

МОДЕРНИЗАЦИЯ ГРМ ДВУХТАКТНЫХ И ЧЕТЫРЁХТАКТНЫХ ДВС ТЕПЛОВОЗОВ

Рожкова Ю.А., Сливинский Е.В.

Елецкий государственный университет им. И.А. Бунина (399770, г. Елец, Липецкой обл., ул. Коммунаров, 28) e-mail: main@elsu.ru

В настоящей статье представлены материалы по разработке перспективной конструкции газораспределительного механизма повышенной эффективности за счёт повышения пропускной способности клапанов и снижения их тепловой нагруженности. Конструкция такого клапана защищена патентом РФ на изобретение. Все существующее на сегодняшний день такие устройства двигателей внутреннего сгорания уже не отвечают современным требованиям в части их конструкционной и эксплуатационной надёжности за счёт работы их в условиях высоких температур порядка 800°C , что существенно сказывается на КПД дизелей. В результате проведённых расчётов определены рациональные геометрические параметры указанного клапана и дана технико-экономическая оценка в случае внедрения его в практику.

Ключевые слова: Клапан, стержень, тарелка, пластина, пружина.

MODERNIZATION OF THE TIMING OF TWO-STROKE AND FOUR-STROKE INTERNAL COMBUSTION ENGINES OF DIESEL LOCOMOTIVES

Rozhkova J.A., Slivinsky E.V.

Yeletsy state University. I.A. Bunin (399770, Elets, Lipetsk region, street of Communards, 28) e-mail: main@elsu.ru

This article presents materials on the development of perspective design of the timing of increased efficiency by increasing the bandwidth of valves and reduce thermal loading. The design of the valve is protected by the RF patent. All existing for today such device of internal combustion engines already do not meet modern requirements in terms of their design and operational reliability due to their work in the conditions of high temperatures of 800°C , which significantly affects the efficiency of diesel engines. As a result of the carried out calculations defined rational geometrical parameters of the specified valve and given technical and economic assessment in the case of its implementation in practice.

Keywords: Valve, rod, plate, plate, spring.

В настоящее время в практике широко используются различные типы тепловозов, энергетической установкой которых являются четырёхтактные и двухтактные двигатели внутреннего сгорания. Одним из важных и ответственных их узлов являются газораспределительные механизмы. Такие механизмы обычно состоят из впускных и выпускных клапанов, каждый из которых выполнен в виде стержня, плавно переходящего в головку, и последняя, по своей образующей, снабжена рабочей поверхностью, взаимодействующей с седлом клапана, запрессованным в блок цилиндров или головку двигателя внутреннего сгорания причём стержни клапанов подвижно расположены в соответствующих направляющих втулках. Каждый из клапанов подпружинен относительно блоков цилиндров или их головок и управляется с помощью толкателей или коромысел, взаимодействующих с соответствующими распределительными валами ДВС. С помощью клапанов за четыре хода движения поршня происходит заполнения цилиндров горючей смесью, ее сжатием, горением ее расширением, и выпуском отработанных газов. Заполнение горючей смесью происходит из всасывающего коллектора, расположенного в блоке цилиндров, а выпуск отработанных газов в выхлопной коллектор.

Несмотря на свою эффективность использования, все такие известные в практике механизмы газораспределения обладают существенным недостатком, заключающимся в том, что всасывание горючей смеси и удаление из цилиндров отработанных газов происходит через узкие щели, расположенные между седлами клапана и внешними образующими поверхностями клапанных головок. Такое явление, во-первых, снижает эффективность заполнения горючей смесью полости цилиндров при всасывании и во-вторых «очистки» этого же объема от отработанных газов, а также способствует неравномерному распределению температуры по всему объему головки клапана.

Учитывая это, в ЕГУ им. И.А.Бунина на кафедре прикладной механики и инженерной графики на протяжении ряда лет проводится бюджетная НИР на тему «Динамика, прочность и надёжность транспортных, строительно-дорожных и сельскохозяйственных машин, а также стандартного промышленного и нестандартного оборудования используемого в Чернозёмном регионе Российской Федерации» и одним из её разделов является направление, связанное с совершенствованием конструкции ДВС используемых в различной транспортной технике и созданных на уровне изобретений.

Одной из таких разработок является механизм газораспределения (патент RU2316655), у которого впускной и выпускной клапаны, снабжены вертикально расположенными в их

продольной плоскости каналами, связанными с поперечными отверстиями, выполненными в стержнях. Такие отверстия разложены так, что при поступательных перемещениях клапанов они могут перекрываться внутренними поверхностями направляющих втулок или быть открытыми относительно последних.

Несмотря на эффективность использования такой конструкции клапанов последние имеют серьезный недостаток, заключающийся в том, что при сжатии смеси в цилиндре объем камеры сжатия увеличивается за счет заполнения последней вертикально расположенных каналов, что в итоге снижает степень сжатия горючей смеси в момент ее сжатия в цилиндре.

Поэтому, разработана ещё одна конструкция, также признанная изобретением (RU2433283), которая исключает заполнение горючей смесью вертикально расположенных каналов выполненных в стержнях клапанов не увеличивая тем самым объем камеры сжатия.

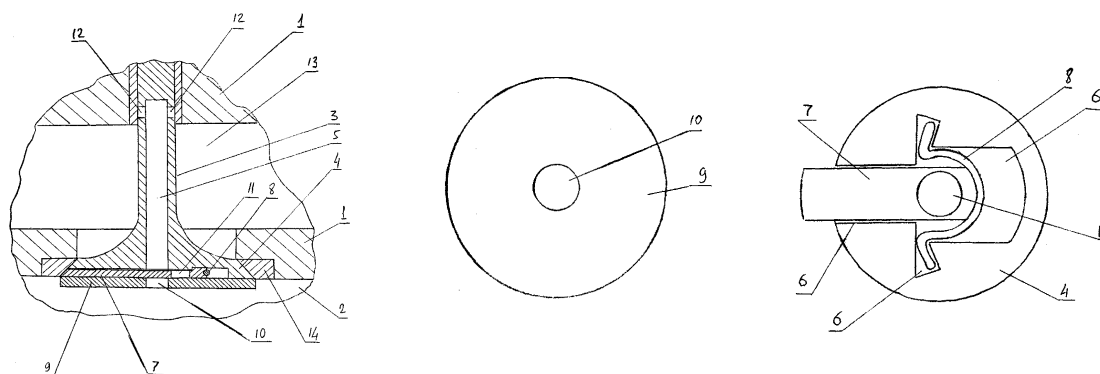


Рис.1 Перспективный клапан

Так на рис.1 показан один из клапанов в разрезе, а также его вид по стрелке А со снятой шайбой и по этой же стрелке указан вид шайбы.

Механизм газораспределения расположен в головке 1 блока цилиндров 2 и состоит из клапанов имеющих стержень 3 и головку 4. В стержне 3 выполнен вертикально расположенный канал 5, а в головке 4 углубление 6, в котором подвижно расположена пластина 7 подпружиненная пружиной 8 относительно головки 4. К головке 4 жёстко присоединена круглой формы шайба 9 с отверстием 10. Пластина 7 снабжена отверстием 11. В стержне 3 расположены поперечные отверстия 12. В головке блока цилиндров 1 расположены полости выхлопного коллектора 13. В головке блока цилиндров 1 также запрессовано седло 14 клапана.

Работает механизм газораспределения следующим образом. Считаем, что его клапан является выпускным и тогда показанное положение его соответствует, например, сжатию рабочей смеси. В этом случае (рис.1) поршень (на рис. он не показан) перемещается по стрелке А и достигает верхней мертвой точки. При этом рабочая смесь попасть в

вертикально расположенный канал 5 попасть не может, так как последний перекрыт пластиной 7. Следовательно, на объем камеры, сжатия объем вертикально расположенного канала 5, не оказывает никакого влияния. После завершения рабочего хода поршня и преодоления им нижней мертвой точки, поршень также движется по стрелке А, но в этот момент времени клапан перемещается вниз по стрелке В и достигает какого-то своего крайнего положения. При этом поперечные отверстия 12 стержня 3 клапана располагаются в полости выхлопного коллектора 13, а головка 4 клапана отходит от седла клапана 14 и тогда пластина 7, под действием усилия создаваемого пружиной 8, выходит за пределы головки клапана 4, так как это показано на рис.1. Такое перемещение пластины 7 приводит к тому, что ее отверстие 11 совпадает с вертикально расположенным клапаном 5 и тогда выхлопные газы, также в направлении стрелки А, через отверстие 10 круглой формы шайбы 9, проходят через последние и истекая через поперечные отверстия 12 попадают в полость выхлопного коллектора 13. Как только процесс выхлопа, заканчивается, и поршень входит в режим всасывания, клапан закрывается, и его детали занимают такое положение, как это показано на рис.1. Далее описанный процесс может повторяться не однократно.

Анализируя работу клапана с подвижно расположенной в его радиальном пазу пластиной 7 (рис.1) видно, что она несёт соответствующие нагрузки, вызванные не только её перемещением, обусловленным её сжатием, но и её изгибом от действия на неё давления рабочих газов возникающих в цилиндре при их сжатии в момент нахождения поршня в ВМТ и начале его рабочего хода. Следует отметить, что указанное нагружение пластины является циклическим с определённой частотой проявления вышеуказанных деформаций и поэтому весьма важным с точки зрения обеспечения её прочности и работоспособности является изучения её колебаний с определением основных частот, характерных для эксплуатационных условий работы ДВС. Для выполнения таких расчётов используем расчётную схему, показанную на рис.2 и методику позволяющую изучать поперечные колебания пластинок [3].

Известно [3-5], что одним из методов расчёта собственных частот и форм колебаний пластин является вариационный метод Ритца и Галеркина. Для решения вариационной задачи по методу Ритца, т.е. для нахождения форм колебаний пластинки, удовлетворяющих вариационному уравнению:

$$\delta(\dot{O}_{i \dot{a}\delta} - \dot{I}_{i \dot{a}\delta}) = 0,$$

где, δT_{max} – вариация кинетической энергии;

$\delta \Pi_{max}$ – вариация потенциальной энергии.

Затем строится минимизирующая форма в виде конечного ряда:

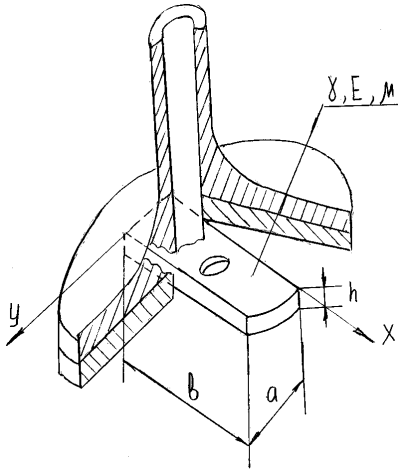


Рис.2 Расчётная схема клапана

$$\omega(x, y) = \sum_{i=1}^n a_i \omega_i(x, y),$$

где, $\omega_i(x, y)$ – базисные функции, т.е. известные функции, подбираемые в соответствии с краевыми условиями задачи;

a_i – параметры, значения которых определяются из условия экстремума функции

$$\frac{\partial}{\partial a_i} (\dot{O}_{i \dot{a}\dot{a}} - \ddot{I}_{i \ddot{a}\ddot{a}}) = 0 \quad (i = 1, 2, \dots, n),$$

Значения таких параметров имеют следующую запись:

$$\dot{O}_{i \dot{a}\dot{a}} = \frac{\gamma \delta^2}{2g} \iint_{(s)} h \omega^2 dx dy,$$

$$\ddot{I}_{i \ddot{a}\ddot{a}} = \frac{1}{2} \iint_s D \left\{ (\Delta \omega)^2 - 2(1 - \sigma) \left[\frac{\partial^2 \omega}{\partial x^2} \frac{\partial^2 \omega}{\partial y^2} - \left(\frac{\partial^2 \omega}{\partial x \partial y} \right)^2 \right] \right\} ds$$

где, γ – плотность материала пластины;

$$D - \text{цилиндрическая жёсткость пластины на изгиб, } D = \frac{Eh^3}{12(1 - \mu^2)};$$

h – толщина пластины.

Вычисление двойных интегралов, входящих в T_{max} и Π_{max} приводится к вычислению простых интегралов стандартной формы и для базисных форм колебаний $\omega_{ij}(x, y) = X_j(x)Y_j(y)$ эти интегралы будут следующих типов:

$$\int_0^l X_i^2 dx, \quad \int_0^l X_i'^2 dx, \quad \int_0^l X_i''^2 dx, \quad \int_0^l X_i' X_j' dx = - \int_0^l X_i X_j'' dx.$$

Значения этих интегралов для обычных способов закрепления краёв пластинки приведены в соответствующих таблицах [3].

Используем представленную методику для определения основной частоты колебаний пластинки 7 (рис.1) входящей в конструкцию клапана ДВС для этого примем следующие краевые условия задачи, считая, что на краях пластинки параллельных оси oy краевые условия задачи будут $\omega = 0, \partial \omega / \partial x = 0$, а на краях параллельных оси ox $\omega = 0, \partial \omega / \partial y = 0$. Для первого одночленного приближения возьмём в качестве минимизирующей формы функцию:

$\omega_{(1)}(\tilde{\delta}, \acute{o}) = \tilde{O}_1(\tilde{\delta})Y_1(y)$, где $X_I(x)$ и $Y_I(y)$ – базовые функции удовлетворяющие краевым условиям балки закреплённой по концам:

$$\begin{aligned} X_1(0) = X_1(a) = 0, \quad X_1'(0) = X_1'(a) = 0, \\ Y_1(0) = Y_1(b) = 0, \quad Y_1'(0) = Y_1'(b) = 0, \end{aligned}$$

где, a и b – ширина и длина пластины.

Тогда уравнение для максимальной кинетической энергии будет иметь вид:

$$\dot{O}_{i \acute{\alpha}\acute{o}} = \frac{\gamma \tilde{\delta}^2}{2g} \iint_{(s)} h\omega^2 dx dy = \frac{\gamma hp^2}{2g} \int_0^a X_1^2 dx \int_0^b Y_1^2 dy.$$

Используя таблицу интегралов [3] с одним индексом получим следующее значение T_{max} и Π_{max} :

$$T_{i \acute{\alpha}\acute{o}} = 1,0359^2 \frac{\gamma hp^2 ab}{g}, \quad (1)$$

а для потенциальной энергии Π_{max} :

$$\begin{aligned} 2\ddot{I}_{i \acute{\alpha}\acute{o}} = D \int_0^a \int_0^b \left(\frac{\partial^2 \omega}{\partial x^2} + \frac{\partial^2 \omega}{\partial y^2} \right)^2 dx dy = D \int_0^a X_1''^2 dx \int_0^b Y_1^2 dy + 2D \int_0^a X_1 X_1'' dx \int_0^b Y_1 Y_1'' dy + \\ + D \int_0^a X_1^2 dx \int_0^b Y_1''^2 dy = \left[\frac{518,52 \cdot 1,0359b}{a^2} + 2 \frac{12,775^2}{ab} \frac{518,52 \cdot 1,0359a}{b^2} \right] D. \end{aligned} \quad (2)$$

Для упрощения расчётов предположим, что пластина имеет форму квадрата ($b = a$) и тогда зависимости (1) и (2) запишутся в виде:

$$2T_{i \acute{\alpha}\acute{o}} = 1,0731 \frac{\gamma hp^2 a^2}{g}, \quad 2\ddot{I}_{i \acute{\alpha}\acute{o}} = \frac{1400,672}{a^2} \cdot \frac{Eh^3}{12(1-\mu^2)}.$$

Приравняв $2\ddot{I}_{i \acute{\alpha}\acute{o}}$ к $2T_{i \acute{\alpha}\acute{o}}$ получим выражение позволяющее определить численное значение основной частоты по формуле:

$$p_1 = \frac{36}{a^2} \sqrt{\frac{gEh^3}{12(1-\mu^2)h\gamma}}.$$

Так как работа клапана происходит в нестационарном режиме, то нагружение пластины будет характеризоваться изменением в широком диапазоне коэффициента динамичности μ' , определяемый по формуле:

$$\mu' = \left[1 - \frac{\omega^2}{\rho^2} \right]^{-1}.$$

Приведём численный расчёт такой частоты колебаний пластины и коэффициента динамики применительно к газораспределительному механизму тепловозного дизеля 14Д40 с учётом следующих исходных данных: $E = 2 \cdot 10^5 \text{ кг/см}^2$, $h = 0,2 \text{ см}$, $\mu = 0,3$, $\gamma = 0,0007814 \text{ кг/см}^3$ (марка стали 45), $g = 9,8 \text{ м/с}^2$, $a = 1,0 \text{ см}$. И затем, в диапазоне вынужденных частот колебаний $\omega = 150 \div 250 \text{ рад/с}$, построим амплитудно частотную характеристику процесса.

Такую задачу можно реализовать с помощью программно-прикладного пакета MATLAB 6.5. Текст файл-процедуры `mu_shtok.m` представлен в листинге 1. В первой части процедуры задаёмся начальными данными, и рассчитываем коэффициент динамичности μ . Однако, для лучшего отображения резонансной области диапазон вынужденных частот увеличен от 250 до $6 \cdot 10^6 \text{ рад/с}$. Вторая часть процедуры выводит в отдельное графическое окно график зависимости μ от ω/p , ограниченный для большей наглядности значениями 0...5 по оси Y с использованием оператора `set`, который позволяет устанавливать свойства различных объектов.

Листинг 1.

```
%Построение графика коэффициента динамичности
E=2e+006;
h=0.2;
mu1=0.3;
gamma=7.814e-004;
g=980;
a=1;
p=(36/a^2)*sqrt((g*E*h^2)/(12*(1-mu1^2)*gamma))
%Задание частоты вынужденных колебаний
w=150:100:6e+006;
friq=w./p;
mu=1./abs((1-friq.^2))
figure('MenuBar','none')
line=plot(friq,mu,'k');
set(gcf, 'NumberTitle','off', 'Name','КОЭФФИЦИЕНТ ДИНАМИЧНОСТИ', 'Position',
[350,150,710,630])
set(line, 'LineWidth', 1.5)
HTxtX=text('String', '\mu', 'Position', [-0.15 5.1], 'Rotation', 0, 'FontWeight', 'bold', 'FontSize', 14);
HTxtY=text('String', '\omega/p', 'Position', [1.7 -0.25], 'Rotation', 0, 'FontWeight', 'bold', 'FontSize',
12);
```

```

Command Window
File Edit View Web Window Help
>> mu_shtok
p =
3.4507e+006
mu =
Columns 1 through 9
1.0000 1.0000 1.0000 1.0000 1.0000 1.0000 1.0000 1.0000
Columns 10 through 18
1.0000 1.0000 1.0000 1.0000 1.0000 1.0000 1.0000 1.0000
Columns 19 through 27

```

Рис.3 Фрагмент файл-процедуры

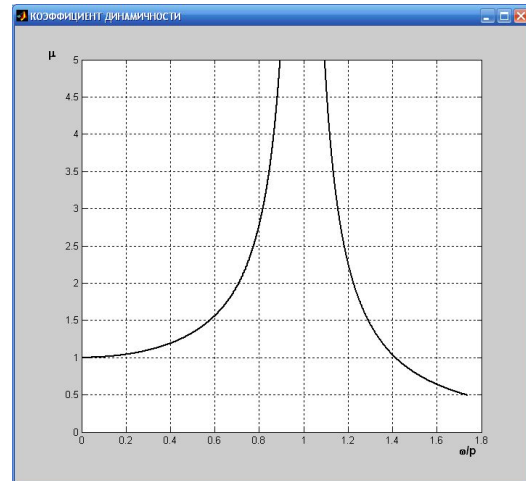


Рис.4 Частотный график

Фрагмент выполнения файл-процедуры `mu_shtok.m` с результатом расчета собственной частоты колебаний пластины при указанных выше начальных данных параметров показан на рис.3.

Проведённые расчёты (рис.3) показывают, что частота собственных колебаний пластины клапана составляет $p = 3,4507 \cdot 10^6 \text{ рад/с}$. Это довольно высокое значение по сравнению с частотой возмущения $\omega = 150 \div 250 \text{ рад/с}$, что характерно для большинства двухтактных и четырёхтактных ДВС работающих на лёгких и тяжёлых сортах топлива при средней частоте вращения коленчатых валов $n = 1500\text{-}2500 \text{ мин}^{-1}$. Поэтому соотношение

$\frac{\omega}{p} = 1$, когда окажется, что $p = \omega$, которое характеризует резонанс способный вызвать

остаточную деформацию пластины или её разрушение в данном случае не может быть обеспечено в связи с огромной разницей $p = 3,4507 \cdot 10^6 \text{ рад/с}$ и $\omega = 150 \div 250 \text{ рад/с}$.

Следовательно, указанная пластина, которая по характеру своей работы и своему конструктивному признаку в принципе соответствует мембране отказов, связанных с её остаточной деформацией или поломкой наблюдаться не будет. Представленный же на рис.4 график, построенный для перспективного клапана газораспределительного механизма ДВС,

показывает, что до резонансная зона, соответствующая соотношению порядка $\frac{\omega}{p} = 0,2$,

характерна для коэффициента динамичности $\mu = 1$ и только после этого соотношения

начинает резко расти и при значении $\frac{\omega}{p} = 0,8$, достигает величины $\mu = 5$ и более.

Следует также отметить, что немаловажным моментом при оценке надёжности и работоспособности предложенного технического решения является необходимость учёта ударной нагрузки, возникающей между седлом 14 клапана и пластиной 7 (рис.1) при его закрытии и в частности определение максимального значения величины обжатия пружины 8.

Для такой оценки воспользуемся известной методикой [5] решения подобных задач о соударениях с помощью коэффициента восстановления. Такой метод предложен Ньютоном и основан на допущении, что относительная скорость соударяющихся материальных точек после удара пропорциональна их относительной скорости перед ударом. Для того чтобы определить наибольшее численное значение обжатия пружины необходимо в первую

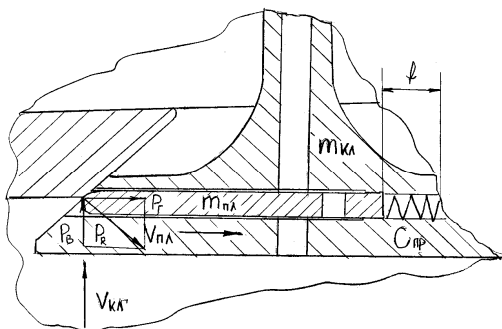


Рис.5 Расчетная схема

очередь найти скорость пластины V_{nl} массой m_{nl} , которую она приобретает сразу после соударения с седлом клапана (см. рис.5), и которую можно принять равной поступательной скорости движения клапана V_{kl} массой m_{kl} . Такую скорость можно определить по зависимости, считая, что соударение абсолютно неупругое и происходит слипание ударяющихся деталей с ударяемыми:

$$V_{i\bar{e}+} = V_{\bar{e}\bar{e}+} = \frac{m_{\bar{e}\bar{e}} V_{\bar{e}\bar{e}-}}{(m_{\bar{e}\bar{e}} + m_{i\bar{e}})},$$

причём кинетическую энергию в первый послеударный момент можно определить по формуле:

$$\dot{O} = \frac{(m_{\bar{e}\bar{e}} + m_{i\bar{e}}) V_{\bar{e}\bar{e}+}^2}{2}.$$

Приравняв это выражение к выражению наибольшей потенциальной энергии пружины с жёсткостью C_{np} можно вычислить максимальное обжатие пружины по зависимости:

$$f = \frac{m_{\bar{e}\bar{e}} V_{\bar{e}\bar{e}-}}{\sqrt{\tilde{N}_{i\delta} (m_{\bar{e}\bar{e}} + m_{i\bar{e}})}} = \frac{0,073 \cdot 8}{\sqrt{5000(0,073 + 0,005)}} = \frac{0,584}{19,74} = 0,029i = 29i \text{ мм}.$$

Такое значение f , например, также для вышеуказанного дизеля 14Д40, при следующих исходных данных: собственный вес клапана $0,72 \text{ кг}$ ($m_{kl} = 0,073 \text{ кг} \cdot \text{с}^2/\text{м}$), собственный вес пластины $0,05 \text{ кг}$ ($m_{nl} = 0,005 \text{ кг} \cdot \text{с}^2/\text{м}$), поступательная скорость клапана при номинальной частоте вращения коленчатого вала дизеля 750 мин^{-1} $V_{kl} = 8 \text{ м/с}$ и жёсткость пружины $C_{np} = 5000 \text{ кг/м}$ будет равно $f = 29 \text{ мм}$, и такая геометрическая характеристика позволяет вписать пружину сжатия в тарелку клапана газораспределительного механизма дизеля 14Д40 имеющую наружный диаметр 80 мм . В качестве пружины сжатия примем пружину, выполненную в виде упругого стержня диаметром $d = 4 \text{ мм}$ (материал сталь 60С2 по ГОСТ 14959 – 79 с $[\sigma]_{II} = 550 \text{ МПа}$), концы которого размещены в углублениях 6 головки клапана 4 (см. рис.1) при этом, для упрощения расчёта, её можно рассматривать, как балку пролётом $l = 25 \text{ мм}$, в середине пролёта которой приложена сосредоточенная сила P_r (рис.5). Тогда

исходя из того что $f = 29 \text{ мм}$ определим допустимую нагрузку при которой стержень упруго деформируется на указанную величину по формуле:

$$P_A = \frac{4[\sigma]_{\dot{\epsilon}} W_x}{l} = \frac{4 \cdot 550 \cdot 0,1 \cdot 4^3}{25} = 56,32 \text{ кН} = 563,2 \text{ т}$$

что для рассматриваемого режима работы клапана приемлемо.

Разработанная конструкция газораспределительного механизма рекомендуется соответствующим НИИ и производственным структурам, занимающимся проектированием и созданием ДВС, и в первом приближении, может быть использована в различных конструкциях ДВС широко используемых в транспортных, сельскохозяйственных, строительно-дорожных машинах, а также стационарных установках, как в нашей стране, так и за рубежом.

Библиография

1. Бабаков И.М. Теория колебаний. М.: Наука, 1968. – 554с.
2. Бидерман В.Л. Теория механических колебаний. Учебник для вузов. – М.: Высш. школа, 1980. – 408с.
3. Пановко Я.Г. Основы прикладной теории колебаний и удара. Л.: Политехника, 1990. – 272с.
4. Пивоваров О.А. Функциональные элементы дизельных двигателей тепловозов. Монография/ О.А Пивоваров, Л.А. Савин, Е.В. Сливинский. - Орёл. Издательский дом «ОРЛИК» и К, 2010.-124с.
5. Ширяев В.М. Повышение долговечности выхлопных клапанов форсированных двигателей. Дис. на соискание учёной степени к.т.н. Коломна, 1983.- 194 с.