

$$V = V_{сб} + \frac{\pi D^2}{4} S \frac{\varphi_6}{180}, \quad V_{z6} = \rho V_{сб}, \text{ - для линии расширения,}$$

где $V_{сб}$, V_{z6} - объем камеры сгорания и объем цилиндра при максимальном давлении сгорания соответственно; D , S - соответственно диаметр цилиндра и ход поршня; φ_6 – угол поворота приводного вала (задается интервалом $0 \dots 180^\circ$).

После расчета ординат сжатия, расширения и насосных ходов, осуществляется корректировка диаграммы по методике [1].

Силы инерции поступательно движущихся масс. Поскольку ускорение поршня в течение цикла равно нулю, за исключением периодов переключки, силы инерции также будут равны нулю в течение всего цикла, за исключением периодов остановки и разгона поршня. Максимальная сила инерции рассчитывается по формуле

$$P_{j_{\max}} = \frac{m_{п.д.} \cdot j_{\max} \cdot 10^{-6}}{F_{п}},$$

где j_{\max} - максимальное ускорение цикла; $F_{п}$ – площадь поршня; $m_{п.д.}$ – масса поступательно-движущихся частей. Наличие двух поршней учитывается соответствующим увеличением массы $m_{п.д.}$.

Суммарная сила. Суммарную силу, действующую в преобразующем механизме в течение рабочего цикла определим алгебраическим сложением сил давления газов и сил возвратно – поступательно движущихся масс. При наличии двух поршней необходимо сначала определить суммарную силу давления газов суммированием ординат сил давления газов нижнего и верхнего цилиндров, смещенных на соответствующий угол.

При суммировании необходимо учесть, что, исходя из особенностей конструкции БКШМ суммарная сила, будет действовать также в месте контакта зубчатого зацепления и создавать крутящий момент. Крутящие моменты. Крутящий момент цилиндра и суммарный крутящий момент многоцилиндрового двигателя с БКШМ определяются аналогично двигателю с КШМ, с учетом того, что крутящий момент создает суммарная сила на радиусе $R_з$.

Приведенная методика может применяться для исследования для двухтактных и четырехтактных дизельных двигателей.

Расчеты показывают, что за счет более эффективного преобразования работы, совершаемой расширяющимися газами, крутящий момент двигателя может увеличиться на $15 \dots 25\%$.

Литература:

1. Пахомов, Ю.А. Построение развернутой индикаторной диаграммы двигателей с бескривошипно-шатунным механизмом/Ю.А.Пахомов, С.А.Киселев// Вестник БГТУ. – 2006. – №3. – С. 49-61.

2. Яманин, А.И. Динамика поршневых двигателей: учеб. пособие/А.И. Яманин [и др.]. – М: Машиностроение, 2003. – 464 с.

РАСЧЕТ КОЛЕНЧАТОГО ВАЛА НА ВЫНОСЛИВОСТЬ С УЧЕТОМ РЕЗОНАНСНЫХ КРУТИЛЬНЫХ КОЛЕБАНИЙ

Краснокутский А.Н., Трифонов Ю.Ю. (МГТУ им.Н.Э.Баумана)

Задача разработки и оптимизации деталей двигателя, в частности коленчатого вала как одной из самых нагруженных и ответственных деталей, сложна и требует

всестороннего использования математического моделирования.

Недостаточная надежность коленчатого вала, как правило, служит причиной повышенных износов и сокращения срока службы двигателя. От прочности коленчатого вала во многом зависит возможность форсирования двигателя. Поломки коленчатых валов в эксплуатации показывают, что задача повышения прочности вала остается актуальной, особенно при постоянном форсировании двигателей.

Расчет вала на выносливость связан с определением запасов прочности его элементов. Усталостная прочность в значительной степени зависит от величины и характера действующих нагрузок, формы и размеров элементов коленчатого вала, структуры материала, способов обработки, формы переходов и сопряжений, асимметрии цикла и др.

В общей картине динамической нагруженности коленчатых валов большую роль играют колебательные процессы. Дополнительные напряжения, возникающие в элементах коленчатых валов от крутильных, изгибных и продольных колебаний составляют значительную часть напряжений, найденных без учета колебаний. Как показывают расчеты коленчатых валов двигателей [1] роль изгибных и продольных колебаний при определении запасов прочности коренных и шатунных шеек невелика; основное значение имеют крутильные колебания. В работе [2] показано, что дополнительные напряжения от крутильных колебаний могут существенно снижать запасы прочности, полученные без их учета.

Обычно при расчете коленчатого вала на прочность за расчетный принимается номинальный режим работы двигателя или режим максимального крутящего момента. Дополнительное нагружение коленчатого вала от инерционных нагрузок, связанных с колебаниями, учитывают с помощью коэффициента динамического усиления. При этом считается, что работа коленчатого вала происходит вне зон резонансных колебаний, когда дополнительные напряжения достигают максимальных значений.

С другой стороны, допустимость работы коленчатого вала на резонансных режимах работы двигателя определяется максимальным значением дополнительных напряжений без учета условий нагружения коленчатого вала силами, определяемых из динамического расчета двигателя без учета колебаний.

Таким образом, для решения задачи создания надежной конструкции коленчатого вала необходимо разработать комплекс расчетных исследований по уточненному расчету выносливости коленчатого вала, как на номинальном режиме работы двигателя и максимального крутящего момента, так и на режимах в условиях резонанса с учетом дополнительных напряжений от крутильных колебаний.

Систему силовой установки, содержащей ДВС, можно рассматривать как упругий разветвленный валопровод, на котором расположен ряд сосредоточенных масс. Крутильные колебания этой системы определяются значениями моментов инерции масс относительно вала $J_1 \dots J_n$ и крутильными жесткостями участков валопровода между ними $c_{1,2} \dots c_{n-1,n}$.

Для определения крутильной жёсткости были созданы параметрические модели колена вала (рис.1).

$$\text{Жесткость колена вала:} \quad c = \frac{M}{\alpha} \quad (1)$$

где $\alpha = \frac{\alpha_1 + \alpha_2}{2}$ - угол поворота сечения; $\alpha_1 = \left| \frac{x_1 - x_2}{D} \right|$; $\alpha_2 = \left| \frac{y_1 - y_2}{D} \right|$; x_1, x_2, y_1, y_2 - проекции перемещений узлов модели на оси X и Y (с учетом знаков), полученные из решения МКЭ (рис.3).

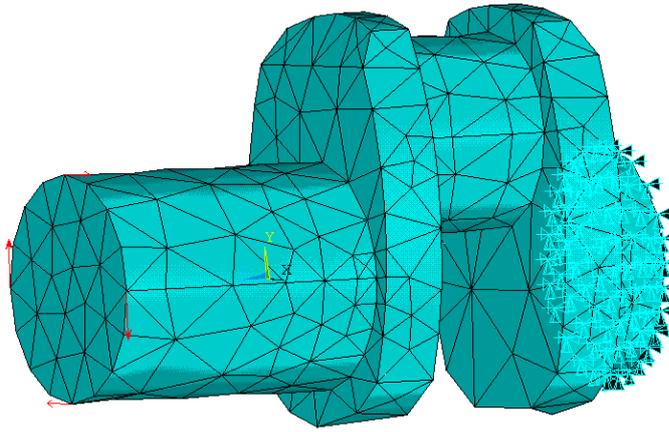


Рис.1. Расчетная модель для определения крутильной жесткости колена вала

На рис.2 показаны поля перемещений. На основании полученных значений определена жесткость колена вала.

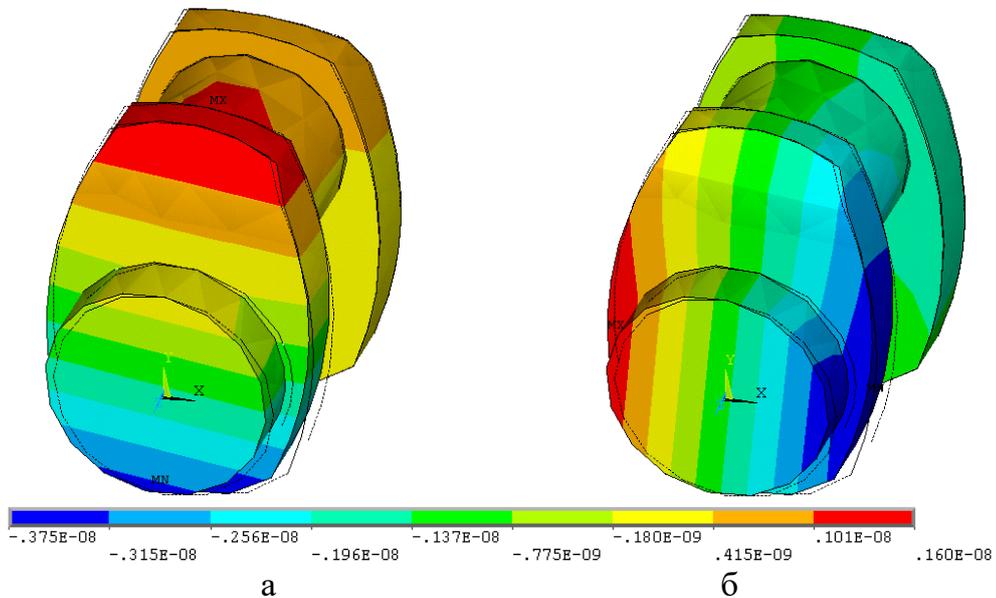
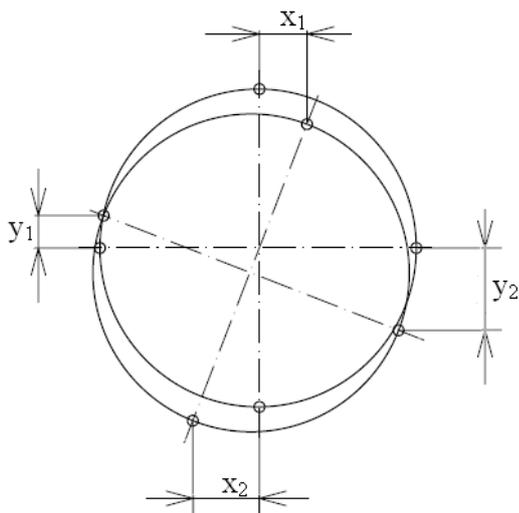


Рис.2. Деформированное состояние колена вала: а- перемещения $U_y, м$; б- перемещения U_x



Для сравнения с широко используемыми эмпирическими зависимостями для тех же моделей были получены приведенные длины колена вала по известным полуэмпирическим формулам Зиманенко, Тимошенко, Картера, Таплина, Гельда, Джексона, Бисера, Керр-Вильсона и Гейгера.

После вычисления приведенных длин колена его крутильная жесткость определяется как $c = G \frac{J_0}{l_k}$.

Рис.3. Определение угла поворота сечения

Для исследования влияния различных конструктивных параметров вала были выбраны модели среднеоборотного дизеля типа 16ЧН 26/26 (Д49) с шириной щеки $H = 228...380$ мм, толщиной щеки $B=38...68$ мм, и диаметром коренной шейки $D_{ки} = 190...250$ мм (при этом перекрытие шеек менялось в диапазоне $\Delta = 60...90$ мм).

На рис.4-6 приведены сравнительные графики по влиянию на жесткость колена вала ширины и толщины щеки, а также перекрытия шеек соответственно.

Из приведенных данных следует, что за исключением формул Таплина и Бисера полуэмпирические формулы дают приемлемую точность при вычислениях жесткости колена вала для двигателя типа ЧН26/26. При этом наиболее точными оказались формула Картера и Зиманенко. Несколько меньшая жесткость колена, полученная с помощью МКЭ, объясняется учетом наличия маслоподводящих каналов.

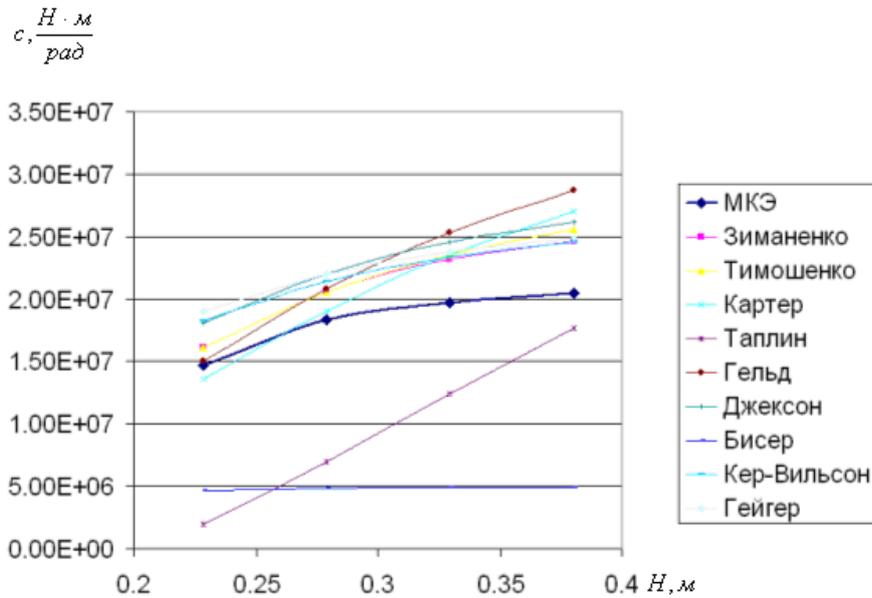


Рис.4. Влияние ширины щеки

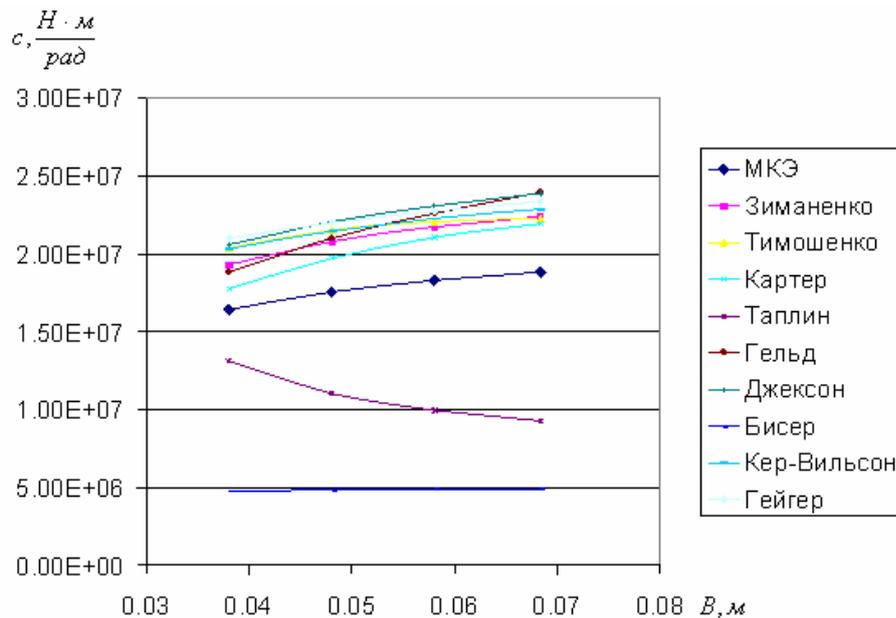


Рис.5. Влияние толщины щеки

После определения моментов инерции сосредоточенных масс и податливостей (жесткостей) участков силовой установки между этими массами определяются собственные частоты и формы крутильных колебаний.

Система линейных уравнений для определения амплитуд колебаний приведенных масс в матричном виде:

$$[C - J\omega_c^2]\{a\} = \{0\}, \quad (2)$$

где C – матрица жесткости; J – матрица инерционных членов; a – вектор неизвестных амплитуд колебаний.

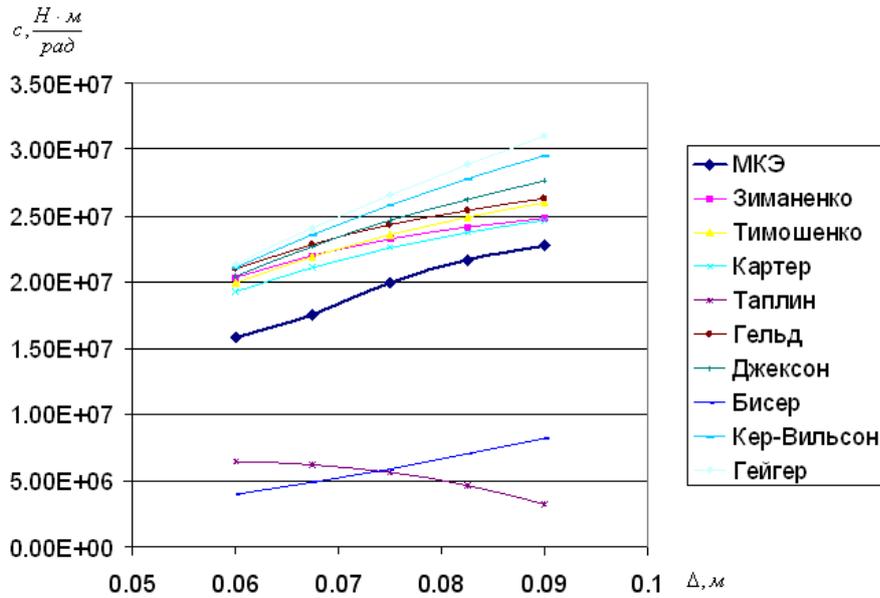


Рис.6. Влияние перекрытия шеек

Решение системы уравнений (2) сводится к определению собственных значений $\lambda = \omega_c^2$ матрицы $[-J] + [c]$ и отысканию соответствующих им собственных векторов $\{a\}$.

Вынужденные колебания значительно усиливаются, когда частота возмущающих сил совпадает с частотой собственных колебаний системы: $\omega_c = \omega_s = k\omega$. Такие колебания называются резонансными.

В общем случае количество собственных частот n -массовой системы равно $n-1$. Диапазон резонансных режимов установки ограничен возможными скоростными режимами её работы $n_{min} \dots n_{max}$ и количеством рассматриваемых гармоник возмущающих сил k .

При резонансе работа действующих на вал возбуждающих моментов $W_{k\Sigma max} = \pi \sum_{ki} M_{ki}^a a_{ie}$ за один период колебаний равна работе моментов сил внешних

$W_\xi = \sum_1^n \pi \xi_i a_i^2 k\omega$ и внутренних $W_\psi = \frac{1}{2} \sum_1^{n-1} \psi_i c_i (a_i - a_{i+1})^2$ сопротивлений:

$$\pi a_{1e} \sum_{ki} M_{ki}^a a_{ie}' = \sum_1^n \pi \xi_i (a_i') k\omega a_1^2 + \frac{1}{2} \sum_1^{n-1} \psi_i c_i (a_i' - a_{i+1}')^2 a_1^2, \quad (3)$$

где $a_{ie}' = \frac{a_{ie}}{a_{1e}} = a_i'$ - относительная амплитуда вынужденных угловых колебаний i -й массы, равная при резонансе относительной амплитуде свободных колебаний той же массы a_i' ;

Величина $\sum_{ki} M_{ki}^a a_{ie}$ является геометрической суммой векторов, направления которых определяются углами $k\delta_1, k\delta_2, \dots$ в действительности относящимся к возбуждающим гармоникам k -го порядка и характеризующими сдвиг по фазе между амплитудами этих гармоник.

Из уравнения (3) находим действительную амплитуду вынужденных угловых колебаний первой массы:

$$a_{1e} = \frac{\pi \sum_{ki} M_{ki}^a a_{ie}'}{\sum_1^n \pi \xi_i (a_i') k\omega a_1^2 + \frac{1}{2} \sum_1^{n-1} \psi_i c_i (a_i' - a_{i+1}')^2 a_1^2} \quad (4)$$

Величина действительной амплитуды вынужденных угловых колебаний первой массы $a_{1\epsilon}$ является масштабом амплитуд относительных колебаний.

Опасность крутильных колебаний оценивается по дополнительным касательным напряжениям:

$$\tau_{ki} = \frac{c_i (a_{i\epsilon} - a_{(i+1)\epsilon})}{W_0}, \quad (5)$$

где $W_0 = \frac{\pi \cdot (d_k^4 - d_{к\epsilon}^4)}{16 \cdot d_k}$ - полярный момент сопротивления вала.

При выполнении расчета коленчатого вала на прочность в условиях резонанса величина τ_{ki} прибавляется к амплитуде номинальных значений напряжений кручения в коренных и шатунных шейках соответствующих колен вала, полученных при расчете на выносливость без учета крутильных колебаний. При этом величина момента сопротивления W_0 относится к сечению соответственно коренной и шатунной шейки.

Литература:

1. Кинасошвили Р.С., Кушуль М.Я. Расчет на прочность коленчатых валов авиационных двигателей. В сб. «Динамика и прочность коленчатых валов». М.-Л. изд. АН СССР. 1948. 276с
2. Житомирский В.К., Кинасошвили Р.С., Тительбаум И.М.. Действительные нагрузки в расчете прочности коленчатого вала. -М.: Машиностроение. – 1964.

ИССЛЕДОВАНИЯ ДВС С КЕРАМИЧЕСКОЙ ПОВЕРХНОСТЬЮ НА ГИЛЬЗАХ ЦИЛИНДРА

Шейпак А.А., Кузнецов И.В. (МГИУ)

В настоящее время требования на снижение вредных веществ в отработавших газах (ОГ) ДВС являются первостепенными и должны выполняться при улучшении топливной экономичности и увеличении уровня вырабатываемой мощности. Одним из путей увеличения мощности и улучшения топливной экономичности является снижение внутренних потерь в различных узлах ДВС, основу которых составляет трение в паре гильза цилиндра – поршневые кольца. Известно также, что у стенок цилиндра происходит снижение температуры и обрыв цепных реакций при сгорании и, вследствие этого, гашение пламени и основное образование токсичных продуктов не полного сгорания топлива.

Целью проведения исследований являлось снижение потерь на трение поршневых колец о гильзу цилиндра и снижение образования вредных веществ при сгорании путем использования керамического покрытия на рабочей поверхности гильзы цилиндра.

Основной проблемой для проведения исследований являлся выбор керамического покрытия и способ его получения для использования в условиях работы цилиндропоршневой группы. В соответствии с этим было решено использовать метод электрооксидирования алюминия, разработанный в НПО Техномаш. При этом способе слой керамики из Al_2O_3 получают непосредственно на поверхности алюминия и внедряется в него, создавая соединение, устойчивое к механическим и тепловым нагрузкам.

Объектом для сравнительных исследований на моторном стенде являлся полноразмерный ДВС УЗАМ-412 с серийными гильзами цилиндра и с гильзами