротивления впускного канала. При росте скорости поршня в момент открытия впускного клапана форма канала не оказывает значительного влияния на скорость, плотность и давление внутри впускного канала, объясняется это тем, что в этот период показатели процесса впуска в основном зависят от скорости движения поршня и площади проходного сечения клапанной щели (в данном расчете изменена только форма впускного канала), но все меняется кардинальным образом в момент замедления движения поршня. Заряд в стандартном канале менее инертен и значительно «растягивается» по длине канала, что в совокупности дает меньшее наполнение цилиндра в момент снижения скорости движения поршня. Вплоть до закрытия клапана процесс протекает под знаменателем уже полученной скорости потока (поршень придает начальную скорость потоку надклапанного объема, при снижении скорости поршня значительную роль на наполнение оказывает инерционная составляющая газового потока, обусловленная снижением сопротивления движению потока), модернизированный канал значительно меньше препятствует прохождению заряда. Это подтверждается более высокими показателями скорости, давления.

Во впускном канале с ресивером, за счет дополнительной подпитки заряда и резонансных явлений, в цилиндр ДВС поступает значительно большая масса газовой смеси, что обеспечивает более высокие технические показатели работы ДВС. Прирост давления конца впуска окажет значительное влияние на увеличение технико-экономических и экологических показателей работы ДВС.

Список литературы

1. Жолобов Л. А., Дыдыкин А. М. Математическое моделирование процессов газообмена ДВС: Монография. Н.Н.: НГСХА, 2007.
2. Дыдыкин А. М., Жолобов Л. А. Газодинамические исследования ДВС методами численного моделирования // Тракторы и сельскохозяйственные машины. 2008. № 4. С. 29-31.
3. Прицкер Д. М., Турьян В. А. Аэромеханика. М.: Оборонгиз, 1960.
4. Хайлов М. А. Расчетное уравнение колебания давления во всасывающем трубопроводе двигателя внутреннего сгорания // Тр. ЦИАМ. 1984. № 152. С.64.

5. Сонкин В. И. Исследование течения воздуха через клапанную щель // Тр. НАМИ. 1974. Вып.149. С.21-38.
6. Самарский А. А., Попов Ю. П. Разностные методы решения задач газовой динамики. М.: Наука,1980. С.352.
7. Рудой Б. П. Прикладная нестационарная газодинамика: Учебное пособие. Уфа: Уфимский авиационный институт,1988. С.184.
8. Маливанов М. В., Хмелев Р. Н. К вопросу разработки математического и программного обеспечения расчета газодинамических процессов в ДВС: Материалы IX Международной научно-практической конференции. Владимир, 2003. С. 213-216.

Рецензенты:

Гоц Александр Николаевич, д.т.н., профессор кафедры тепловых двигателей и энергетических установок Владимирского государственного университета Министерства образования и науки, г. Владимир.

Кульчицкий Алексей Рэмович, д.т.н., профессор, заместитель главного конструктора ООО ВМТЗ, г. Владимир.