

УДК 621.43.068.4

## **КОЛЕБАНИЯ ДАВЛЕНИЯ В РАМПЕ ГАЗОВЫХ ФОРСУНОК ДВИГАТЕЛЕЙ С ИСКРОВОМ ЗАЖИГАНИЕМ**

© 2012 В. А. Шишков

Самарский государственный аэрокосмический университет им. академика С.П. Королёва  
(национальный исследовательский университет)

Разработан алгоритм расчёта колебаний давления бензина и газового топлива в рампе форсунок и трубопроводах для электронной системы управления ДВС с искровым зажиганием. Даны рекомендации по расчёту и выбору конструктивных размеров газовой рампы и элементов топливных трубопроводов газового ДВС. Даны рекомендации по внесению в алгоритм управления двигателем коррекции топливоподачи для каждой форсунки в зависимости от величины разности расходов, которая возникает из-за колебания давления в рампе при фазированном впрыске.

*Двигатель внутреннего сгорания, газобаллонное оборудование, впрыск газового топлива, колебание давления, искровое зажигание, электронная система управления.*

Экологические проблемы, возникающие при эксплуатации транспортных средств, приводят к ужесточению требований по выбросам токсичных компонентов с отработавшими газами двигателей внутреннего сгорания. Это принуждает разработчиков и производителей вести поиски путей снижения выбросов токсичных компонентов транспортными средствами [1, 2]. Одним из факторов, влияющих на токсичность отработавших газов, является точность дозирования газового топлива во время его цикловой подачи в цилиндр двигателя. В свою очередь, точность дозирования цикловой подачи зависит от изменения перепада давления на газовых форсунках в период открытого состояния её клапана. Фактически в полости газовой рампы возникают вынужденные колебания (пульсации) давления с частотой открытия газовых форсунок и модулированной частотой большего порядка. Соответственно частота открытия форсунок определяется частотой вращения коленчатого вала двигателя. Наибольшее влияние на перепад давления газа на клапане форсунки оказывает основная низкая частота, амплитуда которой максимальна. Поэтому для корректировки газовой цикловой подачи для различной частоты вращения коленчатого вала важно определить длину волны и максимальную амплитуду изменения давления газа в рампе форсунок с учётом расположения её максимального и минимального значений по длине рампы. Расположение экстремумов амплитуды по длине рампы влияет на разность расходов газового топлива через форсунки для разных цилиндров двигателя, т.е. на нерав-

номерность топливоподачи по цилиндрам. Если система управления двигателем имеет один (не на каждый цилиндр) общий на все цилиндры датчик содержания кислорода в отработавших газах, то неравномерность состава газозооной смеси в различных цилиндрах увеличивает токсичные выбросы и ухудшает вибрационные характеристики двигателя.

Для коррекции цикловой газовой подачи в каждый цилиндр, с учётом пульсации давления газа в рампе в зависимости от частоты вращения и нагрузки на двигатель, необходим корректный алгоритм для электронной системы его управления.

Пульсация давления в рампе форсунок связана со временем запаздывания её наполнения газом при его расходе через форсунки. В начальный момент расход через клапан форсунки больше расхода, поступающего через клапан редуктора:  $dG_{\phi}/dt > dG_{вх}/dt$ . Это приводит к началу падения давления в газовой рампе. При увеличении перепада давления между полостью рампы и выходом из газового редуктора  $\Delta p$  расход газа увеличивается, что приводит к возрастанию скорости наполнения рампы газом. При этом расход втекающего газа становится равным расходу истекающего через форсунку газа:  $dG_{\phi}/dt = dG_{вх}/dt$ . После закрытия клапана форсунки давление газа в рампе выравнивается с давлением газа за редуктором. Далее открывается следующая форсунка и цикл повторяется. Частота колебаний давления и расхода газа в рампе равна частоте срабатывания форсунок, т.е. при фазированном распределённом

впрыске это соответствует частоте вращения коленчатого вала от 14,667 до 100 Гц ( $850 \dots 6000 \text{ мин}^{-1}$ ) или выраженному в единицах времени периоду  $t$  от 68,182 до 10 мс, соответственно. Если расходная характеристика газовой форсунки ниже значения, которое требуется для конкретного двигателя, то ширина импульса впрыска на максимальном мощностном режиме работы может превышать 10 мс. В этом случае будет наложение времени, которое превышает 10 мс, открытия двух форсунок в порядке работы цилиндров. Также возрастёт амплитуда пульсаций давления в рампе пропорционально времени одновременно открытых форсунок.

Любое увеличение гидравлического сопротивления топливных трубопроводов между газовым баллоном и рампой форсунок увеличит амплитуду пульсации давления перед форсунками. Это связано с тем, что возмущение вынужденных колебаний возникает при срабатывании клапана газовой форсунки и волна распространяется в сторону баллона. Эта волна будет гаситься местными сопротивлениями, что приведёт к тому, что реакция редуктора на падение выходного давления будет происходить с запаздыванием. Возникают два взаимно противоположных фактора, влияющих на амплитуду пульсаций давления перед газовыми форсунками. Первый фактор: уменьшая объём газовой рампы и трубопроводов между редуктором и рампой, снижают время для ответной реакции редуктора на провал давления за ним. Второй фактор: увеличивая объём газовой рампы и трубопроводов между редуктором и рампой или устанавливая дополнительный ресивер, уменьшают путь цикловой порции газа при открытии форсунки, что, в свою очередь, уменьшает максимальную величину амплитуды движения точки, а значит и максимальную амплитуду пульсаций давления газа перед форсункой.

Необходимо отметить, что на величину провала давления при открытии газовой форсунки влияет и расходная характеристика газового редуктора. Если расходная характеристика пролегает высоко (большая площадь отверстия клапана редуктора и повышенная предварительная затяжка настроечной пружины мембраны редуктора), то ре-

дуктор работает в импульсном режиме при работе двигателя, периодически открывая и закрывая клапан для заполнения выходного объёма трубопроводов до форсунок. Такая настройка редуктора увеличивает амплитуду пульсаций давления в газовой рампе за счёт увеличения сил для страгивания клапана редуктора. Расходная характеристика редуктора должна быть такой, при которой его клапан всегда имеет проходное сечение при работе двигателя во всём диапазоне режимных параметров.

Всё вышесказанное говорит о том, что необходим точный выбор и согласование в работе: внутренних объёмов рампы форсунок и трубопроводов от редуктора до рампы с требуемым расходом газа от холостого хода до максимального нагруженного режима двигателя, а также расходной и напорной характеристик газowego редуктора.

По результатам проведённых испытаний для бензиновой рампы форсунок максимальная разность расходов через форсунки составляла  $4 \dots 10\%$  (рис.1), т.е. в долях от 1 составляет  $0,04 \dots 0,1$ . Расход бензина через рампу при срабатывании одной форсунки  $\dot{G} = \rho W F$ . Скорость  $W^2 = 2g \cdot \Delta p / \rho$ , где  $\rho$  – плотность бензина,  $g$  – ускорение свободного падения. Тогда изменение перепада давления  $\Delta p$  от рабочего значения на клапане форсунки составляло в долях: минимальное значение для рампы с внутренним диаметром 12 мм и длиной 360 мм  $(0,92 \dots 1,0) \Delta p_{\text{раб}}$  и максимальное значение для рампы с внутренним диаметром 16 мм и длиной 400 мм  $(0,79 \dots 1,0) \Delta p_{\text{раб}}$ . Максимальная амплитуда вынужденных пульсаций давления для различных конструкций бензиновых рампы составляла  $(0,08 \dots 0,21) \Delta p_{\text{раб}}$ .

Одним из мероприятий по снижению пульсаций давления топлива в магистрали является установка демпфера [3]. На рис. 2 показано влияние демпфера на пульсации давления топлива при изменении положения дроссельной заслонки.

Без демпфера пульсации давления топлива в магистрали составляют  $25\%$  и соответственно разность расхода топлива через форсунки составляет  $12,5\%$ . Демпфер снижает уровень пульсаций давления топлива до  $7,7\%$  и сокращает разность расхода топлива через форсунки до  $3,8\%$ , а значит и улучшает точ-

ность дозирования топлива [3]. С другой стороны, демпфер усложняет систему топливоподачи. Кроме этого, из условий компоновки то-

пливной системы на двигателе не всегда представляется возможным установить демпфер.

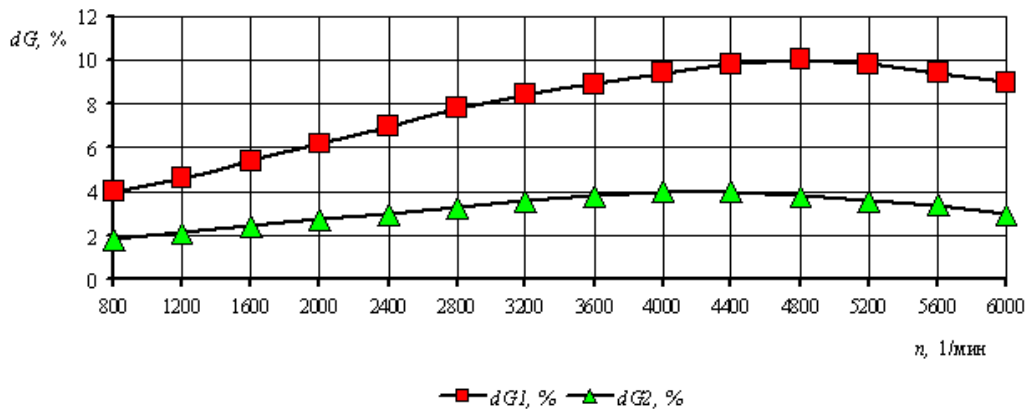


Рис. 1. Зависимость максимальной разности расхода топлива при максимальном перепаде давления 380 кПа по 4 форсункам, установленным в одной рампе в зависимости от частоты вращения коленчатого вала:  $dG_1$  – для рампы с внутренним диаметром 16 мм и длиной 400 мм;  $dG_2$  – для рампы с внутренним диаметром 12 мм и длиной 360 мм

Для бензиновой системы топливоподачи без обратного слива из рампы форсунок волна разрежения от сопла форсунки движется в сторону бензобака до регулятора давления топлива, который реагирует на это изменение.

При достижении действующей силы, возникающей от волны разрежения, порога страгивания клапана регулятора давления, он приоткрывается и увеличивает расход топлива в сторону двигателя, уменьшая при этом его слив в бензобак.

В легковом автомобиле расстояние от сопла форсунки до регулятора давления топлива, установленного в модуле электробензонасоса в топливном баке, около 5 м. Это расстояние для 1-й и 4-й форсунок по сравнению с 2-й и 3-й форсунками, если подвод топлива выполнен в центре рампы, больше на величину расстояния между осями форсунок на рампе или расстояния между осями цилиндров двигателя, например 0,09 м.

Если принять бензин за упругую среду, то время движения волны разрежения от форсунки к регулятору давления топлива можно определить по скорости звука. Скорость звука в бензине в диапазоне рабочих температур  $-40...+125^{\circ}\text{C}$  и диапазоне рабочих давлений 300-420 кПа составляет примерно 1170-1250 м/с (по разным источникам при плотности  $803 \text{ кг/м}^3$ , температуре  $17-20^{\circ}\text{C}$  и атмосферном давлении – 1170-1250

м/с или вычисляется по формуле  $a_{зв}=(1/(\beta\rho))^{0,5}$ , где  $\beta$  – адиабатическая сжимаемость среды,  $\rho$  – плотность). Следовательно, время движения волны разрежения в сторону регулятора давления топлива и обратной волны давления составляет примерно  $(5+5)/1170...1250 = 0,008...0,0085$  с или 8,0-8,5 мс. Это соизмеримо с частотой вращения коленчатого вала  $7060...7500 \text{ мин}^{-1}$ . На рис. 3 показан период вращения коленчатого вала в зависимости от частоты его вращения и граница времени движения волны разрежения и обратной волны давления.

Из рис. 3 видно, что волна разрежения и обратная волна давления успевают вернуться в рампу форсунок до частоты вращения  $7060...7500 \text{ мин}^{-1}$ , т.е. к моменту открытия очередной форсунки при фазированном впрыске топлива давление бензина в рампе восстанавливается.

В дизельных двигателях [1] или двигателях, использующих непосредственный впрыск топлива, проблема пульсаций давления в топливной магистрали особенно характерна, т.к. топливо подается в рабочую область под высоким давлением за очень короткое время.

Также пульсации давления в топливной магистрали необходимо учитывать в двигателях, использующих в качестве моторного топлива как природный газ, так и другие виды газового топлива.

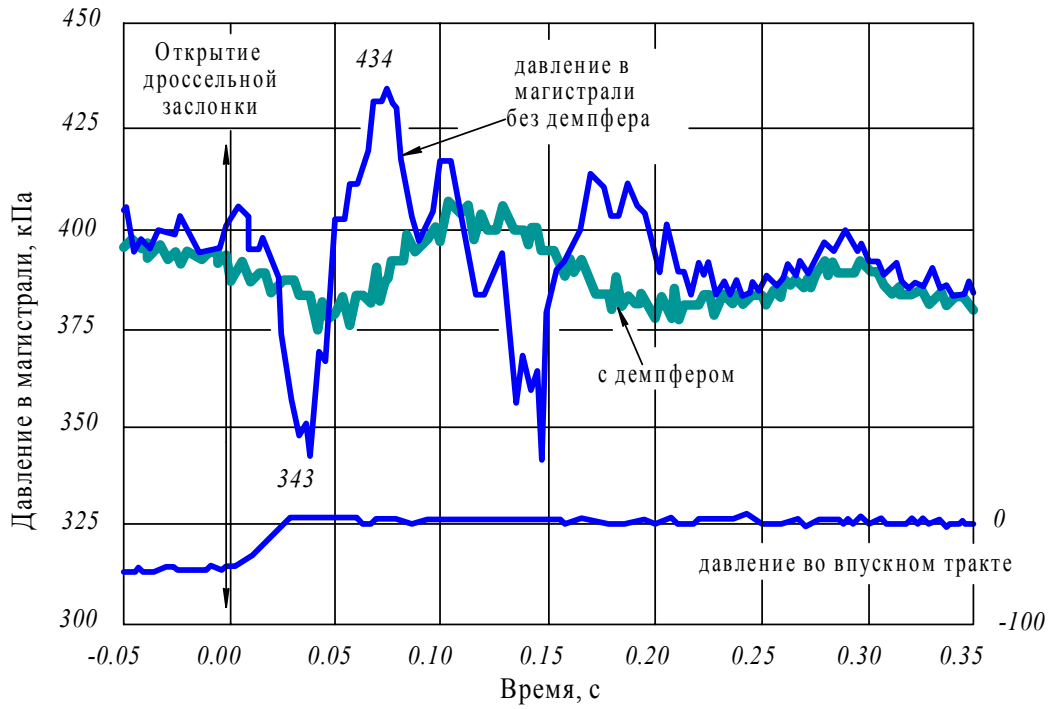


Рис. 2. Осциллограмма работы двигателя в нагруженном режиме

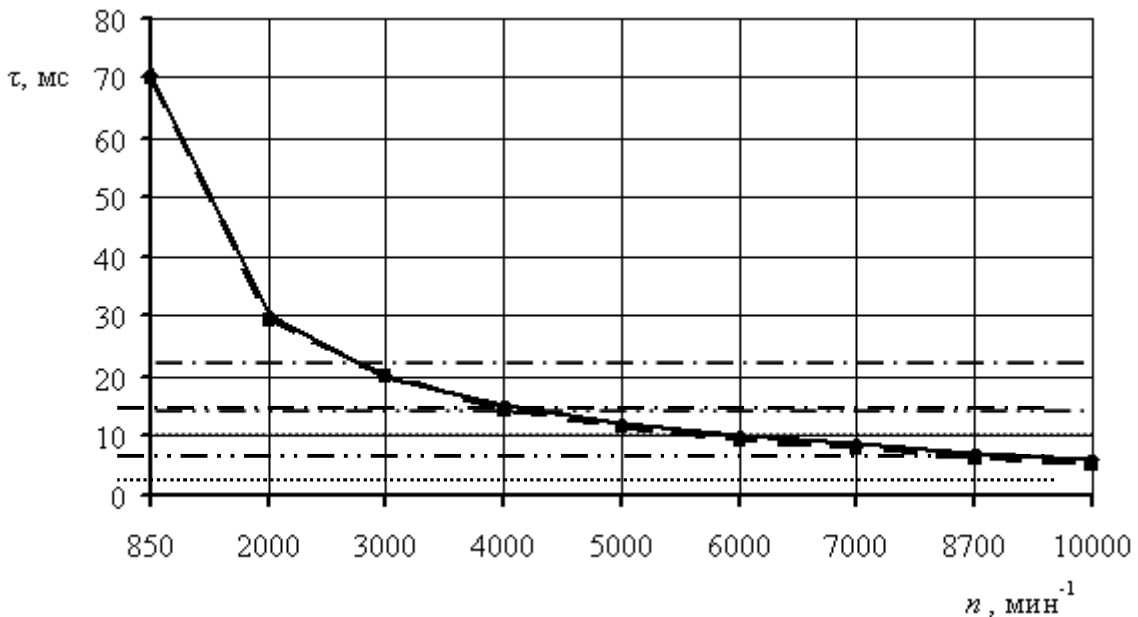


Рис. 3 Минимальный период впрыска  $\tau_{\min}$  и максимальная ширина импульса  $t_{\max}$  в зависимости от частоты вращения коленчатого вала двигателя  $n$ :  
 —  $\tau_{\min}$ , - - -  $t_{\max}$ , — · — · и — · — · — границы наполнения ramпы газом для звукового и дозвукового течений соответственно, ..... граница наполнения ramпы бензином

На рис.4 на примере газовой системы подачи показано воздействие элементов в период цикловой подачи топлива. В зависимости от длительности открытия и перепада давления газа на клапане  $\Delta p$  форсунка выдаёт объёмный цикловой расход  $V_{\text{ц}}$ , в результате чего происходит провал давления газа в ramпе форсунок на величину  $dp$ . Далее волна разрежения  $dp_{\text{рр}}$  движется от ramпы форсунок в сторону выхода из редуктора. При дос-

тижении перепада давления, равного перепаду, достаточному для страгивания клапана редуктора, последний приоткрывается и увеличивает объёмный расход газа через редуктор  $V_{\text{гр}}$ . Увеличение расхода через редуктор вызывает волну разрежения на его входе  $dp_{\text{рб}}$ . Волна разрежения от входа в редуктор движется в направлении к выходу из баллона, приводя к увеличению объёмного  $V_{\text{бр}}$  расхода газа из баллона.

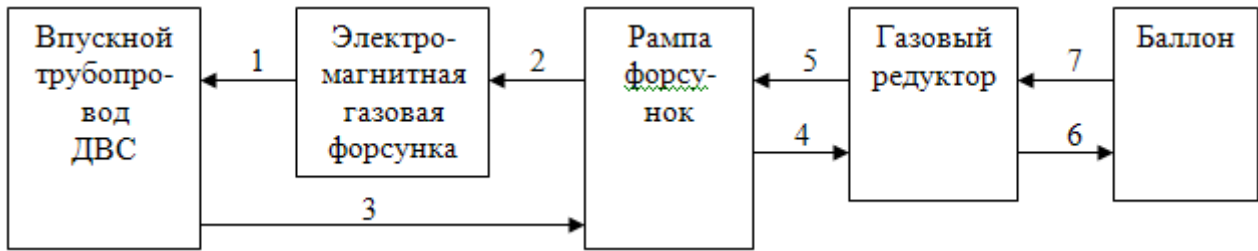


Рис. 4. Схема воздействий элементов газовой системы:

1.  $V_{ц}$  – объёмная цикловая подача газа во впускной трубопровод двигателя;
2.  $dp$  – провал давления газа в рампе форсунок во время цикловой подачи газа;
3.  $\Delta p$  – перепад давления на клапане газовой форсунки;
4.  $dp_{pp}$  – волна разрежения в направлении от рампы к редуктору во время цикловой подачи газа;
5.  $V_{cp}$  – увеличение объёмного расхода газа через редуктор в период цикловой подачи газа;
6.  $dp_{pb}$  – волна разрежения от входа в редуктор до выхода газа из баллона в период цикловой подачи газа;
7.  $V_{bp}$  – увеличение объёмного расхода газа из баллона на вход в редуктор в период цикловой подачи газа

Определим скорость движения волн разрежения в топливных элементах. На примере рампы форсунок и впускного трубопровода запишем цикловую подачу газового топлива:

$$V_{np} p_{en} = V_{np} \int_{t_1}^{t_2} (d(p/z)/dt), \quad (1)$$

где  $p_{вп}$  – давление во впускном трубопроводе двигателя (изменением во время цикловой подачи газа пренебрегаем);  $V_{cp} = l \cdot \pi \cdot d^2 / 4$  – объёмная цикловая подача газа в рампе форсунок;  $d$  – диаметр рампы форсунок;  $l$  – путь, пройденный в рампе цикловой порцией газового топлива, равен половине длины волны разрежения-сжатия;  $d(p/z)$  – изменение давления и коэффициента сжимаемости газа в процессе цикловой подачи топлива (в первом приближении можно принять равным давлению в газовой рампе до начала цикловой подачи при соответствующем коэффициенте сжимаемости).

Из (1) находим  $l$  путь, пройденный в рампе цикловой порцией газового топлива. И далее находим среднюю скорость  $W_{cp}$  движения объёмной цикловой подачи газа при её движении в газовой рампе форсунок за время цикла впрыска  $(t_2 - t_1)$  по формуле:

$$W_{cp} = l / (t_2 - t_1) = V_{np} p_{en} / \int_{t_1}^{t_2} (d(p/z)/dt) (\pi d^2 / 4) (t_2 - t_1). \quad (2)$$

Скорость движения волны от входа в газую форсунку при её движении в сторону входа в газую рампу будет равна средней скорости, определяемой выражением (2). Подобным способом по выражениям, анало-

гичным (2), можно определить среднюю скорость движения волны разрежения от входа в рампу до выхода из газового редуктора, а также среднюю скорость движения волны разрежения от входа в газовый редуктор до выхода из газового баллона. В последних двух случаях необходимо выбирать соответствующие диаметры трубопроводов и давление газа с коэффициентом сжимаемости.

По величинам средней скорости движения волны разрежения и длине соответствующего участка трубопровода определяем время реакции на провал давления в газовой рампе в процессе цикловой подачи газового топлива:

$$t_x = L_{tp} / W_{cp}. \quad (3)$$

Соответственно время  $t_{вс}$  восстановления давления в рампе равно сумме времени  $t_x$  движения волны разрежения в обратном направлении, например от рампы форсунок до выхода из редуктора, и времени  $t_d$  движения волны давления в прямом направлении с учётом времени запаздывания реакции редуктора:

$$t_{вс} = t_x + t_d - (0,5t_b - t_p), \quad (4)$$

где  $t_p$  – время запаздывания реакции редуктора,  $t_b$  – период волны разрежения. Для трубопровода от входа в редуктор до выхода из баллона величина  $t_p$  равна 0. Время движения волны давления от выхода из редуктора до входа в рампу зависит от скорости истечения газа через клапан редуктора. При этом скорость истечения может быть как докритической, так и критической, когда скорость будет равна скорости звука. Сверхкритиче-

ский перепад давления обычно наблюдают на клапане одноступенчатого редуктора при давлении газа в баллоне выше 0,8 МПа, а докритический - для двух- и трёхступенчатых редукторов. Поэтому скорость движения волны давления от клапана редуктора до входа в рампу форсунок для вышеназванных редукторов может быть как дозвуковая, так и звуковая.

Анализ выражений (2), (3) и (4) показывает, что для уменьшения времени реакции необходимо уменьшать длину газовых трубопроводов между элементами газовой системы подачи, увеличивать среднюю скорость движения волны разрежения в процессе цикловой подачи газа и уменьшать время реакции редуктора на волну разрежения. Увеличение средней скорости движения волны разрежения возможно: из-за увеличения объёмной цикловой подачи газа; увеличения перепада давления на клапане газовой форсунки до критического значения; уменьшения диаметра трубопровода, что, в свою очередь, приводит к обратному эффекту, т.е. к увеличению провала давления газа в процессе цикловой подачи газа. Увеличить среднюю скорость волны разрежения без существенного падения давления перед газовой форсункой можно только за счёт уменьшения периода цикловой подачи (2). Это значит, что необходимо увеличить наклон расходной характеристики газовой форсунки в зависимости от ширины импульса впрыска топлива. Уменьшить время движения волны давления от редуктора к рампе можно увеличением перепада давления на клапане редуктора, что, в свою очередь, приведёт к росту скорости истечения газа к звуковой. Но данное увеличение перепада давления из-за увеличения затяжки настроечных пружин клапана редуктора вызовет рост времени реакции редуктора и, следовательно, времени восстановления давления в рампе форсунок. В данном случае целесообразней использовать электрически управляемый редуктор от контроллера системы управления двигателем по изменению сигнала датчика давления газа в рампе. В алгоритме управления электрическим редуктором необходимо предусмотреть калибруемое при проведении доводочных работ опережающее начало увеличения его производительности при выбранном минимальном провале давления в рампе газовых

форсунок. Это позволит сократить время восстановления давления в рампе за счёт того, что время реакции редуктора будет равно нулю, а также волна давления от выхода из редуктора начнёт своё движение в сторону рампы раньше, чем подойдёт волна разрежения, т.е. уменьшится сумма этих времён.

По величине длины волны разрежения-давления в рампе, равной двум путям прохождения цикловой порции топлива по длине или рампы или соответствующего трубопровода, можно определить расположение максимумов и минимумов давления по длине рампы форсунок или трубопроводов. Если минимумы и максимумы давления располагаются по длине рампы напротив выходов в топливные форсунки, то возникает разница в их дозировании, пропорциональная корню квадратному из величины перепада давления на клапане форсунки. Выбор длины топливной рампы будет зависеть от того, на каких режимах работы двигателя необходима минимальная разность расхода через форсунки. Поскольку длина волны разрежения-сжатия топлива в рампе зависит от ширины импульса впрыска топлива, т.е. от режима работы двигателя, то выбрать оптимальную длину рампы для всех нагрузок не представляется возможным в существующих конструкциях топливных рамп. Для оптимизации длины рампы для всех режимов работы двигателя необходимо: изменять длину рампы в зависимости от нагрузки двигателя (это усложняет конструкцию топливной рампы); увеличивать диаметр рампы или подключать к ней присоединённый объём, что уменьшит длину волны разрежения сжатия (в этом случае также усложняется конструкция топливной рампы).

Методы снижения пульсаций давления и расхода известны: изменением объёма системы [1]; изменением длин элементов системы; использованием дросселирующих устройств; изменением параметров рабочей среды (давления, температуры).

Газовый редуктор расположен в моторном отсеке. Поэтому расстояние от клапана форсунки до клапана редуктора можно принять, например 1 м. Скорость звука в метане составляет примерно 450 м/с. Тогда время движения волны разрежения от открытого клапана газовой форсунки до клапана редуктора составит  $1/450=0,0022$  с или 2,2 мс.

Время наполнения трубопровода за клапаном редуктора составит то же время открытого состояния клапана форсунки, например 4-12 мс. Необходимо отметить, что начало наполнения трубопровода за клапаном редуктора зависит от чувствительности при изменении давления на выходе редуктора и момента страгивания клапана редуктора. Время движения обратной волны давления от клапана редуктора до клапана газовой форсунки также составляет 2,2 мс. Суммируя эти значения, получим, что в зависимости от частоты вращения и нагрузки на двигатель через 8,4-16,4 мс давление газа и масса газа в рампе восстановятся до рабочих значений перед открытием следующей форсунки в соответствии с порядком работы цилиндров.

Для дозвукового истечения газа из клапана газовой форсунки, например со скоростью 225 м/с, время движения волны разрежения до клапана редуктора и обратной волны давления в сумме составит 8,8 мс. Время заполнения трубопроводов и газовой рампы через клапан редуктора также равно времени открытого состояния клапана форсунки, например 4...12 мс. Суммируя эти времена, получим 12,8...20,8 мс - время восстановления давления в газовой рампе при дозвуковом истечении через клапан форсунки.

Чем выше давление и температура газового топлива, тем ниже скорость звука. Это приводит к дополнительному увеличению длительности восстановления давления в газовой рампе форсунок. Данный фактор говорит о том, что не следует повышать температуру газа перед форсунками выше окружающей температуры, за исключением случаев применения влажного газа, где его температура должна быть выше точки росы.

При частотах вращения коленчатого вала более 3000 мин<sup>-1</sup> становится недостаточным время заполнения рампы газом для восстановления в ней давления для последующего рабочего впрыска (рис. 2). В этом случае при работе двигателя в рампе форсунок наблюдается или снижение рабочего давления, если редуктор не имеет расчётной производительности по расходу газового топлива, или возникновение пульсаций давления. В этом случае требуется коррекция цикловой подачи газового топлива по величине давления в газовой рампе форсунок. Соот-

ветственно коэффициент коррекции будет зависеть от частоты вращения коленчатого вала и нагрузки (расхода воздуха через двигатель). Измерение давления газа в рампе, последующее вычисление коэффициента коррекции цикловой подачи приводят к тому, что его значение влияет на последующую цикловую подачу, а не на ту, при которой проводилось измерение.

Для определения максимального значения провала давления газа в рампе перед форсунками во время цикловой подачи рассмотрим два случая: 1) время восстановления больше или равно ширине импульса впрыска топлива, т.е.  $t_{вс} \geq (t_2 - t_1)$ ; 2) время восстановления меньше ширины импульса впрыска топлива, т.е.  $t_{вс} < (t_2 - t_1)$ .

Для первого случая, когда время восстановления давления больше или равно ширине импульса впрыска топлива, падение давления газа в рампе перед форсунками будет максимальным. Его среднее значение можно определить из уравнения состояния идеального газа до начала цикловой подачи:  $p_1 V_p = m_p R T_1 / M$  и по окончании времени цикловой подачи:  $p_2 V_p = (m_p - m_{ц}) R T_2 / M$ , где  $p_1$  и  $p_2$  – давление в рампе до и после цикловой подачи газа;  $V_p$  – внутренний объём газовой рампы;  $m_p$  и  $m_{ц}$  – масса газа в рампе форсунок до цикловой подачи и масса газа, ушедшая из рампы в период цикловой подачи;  $M$  – масса одного моля газа;  $T_1$  и  $T_2$  – температура газа в рампе до и после цикловой подачи. Если принять, что внутренний объём рампы в несколько раз больше цикловой подачи, то можно пренебречь дроссель-эффектом и в первом приближении принять равенство этих температур. Если внутренний объём рампы соизмерим с объёмной цикловой подачей газового топлива, то необходимо учитывать снижение температуры в рампе в конце цикловой подачи за счёт дроссель-эффекта, т.к. снижение температуры приведёт к ещё большему снижению давления в рампе перед форсунками в конце цикловой подачи газа. Это снижение температуры можно учесть методом последовательных приближений, начиная с равенства начальной и конечной температур, до получения соответствия изменения давления, температуры и энтальпии газа в соответствии с уравнением состояния. Давление в конце цикловой подачи в первом приближе-

нии  $p_2 = (m_p - m_u)RT_2 / (M \cdot V_p)$ . Амплитуда снижения давления во время цикловой подачи газа  $A_p = \Delta p = p_1 - p_2$  или в относительных величинах  $\Delta p/p_1 = 1 - p_2/p_1 = m_u/m_p$ . Абсолютная величина снижения давления  $\Delta p = p_1 m_u/m_p$ . При анализе данного выражения можно сделать следующие выводы: чем выше исходное давление в рампе перед форсунками до начала цикловой подачи, тем больше абсолютная величина провала давления; чем больше цикловая подача газового топлива через форсунки, тем больше провал давления в рампе; чем больше объём рампы с газом, тем меньше провал давления перед форсунками во время цикловой подачи газа. Поскольку объём рампы остаётся постоянным, то с увеличением нагрузки на двигатель увеличивается и провал давления газа перед форсунками во время цикловой подачи топлива. Но снижение давления газа перед форсунками по формуле (2) увеличивает скорость движения волны разрежения в сторону редуктора и скорость обратной волны давления и наступает момент, когда возвратная волна давления газа от редуктора начинает преобладать над падением давления. Это подтверждается экспериментальными данными, например, при работе двигателя без нагрузки, для бензина (рис.5) [2, 3].

Амплитуда пульсаций возрастает от 500 до 900  $\text{мин}^{-1}$ , а далее с возрастанием частоты вращения коленчатого вала она снижается. При увеличении нагрузки пик амплитуды пульсаций давления в рампе будет смещаться в сторону повышенной частоты вращения коленчатого вала.

Для второго случая, когда время восстановления давления меньше ширины импульса впрыска топлива, падение давления газа в рампе перед форсунками будет значительно ниже, чем в первом варианте. Уменьшение провала давления будет пропорциональным отношению ширины импульса впрыска газа к времени восстановления давления в рампе перед форсунками, т.е. в  $(t_2 - t_1)/t_{\text{вс}}$  раз меньше.

Для достижения норм токсичности Евро-3 и выше по стандартному ездовому циклу в лаборатории токсичности отклонение состава смеси не должно превышать уже  $\pm 1\%$  на всех стационарных и переходных режимах работы. Это составляет по разности расхода топлив через форсунки  $\sim 2\%$ . Для

более высоких норм токсичности необходимо снижать отклонение состава смеси на всех режимах работы двигателя при контроле токсичности, а значит, и снижать разность расходов топлива через форсунки. Последнее, в свою очередь, связано с уровнем пульсаций давления в топливной магистрали.

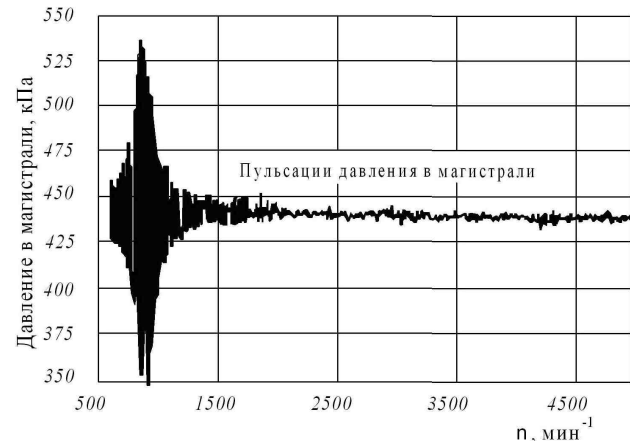


Рис.5. Пульсации давления топлива в рампе форсунок

Высоких требований по токсичности отработавших газов нельзя будет достичь без снижения пульсаций давления в топливной системе и без учёта разности расходов между форсунками на рампе. Внедрение демпферов снижает перепад давления в топливной системе, позволяет более точно дозировать топливо до определённого уровня с определёнными затратами, но не решает полностью комплексной задачи по снижению разности расходов газа на форсунках из-за пульсаций давления. Наиболее эффективно введение в алгоритм вычисления объёмной цикловой подачи топлива корректирующих коэффициентов для каждой форсунки в зависимости от частоты вращения коленчатого вала и нагрузки (расхода воздуха) на двигатель:

$$V_{\text{цр}} = V_{\text{ц расчёт}} K_{\text{Nцилиндр}}, \quad (5)$$

где  $K_{\text{Nцилиндр}} = f(n, G_v)$  — коэффициент коррекции газовой подачи форсунки для N цилиндра в зависимости от частоты вращения коленчатого вала и расхода воздуха через двигатель.

Данный коэффициент учитывает разность расходов через форсунки, возникающую из-за пульсаций давления в топливной рампе. Коэффициенты  $K_{\text{Nцилиндр}}$  для каждой форсунки необходимо определить на безмоторном стенде при задании соответствующих частоты срабатываний (имитация частоты



ты вращения коленчатого вала), ширины импульса впрыска (имитация изменения расхода воздуха через двигатель) и соответствующих измерений расхода газа через форсунки.

#### **Заключение**

1. Экспериментально показана разность расходов топлива через форсунки для разных цилиндров при работе на одном режиме.

2. Предложен метод расчёта оптимальных геометрических характеристик газовой рампы форсунок и топливных трубопроводов для обеспечения минимальных пульсаций давления для двигателя с искровым зажиганием с электронным управлением.

3. Для снижения затрат на доводку конструкции топливной системы по пульсациям давления наиболее целесообразно введение корректирующих коэффициентов при

вычислении цикловой подачи топлива в каждый цилиндр при фазированном впрыске.

#### **Библиографический список**

1. Капустин, А.А. Система питания двигателя внутреннего сгорания природным газом [Текст] / А.А. Капустин, А.Л. Пенкин // АвтоГазоЗаправочный Комплекс + Альтернативное топливо. Международный научно-технический журнал. – 2011. – №1(55). – С.16-19.

2. Ляченков, Н.В. Влияние топливной системы с впрыском во впускную трубу на экологические характеристики ДВС [Текст] / Н.В. Ляченков, В.А. Шишков, Б.И. Яблинский // АвтоГазоЗаправочный Комплекс + Альтернативное топливо. Международный научно-технический журнал. – 2007. – №3(33). – С.74-78.

3. SAE 1997/1071/ P.56-61.

## **FLUCTUATIONS OF PRESSURE IN RAIL GAS INJECTION OF ENGINES WITH SPARK IGNITION**

© 2012 V. A. Shishkov

Samara State Aerospace University named after academician S.P. Korolyov  
(National Research University)

The algorithm of account of fluctuations of pressure of petrol and gas fuel in rail injector and pipelines for an electronic control system engines with spark ignition is developed. On the basis of researches carried out the author, gives the recommendations for account and choice of the constructive sizes gas rail and elements of fuel pipelines for gas engines. The recommendations for entering into algorithm of management of the engine of correction of fuel for everyone injector are given depending on size of a difference of the charges on them because of fluctuation of pressure in rail at phased direct injection.

*The engine of internal combustion, gas the equipment, direct injection of gas fuel, fluctuation of pressure, spark ignition, electronic control system.*

#### **Информация об авторах**

**Шишков Владимир Александрович**, кандидат технических наук, преподаватель кафедры машиностроения Самарского государственного аэрокосмического университета имени академика С.П. Королёва (национальный исследовательский университет), начальник технического отдела ООО «Рекар». E-mail: [Vladimir-Shishkov@yandex.ru](mailto:Vladimir-Shishkov@yandex.ru). Область научных интересов: системы управления ДВС на альтернативных видах топлива.

**Shishkov Vladimir Aleksandrovich**, candidate of technical science, the senior lecturer Samara State Aerospace University named after academician S.P. Korolyov (National Research University), head of department of Limited Liability Company «Recar». E-mail: [Vladimir-Shishkov@yandex.ru](mailto:Vladimir-Shishkov@yandex.ru). Area of research: control systems the engine of internal combustion on alternative kinds of fuel.