

ВЫБОР И ОБОСНОВАНИЕ СПОСОБА СТАБИЛИЗАЦИИ ПРОЦЕССА ТОПЛИВОПОДАЧИ ТРАНСПОРТНОГО ГАЗОВОГО ДВИГАТЕЛЯ

Врублевский А.Н., доктор технических наук
Манойло В.М., кандидат технических наук
Дзюбенко А.А., кандидат технических наук
Липинский М.С., инженер

В статье приведены результаты исследований влияния колебаний давления, возникающих при истечении газового топлива из электромагнитных дозаторов, на величину и стабильность цикловой подачи.

The results of investigation of pressure fluctuations impact, occurring at gas fuel expiration from electromagnetic feeder, on the value and stability of fuel supply cycle are presented.

Постановка задачи исследований. Величина цикловой подачи жидкого или газообразного топлива, а также ее соответствие заданной программе топливоподачи в значительной степени зависит от колебательных процессов, возникающих в системе при движении и истечении топлива. В случае реализации системы распределенной подачи газа для газового двигателя, указанные выше процессы являются основной причиной нестабильности цикловых подач между цилиндрами и отдельно взятыми циклами.

Возникновение колебательных процессов в системе топливоподачи обусловлено периодичностью срабатывания клапана электромагнитного дозатора, в результате чего образуются волны сжатия и разряжения.

Проектирование систем подачи топлива с электронным управлением без учета влияний колебательных процессов может привести к значительной нестабильности цикловой подачи от цикла к циклу, а также к ее снижению на 10 – 20 % по отношению к требуемой.

Механизм возникновения колебательных процессов в системе подачи жидкого топлива с электронным управлением достаточно подробно описан в [1]. Стоит отметить, что описанные явления проявляются и в системах подачи газа с электронным управлением.

Таким образом, изучение колебательных процессов, в системах подачи газа распределенного типа с электронным управлением является актуальной задачей. Как при проектировании новых систем, так и при повышении эффективности уже существующих систем, где влияние колебательных процессов на величину цикловой подачи будет минимальным.

Цель работы. Обеспечить межцикловую и межцилиндровую идентичность подачи газа в цилиндры шестицилиндрового транспортного двигателя.

Для достижения данной цели необходимо решить следующие задачи:

- разработать модель для исследования процессов, сопровождающих распределенную подачу газа в топливной системе с электронным управлением;
- с помощью данной модели провести расчетное исследование процесса топливоподачи и выявить причины возможной цикловой неравномерности;
- на основании результатов исследования предложить схему и уточнить конструктивные параметры топливной системы.

Объект исследования. Процесс подачи газа в системе распределенного типа газового двигателя 6ГЧН 13/14.

Двигатель 6ГЧН 13/14 имеет V-образное расположение цилиндров с порядком работы 1-4-2-5-3-6. Конструктивные особенности двигателя позволяют применить систему питания газом распределенного типа (рис. 1).

Система питания газом спроектирована с двумя независимыми друг от друга контурами, каждый из которых обслуживает свой ряд цилиндров. Каждый из контуров (рис. 1) состоит из: газового редуктора левого 1 и правого 5 рядов цилиндров; соединительных трубопроводов 2 и 6; топливных рампы левого 3 и правого 7 рядов цилиндров; а также электромагнитных дозаторов газа (ЭДГ) 4 и 8.

Принцип действия исследуемой системы питания следующий. Рабочее тело (газ – метан) из баллонов высокого давления ($p_{бал} = 20$ МПа) подается к редуктору высокого давления (на рис. 1 не показан), в котором давление понижается ($p_1 = 1$ МПа). Далее газ подается в редукторы 1 и 5 (рис. 1).

В редукторах каждого из контуров давление газа понижается до рабочего ($p_2 = 0,2$ МПа). После редукторов 1 и 5 газ по трубопроводу 2 и 6 подается к рампам 3 и 4.

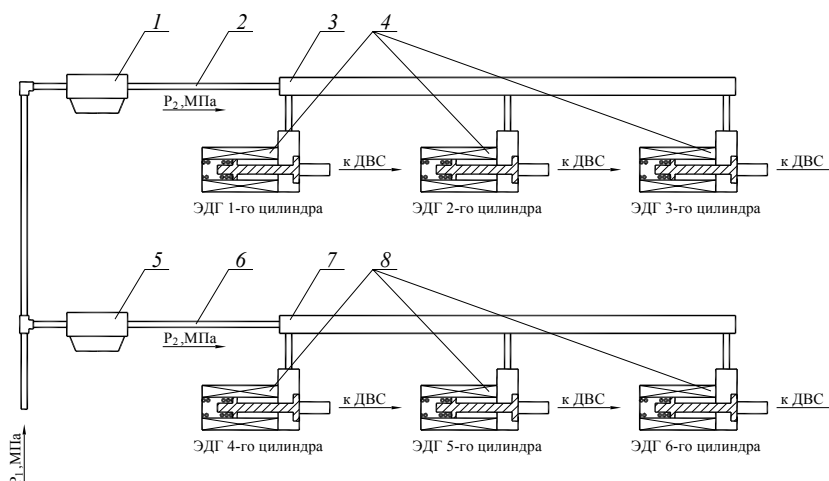


Рис.1 Схема проектируемой системы подачи газа для двигателя 6ГЧН 13/14

Газ, находящийся в рампе поступает к ЭДГ 4 и 8. Подача газа к цилиндру двигателя происходит в период открытия клапана ЭДГ, посредством сигнала электронного блока управления, определяющего время и очередность срабатывания электромагнитных клапанов согласно порядку работы цилиндров двигателя.

В данной системе процесс топливоподачи сопровождается целым рядом явлений (электромагнитных в дозаторе, волновых в трубопроводах, термодинамических при истечении газа и его дросселировании). Наибольшее влияние на процесс топливоподачи оказывают волновые явления в трубопроводах сопровождаемые термодинамическими процессами, происходящими при сжати-расширении рабочего тела.

Решающее значение при исследовании колебаний давления в системе имеет выбор модели трубопровода. Возможны несколько вариантов: модель с сосредоточенными параметрами; модель, состоящая из нескольких трубопроводов с сосредоточенными параметрами; модель с распределенными параметрами. Результаты расчета процесса изменения давления метана в выходном сечении трубопровода длиной 10 м представлены на рис. 2. Очевидны преимущества одномерной модели с распределенными параметрами – достоверное определение скорости нарастания давления, амплитуды затухающих колебаний. Несмотря на некоторое увеличение времени расчета именно данная модель выбрана в работе для проведения численного эксперимента.

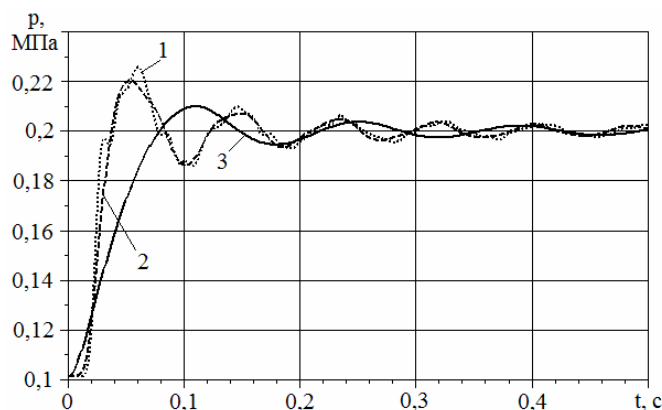


Рис. 2 – Колебания давления в трубопроводе, определенные с помощью разных моделей (1- модель с сосредоточенными параметрами; 2 – разбиение трубопровода на две части; 3 – модель с распределенными параметрами)

Исследование влияния колебательных процессов на топливоподачу проводилось при помощи математической модели. В модели приняты следующие допущения: клапаны дозатора газа открываются мгновенно по сигналу системы управления; электромагнитный клапан моделируется как калиброванное отверстие с заданной эффективной площадью. Массовый расход газа в таком случае можно определить из уравнения:

$$\frac{\partial \dot{m}}{\partial t} = F \frac{\partial p}{\partial x} - \frac{\rho \zeta F v^2 \text{sign}(v)}{2D}, \quad (1)$$

где v – скорость газа; F – поперечное сечение трубопровода; D – диаметр трубопровода; ρ – плотность газа; ζ – фактор гидравлического сопротивления; p – давление; t – время; x – координата вдоль трубопровода.

Газовые трубопроводы, соединяющие электромагнитные клапаны с рампой, а также сама рампа представлены как одномерные модели с распределенными параметрами. Модель контролера позволяет задавать частоту работы электромагнитных клапанов, время открытия и порядок их работы.

Основой модели является первый закон термодинамики. Для решения задачи движения газа в трубопроводе и рампе в модели используется волновое уравнение, составленное с учетом сжимаемости, эффектов инерции и трения. Сжимаемость газа учитывается с помощью модели политропного сжатия-расширения с учетом теплообмена. Трение в трубопроводе учитывается с использованием коэффициента трения на основе числа Рейнольдса и относительной шероховатости.

Для определения изменения температуры в модели используется уравнение:

$$\frac{dT}{dt} = \frac{\sum \dot{m}_i h_i - \frac{dm}{dt} \cdot \int C_v dT + \frac{dQ}{dt} - p \frac{dV}{dt}}{m \cdot C_v}, \quad (2)$$

где T – температура газа, t – время, V – объем, p – давление, C_v – изохорная теплоемкость, m – масса газа, h – энтальпия.

Отсюда можно вычислить давление:

$$V \frac{dp}{dt} = -p \frac{dV}{dt} + m \cdot r \cdot \frac{dT}{dt} + r \cdot T \cdot \dot{m}. \quad (3)$$

Достоверность результатов математического моделирования повышает учет теплообмена с окружающей средой в период сжатия-расширения газа. В политропном процессе скорость изменения давления ниже (рис. 3).

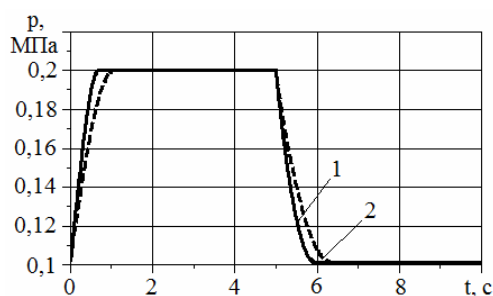


Рис. 3 – Изменение давления CH_4 в объеме в адиабатном (1) и политропном (2) процессах

Следующим фактором, который учтен при математическом моделировании являются физико-химические свойства рабочего тела. Сравнение результатов моделирования процесса сжатия-расширения двух многоатомных газов показало, что скорости изменения давления и температуры метана (CH_4) больше, чем аналогичные параметры для воздуха (рис. 4).

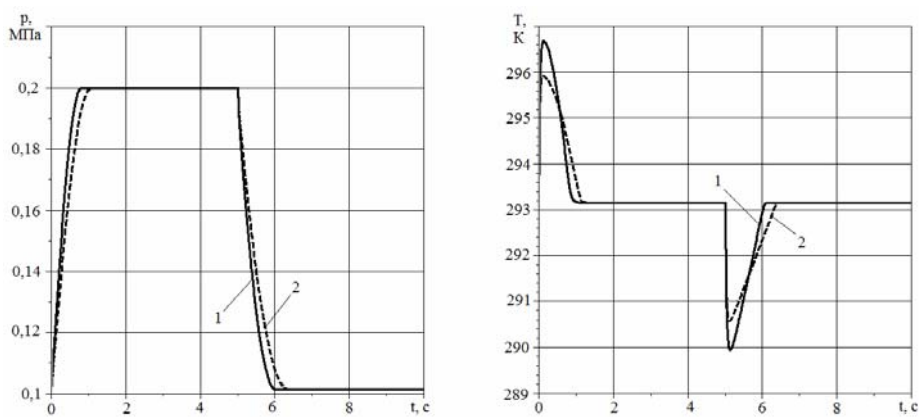


Рис. 4 – Изменение давления и температуры для CH_4 (кривые 1) и воздуха (кривые 2)

Результат расчета процесса топливоподачи газа в проектируемой системе (рис. 1) показал, что при открытии дозатора давление в рампе за 3 мс снижается с 0,2 до 0,1973 МПа (кривая 3 на рис. 5). Восстановление давления после закрытия дозатора происходит за 2 мс. Однако срабатывание второго и третьего дозаторов вызывает дальнейшее снижение давления в рампе в начальный период топливоподачи в 1,5 – 2 раза. Изменяется и процесс восстановления давления в конце подачи газа. Указанные особенности приводят к дестабилизации величины подачи газа $G_{\text{эдг}}$. Так, расхождение $G_{\text{эдг}}$ между первым и вторым дозаторами составляет $0,011 \text{ м}^3/\text{ч}$, а между первым и третьим – уже $0,036 \text{ м}^3/\text{ч}$.

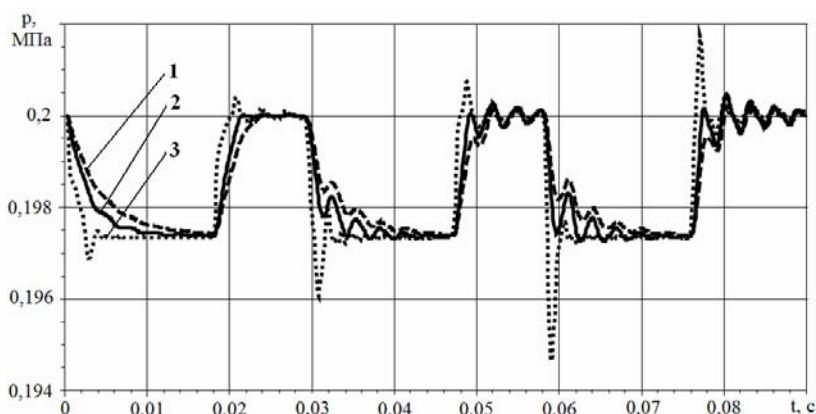


Рис. 5 – Изменение давления в рампе при включении дополнительного объема $V_{\text{дон}} = 1 \text{ дм}^3$ (кривая 1), $V_{\text{дон}} = 0,5 \text{ дм}^3$ (кривая 2) и без дополнительного объема (кривая 3) (заданный режим работы – частота срабатывания 1050 мин^{-1} , длительность управляющего импульса 18 мс)

Для эффективного гашения возникающих колебаний целесообразно применять податливые соединительные трубопроводы или устанавливать в систему дополнительные объемы. Применение податливых трубопроводов не способно в полной мере удовлетворить требования к стабильности цикловой подачи в виду незначительного увеличения их объема, а также широкого диапазона режимов работы системы. Применение дополнительных объемов, в отличие от податливых трубопроводов, является более эффективным мероприятием по снижению колебательных процессов.

На втором этапе исследования в предлагаемую ранее схему систему питания установлен дополнительный объем 9 (рис. 6). Установка такого объема позволяет сгладить пульсации давления в период срабатывания дозаторов (рис. 5). Это приведет к установлению идентичного уровня давления в рампах 3, 7.

Дополнительный объем 9 величиной $V_{\text{дон}}$ работает как резонатор, в котором амплитуда колебаний давления понижается. Расчет топливоподачи с дополнительным объемом показал, что включение $V_{\text{дон}} = 0,5 - 1,0 \text{ дм}^3$ позволяет достичь необходимого эффекта – снизить колебания давления в периоды переходных процессов работы дозатора (кривые 1, 2 на рис. 5). При этом длительность падения давления при открытии дозатора увеличивается в 3 – 4 раза, что оказывает

благоприятное влияние на процесс подачи. Вместе с тем, в системе с $V_{доп}$ период восстановления давления увеличивается в 1,5 – 2 раза и составляет 3 – 4 мс.

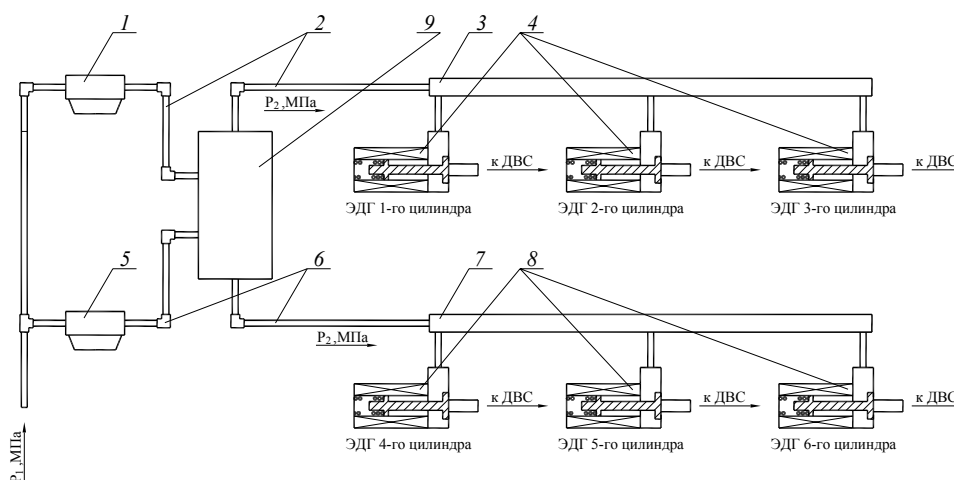


Рис.6 – Схема модернизированной системы подачи газа для двигателя 6ГЧН 13/14

Реализация данного способа стабилизации давления приводит к повышению идентичности цикловой подачи дозаторами одного ряда. При $V_{доп} = 0,5 \text{ дм}^3$ расхождение между подачами первого и третьего дозаторов составило $0,01 \text{ м}^3/\text{ч}$ (рис. 7).

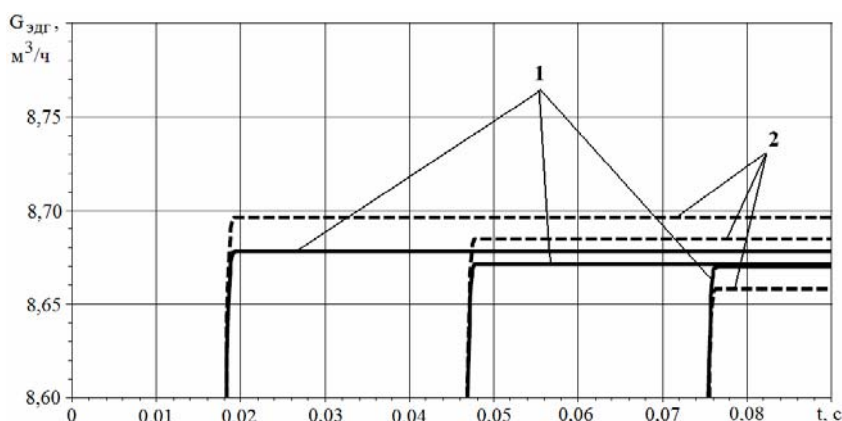


Рис. 7 – Интегральные характеристики топливоподачи трех дозаторов (1 – система с дополнительным объемом; 2 – система без дополнительного объема)

Выводы: 1. Предложена математическая модель процесса подачи газа топливной системой двигателя 6ГЧН 13/14. Трубопроводы, а также рампа представлены как одномерные модели с распределенными параметрами. 2. Определено, что в проектируемой топливной системе имеет место нестабильность подачи газа $G_{эдг}$. Расхождение $G_{эдг}$ между первым и вторым дозаторами одного ряда составляет $0,011 \text{ м}^3/\text{ч}$, а между первым и третьим – уже $0,036 \text{ м}^3/\text{ч}$. 3. Предложено для стабилизации подачи включить в топливную систему перед рампами дополнительный объем. Расчет показывает, что на номинальном режиме при частоте вращения коленчатого вала 2100 мин^{-1} и длительности управляющего сигнала, подаваемого на дозатор, 18 мс расхождение между подачами первого и третьего дозаторов составило $0,01 \text{ м}^3/\text{ч}$. Аналогичные расчеты проводились и для других режимов работы. 4. Данный подход целесообразно использовать при диагностике технического состояния системы питания.

Литература

1. Аппаратура впрыска легкого топлива автомобильных двигателей / [Будыко Ю.И., Духнин Ю.В., Коганер В.Э., Маскенсков К.М.]. – Л.: Машиностроение, 1982. – 144 с.