

АНАЛИЗ ДИНАМИЧЕСКИХ ПРОЦЕССОВ В СОПРЯЖЕННЫХ ДЕТАЛЯХ ГАЗОВОГО СТЫКА ДИЗЕЛЯ 4Ч 13/14

В.С. Попович, Н.Г. Лопухова

Приводится алгоритм теоретического анализа и определения параметров динамических процессов сопряжённых деталей газового стыка «головка цилиндров – прокладка – блок картер» двигателя внутреннего сгорания. Достоверность результатов подтверждается экспериментальными исследованиями данной конструкции двигателя.

Ключевые слова: дизельный двигатель, газовый стык, анализ динамических процессов, сопряженные детали газового стыка «головка цилиндров – прокладка – блок – картер».

Сложная форма корпусных деталей двигателей внутреннего сгорания затрудняет использование аналитических методов при расчете уровня вибраций в них. Изучение развития колебательных процессов в блоке, головке цилиндров и других деталях служат основанием для обеспечения надежности газового стыка сопряженных деталей дизеля «головка цилиндров - прокладка - блок картер». В этом случае необходимо знать характер изменения деформированного состояния этих деталей при работе двигателя.

Решение задачи об определении собственных частот и форм колебаний корпусных деталей двигателя 4Ч 13/14 связано с выбором структурного представления колебательной системы и определением расчетных параметров.

Структурная расчетная колебательная система сопряженных корпусных деталей газового стыка приведена на рисунке 1. Здесь представлена блочная конструкция головки цилиндров - 1. На верхней плоскости головки цилиндров устанавливаются детали клапанного механизма и форсунки цилиндров. Для надежного уплотнения газового стыка между блоком и головкой используется прокладка - 2, обладающая повышенной эластичностью и рассматриваемая как упругий элемент, вводимый в конструкцию колебательной системы между сопрягаемыми деталями, которые являются более жесткими. Блок цилиндров - 3 представляет жесткую отливку из серого чугуна, объединяющую цилиндровую часть с картером двигателя. В блоке предусмотрены посадочные поверхности для установки гильз цилиндров, подшипников коленчатого вала, опор распределительного вала, маховика и деталей приводов механизмов двигателя. Верхняя часть блока цилиндров ограничена межцилиндровыми поперечными перегород-

ками, образующими водяную рубашку. На верхней плоскости блока цилиндров установлены шпильки крепления головки цилиндров (8 шпилек диаметром М16 на каждый цилиндр, равномерно расположенных по периметру цилиндра).

Наиболее общий вид дифференциальных уравнений деформаций сопрягаемых деталей газового стыка определяется в форме уравнений Лагранжа II порядка, которые при консервативных силах и движениях с двухсторонними связями представляются в виде

$$\frac{d}{dt} \left(\frac{\partial T}{\partial \dot{q}_i} \right) - \frac{\partial T}{\partial q_i} + \frac{\partial \Phi}{\partial \dot{q}_i} + \frac{\partial \Pi}{\partial q_i} = Q_i(t) \quad (1)$$

$(i = 1, 2, \dots, n)$

где T - кинетическая энергия; Φ - диссипативная функция; Π - потенциальная энергия; q_i - обобщенные координаты; $Q_i(t)$ - обобщенные внешние силы.

Образова производные, необходимые для подстановки в уравнение Лагранжа (1) будем иметь:

$$\frac{\partial T}{\partial \dot{x}_1} = m_1 \dot{x}_1, \quad \frac{\partial T}{\partial \dot{x}_2} = m_2 \dot{x}_2, \quad \frac{\partial T}{\partial \dot{x}_3} = m_3 \dot{x}_3,$$

$$\frac{d}{dt} \left(\frac{\partial T}{\partial \dot{x}_1} \right) = m_1 \ddot{x}_1, \quad \frac{d}{dt} \left(\frac{\partial T}{\partial \dot{x}_2} \right) = m_2 \ddot{x}_2,$$

$$\frac{d}{dt} \left(\frac{\partial T}{\partial \dot{x}_3} \right) = m_3 \ddot{x}_3, \quad \frac{\partial \Pi}{\partial x_1} = c_1 x_1 - c_2 (x_2 - x_1),$$

$$\frac{\partial \Pi}{\partial x_2} = c_2 (x_2 - x_1) - c_3 (x_3 - x_2),$$

$$\frac{\partial \Pi}{\partial x_3} = c_3 (x_3 - x_2) + c_4 x_3,$$

$$\frac{\partial \Phi}{\partial x_1} = m_1 \ddot{x}_1 - m_2 (\ddot{x}_2 - \ddot{x}_1),$$

$$\frac{\partial \Phi}{\partial x_2} = m_2 (\ddot{x}_2 - \ddot{x}_1) - m_3 (\ddot{x}_3 - \ddot{x}_2),$$

$$\frac{\partial \Phi}{\partial x_3} = m_3 (\ddot{x}_3 - \ddot{x}_2) + m_4 \ddot{x}_3.$$

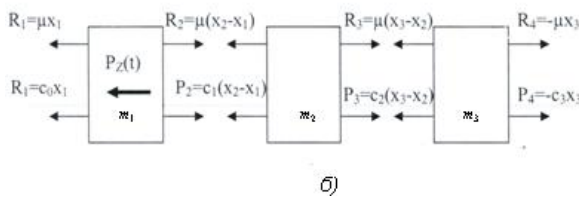
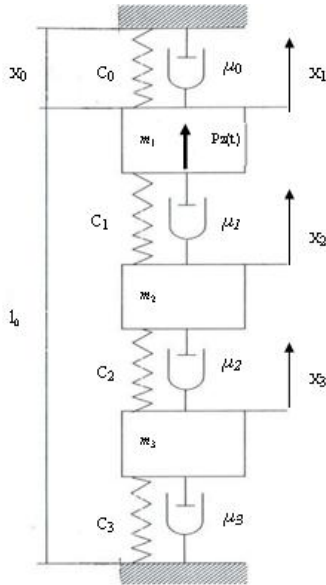


Рисунок 1- Структурная расчетная колебательная система:

а) – равновесное положение системы « головка цилиндров–прокладка – блок - картер»;
 б) - компоненты векторов внешних возмущений;
 c_0 - жесткость шпильки, c_1, c_2, c_3 - жесткости упругих связей между деталями

Особенность использования уравнения Лагранжа при малых деформациях голономной системы со стационарными связями около положения равновесия рассмотрим на примере системы с тремя степенями свободы, состоящей из трех тел с массами m_1, m_2, m_3 , соединенными пружинами, имитирующие жесткости сопряженных деталей c_1, c_2 и c_3 , приведенных на рисунке 1.

Кинетическая энергия колебательной системы определяется в виде:

$$T = m_1 \dot{x}_1^2 / 2 + m_2 \dot{x}_2^2 / 2 + m_3 \dot{x}_3^2 / 2.$$

Потенциальная энергия системы равна энергии упругих деформаций элементов системы:

$$\Pi = c_1 x_1^2 / 2 + c_2 (x_2 - x_1)^2 / 2 + c_3 (x_3 - x_2)^2 / 2 + c_4 x_3^2 / 2.$$

Диссипативная функция, вычисляемая как половина мощности, развиваемой силами сопротивления определяется на основании выражения:

$$\Phi = m_1 \dot{x}_1^2 / 2 + m_2 (x_2 - x_1)^2 / 2 + m_3 (x_3 - x_2)^2 / 2 + m_4 \dot{x}_3^2 / 2.$$

Подставляя в уравнение Лагранжа (1) выражения для кинетической и потенциальной энергий получим дифференциальное уравнение свободных колебаний.

Для трёх деформируемых деталей газового стыка получаем систему из трёх уравнений вида:

$$m_1 \ddot{x}_1 = F(t) - m_1 \ddot{x}_1 - c_1 x_1 + m_2 (\ddot{x}_2 - \ddot{x}_1) + c_2 (x_2 - x_1);$$

$$m_2 \ddot{x}_2 = -m_2 (\ddot{x}_2 - \ddot{x}_1) - c_2 (x_2 - x_1) + m_3 (\ddot{x}_3 - \ddot{x}_2) + c_3 (x_3 - x_2);$$

$$m_3 \ddot{x}_3 = -m_3 (\ddot{x}_3 - \ddot{x}_2) - c_3 (x_3 - x_2) - m_4 \ddot{x}_3 - c_4 x_3.$$

Линейными называют системы, колебания которых описываются линейными дифференциальными уравнениями, если:

- кинетическая энергия системы T ;
- диссипативная функция Рэля Φ ;
- потенциальная энергия Π ,

могут быть представлены в виде квадратных форм обобщенных координат q_i и скоростей \dot{q}_i :

$$T = \sum_{i,j=1}^n a_{ij} \dot{q}_i \dot{q}_j / 2,$$

$$\Phi = \sum_{i,j=1}^n b_{ij} \dot{q}_i \dot{q}_j / 2,$$

$$\Pi = \sum_{i,j=1}^n c_{ij} q_i q_j / 2,$$

содержащих постоянные коэффициенты a_{ij}, b_{ij}, c_{ij} , которые представляют соответственно:

- обобщенные инерционные коэффициенты,
- коэффициенты вязкого сопротивления,
- квазиупругие коэффициенты.

После определения кинетической и потенциальной энергий преобразованием выражения (1) получаем систему дифференциальных уравнений, решение которой позволяет судить о динамике рассматриваемой

системы.

Для получения линейных дифференциальных уравнений дополнительно вводят понятия малых колебаний, при которых обобщенные координаты q_i и \dot{q}_i рассматриваются как величины первого порядка малости, а в функциях T , Φ и Π ограничиваются малыми второго порядка. В этом случае некоторые системы при малых колебаниях ведут себя как линейные.

Потенциальная энергия системы приводится к форме (2), если обобщенные координаты q_i отсчитываются от какого-либо из положений равновесия системы, в которых:

$$\frac{d\Pi}{dq_i} = 0 \quad (i=1,2,\dots,n).$$

Коэффициенты соответственно определяются как:

$$\mu_1 = \mu_2 = \mu_3 = \mu_4 = \mu.$$

Сила упругости пружины пропорциональна деформации элементов.

Решая задачу с использованием уравнений Лагранжа II порядка, в качестве обобщенных координат выбираем перемещения x_1, x_2, x_3 сопряженных деталей газового стыка двигателя.

Жесткости отдельных элементов силового узла определяются с учетом высот стягиваемых деталей, расчетной длины шпильки, площадей поперечных сечений на середине высоты головки и участка блока, площади сечения прокладки и модулей упругости материалов деталей.

Перемещения сопряженных деталей газового стыка двигателя предусматривают определение жесткостей элементов:

$c_1 = 1 / k_1 = E_1 F_1 / l_1$ - жесткость головки цилиндров;

$c_2 = 1 / k_2 = E_2 F_2 / l_2$ - жесткость прокладки;

$c_3 = 1 / k_3 = E_3 F_3 / l_3$ - жесткость части блока;

$c_0 = 1 / k_0 = E_0 F_0 / l_0$ - жесткость шпильки;

где l_0 - расчетная длина шпильки;

F_0 - площадь поперечного сечения стержня шпильки;

l_1 - высоты стягиваемых деталей;

F_1, F_2, F_3 , - площади поперечных сечений на середине высоты головки, прокладки и блока;

E_0, E_1, E_2, E_3 - модули упругости материалов шпильки, головки цилиндров, прокладки, блок-картера.

Исходные данные для расчета деформаций сопряженных деталей газового стыка приведены в таблице 1.

При сборке деталей соединения газового стыка к гайке шпильки прикладывается момент затяжки $M=160$ Нм, создаваемый силу

предварительной затяжки $P_{np}=50000$ Н, растягивающую шпильку и сжимающую стягиваемые детали. При $M=180$ Нм имеем $P = 56250$ Н. Шпилька удлиняется на величину x_0 , равную $x_0=k_0 P_{np}$. В свою очередь, величина сжатия стягиваемых деталей определяется суммой деформаций $x_1 + x_2 + x_3 = (k_1 + k_2 + k_3) \cdot P_{np}$.

В процессе вспышки при разгружаемом газовом стыке сила давления газов, передающаяся через головку, растянет дополнительно шпильку на величину Δx_0 и деформирует на величину Δx_1 головку. Суммарная деформация равна $\Delta x_0 + \Delta x_1$. При этом прокладка и блок разгрузятся, суммарное сжатие их уменьшится на ту же величину $\Delta x_0 + \Delta x_1$. В результате сила давления в стыке P_{cm} на головку и шпильку со стороны прокладки и блока при вспышке уменьшится на ΔP :

$$P_{cm} = P_{np} - \Delta P.$$

Та же сила будет сжимать в этот момент прокладку и блок.

Сила, растягивающая шпильку при вспышке P_p , определяется суммой двух сил и с учетом замены равна:

$$P_p = P_{cm} + P'_z = P_{np} - \Delta P + P'_z.$$

Дополнительное удлинение шпильки и сжатие головки, возникающие в момент приложения силы от давления газов при сгорании, приходящихся на одну шпильку P_z определяется:

$$\Delta x_0 + \Delta x_1 = (k_0 + k_1) \cdot (P_p - P_{np}) = (k_0 + k_1) \cdot (P'_z - \Delta P).$$

Уменьшение деформаций сжатия прокладки и блока в момент вспышки определяется:

$$\Delta x_2 + \Delta x_3 = (k_2 + k_3) \cdot \Delta P.$$

Для обеспечения герметичности газового стыка должно выполняться равенство деформаций:

$$\Delta x_0 + \Delta x_1 = \Delta x_2 + \Delta x_3.$$

Выбор граничных условий при исследовании упругих колебаний системы с распределенными параметрами (массой и деформативностью) выбираем с учетом способа закрепления, которые различаются на кинематические и силовые граничные условия. Эти условия присутствуют в схеме, приведенной на рисунке 1. Задан способ закрепления в виде жесткого заделанного конца массы m_3 , действие кинематических реакций.

Определение собственных частот колебаний системы (рисунок 1) выполняем на основании частотного уравнения вида:

$$\frac{m_1 m_2 m_3}{c_{1,2} c_{2,3}} \cdot w_c^4 - \left(\frac{m_1 m_2 + m_1 m_3}{c_{1,2}} + \frac{m_3 m_1 + m_3 m_2}{c_{2,3}} \right) \times w_c^2 + (m_1 + m_2 + m_3) = 0.$$

**ЭКСПЕРИМЕНТАЛЬНОЕ ИССЛЕДОВАНИЕ ДИНАМИЧЕСКИХ
ПРОЦЕССОВ В ДЕТАЛЯХ ГАЗОВОГО СТЫКА ДИЗЕЛЯ 4С 13/14**

Таблица 1 - Исходные данные для расчета деформаций сопряженных деталей газового стыка

Детали газового стыка	Модуль упругости 1 рода материала, МПа	Высоты сопряженных деталей, см	Площади поперечных сечений, см ²	Масса деталей, кг	Податливость деталей, см/кг
Шпилька	$2,1 \cdot 10^5$	22,4	2,01	0,35	$5,4 \cdot 10^5$
Головка блочная	$9,8 \cdot 10^4$	13,5	7,8 (под гайкой)	73,0	$17,6 \cdot 10^5$
Головка индивид.		13,2		21,0	
Прокладка	$0,78 \cdot 10^3$	0,25	5,0	0,15	$6,4 \cdot 10^5$
Блок цилиндров	$9,8 \cdot 10^4$	6,8	7,8	212	$8,89 \cdot 10^5$

Делаем замену $\omega^2 = t$ и получим квадратное уравнение:

$$a \cdot t^2 - b \cdot t + c = 0,$$

где коэффициенты уравнения определяются на основании зависимостей:

$$a = \frac{m_1 m_2 m_3}{c_{1,2} c_{2,3}},$$

$$b = - \left(\frac{m_1 m_2 + m_1 m_3}{c_{1,2}} + \frac{m_3 m_1 + m_3 m_2}{c_{2,3}} \right),$$

$$c = (m_1 + m_2 + m_3).$$

Корни квадратного уравнения вычисляются по формулам:

$$t_1 = \frac{-b + \sqrt{b^2 - 4 \cdot a \cdot c}}{2 \cdot a},$$

$$t_2 = \frac{-b - \sqrt{b^2 - 4 \cdot a \cdot c}}{2 \cdot a}.$$

Возвращаемся к проведенной замене, находим корни биквадратного уравнения, рад/с:

$$w_1 = \sqrt{t_2}, \quad w_2 = \sqrt{t_1}.$$

Соответственно, собственные частоты в колеб/мин равны:

$$n_1 = 30 \cdot \frac{w_1}{p}, \quad n_2 = 30 \cdot \frac{w_2}{p}.$$

Проведенный анализ колебательных процессов системы позволяет сделать заключение. Замена блочной конструкции головки на конструкцию с индивидуальными головками цилиндров позволяет изменить собственную частоту динамических процессов, сдвинуть возможность проявления резонансных явлений за пределы рабочих частот двигателя. Это позволяет также устранить дефекты трещинообразования в головках при форсировании конструкции двигателя.

СПИСОК ЛИТЕРАТУРЫ

1. Машиностроение. Энциклопедия /Ред. совет: К. В. Фролов (пред.) и др. – М.: Машиностроение. Динамика и прочность машин. Теория механизмов и машин. Т. 1-3. В 2-х кн. Кн. 1 /К. С. Колесников (пред.) 1994. – 534 с.
2. Попович, В.С. Численные методы анализа напряженного и деформированного состояния деталей двигателя внутреннего сгорания. Алт. гос.техн. ун-т им И.И. Ползунова. – Барнаул: Изд – во АлтГТУ, 1991. – 83 с.
3. Попович, В.С. Экспериментальные методы исследования напряженного и деформированного состояния деталей машин: учебное пособие. – 2-е изд. перераб. и доп. /В.С. Попович; Алт. гос. техн. ун-т им. И.И. Ползунова. – Барнаул: изд. АлтГТУ, 2009. – 108 с.
4. Пановко, Я.Г. Введение в теорию механических колебаний /Я.Г. Пановко. –М.: Наука. 1971. – 239 с.

Попович В.С., д.т.н., проф., профессор кафедры "Прикладная механика",
e-mail: vspopovich@yandex.ru
тел. (83852) 290818.

Лопухова Н.Г., ст. преподаватель кафедры САПР,
e-mail: lopuhovanadejda@mail.ru
тел. (83852) 290861.

ФГБОУ ВПО «Алтайский государственный технический университет им. И.И. Ползунова»,
656038, Барнаул, просп. Ленина, 46.