

Исследование резонансных систем с целью оптимизации параметров впускного тракта двигателя гоночного автомобиля Formula SAE

д.т.н. проф. Фомин В.М., Хергеледжи М.В.
МГТУ «МАМИ»

8(495)369-90-48, mixalichDM@mail.ru

Аннотация. Предлагается вариант модели впускной системы частного вида с учетом конкретной специфики высокофорсированного по оборотам двигателя внутреннего сгорания. Основой этой модели является принцип преобразования акустического импеданса. Алгоритм модели формируется на основе совместного рассмотрения уравнений сохранения импульса, массового баланса и состояния. Модель характеризуется универсальностью и может быть использована для анализа состояния заряда в любой локальной зоне системы впуска сложной конфигурации или всей системы в целом. Предлагаемая процедура моделирования нестационарного течения газовой среды на впуске обуславливает возможность поиска предельного повышения крутящего момента двигателя внутреннего сгорания на заранее определенном участке его скорости вращения.

Ключевые слова: впускной тракт, волновые процессы, резонансные системы, акустический импеданс.

Появление нового направления в спортивном автомобилестроении, связанного с проектированием индивидуального гоночного автомобиля Formula SAE, в мировой практике относится к началу 80-х годов прошлого века. Этот проект повсеместно рассматривается как творческий трамплин, который дает возможность молодым специалистам воплощать наиболее прогрессивные идеи. Коллектив молодых сотрудников и студентов МГТУ «МАМИ» принимает активное участие в разработке конкурентоспособных образцов подобных автомобилей для проведения международных соревнований, которые за последние годы стали популярнейшими в Европе.

Болид Formula SAE – это высокотехнологичный гоночный автомобиль, общей массой 150 – 300 кг, оснащенный двигателем, рабочий объем которого по регламенту не превышает 610 см³. В основном на ездовых этапах Formula SAE двигатель работает на двух режимах: режиме максимальной мощности и режиме максимального крутящего момента. Согласно регламентированной процедуре соревнований режим максимальной мощности двигателя реализуется на прямом участке в 75 м для получения лучшей динамики разгона автомобиля. Режим максимального крутящего момента необходим при прохождении гоночным автомобилем участка по сложной траектории трека в 1 км для достижения максимально предельных показателей по скорости, маневренности и управляемости.

В условиях ездового процесса болида достижение требуемых характеристик высокооборотного двигателя при прочих равных условиях возможно, в частности, за счет использования волновых процессов во впускном тракте для получения предельного коэффициента наполнения в требуемом диапазоне частот вращения.

Для достижения этой цели наиболее интересным представляется использование резонансных систем, которые в отличие от существующих впускных систем с изменяемой геометрией позволяют максимально использовать энергию колебаний для осуществления наполнения цилиндров на определенных расчетных резонансных частотах, а также согласовывать фазы резонатора с фазами газораспределения двигателя.

Объектом исследования является высокооборотный рядный 4-х тактный мотоциклетный двигатель Honda CBR 600F4i (число цилиндров – 4; рабочий объем – 600 см³; максимальная мощность 81 кВт при 12500 мин⁻¹; в исходном (серийном) варианте максимальный крутящий момент 65 Н·м при 10500 мин⁻¹). Такие высокие показатели двигателя серийной комплектации достигаются за счет применения четырехдроссельной системы впуска. При одинаковой и небольшой длине индивидуальных впускных каналов обеспечивается низкое

газодинамическое сопротивление тракта, исключается взаимное влияние смежных цилиндров и их неравномерного наполнения.

Однако требования регламента Formula SAE предписывают ограничение к структуре впускной системы двигателя: введение общей дроссельной заслонки для всех четырех цилиндров двигателя. В связи с этим задача по оптимизации структуры разветвленной впускной системы усложняется.

Современный уровень развития вычислительной техники и методов численного моделирования стал предпосылкой к применению детальных моделей газодинамических процессов в тепловых двигателях. Такие модели характеризуются высокой пространственно-временной детализацией и поэтому могут потенциально обеспечить достоверные результаты исследования. Однако для применения моделей такого класса и достижения стабильно достоверных результатов требуется высокий уровень методического и программного обеспечения и значительные вычислительные ресурсы, что в условиях инженерной практики делает применение результатов моделирования проблематичным или неоправданно затратным. Таким образом, для понимания сущности явлений в впускном тракте, сопровождающих рабочий процесс ДВС, целесообразно иметь более простые и оперативные модели, направленные на получение достоверных результатов в ответ на конкретные запросы проектирования.

Заметим, что в современной исследовательской практике изучению принципов организации волновых процессов во впускном тракте для ДВС со столь высоким уровнем частоты вращения (12000 мин^{-1}) уделено мало внимания. Поэтому изначально ставилась задача создания модели впускной системы частного вида, с учетом конкретной специфики высокофорсированного по оборотам ДВС. В основу этой модели был положен принцип преобразования акустического импеданса [1]. В отличие от известных моделей [2], основанных на полуэмпирических зависимостях, данная модель формулируется на строгих аналитических соотношениях, характеризуется универсальностью и может быть использована для анализа влияния любой части сложной системы впуска или всей системы в целом. И что наиболее важно, предлагаемая процедура моделирования нестационарного течения газовой среды на впуске обуславливает возможность поиска предельного повышения крутящего момента ДВС на заранее определенном участке его скорости вращения.

Распространение волны во впускной системе можно описать уравнением сохранения импульса, уравнением сохранения массы и уравнением состояния. Полагая, что силы вязкого трения отсутствуют, а сжатие среды адиабатическое, уравнение сохранения импульса запишется как:

$$\frac{\partial \rho}{\partial \tau} + \rho_0 \nabla u = 0 \quad (1)$$

а уравнение сохранения массы:

$$\rho_0 \frac{\partial u}{\partial \tau} = -\nabla p \quad (2)$$

где: ρ - акустическая плотность; ρ_0 - плотность воздуха; ∇ - оператор Лапласа; u - локальная скорость; τ - время; p - акустическое давление.

Уравнение состояния, используя рекомендации [1], можно представить в виде:

$$p = \frac{\beta}{\rho_0} \rho \quad (3)$$

где: β - объемный модуль упругости среды.

Подставляя в уравнение сохранения импульса (1) уравнение (3), после дифференцирования получаем:

$$\frac{\rho_0}{\beta} \frac{\partial^2 \rho}{\partial \tau^2} + \rho_0 \frac{\partial}{\partial \tau} (\nabla u) = 0 \quad (4)$$

Проведя аналогичные преобразования, уравнение сохранения массы (2) приводим к ви-

ду:

$$\rho_0 \frac{\partial}{\partial \tau} (\nabla u) = -\nabla^2 p \quad (5)$$

$$c = \sqrt{\frac{\beta}{\rho_0}}$$

Рассматривая совместно уравнения (4) и (5), и принимая, что скорость звука

$$\nabla^2 p - \frac{1}{c} \frac{\partial^2 p}{\partial \tau^2} = 0 \quad (6)$$

При анализе впускных систем традиционно решение сводится к одномерной постановке, согласно которой акустическая плоская волна распространяется по длине впускного тракта с координатой x . Тогда уравнение (6) переписывается как:

$$\frac{\partial^2 p}{\partial x^2} - \frac{1}{c} \frac{\partial^2 p}{\partial \tau^2} = 0 \quad (7)$$

Общее решение дифференциального уравнения в частных производных второго порядка (7) (решение Д'Алберта) имеет вид:

$$p(x, \tau) = f(x - c\tau) + g(x + c\tau) \quad (8)$$

Выражение (8) представляет собой уравнение одномерной акустической плоской волны вдоль оси x . Распространяющаяся прямая волна описывается как $f(x - c\tau)$, где f описывает форму волны, а $(x - c\tau)$ распространение волны со скоростью c . Отраженная (обратная) волна описывается как $g(x + c\tau)$. Имея в виду, что акустическая волна синусоидальная, уравнение (8) может быть представлено в экспоненциальной форме в виде:

$$p(x, \tau) = Ae^{j(\omega\tau - kx)} + Be^{j(\omega\tau + kx)} \quad (9)$$

где: A и B – комплексные амплитуды давления соответственно прямой и обратной волн;

$\omega = 2\pi f$ – круговая частота; $k = \omega / c$ – волновое число.

Заметим, что более подробное описание изменения акустического давления изложено в [1]. Колебательная скорость распространения плоской волны в прямом и обратном направлении описывается уравнением:

$$u(x, \tau) = \frac{[Ae^{j(\omega\tau - kx)} - Be^{j(\omega\tau + kx)}]}{Z} \quad (10)$$

где Z - акустический импеданс для постоянной волны, определяемый соотношением [1]:

$$Z(x, \tau) = \frac{p(x, \tau)}{u(x, \tau)} \quad (11)$$

Следуя соотношению (11), для нахождения $Z(x, \tau)$ уравнение (9) делится на уравнение (10). Полученное значение $Z(x, \tau)$ справедливо для любого участка трубы с текущей координатой x . В частности, для трубы, которая открыта на обоих концах, уравнение имеет вид:

$$Z_0 = \frac{Z_L + jZ \tan(kL)}{1 + j \frac{Z_L}{Z} \tan(kL)} \quad (12)$$

где: Z_0 и Z_L являются акустическим импедансом для входного участка трубы ($x = 0$) и выходного ($x = L$) соответственно.

Чтобы определить, акустический импеданс на открытой стороне трубы Z_e ($x = 0$), которая закрыта на её противоположном конце ($x = L$), то есть когда Z_L будет стремиться к бесконечности, имеем:

$$Z_e = \frac{Z}{j \tan(kL)}, \quad (13)$$

Акустический импеданс при совмещении нескольких, например, трех труб (рисунок 1) может быть найден с помощью уравнения:

$$Z_3 = \frac{1}{\frac{1}{Z_1} + \frac{1}{Z_2}}, \quad (14)$$

Доказательством этого служит хорошо известная аналогия [1], используемая при описании параллельного сопротивления в электрической и тепловой моделях.

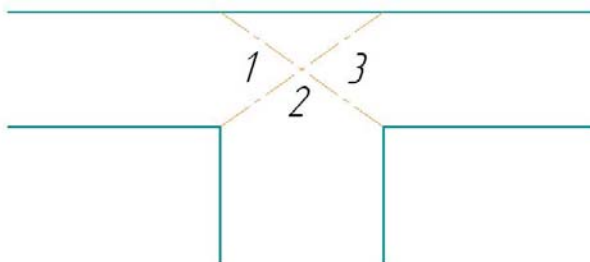


Рисунок 1 - Схема узла совмещения трех труб

Система уравнений (12), (13) и (14) описывает механизм преобразования полного акустического импеданса в локальных зонах впускной системы любой конфигурации. Особый интерес вызывают зоны, где есть изменение геометрии в системе. Поскольку акустический импеданс является функцией волнового числа (k), которое, в свою очередь, зависит от угловой скорости вращения вала двигателя, обуславливается возможность выявления локальных зон во впускной системе, где возникают резонансные и антирезонансные явления.

Для предварительной проверки адекватности предлагаемой методики как инструмента для исследования резонансных явлений во впускной системе были выполнены тестовые испытания в акустической лаборатории с использованием трех моделей резонатора Гельмгольца (рисунок 2). Геометрические параметры каждого резонатора приведены в таблице 1. Резонансные частоты для каждой модели резонатора определялись по классическому уравнению Гельмгольца [2], а также по полученной методике (преобразования акустического импеданса) и сравнивались с результатами испытаний (таблица 2).

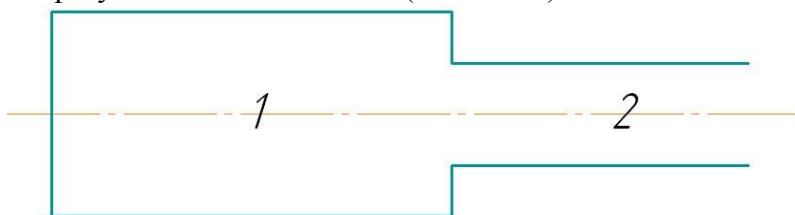


Рисунок 2 - Стилизованная схема моделей резонатора Гельмгольца.

Таблица 1

Параметры тестируемых трех моделей резонатора Гельмгольца

Модель	Длина камеры, см	Площадь камеры, см ²	Длина горловины, см	Площадь горловины, см ²
1	17,8	45,8	8,4	2,58
2	61	71	33	20
3	33	71	9,65	20

Результаты расчета и тестирования резонансных частот для трех моделей резонатора Гельмгольца, Гц

Модель □	Расчет по [2] □	Расчет по предлагаемой методике □	Эксперимент □
1 □	112 □	109,5 □	110 □
2 □	60 □	58 □	57 □
3 □	137 □	137,5 □	136 □

Результаты предварительного тестирования показывают, что методика, основанная на механизме преобразования полного акустического импеданса, вполне надежна при определении резонансной частоты простейшего резонатора. Для обобщенной проверки достоверности методики применительно ко всей системе впускного тракта планируется проведение натурного эксперимента на двигателе.

Литература

1. Скучик Е. Основы акустики / Под ред. Л.М. Лямшева. – М.: Мир, 1976.- 520 с.
2. Chanaud R.C. Effect of geometry on the resonance frequency of Helmholtz resonators // Journal of Sound and Vibration.- №204.- 1997.- P.p. 829 – 833.

Образование смазочной плёнки в зазоре пары трения торцового уплотнения

Цвелёв Ф.А.
МГТУ «МАМИ»

Аннотация. В статье анализируются условия образования смазочной плёнки в зазоре пары трения торцового уплотнения.

Ключевые слова: герметизации вращающихся валов, торцевое уплотнение

В настоящее время для герметизации вращающихся валов всё чаще применяются торцовые уплотнения (рисунок 1).

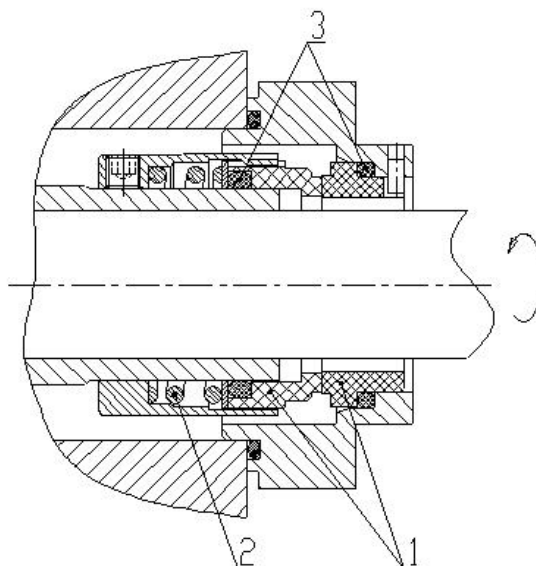


Рисунок 1 – Схема торцового уплотнения

Основными компонентами торцового уплотнения являются пара трения 1, упругий элемент 2 и вторичные уплотнения 3. Принцип герметизации основан на создании тонкой жидкостной плёнки в узком зазоре между притёртыми поверхностями колец пары трения. Этот вид уплотнений появился в начале XX века и применялся в двигателях автомобилей в