

РЕЗОНАНСНЫЕ ПРОЦЕССЫ ПРИ КРУТИЛЬНЫХ КОЛЕБАНИЯХ

Жердев А. А. - аспирант, Попович В. С. - д.т.н., профессор

Алтайский государственный технический университет им. И.И. Ползунова (г. Барнаул)

В основе современных практических методов расчета резонансных крутильных колебаний валов установок с поршневыми двигателями внутреннего сгорания приняты следующие положения:

- упругая кривая формы колебаний при резонансе подобна упругой кривой формы свободных колебаний вала при отсутствии демпфирования,
- при действии на линейную колебательную резонирующего гармонического возбуждающего момента имеет место сдвиг приложения этого момента на угол 90 градусов. При этом во времени максимум отклонения отстает от максимума возбуждающей силы на четверть периода колебаний (вектор P опережает вектор x на 90).

Можно характеризовать реальный резонанс (в системе с трением) как колебания с максимальной возможной амплитудой при данном возбуждении и трении, так как вся работа возбуждающей силы расходуется на поглощение потерь от силы сопротивления. Практическая задача при борьбе с нежелательными колебаниями заключается прежде всего в избегании резонанса.

Торсиографирование и динамометрирование валопроводов крутильных колебаний тракторов Т-4, ДТ-75М показывает, что резонансные кривые, полученные в реальных условиях, имеют менее острые растянутые резонансные пики. Особый интерес представляют неустойчивости вблизи резонансного режима. «Размывание» резонансных пиков при неустойчивом возбуждении рассматривается как многократный проход через резонанс.

Однократный проход через резонанс одномассовой системы

Дифференциальное уравнение движения системы имеет вид

$$\ddot{\varphi} + 2n\dot{\varphi} + \omega_0^2\varphi = m_0 \sin \eta(t), \quad (1)$$

где

$$2n = \frac{K}{J_0}; \quad \omega_0^2 = \frac{C}{J_0}; \quad m_0 = \frac{M_0}{J_0};$$

K — коэффициент скоростного сопротивления; ω_0 — собственная частота системы; J_0 — момент инерции сосредоточенной массы системы; C — жесткость упругого элемента; η — динамическая частота. Общее решение уравнения (1), как обычно, имеет вид $\varphi = \varphi_1 + \varphi_2$; где ε — постоянная скорость изменения частоты (скорость прохода через резонанс):

$$\varphi = ae^{-nt} \sin \left(\sqrt{\omega_0^2 - h^2}t - \beta \right) + \frac{m_0 \sin(z - \gamma)}{\sqrt{(\omega_0^2 - \nu^2)^2 + (\varepsilon + 2\nu)^2}}. \quad (2)$$

Общий вид функции $\varphi = \varphi(t)$ позволяет сделать следующие выводы.

1. Даже при отсутствии сопротивления ($n \rightarrow 0$) в условиях прохода через резонанс амплитуды колебаний будут ограниченными.

2. Наличие ε в знаменателе выражения для амплитуды углового перемещения показывает, что с увеличением ε амплитуда уменьшается.

3. Если для стационарного резонанса величина члена, содержащего e^{-nt} , со временем стремится к нулю и сохраняется составляющая движения, имеющая только частоту крутящего периодического момента, то в нашем случае, как правило, имеют значение и слагаемые с множителем e^{-nt} . Это особенно четко проявляется в явлении «биения», которое имеет место, когда динамическая частота ν становится близкой к собственной частоте ω_0 .

Все эти выводы подтверждаются результатами расчета одномассовой системы при различных сочетаниях условий прохода через резонанс, выполненного на ЭЦВМ в ВЦ АПИ.

Данное приближенное решение задачи о равномерном проходе через резонанс достаточно удобно для расчета и позволяет легко распространить его на случай многомассовых систем.

Решение задачи о проходе через резонанс численным способом. В случае точного решения, выражающегося через специальные функции, задаваемые таблицами, вопрос о

величинах резонансной динамической частоты и наибольших амплитудах решается путем анализа графиков колебаний и построения на их основе эмпирических формул.

Прямой численный расчет дифференциальных уравнений считается малоприменимым, так как имеется многократный колебательный процесс. Придерживаясь такого же мнения, мы рассматриваем численное решение на узком временном интервале вблизи стационарного резонанса, где погрешность имела удовлетворительное значение.

На рисунке 1 даны в качестве примера графики огибающих колебаний (максимальные отклонения) при нулевых начальных условиях ($t_0 = 0, \varphi_0 = 0, \dot{\varphi}_0 = 0$), построенные по результатам расчета на ЭЦВМ в вычислительном центре АПИ.

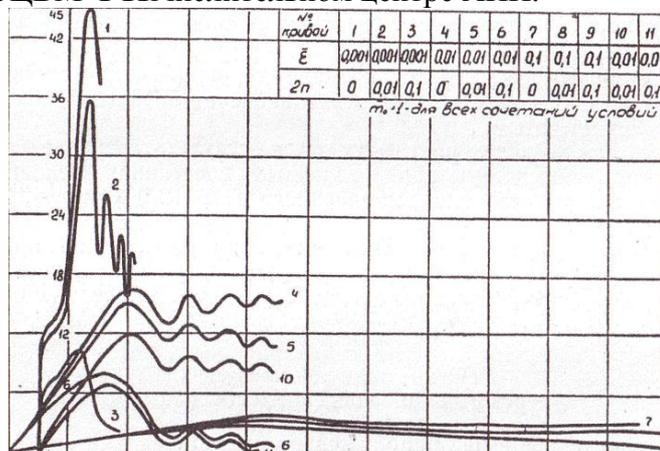


Рисунок 1—Графики максимальных угловых отклонений (огибающих колебаний) при равномерном проходе через резонанс.

Характер этих графиков и величины угловых отклонений удовлетворительно совпадают с результатами расчета по приближенному методу, изложенному выше.

Анализ расчетных данных дает возможность сделать следующие выводы.

1. Численные значения динамических резонансных частот, полученные расчетом по двум изложенным выше методам, удовлетворительно совпадают со значениями частот, определенными по эмпирической формуле ($\eta(t) = \eta_0 t + \frac{\varepsilon t^2}{2}$).

$$\bar{\nu}_{рез} = 1 \pm \frac{2,1708\sqrt{\varepsilon^3}}{(\sqrt{\varepsilon} + 0,28\bar{n})^2}. \quad (3)$$

2. Величины динамических резонансных частот не зависят от начальных значений динамических частот. Поэтому их можно определять, пользуясь достаточно узким временным интервалом около положения стационарного резонанса. Этот вывод справедлив для частот биений, имеющих место при проходе через резонанс.

3. При возрастании динамической частоты с постоянной скоростью ε происходит смещение резонансной частоты в сторону увеличения.

4. При одинаковом начальном значении динамической частоты η_0 резонансный пик (резонансная амплитуда) будет тем ниже, чем больше скорость прохода через резонанс.

5. Чем больше η_0 ($\eta_0 < \omega_0$) при одинаковом ε , тем меньше пик амплитуд. Иначе говоря, чем ближе значение η_0 к ω_0 , тем меньше успевает развиваться резонанс.

6. Величина динамических резонансных амплитуд прямо пропорциональна амплитуде возбуждающего момента при всех сочетаниях условий прохода через резонанс.

7. Чем меньше величина ε , тем более четко выражены биения в зарезонансной области.

8. В дорезонансной области биения проявляются очень слабо.

В заключение следует отметить, что численный метод решения может оказаться наиболее простым, если не единственным возможным, при рассмотрении прохода через резонанс системы, имеющей нелинейные характеристики.

Равномерный проход через резонанс многомассовой системы

Рассмотрим четырехмассовую крутильную систему с возбуждением на первой массе. Движение данной системы описывается системой таких дифференциальных уравнений:

$$\left. \begin{aligned} J_1 \ddot{\varphi}_1 + k_1(\dot{\varphi}_2 - \dot{\varphi}_1) + c_1(\varphi_1 - \varphi_2) &= M_0 \sin\left(\eta_0 t + \frac{\varepsilon t^2}{2}\right); \\ J_2 \ddot{\varphi}_2 + k_1(\dot{\varphi}_2 - \dot{\varphi}_1) + k_2(\dot{\varphi}_2 - \dot{\varphi}_3) + c_1(\varphi_1 - \varphi_2) + c_2(\varphi_2 - \varphi_3) &= 0; \\ J_3 \ddot{\varphi}_3 + k_2(\dot{\varphi}_3 - \dot{\varphi}_2) + k_3(\dot{\varphi}_3 - \dot{\varphi}_4) + c_2(\varphi_3 - \varphi_2) + c_3(\varphi_3 - \varphi_4) &= 0; \\ J_4 \ddot{\varphi}_4 + k_3(\dot{\varphi}_4 - \dot{\varphi}_3) + c_3(\varphi_4 - \varphi_3) &= 0. \end{aligned} \right\} \quad (4)$$

запишем систему уравнений (4) в матричной форме:

$$J\ddot{\varphi} + k\dot{\varphi} + c\varphi = S \sin\left(\eta_0 t + \frac{\varepsilon t^2}{2}\right). \quad (5)$$

Приближенное решение в матричной форме.

$$\varphi = \left[E_1 \sin\left(\eta_0 t + \frac{\varepsilon t^2}{2}\right) E_2 \cos\left(\eta_0 t + \frac{\varepsilon t^2}{2}\right) \right] \Phi_{1(v)}^{-1} S_1 + \sum_{i=1}^6 \alpha_{(i)} \|\Delta_{jk}(\lambda_i)\| e^{\lambda_i t} + \|C\|t + \|D\|, \quad (6)$$

где все матрицы расписаны в статье. Как и для одномассовой системы, следует ограничиваться теми случаями, когда скорость прохода через резонанс достаточно мала, а сопротивление относительно велико.

СВОБОДНЫЕ КРУТИЛЬНЫЕ КОЛЕБАНИЯ СИСТЕМ С ЗАЗОРАМИ

Пестрецов Р. Е., аспирант, Попович В. С. д.т.н., профессор

Алтайский государственный технический университет им. И.И. Ползунова (г. Барнаул)

В реальных крутильных системах силовых передач тракторов и транспортных машин имеют место зазоры в соединениях. Наличие зазоров приводит к заметному изменению характера динамических явлений в системах.

Из числа известных кусочно-линейный способ решения задачи о колебаниях системы с зазорами является наиболее универсальным. Однако он требует рассмотрения большого числа уравнений и выполнения большого объема счетной работы. В статье предлагается вариант кусочно-линейного способа, заключающийся в написании однотипных уравнений для всех этапов движения масс системы с учетом условий перехода.

Представим приведенную трехмассовой крутильную системы с двумя зазорами $\Delta 1$ и $\Delta 2$ (рисунок 1). Моменты инерции и жесткости этой системы могут быть определены по известным методам. Массы I'_1, I'_2, I'_3, I'_4 соответствует тем элементам действительного валопровода системы, которые содержат зазоры. Массы с моментами инерции I_1, I_2, I_3 соответствуют элементам системы с безззорными соединениями.

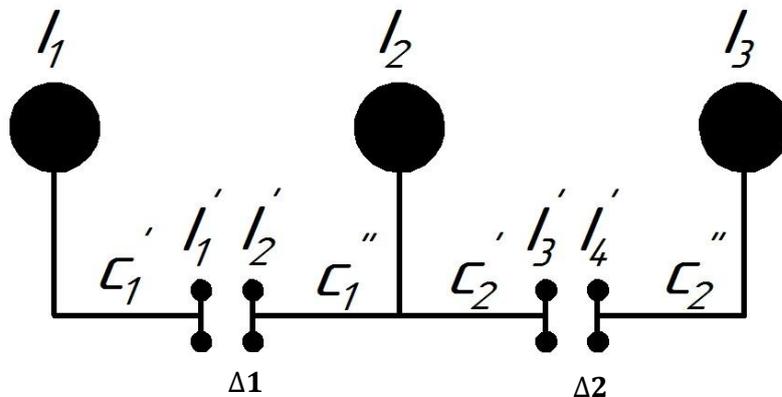


Рисунок 1 – Исходная схема упрощенной трехмассовой системы с зазорами

Свободные крутильные колебания данной системы в случае, когда зазоры не выбраны, и справедливы условия

$$|\varphi_1 - \psi_2| < \Delta 1 \text{ и } |\varphi_3 - \psi_4| < \Delta 2$$

(вся система разделена зазорами на три независимые части), можно описать следующими уравнениями:

$$\left\{ \begin{array}{l} I_1 \ddot{\varphi}_1 + c_1'(\varphi_1 - \psi_1) = 0; \\ I_1' \ddot{\psi}_1 - c_1'(\varphi_1 - \psi_1) = 0; \\ I_2' \ddot{\psi}_2 + c_1''(\psi_2 - \varphi_1) = 0; \\ I_2 \ddot{\varphi}_2 - c_1''(\psi_2 - \varphi_2) + c_2'(\varphi_2 - \psi_3) = 0; \\ I_3' \ddot{\psi}_3 - c_2'(2 - \psi_3) = 0; \\ I_4' \ddot{\psi}_4 + c_2''(\psi_4 - \varphi_3) = 0; \\ I_3 \ddot{\varphi}_3 - c_2''(\psi_4 - \varphi_3) = 0. \end{array} \right. \quad (1)$$

Здесь $\psi_1, \psi_2, \psi_3, \psi_4$ - соответствующие угловые перемещения масс с моментами инерции I_1', I_2', I_3', I_4' ; $\varphi_1, \varphi_2, \varphi_3$ - угловые перемещения масс I_1, I_2, I_3 .

В момент времени, когда выполняется одно из условий - $|\varphi_1 - \psi_2| = \Delta 1$ или $|\varphi_3 - \psi_1| = \Delta 2$, происходит соударение сопряженных с соответствующим зазором масс.

В силовых передачах тракторов и транспортных машин зазоры имеют место в основном в зубчатых зацеплениях различных шестеренчатых редукторов (реверсы, усилители крутящих моментов, коробки передач и прочие). Эти шестерни при нормальных условиях эксплуатации работают в масляной ванне. Естественно допустить, что характер удара при соударении будет неупругим. Тогда после соударения массы I_1' и I_2' или I_3' и I_4' будут двигаться как одно жесткое целое. Кинематика движения масс I_1, I_2, I_3 во время удара не изменяется.

Например, движение масс I_1' и I_2' после соударения представляется уравнением

$$I \ddot{\psi}_1 - c_1'(\varphi_1 - \psi_1) + c_1''(\psi_1 - \varphi_2 - \Delta 1) = 0,$$

где $I = I_1' + I_2'$; $\psi_2 + \Delta 1 = \psi_1$.

Это уравнение получается формально сложением второго и третьего уравнения системы (1).

Допустим, что момент инерции $I = I_1 + I_2$ мал по сравнению с I_1, I_2, I_3 . (2)

При прочих равных условиях можно допустить, что момент касательных сил инерции массы I также сравнительно мал. Тогда первым слагаемым в уравнении (2) можно пренебречь.

Теперь из (2) имеем

$$\psi_1 = \frac{c_1' \varphi_1 + c_1''(\varphi_2 + \Delta 1)}{c_1' + c_1''}. \quad (3)$$

Рассуждая аналогично для случая неупругого соударения сравнительно малых масс I_3' и I_4' , можно получить выражение для ψ_3 , подобное (3).

Подставляя выражения для ψ_1 и ψ_3 в первое, четвертое и седьмое уравнения системы (1), получим

$$\left\{ \begin{array}{l} I_1 \ddot{\varphi}_1 + c_1(\varphi_1 - \varphi_2 - \Delta 1) = 0; \\ I_2 \ddot{\varphi}_2 - c_1(\varphi_1 - \varphi_2 - \Delta 1) + c_2(\varphi_2 - \varphi_3 - \Delta 2) = 0; \\ I_3 \ddot{\varphi}_3 - c_2(\varphi_2 - \varphi_3 - \Delta 2) = 0. \end{array} \right. \quad (4)$$

Систему уравнений (4) можно считать справедливой для всех этапов движения системы (рисунок 2) при указанных выше условиях.

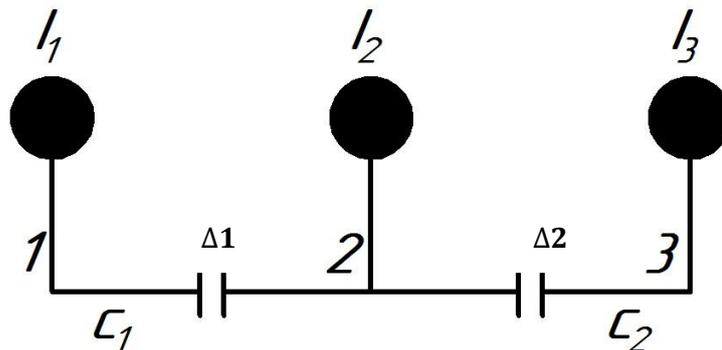


Рисунок 2 – Расчетная схема упрощенной системы

При составлении и решении этой системы уравнений необходимо учитывать следующие правила.

Величины зазоров входят в уравнения как алгебраические. Если $\varphi_1 - \varphi_2 > 0$, то $\Delta 1 > 0$; если $\varphi_2 - \varphi_3 > 0$, то $\Delta 2 > 0$. В противных случаях зазорам приписывается знак минус.

В моменты времени, когда зазоры замыкаются или размыкаются, выполняются условия перехода

$$|\varphi_1 - \varphi_2| = \Delta 1; \quad |\varphi_2 - \varphi_3| = \Delta 2.$$

В уравнениях (4) в случае размыкания зазора нужно положить жесткость соответствующего участка равной нулю. (5)

Практическое решение системы (4) следует выполнять следующим образом.

Будем характеризовать наличие зазора на участке цифрой 1, а отсутствие зазора – цифрой 0. состояние зазоров системы представляется совокупностью двух цифр, первая из которых соответствует первому участку. Возможны следующие четыре комбинации: 11, 10, 01, 00.

Теперь из (4) с учетом этих комбинации зазоров получаем четыре системы дифференциальных уравнений, каждая из которых будет иметь свою систему решений.

Для комбинации 00 решения имеют вид:

$$\begin{aligned} \varphi_1 &= A \sin(\omega_1 t + \alpha) + B \sin(\omega_2 t + \beta) + Mt + N + \Delta 1; \\ \varphi_2 &= A \frac{c_1 - \omega_1^2 I_1}{c_1} \sin(\omega_1 t + \alpha) + B \frac{c_1 - \omega_2^2 I_1}{c_1} \sin(\omega_2 t + \beta) + Mt + N; \\ \varphi_3 &= A \frac{c_1 - \omega_1^2 I_1}{c_1} \cdot \frac{c_2}{c_2 - \omega_1^2 I_3} \sin(\omega_1 t + \alpha) + B \frac{c_1 - \omega_2^2 I_1}{c_1} \cdot \frac{c_2}{c_2 - \omega_1^2 I_3} \sin(\omega_2 t + \beta) + Mt + N, \end{aligned} \quad (6)$$

где ω_1 и ω_2 - угловые частоты свободных колебаний трехмассовой безззорной системы; A, B, M, N, α и β - постоянные интегрирования.

Для комбинаций 01, 10, 00 соответственно имеем

$$\begin{cases} \varphi_1 = A_1 \sin(\omega' t + \alpha_1) + M_1 t + N_1 + \Delta 1; \\ \varphi_2 = A_1 \frac{c_1 - \omega'^2 I_1}{c_1} \sin(\omega' t + \alpha_1) + M_1 t + N; \\ \varphi_3 = M_1' t + N_1'; \end{cases} \quad (7)$$

$$\begin{cases} \varphi_1 = M_2' t + N_2'; \\ \varphi_2 = A_2 \sin(\omega'' t + \alpha_2) + 2t + N_2; \\ \varphi_3 = A_2 \frac{c_2 - \omega''^2 I_2}{c_1} \sin(\omega'' t + \alpha_2) + M_2 t + n_2 - \Delta 2; \end{cases} \quad (8)$$

$$\begin{cases} \varphi_1 = M_3'' t + N_3''; \\ \varphi_2 = M_3' t + N_3'; \\ \varphi_3 = M_3 t + N_3, \end{cases} \quad (9)$$

где ω' - угловая частота свободных колебаний двухмассовой безззорной системы (I_1, I_2, c_2); ω'' - частота безззорной системы (I_2, I_3, c_2); A_1, M_1, N_1 и т.д. – постоянные интегрирования.

Постоянные интегрирования для всех случаев определяются обычным образом из начальных условий. Конечные значения углов поворота $\varphi_1, \varphi_2, \varphi_3$ и угловых скоростей $\dot{\varphi}_1, \dot{\varphi}_2, \dot{\varphi}_3$ для данного этапа движения принимаются в качестве начальных для следующего этапа движения.

В результате такого решения кусочно-линейной системы дифференциальных уравнений (4) с учетом (5) находим закон вращательного движения всех масс системы.

Все необходимые вычисления могут быть выполнены на ЭВМ, программирование задачи не вызывает принципиальных затруднений.

Вычисления производятся по уравнениях (6), (7), (8) и (9) в зависимости от комбинаций зазоров. В программе должна быть предусмотрена непрерывная оценка состояния зазоров на основании (5).

Изложенный метод применим для систем с большим числом масс. Предельное число масс ограничивается только техническими трудностями расчета.

Кусочно-линейный способ решения дает полное представление о движении системы и может быть широко использован в исследовательской практике.

Использование кусочно-линейного решения в изложенном виде (когда заданы функциональные зависимости для угловых перемещений в конечной форме) можно условно считать точным.

Следует отметить, что решение системы уравнений (4) для крутильных систем с большим числом масс в ряде случаев проще выполнять приближенным численным методом, например, методом Эйлера-Коши. Всегда принципиально возможно обеспечить необходимую степень точности. Разумеется, что неизбежно требуется использование ЭВМ.

Библиографический список

1. Кожевников С.Н. Динамика машин с упругими звеньями. Киев, АН УССР, 1961.
2. Кожевников С.Н., Ленский А.Н. Динамическое исследование механизмов с зазорами в кинематических парах. – Сб. «Динамика машин», Машгиз, М., 1960.
3. Вейц В.Л. Исследование установившегося движения машинного агрегата с зазорами в соединениях. – Сб. «Динамика машин», М., Машиностроение, 1966.

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

Бордюков Е. И. - студент, Попович В. С. - д.т.н., профессор

Алтайский государственный технический университет им. И.И. Ползунова (г. Барнаул)

Для обеспечения надежности газового стыка сопряженных деталей «головка цилиндров – прокладка - блок-картер» необходимо знать деформированное состояние сопряжения. Аналитически они могут быть определены путем составления дифференциальных уравнений деформации системы с двухсторонними связями Лагранжа II рода. Структурная схема данного соединения приведена на рисунке 1. В качестве обобщенных координат выбираем перемещения x_1, x_2, x_3 сопряженных деталей газового стыка двигателя.

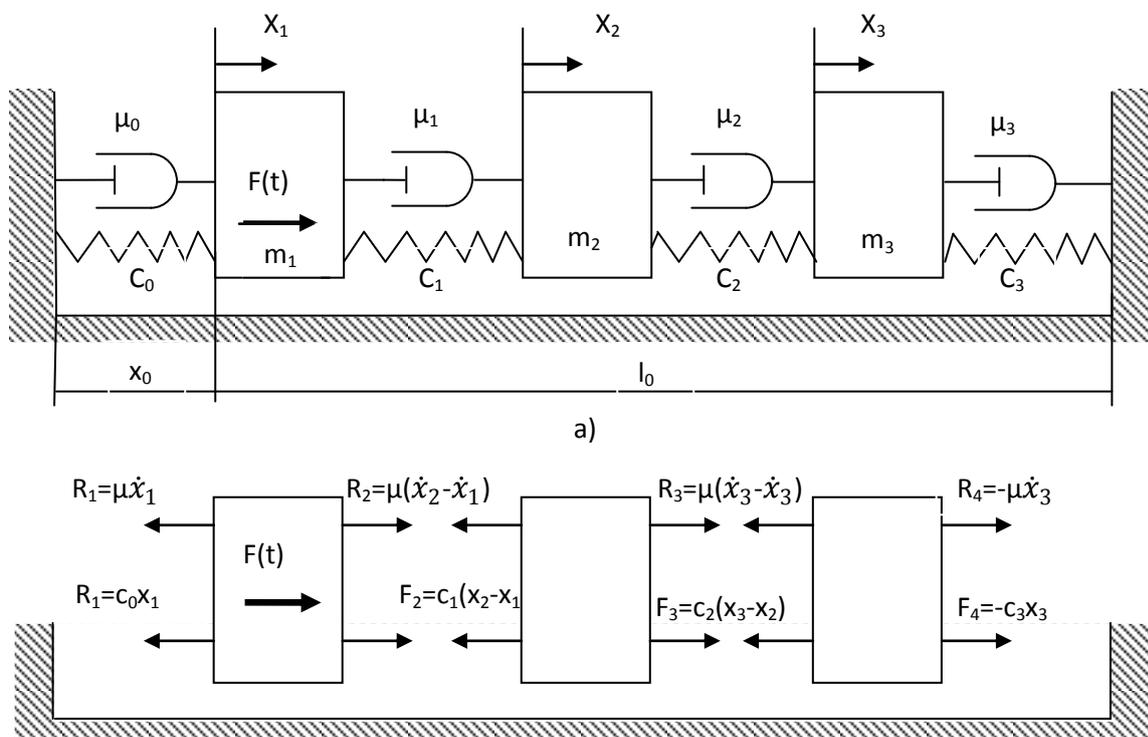


Рисунок 1- Расчетная структурная схема колебаний деталей газового стыка

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:

$$c_1 = 1/k_1 = E_1 F_1 / l_1 \text{ - жесткость головки цилиндров;}$$

$$c_2 = 1/k_2 = E_2 F_2 / l_2 \text{ - жесткость прокладки;}$$

$$c_3 = 1/k_3 = E_3 F_3 / l_3 \text{ - жесткость части блока;}$$

$$c_0 = 1/k_0 = E_0 F_0 / l_0 \text{ - жесткость шпильки.}$$

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

В процессе сборки деталей соединения к гайке шпильки прикладывается момент затяжки, создаваемый силу предварительной затяжки $P_{пр}$, растягивающую шпильку и сжимающую стягиваемые детали. Шпилька при этом удлиняется, величина сжатия стягиваемых деталей определяется суммой деформаций головки, прокладки и блока.

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

Детали газового стыка	Модуль упругости материала, МПа	Высоты сопряженных деталей, см	Площади поперечных сечений, см ²	Масса детали, кг	Податливость деталей
1	$2,1 \cdot 10^5$	22,4	2,01	0,35	$5,4 \cdot 10^{-5}$
2	$9,8 \cdot 10^4$	13,5	7,8 (под бонкой гайки)	20	$17,6 \cdot 10^{-5}$
3	$0,78 \cdot 10^3$	0,25	5,0	0,15	$6,4 \cdot 10^{-5}$
4	$9,8 \cdot 10^4$	6,8	7,8	50	$8,89 \cdot 10^{-5}$

В таблице 1-шпилька, 2- головка цилиндров, 3- прокладка, 4-блок цилиндров.

Шпилька удлиняется на величину $x_0 = K_0 \cdot P_{пр}$

В свою очередь величина сжатия стягиваемых деталей определяется суммой деформаций:

$$x_1 + x_2 + x_3 = (k_1 + k_2 + k_3) \cdot P_{пр}.$$

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 на головку и шпильку со стороны прокладки и блока при вспышке уменьшится на ΔP :

$$P_{ст} = P_{пр} - \Delta P$$

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

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

$$P_p = P_{ст} + \dot{P}z = P_{пр} - \Delta P + \dot{P}z$$

Дополнительное удлинение шпильки и сжатие головки, возникающие в момент приложения силы $\dot{P}z$ определяется:

$$\Delta x_0 + \Delta x_1 = (K_0 + K_1) \cdot (P_p - P_{пр}) = (K_0 + K_1) \cdot (\dot{P}z - \Delta P).$$

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 плотности газового стыка должно выполняться равенство деформаций:
 $\Delta x_0 + \Delta x_1 = \Delta x_2 + \Delta x_3$.

В качестве обобщенных координат выбираем x_1, x_2 и x_3 , соответствующие перемещения элементов из положения равновесия. В результате имеет место переход энергий деформаций, величины которых определяются:

$$\text{кинетическая энергия } T = \frac{m_1 \cdot \dot{x}_1^2}{2} + \frac{m_2 \cdot \dot{x}_2^2}{2} + \frac{m_3 \cdot \dot{x}_3^2}{2}; \quad (1)$$

потенциальная энергия деформации системы равна энергии упругих деформаций

$$P = \frac{c_1 \cdot x_1^2}{2} + \frac{c_2 \cdot (x_2 - x_1)^2}{2} + \frac{c_3 \cdot (x_3 - x_2)^2}{2} + \frac{c_4 \cdot x_3^2}{2}. \quad (2)$$

Диссипативная функция, вычисляется как половина мощности, развиваемая силами сопротивления (вязкого трения):

$$\Phi = \frac{\mu_1 \cdot \dot{x}_1^2}{2} + \frac{\mu_2 \cdot (\dot{x}_2 - \dot{x}_1)^2}{2} + \frac{\mu_3 \cdot (\dot{x}_3 - \dot{x}_2)^2}{2} + \frac{\mu_4 \cdot \dot{x}_3^2}{2}. \quad (3)$$

Для составления уравнений деформации используются переменные, полностью описывающие принятую расчетную схему.

Дифференциальные уравнения колебаний составляются около положения равновесия системы, состоящей из трех масс m_1, m_2, m_3 . С учетом сил сопротивления демпфирования, пропорциональных скоростям движения масс относительно цилиндра $F_k^{\text{сопр}} = \mu_k v_k^{\text{отн}}$, при $\mu_1 = \mu_2 = \mu_3 = \mu_4 = \mu$ и силы упругости k -ой пружины, пропорциональны ее удлинению $F_k^{\text{упр}} = c_k \Delta_k$, при $c_1 = c_2 = c_3 = c_4 = c$; Δ_k - деформация пружины.

Для решения с помощью уравнений Лагранжа II рода выбираем в качестве обобщенных координат перемещения x_1, x_2, x_3 , соответствующих грузов из положения равновесия.

Система уравнений имеет вид:

$$\begin{aligned} m_1 \ddot{x}_1 &= F(t) - \mu_1 \dot{x}_1 - c_1 x_1 + \mu_2 (\dot{x}_2 - \dot{x}_1) + c_2 (x_2 - x_1); \\ m_2 \ddot{x}_2 &= -\mu_2 (\dot{x}_2 - \dot{x}_1) - c_2 (x_2 - x_1) + \mu_3 (\dot{x}_3 - \dot{x}_2) + c_3 (x_3 - x_2); \\ m_3 \ddot{x}_3 &= -\mu_3 (\dot{x}_3 - \dot{x}_2) - c_2 (x_3 - x_2) - \mu_4 \dot{x}_3 - c_4 x_3. \end{aligned} \quad (4)$$

РАСЧЕТ КОЛЕНЧАТОГО ВАЛА НА ПРОЧНОСТЬ

Барсуков Р.В. – студент, Попович В.С. – д.т.н., профессор

Алтайский государственный технический университет им. И.И. Ползунова (г. Барнаул)

На коленчатый вал поршневых двигателей внутреннего сгорания воздействуют внешние нагрузки и моменты от сил давления газов и сил инерции движущихся масс, являющиеся периодическими функциями угла поворота кривошипа вала. Кроме того при работе двигателя возникают дополнительно динамические нагрузки от крутильных и изгибных колебаний.

Расчетной схемой в настоящее время, приведённой в учебной литературе, является разрезная схема, когда из коленчатого вала вырезается один кривошип, воспринимающий максимальные размахи знакопеременных изгибающих и скручивающих моментов и действующих сил. Методика расчет вала как неразрезной многоопорной статически неопределимой пространственной балки требует большей затраты времени на вычислительную работу и будет приведена отдельно.

Расчет на прочность коленчатого вала приводится с учётом:

- 1) характеристик механической прочности материала вала — пределов прочности и текучести, пределов выносливости при изгибе и знакопеременном кручении;
- 2) размеров и форм отдельных элементов вала — коренных и шатунных шеек и щек;
- 3) концентрацией напряжений, возникающих в галтелях и в местах перехода от шеек к щекам, у краев масляных отверстий в шейках;

На рисунке 1 приведена расчётная схема однопролётного кривошипа, на рисунке 2 основные размеры кривошипа.

Коренные и шатунные шейки коленчатого вала рассчитываются на деформации изгиба и кручения. Определяются нормальные и касательные напряжения в наиболее опасных сечениях – в галтелях и масляных отверстиях. Расчет щек вала требует определения

максимальных нормальных напряжений в угловых точках сечения щеки и в точках, расположенных в галтелях и с учетом касательных напряжений. Строятся эпюры изменения напряжений и выбирается наиболее нагруженная точка сечения щеки.

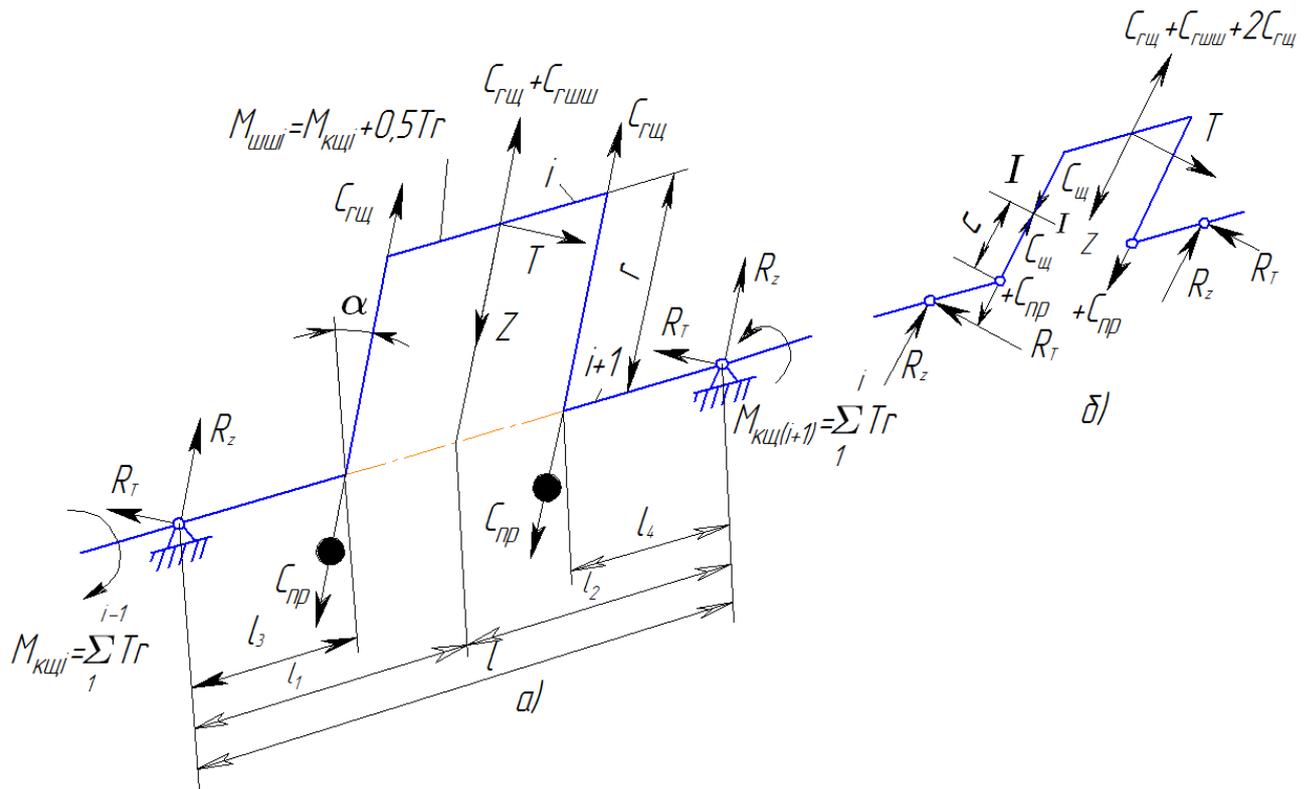


Рисунок 1 – Расчётная схема кривошипа

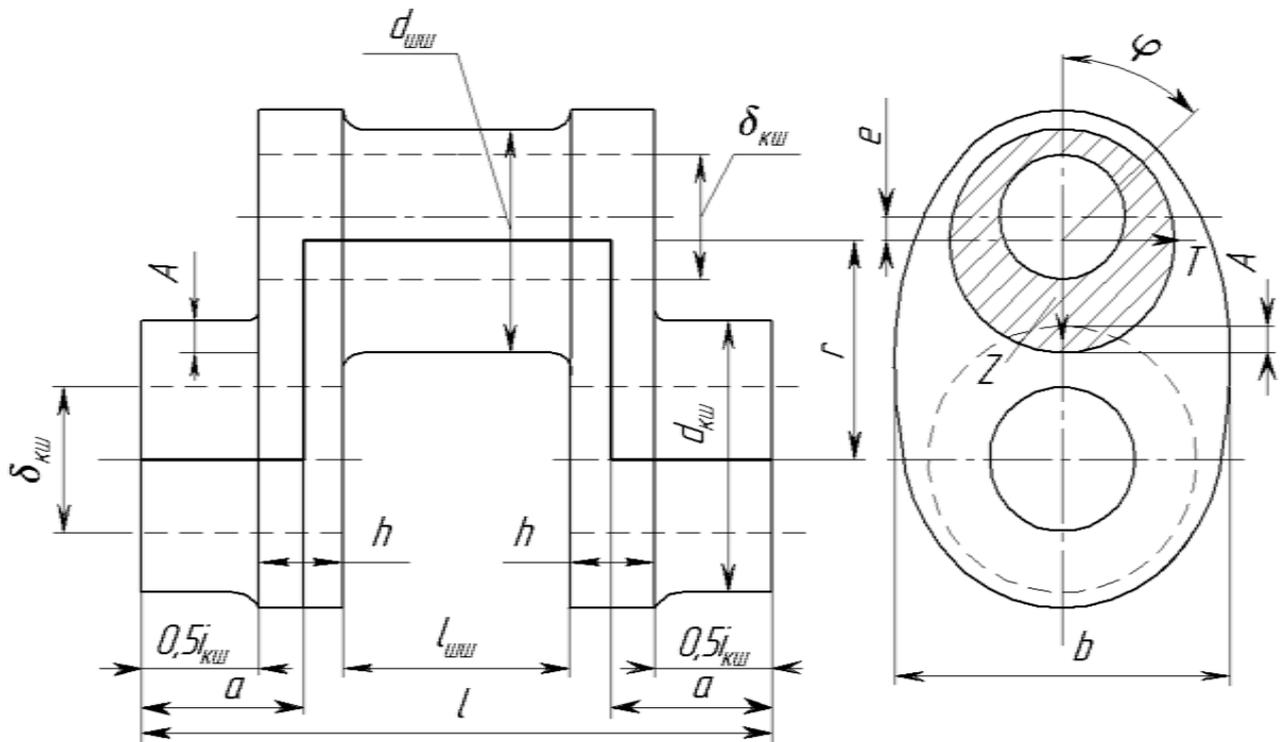


Рисунок 2 – Основные размеры кривошипа

КРУТИЛЬНЫЕ КОЛЕБАНИЯ ДВИГАТЕЛЯ 4Ч 13/14 С УЧЕТОМ УПРУГИХ РЕАКТИВНЫХ СВЯЗЕЙ

Глебова О.В., – студентка, Попович В.С., – д.т.н., профессор
Алтайский государственный технический университет им. И.И. Ползунова (г. Барнаул)

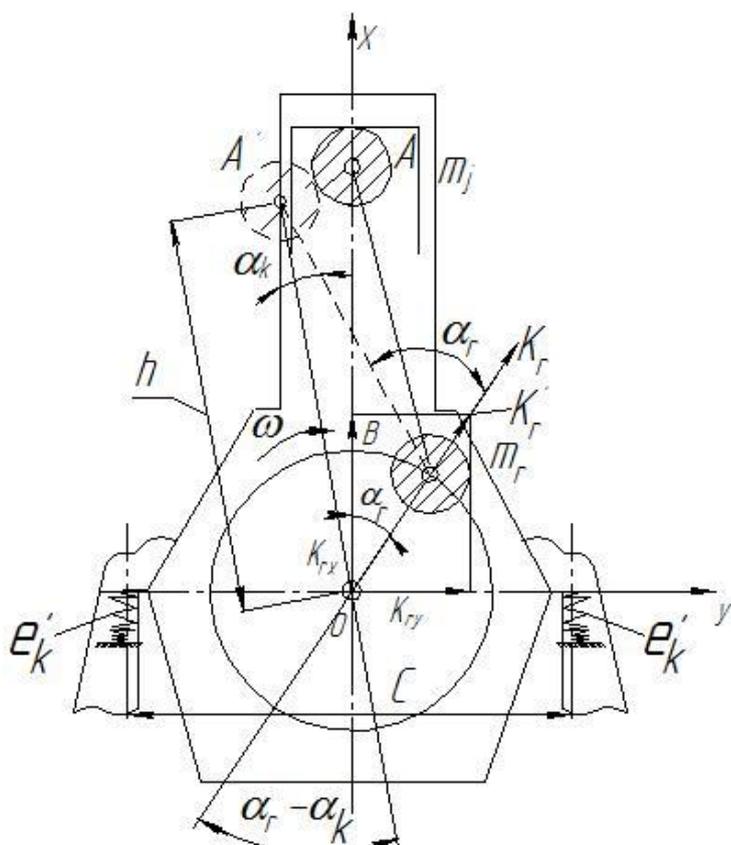


Рисунок 1 – Схема кривошипно-шатунного механизма: e_k – линейная податливость опоры; $e'_k = \frac{2e_k}{c^2}$ – крутильная податливость подвески.

Как отмечается в результате экспериментальных исследований необходимость учета в машинных агрегатах влияния упругих подвесок, так называемых реактивных связей, на крутильные колебания трансмиссий. Методика их анализа требует дальнейшей доработки.

Для установки связи между крутильными колебаниями коленчатого вала и угловыми колебаниями коленчатого вала и угловыми колебаниями корпуса двигателя, имеющего упругую подвеску, составим расчетную крутильную схему.

Представим одноцилиндровый двигатель (рисунок 1), имеющий ось качания под действием опрокидывающего крутящего момента, совпадающую с продольной осью коленчатого вала. Положение кривошипно-шатунного механизма (КШМ) может быть определено углами поворота кривошипа α_r и оси цилиндра α_k .

Скорость поршня КШМ определяется:

$$\dot{x} = r \left[\sin(\alpha_r - \alpha_k) + \frac{\lambda}{2} \sin 2(\alpha_r - \alpha_k) \right] (\dot{\alpha}_r - \dot{\alpha}_k).$$

Представим реальный КШМ эквивалентной двухмассовой моделью. Введем обозначения: I_r – момент инерции приведенных вращающихся масс двигателя; m_j – приведенная масса поступательно-движущихся частей КШМ; I_k – момент инерции двигателя относительно оси коленчатого вала без учета масс КШМ.

С учетом принятых обозначений кинетическая энергия двигателя определится из выражения:

$$T = \frac{1}{2} \{ I_k \dot{\alpha}_k^2 + I_r \dot{\alpha}_r^2 + m_j [\dot{\alpha}_k (h - x)]^2 + m_j \dot{x}^2 \}.$$

Найдем частные производные $\frac{\partial T}{\partial \dot{\alpha}_r}$ и $\frac{\partial T}{\partial \dot{\alpha}_k}$:

$$\frac{\partial T}{\partial \dot{\alpha}_r} = I_r \dot{\alpha}_r + m_j r^2 \left[\sin(\alpha_r - \alpha_k) + \frac{\lambda}{2} \sin 2(\alpha_r - \alpha_k) \right]^2 (\dot{\alpha}_r - \dot{\alpha}_k);$$

$$\frac{\partial T}{\partial \dot{\alpha}_k} = [I_k + m_j (h - x)^2] \dot{\alpha}_k + m_j r^2 \left[\sin(\alpha_r - \alpha_k) + \frac{\lambda}{2} \sin 2(\alpha_r - \alpha_k) \right]^2 (\dot{\alpha}_r - \dot{\alpha}_k).$$

Приближенно среднее значение функции

$$[\sin(\alpha_r - \alpha_k) + \frac{\lambda}{2} \sin 2(\alpha_r - \alpha_k)]^2$$

за один оборот коленчатого вала можно принять равным 0,5, если учесть, что α_k при реальных условиях закрепления двигателя на раме мало отличается от нуля. Получим упрощенные выражения:

$$\frac{\partial T}{\partial \dot{\alpha}_r} = (I_r + 0,5m_j r^2) \dot{\alpha}_r - 0,5m_j r^2 \dot{\alpha}_k;$$

$$\frac{\partial T}{\partial \dot{\alpha}_k} = [I'_k + m_j (h - x)^2 + 0,5m_j r^2] \dot{\alpha}_k - 0,5m_j r^2 \dot{\alpha}_r.$$

В упрощенных выражениях переменный момент инерции $I'_k + m_j (h - x)^2 + 0,5m_j r^2$ обозначим через I_k и будем считать его постоянным и равным $I'_k + m_j (h - x)^2 + 0,5m_j r^2$ (черта сверху указывает, что взято среднее значение переменной величины за цикл).

Дифференцируя по времени $\frac{\partial T}{\partial \dot{\alpha}_r}$ и $\frac{\partial T}{\partial \dot{\alpha}_k}$, получим выражения для определения инерционных моментов:

$$\frac{d}{dt} \left(\frac{\partial T}{\partial \dot{\alpha}_r} \right) = (I_r + 0,5m_j r^2) \ddot{\alpha}_r - 0,5m_j r^2 \ddot{\alpha}_k;$$

$$\frac{d}{dt} \left(\frac{\partial T}{\partial \dot{\alpha}_k} \right) = I_r \ddot{\alpha}_k - 0,5m_j r^2 \ddot{\alpha}_r.$$

Пусть для рассматриваемого двигателя обычным путем составлена расчетная крутильная схема в виде трехмассовой рядной модели, где I_1 – момент инерции масс на носке коленчатого вала; $I_2 = I_r + 0,5m_j r^2$ – момент инерции моторной массы; I_3 – податливость коленчатого вала от середины шатунной шейки до маховика; e_1 – податливость части коленчатого вала от его носка до середины шатунной шейки; e_2 – податливость коленчатого вала от середины шатунной шейки до маховика.

Уравнение движения, описывающие свободные крутильные колебания трехмассовой модели, имеют вид:

$$I_1 \ddot{\varphi}_1 + \frac{1}{e_1} (\varphi_1 - \varphi_2) = 0;$$

$$I_2 \ddot{\varphi}_2 - \frac{1}{e_1} (\varphi_1 - \varphi_2) + \frac{1}{e_2} (\varphi_2 - \varphi_3) = 0;$$

$$I_3 \ddot{\varphi}_3 + \frac{1}{e_2} (\varphi_2 - \varphi_3) = 0.$$

Если учесть теперь упругую подвеску двигателя, то с учетом приведенного выше анализа можно записать:

$$I_1 \ddot{\varphi}_1 + \frac{1}{e_1} (\varphi_1 - \varphi_2) = 0;$$

$$I_2 \ddot{\varphi}_2 - 0,5m_j r^2 \ddot{\varphi}_k - \frac{1}{e_k} (\varphi_1 - \varphi_2) + \frac{1}{e_2} (\varphi_2 - \varphi_3) = 0;$$

$$I_k \ddot{\varphi}_k - 0,5m_j r^2 \ddot{\varphi}_r + \frac{1}{e_k} \varphi_k = 0;$$

$$I_3 \ddot{\varphi}_3 - \frac{1}{e_2} (\varphi_2 - \varphi_3) = 0.$$

где e_k – крутильная податливость подвески.

Полученные результаты легко обобщить на многоцилиндровые двигатели. В качестве примера на рисунке 2 приведена расчетная схема двигателя 4Ч13/14, устанавливаемого на раме (заштрихованными связями условно показано, что корпус двигателя считается жестким телом). Параметры расчетной схемы были получены расчетным и экспериментальным путем. Податливость опор двигателя определена опытным путем. Углы поворота двигателя на опорах измерялись оптическим методом в двух сечениях, проходящих через задние и передние опоры. Нагрузка двигателя производилась крутящим моментом. Получены средние значения крутильной податливости равные $e_k = 4,54 \cdot 10^{-8} \text{ рад/Нм}$ (упругой подвески двигателя 4Ч13/14). Момент инерции двигателя относительно продольной оси, проходящей через центр тяжести, определен методом качания $I_k = 172,2 \text{ Нм} \cdot \text{с}^2$. На рисунке 3 массы I_2, I_3, I_4 и I_5 имитируют моторные массы двигателя. Масса I_6 представляет собой момент инерции маховика и деталей муфты сцепления.

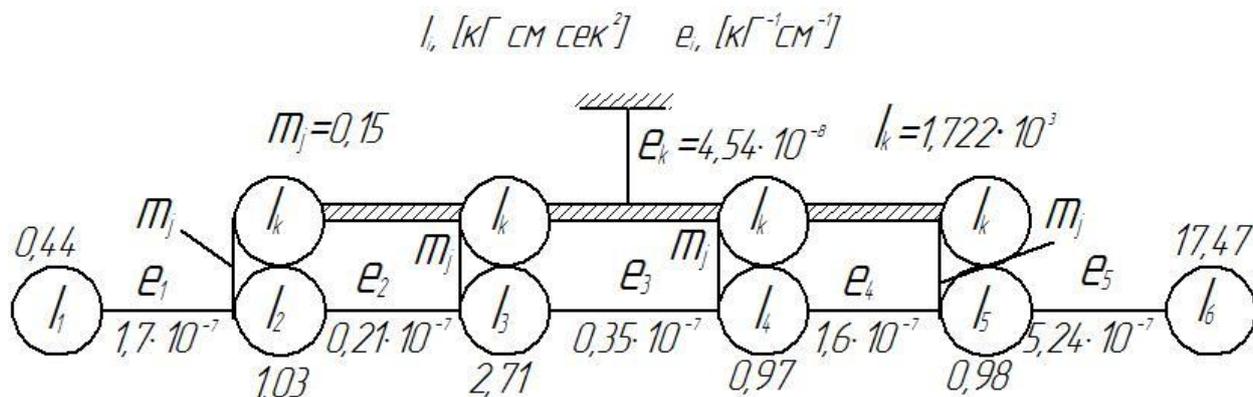


Рисунок 2 – Расчетная крутильная схема двигателя 4Ч13/14 с учетом упругой подвески

Свободные крутильные колебания упруго устанавливаемого на раме двигателя 4Ч13/14 описываются следующей системой уравнений:

$$\begin{aligned}
 I_1 \ddot{\varphi}_1 + \frac{1}{e_1} (\varphi_1 - \varphi_2) &= 0; \\
 I_2 \ddot{\varphi}_2 - 0,5 m_j r^2 \ddot{\varphi}_k - \frac{1}{e_k} (\varphi_1 - \varphi_2) + \frac{1}{e_2} (\varphi_2 - \varphi_3) &= 0; \\
 I_3 \ddot{\varphi}_3 - 0,5 m_j r^2 \ddot{\varphi}_k - \frac{1}{e_2} (\varphi_2 - \varphi_3) + \frac{1}{e_3} (\varphi_3 - \varphi_4) &= 0; \\
 I_4 \ddot{\varphi}_4 - 0,5 m_j r^2 \ddot{\varphi}_k - \frac{1}{e_3} (\varphi_3 - \varphi_4) - \frac{1}{e_4} (\varphi_4 - \varphi_5) &= 0; \\
 I_5 \ddot{\varphi}_5 - 0,5 m_j r^2 \ddot{\varphi}_k - \frac{1}{e_4} (\varphi_4 - \varphi_5) + \frac{1}{e_5} (\varphi_5 - \varphi_6) &= 0; \\
 I_6 \ddot{\varphi}_6 + \frac{1}{e_5} (\varphi_5 - \varphi_6) &= 0; \\
 I_k \ddot{\varphi}_k - 0,5 m_j r^2 (\ddot{\varphi}_2 - \ddot{\varphi}_3 - \ddot{\varphi}_4 - \ddot{\varphi}_5) + \frac{1}{e_k} \varphi_k &= 0.
 \end{aligned}$$

Из приведенной системы уравнений можно видеть, что крутильные колебания коленчатого вала способны возбуждаться не только переменным моментом двигателя и колебаниями сил полезного сопротивления, но и могут возникать за счет вибрации двигателя от передающихся на него воздействий со стороны рамы, на которую он установлен. Кроме того, расчетная крутильная схема позволяет более полно учитывать собственные динамические свойства упругой системы двигателя.

РАСЧЕТ ШЕК КОЛЕЧАТОГО ВАЛА НА ПРОЧНОСТЬ

Матвиенко О.Ю. – студент, Попович В. С. - д.т.н., профессор

Алтайский государственный технический университет им. И.И. Ползунова (г. Барнаул)

Расчет шек коленчатого вала выполняется от действия переменного изгиба, растяжения, сжатия и кручения. Запасы прочности определяются в местах перехода шеек в щеку (в галтелях).

Момент, изгибающий щеку в плоскости кривошипа,

$$M_{щ} = R_k l_1.$$

Сжатие или растяжение щеки в сечении 1-1 производится силой

$$P_{щ} = \frac{C - (C_{rш} + C_{rk})}{2}$$

Если $C > 0$, то при $(C_{rш} + C_{rk}) < C$ происходит сжатие щеки, а при $(C_{rш} + C_{rk}) > C$ - растяжение; если $C < 0$, то может быть только растяжение. Суммарное нормальное напряжение от изгиба $\sigma_{щ} = \frac{M_{щ}}{W_{\sigma_{щ}}}$ и сжатия - растяжения

$$\sigma_{с-р} = \frac{P_{щ}}{f_{щ}}, \quad \sigma = \frac{M_{щ}}{W_{\sigma_{щ}}} + \frac{P_{щ}}{f_{щ}},$$

где $W_{\sigma_{щ}}$ - момент сопротивления изгибу щеки; $W_{\sigma_{щ}} = \frac{bh^2}{6}$; $f_{щ}$ - площадь расчетного сечения щеки, $f_{щ} = bh$. Ширину щеки b принимают по сечению галтели шатунной шейки. После подстановки значений изгибающего момента $M_{щ}$ и силы $P_{щ}$ в формулу получим напряжений.

Определив напряжения σ_a и σ_m рассчитывают запасы прочности щеки n_{σ} , относя его к пределу выносливости σ_{-1} .

Величина эффективного коэффициента концентрации напряжений в галтели при изгибе щеки в плоскости кривошипа зависит от отношения радиуса галтели к толщине щеки $\frac{\rho}{h}$ от величины перекрытия шатунной и коренной шеек, а также от отношения диаметра внутренних полостей шеек к их наружному диаметру, $\frac{\delta_{шш}}{d_{шш}}$ и $\frac{\delta_{кш}}{d_{кш}}$.

Изгиб щеки в плоскости, перпендикулярной к плоскости кривошипа, особенно при эллиптических и дисковых щеках, вызывает напряжения, которые значительно меньше напряжений, получающихся от изгиба в плоскости колена, поэтому их определяют обычно лишь в порядке проверки. В этом случае изгибающий момент

$$M_{щ\perp} = M_{кшш} + R_{Tc} = M_{кшш} + 0,5T_c$$

и напряжение

$$\sigma_{щ\perp} = \frac{M_{щ\perp}}{W_{\sigma_{щ\perp}}},$$

где c - расстояние рассматриваемого сечения 1-1 от оси вала;

$W_{\sigma_{щ\perp}}$ - момент сопротивления этого сечения; $W_{\sigma_{щ\perp}} = \frac{hb^2}{6}$.

При наличии крутильных колебаний к напряжению $\sigma_{щ\perp}$ добавляется амплитудное значение $\sigma_{ak} = \frac{M_y^a}{W_{\sigma_{щ\perp}}}$.

Скручивание щеки происходит под действием момента

$$M_{крщ} = R_{T^a} = 0,5T_a.$$

После этого подсчитывают напряжения

$$\tau_{щ\max} = \frac{M_{крщ\max}}{W_{\tau_{щ}}} \text{ и } \tau_{щ\min} = \frac{M_{крщ\min}}{W_{\tau_{щ}}}$$

Момент сопротивления кручению прямоугольного поперечного сечения щеки определяется по известной формуле

$$W_{\tau_{щ}} = \mu bh^2,$$

в которой коэффициент μ выбирают в зависимости от отношения ширины расчетного сечения щеки b к ее толщине h .

Так как кривошип работает в условиях сложного напряженного состояния, то сложное нормальное напряжение σ_{cl} можно подсчитывать, согласно второй теории прочности, по формуле

$$\sigma_{cl} = 0,35\sigma_{max} + 0,65\sqrt{\sigma_{max}^2 + 4\tau^2},$$

а наибольшее сложное касательное напряжение, исходя из третьей теории прочности, - по формуле

$$\tau_{cl} = 0,5\sqrt{\sigma^2 + 4\tau_{max}^2},$$

где τ и σ - напряжения, соответствующие моментам возникновения σ_{max} и τ_{max} . Нормальное напряжение σ_{max} для сечения щеки определяется как сумма действующих в угловой точке II нормальных напряжений от сжатия - растяжения и изгиба в двух плоскостях.

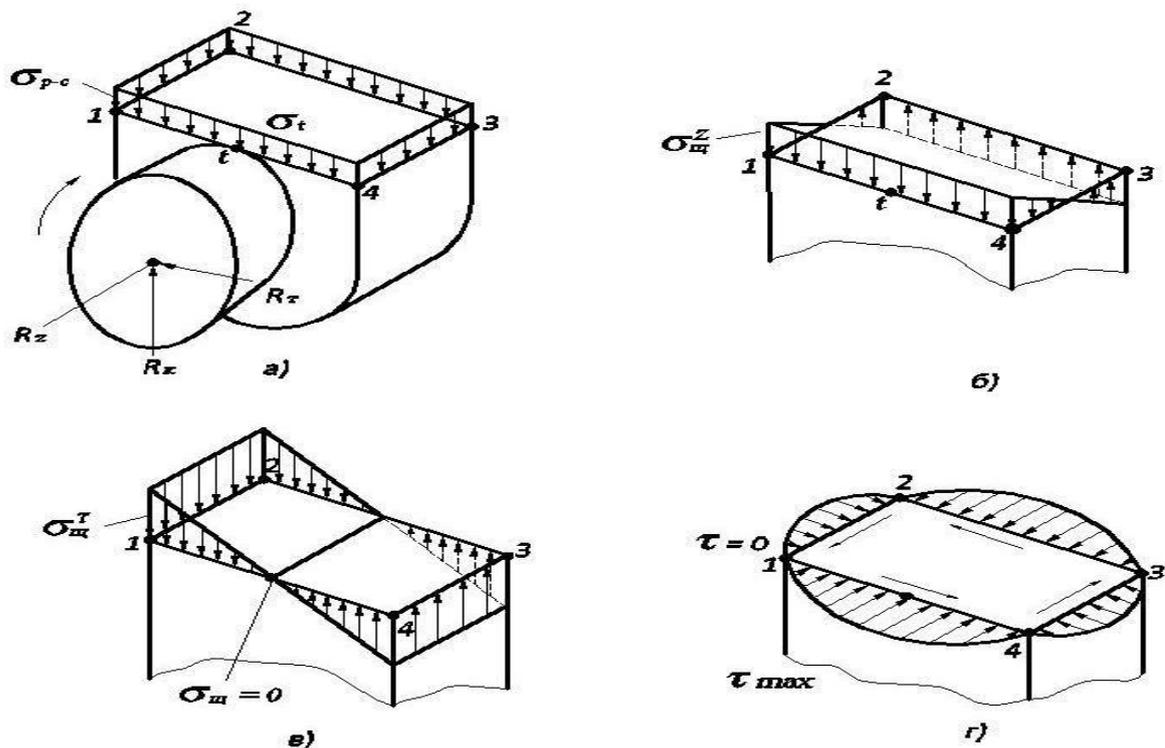


Рисунок 1 - Эпюры напряжений в щеке колена: а) при растяжении-сжатии; б) при изгибе в плоскости кривошипа; в) при изгибе в плоскости, перпендикулярной плоскости кривошипа; г) при кручении.

РАСЧЕТЫ НА ПРОЧНОСТЬ ДЕТАЛЕЙ МАШИН МЕТОДОМ КОНЕЧНЫХ ЭЛЕМЕНТОВ

Попов С. Н., студент, Попович В. С., д.т.н., профессор

Алтайский государственный технический университет им. И.И. Ползунова (г.Барнаул)

Совершенствование и развитие численных методов анализа напряженно-деформированного состояния (НДС) сложных деталей машин и, в первую очередь, метода конечных элементов (МКЭ) как эффективного математического аппарата инженерного проектирования направлено в настоящее время на повышение достоверности и увеличение производительности выполняемых расчетов. Это тесным образом связано с автоматизацией проектных работ.

Инженеру-конструктору приходится работать как со сложными комплексными проектами, так и с отдельными конкретными деталями таких проектов. В этом случае большая часть времени и затрат на решение задач с использованием МКЭ расходуется на формирование и проверку входной и выходной информации.

Программная реализация алгоритма полуавтоматической подготовки исходной информации позволяет существенно повысить эффективность использования программы

расчета напряженно-деформированного состояния МКЭ сложных деталей и будет способствовать более широкому внедрению ее в практику инженерного проектирования. Кроме того, это позволит исключить еще один источник ошибок, допускаемых в процессе разбивки сложной конструкции детали на треугольные конечные элементы, т.е. при формировании исходных данных для программы анализа НДС сложных деталей.

Для конструирования дискретной модели детали сложной конфигурации (шатун, блок-картер, головка цилиндров и т.п.) используются четырехугольные элементы. Четырехугольный элемент общего вида представлен интерполяционным полиномом который имеет вид

$$\varphi = \alpha_1 + \alpha_2 \cdot x + \alpha_3 \cdot y + \alpha_4 \cdot xy. \quad (1.1)$$

Вместо членов x^2 и y^2 здесь оставлено произведение xy , ввиду того, что гарантирует линейное изменение φ вдоль каждой линии, где постоянны x и y . В узлах прямоугольника выполняются условия

$$\begin{aligned} \varphi &= \Phi_1 \text{ при } x=-b, y=-a, \\ \varphi &= \Phi_2 \text{ при } x=b, y=-a, \\ \varphi &= \Phi_3 \text{ при } x=b, y=a, \\ \varphi &= \Phi_4 \text{ при } x=-b, y=a. \end{aligned}$$

Подстановка этих выражений в (1.1) и решение системы четырех уравнений относительно α преобразует исходное соотношение к виду

$$\varphi = N_1 \Phi_1 + N_2 \Phi_2 + N_3 \Phi_3 + N_4 \Phi_4 = [N] \{ \Phi \},$$

где

$$N_1 = \frac{1}{4ab} (b-x)(a-y), \quad N_2 = \frac{1}{4ab} (b+x)(a-y),$$

$$N_3 = \frac{1}{4ab} (b+x)(a+y), \quad N_4 = \frac{1}{4ab} (b-x)(a+y).$$

Полученные результаты для прямоугольного элемента могут быть записаны в безразмерной форме через соотношения x/b и y/a . Если обозначить эти соотношения $\xi = x/b$ и $\eta = y/a$, то функции формы могут быть представлены в виде произведения безразмерных координат. Введенная система координат (рисунок 1б) называется естественной системой, потому, что координаты при этом изменяются в диапазоне ± 1 .

Интерполяционные полномы соответственно для квадратичного четырехугольного элемента запишутся в виде

$$\varphi = \alpha_1 + \alpha_2 \xi + \alpha_3 \eta + \alpha_4 \xi \eta + \alpha_5 \xi^2 + \alpha_6 \eta^2 + \alpha_7 \xi^2 \eta + \alpha_8 \xi \eta^2.$$

Квадратичные четырехугольники обладают значительной гибкостью, могут использоваться в качестве прямоугольника, четырехугольника общего вида или треугольника. Восемь узлов, формируют зону.

Узлу в точке 1 всегда соответствуют координаты $\xi = \eta = -1$. Узлы нумеруются последовательно, начиная от точки с координатами $\xi = -1, \eta = -1$ и двигаясь слева направо (при изменении ξ от -1 до $+1$) и сверху вниз (при изменении η от $+1$ до -1). Для варьирования размерами треугольных элементов, на которые впоследствии делиться зона, можно смещать узлы 2, 4, 6 и 8 относительно середин соответствующих сторон. Однако эти узлы должны оставаться в интервале координат $-1/2 < \xi < 1/2$ или $-1/2 < \eta < 1/2$.

Четырехугольная зона делиться на треугольные элементы, количество которых будет определяться выбранной схемой разбивки. Для этого задаются данные разбивки: число строк узлов m и число столбцов n . Выбор необходимого количества строк и столбцов узлов фиксирует также число строк или столбцов для прилежащих зон, поскольку число узлов вдоль общих границ различных зон должно быть одинаково.

Разбиение четырехугольной зоны на треугольные элементы осуществляется следующим образом. Рассматриваются четыре узла, которые образуют четырехугольник и вычисляются длины двух его диагоналей по формулам

$$D(1) = \sqrt{(x_{ij} - x_{i+1,j-1})^2 + (y_{ij} - y_{i+1,j-1})^2},$$

$$D(2) = \sqrt{(x_{i,j-1} - x_{i+1,j})^2 + (y_{i,j-1} - y_{i+1,j})^2},$$

где $i=1,2, \dots, m-1; j=2,3, \dots, n$.

При сравниваются величин этих диагоналей выбирают разбиение, которое производится по меньшей из них. Эта процедура повторяется до тех пор, пока не будут рассмотрены все множества, состоящие из соседних четырех узлов.

Координаты для i -й строки η_i j -го столбца ξ_j определяются

$$\eta_i = 1 - \frac{2}{m-1}(i-1), \quad \xi_j = -1 + \frac{2}{n-1}(j-1),$$

где i - номер строки, j - номер столбца.

В соответствии с этим точка с координатами $\eta_i \xi_j$ получается пересечением i -й строки и j -го столбца.

С учетом принятых соотношений функции формы для квадратичного элемента имеют вид

$$N_1 = 1/2 \cdot (1 - \xi) \cdot (1 - \eta) \cdot (1 + \xi + \eta),$$

$$N_2 = 1/2 \cdot (1 - \xi^2) \cdot (1 - \eta),$$

$$N_3 = 1/4 \cdot (1 + \xi) \cdot (1 - \eta) \cdot (\xi - \eta - 1),$$

$$N_4 = 1/2 \cdot (1 - \eta^2) \cdot (1 + \xi),$$

$$N_5 = 1/4 \cdot (1 + \xi) \cdot (1 + \eta) \cdot (\xi + \eta + 1),$$

$$N_6 = 1/2 \cdot (1 - \xi^2) \cdot (1 + \eta),$$

$$N_7 = -1/4 \cdot (1 - \xi) \cdot (1 + \eta) \cdot (\xi - \eta + 1),$$

$$N_8 = 1/2 \cdot (1 - \xi) \cdot (1 - \eta^2).$$

Восемь значений NDN, так называемы глобальные номера узлов, определяют четырехугольники зон. Номера узлов указываются для каждой зоны, двигаясь слева направо и сверху вниз (против часовой стрелки).

Глобальные координаты узлов области

$$X_{ij} = \sum_{k=1}^8 N_k \cdot X_k, \quad Y_{ij} = \sum_{k=1}^8 N_k \cdot Y_k,$$

где $k=1, 2, \dots, 8$ – номера граничных точек области; X_k, Y_k – глобальные координаты k -точек области.

Затем определяются номера узлов на границе зоны, при переходе к другой области с учетом данных соединения, проверяется наличие уже пронумерованных узлов, чтобы исключить их двойной нумерации.

Для определения полосы ленточной матрицы для каждого треугольного элемента определяется величина $(R+1)$, где R – максимальная разность номеров узловых точек треугольника. Для достижения минимального значения $(R+1)$ следует начинать разбиение на элементы с самой верхней зоны и затем двигаться вниз и направо.

Программа *SETKA* позволяет:

- представленную дискретную модель из определённого количества четырёхугольников второго порядка разбивать на заданное количество треугольных элементов;
- нумеровать треугольные элементы и их узловые точки;
- определять координаты x и y узловых точек;
- определять величину $(R+1)$, используемую при вычислении ширины полосы ленточной матрицы.

Стыковка программы *SETKA* с основной программой МКЭ осуществляется за счет подготовленного файла FOR001.DAT (исходные данные к программе МКЭ), в котором находится информация топологии разбивки. Для дальнейшей работы программы МКЭ файл должен быть дополнен необходимой информацией.

ЛИТЕРАТУРА

1. Попович В.С. Конструирование, расчет и долговечность двигателей внутреннего сгорания: Учеб. пособие / Алт. политехн. ин-т.- Барнаул: Б. и., 1985.- 87 с., ил.

ДИНАМИЧЕСКИЙ РАСЧЕТ МАСЛЯНОГО НАСОСА ДИЗЕЛЯ 4Ч 13/14

Михайлов Е.Ю. – студент, Попович В.С. – д.т.н., профессор

Алтайский государственный технический университет им. И.И. Ползунова (г. Барнаул)

Динамические явления, протекающие в масляном насосе и его приводе, определяются собственными динамическими свойствами насоса, как упругой системы, а также внешними и внутренними воздействиями.

Для анализа внешней динамики насоса необходимо, прежде всего, установить собственные частоты крутильных колебаний. Основными причинами появления крутильных

колебаний могут являться, с одной стороны, неравномерность вращения коленчатого вала двигателя и его крутильные колебания, с другой стороны, пульсации сил полезного сопротивления, которые неизбежно сопровождаются шестеренчатым насосом. При совпадении частот перечисленных выше внешних источников возбуждения с собственными крутильными частотами упругой системы насоса возможно развитие резонансов.

Частотные характеристики внешних воздействий легко определяются. Для определения собственных крутильных частот требуется составить расчётную крутильную схему насоса и выполнить расчёт свободных крутильных колебаний.

Кинематическая схема масляного насоса представлена на рисунке 1. Расчётную крутильную схему представляем в виде, изображенном на рисунке 2.

Сосредоточенные массы включают в себя моменты инерции следующих элементов масляного насоса:

θ_1 - шестерни промежуточной привода насоса с учётом вала;

θ_2 - шестерни ведомой привода насоса с учётом вала;

θ_3 - шестерни ведущей нагнетательной секции с учётом вала;

θ_4 - шестерни ведомой нагнетательной секции с валом,
шестерни ведущей радиаторной секции

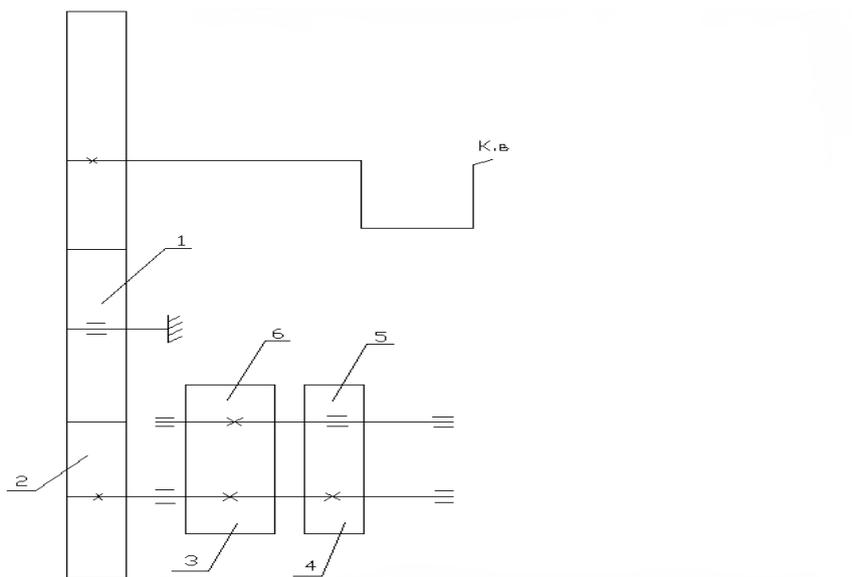


Рисунок 1.- Кинематическая схема масляного насоса

1-шестерня промежуточная привода насоса; 2 - шестерня ведомая привода насоса; 3,6 - шестерни нагнетательной секции; 4,5 - шестерни радиаторной секции

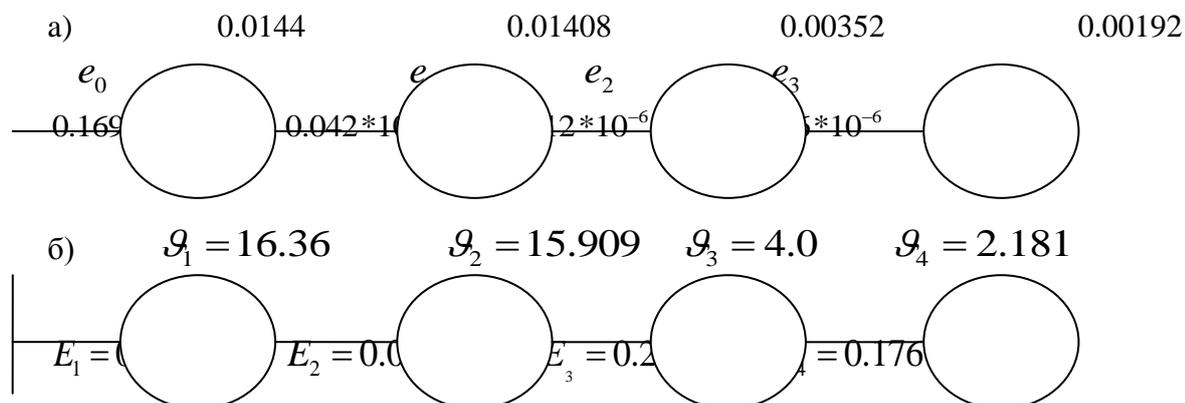


Рисунок 2 – Расчётная крутильная схема масляного насоса

УЧЕТ В КРУТИЛЬНЫХ КОЛЕБАНИЯХ ДВИГАТЕЛЯ 6Ч 13/14 УПРУГИХ РЕАКТИВНЫХ СВЯЗЕЙ

Можный И.С. - студент, Попович В.С. - д.т.н., профессор

Алтайский государственный технический университет им. И.И. Ползунова (г. Барнаул)

В результате экспериментальных исследований отмечается необходимость учета влияния упругих подвесок двигателя, так называемых реактивных связей, на крутильные колебания трансмиссий в машинных агрегатах.

Для установки связи между крутильными колебаниями коленчатого вала и угловыми колебаниями корпуса двигателя, имеющего упругие подвески, составим расчетную крутильную схему. Представим одноцилиндровый двигатель (рисунок 1), имеющий ось качения под действием опрокидывающего крутящего момента совпадающую с продольной осью коленчатого вала.

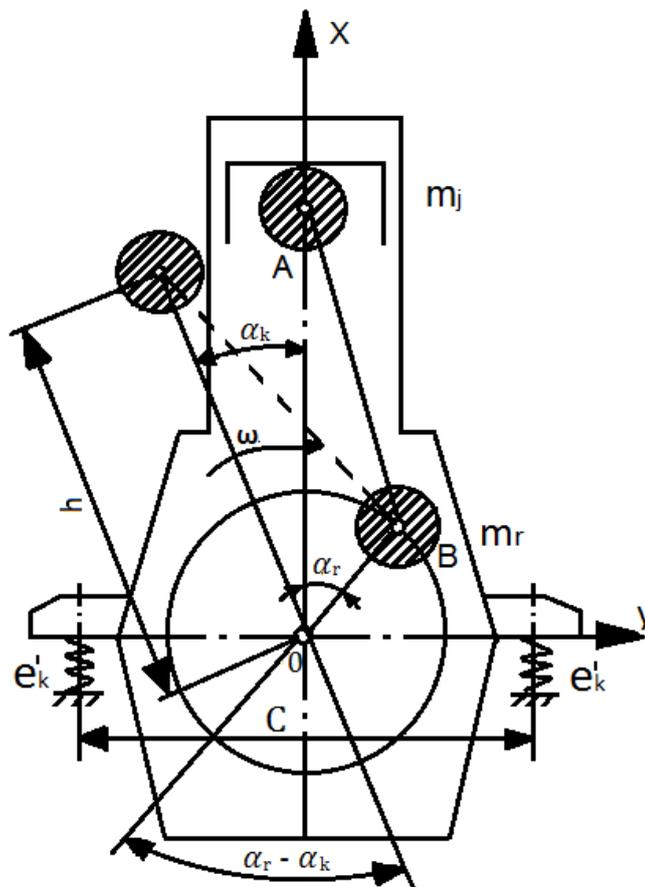


Рисунок 1 - Схема кривошипно-шатунного механизма

Положение кривошипно - шатунного механизма (КШМ) может быть определено углами поворота кривошипа α_r и оси цилиндра α_k , что свидетельствует о наличии у КШМ двух степеней свободы и необходимости рассматривать его в общем случае как дифференциальный механизм.

Примем эти углы в качестве обобщенных координат и выразим через них скорость поршня формулой:

$$\dot{x} = r \left[\sin(\alpha_r - \alpha_k) + \frac{\lambda}{2} \sin 2(\alpha_r - \alpha_k) \right] (\dot{\alpha}_r - \dot{\alpha}_k)$$

Заменяем реальный КШМ эквивалентной двух массовой моделью. Введем обозначения: I_r – момент инерции приведенных вращающихся масс двигателя;

m_j – приведенная масса поступательно – движущихся частей КШМ; I_k^1 – момент инерции двигателя относительно оси коленчатого вала без учета масс КШМ.

С учетом принятых обозначений кинетическая энергия двигателя определится из выражения:

$$T = \frac{1}{2} \{ I'_k \dot{\alpha}_k^2 + I_r \dot{\alpha}_r^2 + m_j [\dot{\alpha}_k (h - x)]^2 + m_j x^2 \}.$$

Частные производные $\frac{\partial T}{\partial \dot{\alpha}_r}$ и $\frac{\partial T}{\partial \dot{\alpha}_k}$;

$$\frac{\partial T}{\partial \dot{\alpha}_r} = I_r \dot{\alpha}_r + m_j r^2 [\sin(\alpha_r - \alpha_k) + \frac{\lambda}{2} \sin 2(\alpha_r - \alpha_k)]^2 (\dot{\alpha}_r - \dot{\alpha}_k);$$

$$\frac{\partial T}{\partial \dot{\alpha}_k} = [I_k + m_j (h - x)^2] \dot{\alpha}_k + m_j r^2 [\sin(\alpha_r - \alpha_k) + \frac{\lambda}{2} \sin 2(\alpha_r - \alpha_k)]^2 (\dot{\alpha}_r - \dot{\alpha}_k);$$

Приближенно среднее значение функции

$$\left[\sin(\alpha_r - \alpha_k) + \frac{\lambda}{2} \sin 2(\alpha_r - \alpha_k) \right]$$

за один оборот коленчатого вала можно принять равным 0,5, если учесть, что α_k при реальных условиях закрепления двигателя на раме мало отличается от нуля. Получим упрощенные выражения:

$$\frac{\partial T}{\partial \dot{\alpha}_r} = (I_r + 0,5 m_j r^2) \dot{\alpha}_r - 0,5 m_j r^2 \dot{\alpha}_k;$$

$$\frac{\partial T}{\partial \dot{\alpha}_k} [I'_k + m_j (h - x)^2 + 0,5 m_j r^2] \dot{\alpha}_k - 0,5 m_j^2 \dot{\alpha}_k$$

В упрощенных выражениях переменный момент инерции

$I'_k + m_j (h - x)^2 + 0,5 m_j r^2$ обозначим через I_k и будем считать его постоянным и равным $I'_k + m_j (h - x)^2 + 0,5 m_j r^2$ (черта сверху указывает, что взято среднее значение переменной величины за цикл).

Дифференцируя по времени $\frac{\partial T}{\partial \dot{\alpha}_r}$ и $\frac{\partial T}{\partial \dot{\alpha}_k}$, получим выражения для определения инерционных моментов:

$$\frac{d}{dt} \left(\frac{\partial T}{\partial \dot{\alpha}_r} \right) = (I_r + 0,5 m_j r^2) \ddot{\alpha}_r - 0,5 m_j r^2 \ddot{\alpha}_k$$

$$\frac{d}{dt} \left(\frac{\partial T}{\partial \dot{\alpha}_k} \right) = I_k \ddot{\alpha}_k - 0,5 m_j r^2 \ddot{\alpha}_r$$

Пусть для рассматриваемого двигателя обычным путем составлена расчетная крутильная схема в виде трех массовой рядной модели, где I_1 - моменты инерции масс на носке коленчатого вала; $I_2 = I_r + 0,5 m_j r^2$ - момент инерции моторной массы; I_3 - момент инерции маховика; l_1 - податливость части коленчатого вала от его носка до середины шатунной шейки; l_2 - податливость коленчатого вала от середины шатунной шейки до маховика.

Уравнения движения, описывающие свободные крутильные колебания трехмассовой модели, имеют вид

$$I_1 \ddot{\varphi}_1 + \frac{1}{e_1} (\varphi_1 - \varphi_2) = 0,$$

$$I_2 \ddot{\varphi}_2 - \frac{1}{e_1} (\varphi_1 - \varphi_2) + \frac{1}{e_2} (\varphi_2 - \varphi_3) = 0,$$

$$I_3 \ddot{\varphi}_3 - \frac{1}{e_2} (\varphi_2 - \varphi_3) = 0.$$

Если учесть теперь упругую подвеску двигателя, то с учетом приведенного выше анализа можно записать:

$$I_1 \ddot{\varphi}_1 + \frac{1}{e_1} (\varphi_1 - \varphi_2) = 0,$$

$$I_2 \ddot{\varphi}_2 - 0,5 m_j r^2 \ddot{\varphi}_k - \frac{1}{e_k} (\varphi_1 - \varphi_2) + \frac{1}{e_2} (\varphi_2 - \varphi_3) = 0,$$

$$I_k \ddot{\varphi}_k - 0,5 m_j r^2 \ddot{\varphi}_r + \frac{1}{e_k} \varphi_k = 0,$$

$$I_3 \ddot{\varphi}_3 - \frac{1}{e_2} (\varphi_2 - \varphi_3) = 0,$$

где l_k - крутильная податливость подвески.

Полученные результаты легко обобщить на многоцилиндровые двигатели. В качестве примера на рисунке 3 приведена расчетная крутильная схема двигателя 6Ч 13/14 (заштрихованными связями условно показано, что корпус двигателя считается жестким телом).

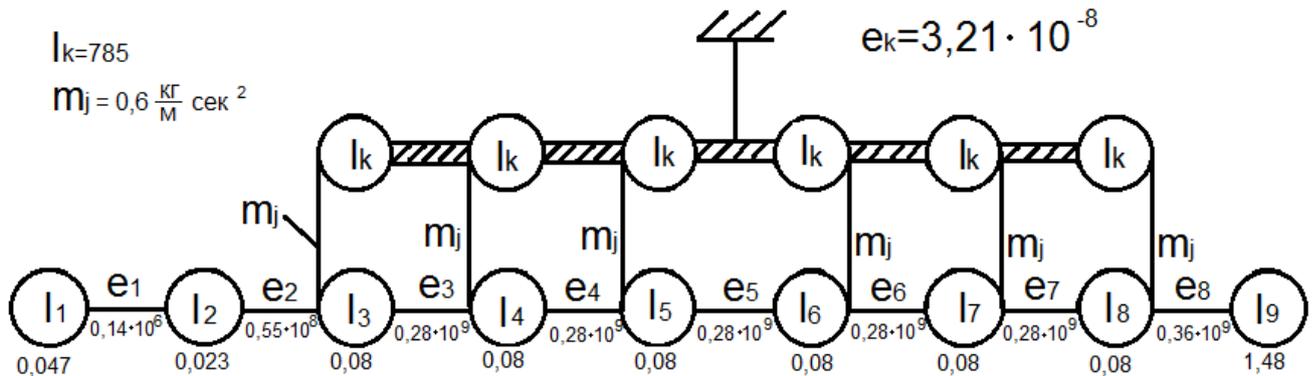


Рисунок 2 - Расчетная крутильная схема двигателя 6Ч 13/14 с учетом упругой подвески

Параметры расчетной схемы были получены расчетным и экспериментальным путем. На рисунке 2 массы I_3 , I_4 , и I_8 имитируют моторные массы двигателя. Масса I_9 представляет собой момент инерции маховика и деталей муфты сцепления.

Свободные крутильные колебания двигателя 6Ч 13/14, установленного на стенде, описываются следующей системой уравнений:

$$I_1 \ddot{\varphi}_1 + \frac{1}{e_1} (\varphi_1 - \varphi_2) = 0,$$

$$I_2 \ddot{\varphi}_2 - \frac{1}{e_4} (\varphi_1 - \varphi_2) + \frac{1}{e_2} (\varphi_2 - \varphi_3) = 0,$$

$$I_3 \ddot{\varphi}_3 - 0,5m_j r^2 \ddot{\varphi}_k - \frac{1}{e_2} (\varphi_2 - \varphi_3) + \frac{1}{e_3} (\varphi_3 - \varphi_4) = 0,$$

$$I_4 \ddot{\varphi}_4 - 0,5m_j r^2 \ddot{\varphi}_k - \frac{1}{e_3} (\varphi_3 - \varphi_4) + \frac{1}{e_4} (\varphi_4 - \varphi_5) = 0,$$

$$I_5 \ddot{\varphi}_5 - 0,5m_j r^2 \ddot{\varphi}_k - \frac{1}{e_4} (\varphi_4 - \varphi_5) + \frac{1}{e_5} (\varphi_5 - \varphi_6) = 0,$$

$$I_6 \ddot{\varphi}_6 - 0,5m_j r^2 \ddot{\varphi}_k - \frac{1}{e_5} (\varphi_5 - \varphi_6) + \frac{1}{e_6} (\varphi_6 - \varphi_7) = 0,$$

$$I_7 \ddot{\varphi}_7 - 0,5m_j r^2 \ddot{\varphi}_k - \frac{1}{e_6} (\varphi_6 - \varphi_7) + \frac{1}{e_7} (\varphi_7 - \varphi_8) = 0,$$

$$I_8 \ddot{\varphi}_8 - 0,5m_j r^2 \ddot{\varphi}_k - \frac{1}{e_7} (\varphi_7 - \varphi_8) + \frac{1}{e_8} (\varphi_8 - \varphi_9) = 0,$$

$$I_9 \ddot{\varphi}_9 - \frac{1}{e_8} (\varphi_8 - \varphi_9) = 0,$$

$$I_k \ddot{\varphi}_k - 0,5m_j r^2 (\ddot{\varphi}_3 - \ddot{\varphi}_4 - \ddot{\varphi}_5 - \ddot{\varphi}_6 - \ddot{\varphi}_7 - \ddot{\varphi}_8) + \frac{1}{e_k} \varphi_k = 0.$$

Из приведенной системы уравнений можно видеть, что крутильные колебания коленчатого вала способны возбуждаться не только переменным моментом двигателя и колебаниями сил полезного сопротивления, но и могут возникать за счет вибрации двигателя от передающихся на него воздействий со стороны рамы, на которую он установлен. Кроме того, расчетная крутильная схема позволяет более полно учитывать собственные динамические свойства упругой системы двигателя.

УЧЕТ ЗАЗОРОВ ПРИ КРУТИЛЬНЫХ КОЛЕБАНИЯХ

Неганов А.А. - студент, Попович В.С. - д.т.н., профессор

Алтайский государственный технический университет им. И.И. Ползунова (г. Барнаул)

Реальные крутильные системы силовых передач тракторов и транспортных машин содержат зазоры в соединениях. Наличие зазоров приводит к заметному изменению характера динамических явлений в системе. Система с зазорами нелинейная, теоретический анализ её колебаний значительно усложняется по сравнению с базовой системой.

Рассмотрим свободные крутильные колебания приведенной трёх массовой системы с двумя зазорами $\Delta 1$ и $\Delta 2$, представленной на рисунке 1. Моменты инерции и жесткости этой системы могут быть определены по известными методами.

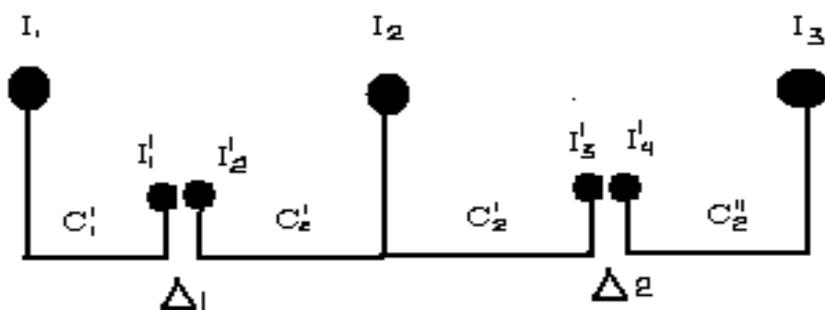


Рисунок 1 - Исходная схема упрощённой трёх массовой системы с зазорами

Свободные крутильные колебания данной системы в случае, когда зазоры не выбраны и при условиях

$$|\psi_1 - \psi_2| < \Delta 1 \quad \text{и} \quad |\psi_3 - \psi_4| < \Delta 2$$

(все системы разделены зазорами на три независимые части), можно описать следующим образом:

$$\left. \begin{aligned} I_1 \ddot{\varphi}_1 + c'_1 (\varphi_1 - \psi_1) &= 0, \\ I'_1 \ddot{\psi}_1 - c'_1 (\varphi_1 - \psi_1) &= 0, \\ I'_2 \ddot{\psi}_2 + c''_1 (\psi_2 - \varphi_2) &= 0, \\ I_2 \ddot{\varphi}_2 - c''_1 (\psi_2 - \varphi_2) + c'_2 (\varphi_3 - \psi_3) &= 0 \\ I'_3 \ddot{\psi}_3 - c'_2 (\varphi_2 - \psi_3) &= 0 \\ I'_4 \ddot{\psi}_4 + c''_2 (\psi_4 - \varphi_3) &= 0 \\ I_3 \ddot{\varphi}_3 - c''_2 (\psi_4 - \varphi_3) &= 0 \end{aligned} \right\} \quad (1)$$

Здесь $\psi_1, \psi_2, \psi_3, \psi_4$ - соответствующие угловые перемещения масс с моментами инерции I'_1, I'_2, I'_3, I'_4 , $\varphi_1, \varphi_2, \varphi_3$ угловые перемещения масс $\theta_1, \theta_2, \theta_3$

В момент времени, когда выполняется одно из условий $|\psi_1 - \psi_2| = \Delta 1$ или $|\psi_3 - \psi_4| = \Delta 2$ происходит соударение сопряженных с соответствующим зазором масс.

В силовых передачах тракторов и транспортных машин зазоры имеют место в основном, в зубчатых зацеплениях различных шестеренчатых редукторов (реверсы, усилители крутящих моментов, коробки передач и пр.). Эти шестерни при нормальных условиях эксплуатации работают в масляной ванне. Естественно допустить, что характер удара при соударении будет неупругим. Тогда после соударения массы I'_1 и I'_2 или I'_3 и I'_4 будут двигаться как одно жесткое целое. Кинематика движения масс $\theta_1, \theta_2, \theta_3$ на время удара не изменяется.

Например, движение масс I_1 и I_2 после соударения представляется уравнением

$$I\ddot{\psi}_1 - c_1'(\varphi_1 - \psi_1) + c_1''(\psi_1 - \varphi_2 - \Delta 1) = 0, \text{ где } I = I_1 + I_2; \psi_2 + \Delta 1 = \psi_1. \quad (2)$$

Это уравнение получается формально сложением второго и третьего уравнения системы (1).

При прочих разных условиях можно допустить, что момент касательных сил инерции I также сравнительно мал. Тогда первым слагаемым в уравнении(2) можно пренебречь и имеем:

$$\psi_1 = \frac{c_1' \varphi_1 + c_1''(\varphi_2 + \Delta 1)}{I_1 \ddot{\varphi}_1 + c_1(\varphi_1 - \varphi_2 - \Delta 1)} \quad (3)$$

Подставляя в выражение из (3) в первое, четвертое и седьмое уравнения системы (1),

$$\left. \begin{aligned} I_1 \ddot{\varphi}_1 + c_1(\varphi_1 - \varphi_2 - \Delta 1) &= 0 \\ I_1 \ddot{\varphi}_1 - c_1(\varphi_1 - \varphi_2 - \Delta 1) + c_2(\varphi_2 - \varphi_3 - \Delta 2) &= 0 \\ I_3 \ddot{\varphi}_2 - c_2(\varphi_2 - \varphi_3 - \Delta 2) &= 0 \end{aligned} \right\} \quad (4)$$

Система уравнений (4) можно считать справедливой для всех этапов движения системы (рисунок2) при указанных выше условиях .

СТРУКТУРА АЛГОРИТМА АНАЛИЗА НАПРЯЖЕННО- ДЕФОРМИРОВАННОГО СОСТОЯНИЯ ДЕТАЛЕЙ МКЭ

Никифоров А. М. - студент, Попович В. С., д.т.н., профессор

Алтайский государственный технический университет им. И.И. Ползунова (г. Барнаул)

Основная программа расчетного комплекса *VALOKS* состоит из следующих подпрограмм.

Подпрограмма *GDATA*, обеспечивающая ввод и, в случае необходимости, вывод на устройство печати информации о топологии конструкции: координат узловых точек, связей элементов, граничных условий зацепления, характеристик материалов. Ввод данных производится по свободному формату.

Подпрограмма *MTXIND* обеспечивает автоматическое формирование матрицы индексов. Это формирование состоит в том, что каждому узловому номеру последовательно присваивается группа чисел в возрастающем порядке. Количество чисел в каждой группе зависит от числа степеней свободы узлов и условий закрепления. Зная номер закрепления узла и тип закрепления, числовую последовательность индексов корректируют. Отсутствующему перемещению, если узел закреплен и в направлении закрепления перемещение равно нулю, присваивается индекс "0", а из остальных чисел вычитают единицу, так как общее число перемещений становится на единицу меньше. Описанная операция повторяется до тех пор, пока все закрепления не будут учтены. Одновременно здесь же формируется вектор правой части системы уравнений и вводятся кинематические граничные условия (заданные перемещения узловых точек). Выполняется проверка на превышение максимальной ширины матрицы жесткости B по условию $B=106$ и в случае превышения счет прерывается. Для определения ширины полосы ленточной матрицы в каждом множестве из трех узлов, образующих элемент, определяется величина $R+1$, где R - максимальная разность номеров узлов. Из множества значений $R+1$ для всех элементов выбирается наибольшее. Ширина полосы ленточной матрицы равна $B=(R+1)n$, где n - число степеней свободы каждого узла. При решении плоской задачи теории упругости $B=2(R+1)$.

Подпрограмма *FORMK* на основе исходной топологии матрицы индексов и вектора правой части и с использованием подпрограммы построения матрицы жесткости элемента *STIFT-2* формирует систему линейных алгебраических уравнений. Подпрограмма *STIFT-2* определяет матрицу жесткости элемента размерностью 6×6 , которая используется при расчете плоской деформации для формирования глобальной матрицы жесткости в подпрограмме *FORMK*. Подпрограмма *STIFT-3* аналогична подпрограмме *STIFT-2* и отличается только тем, что вместо формирования матрицы жесткости в подпрограмме *STIFT-3* формируются матрицы напряжений.

Подпрограмма *SOLVE* осуществляет решение системы линейных алгебраических уравнений методом исключения Гаусса. Несмотря на то, что ошибки округления в методе решения системы уравнений по методу Гаусса для очень хорошо масштабированной симметричной матрицы ленточного типа очень малы, иногда возникает необходимость получить более высокую точность, уточнить полученное решение. Для этого используют итерационный метод. Вследствие этого вектор неизвестных, найденный с какой-то погрешностью методом Гаусса и принятый в качестве нулевого приближения, последующими итерациями уточняется. На каждом шаге итерации используется тот же метод, с помощью которого получено новое приближение. Процесс итерации продолжается до тех пор, пока значение элемента не станет меньше наперед заданного малого значения. Сформированная матрица коэффициентов системы уравнений (ГМЖ) уже готова к решению. Лента системы получается расширенной за счет матрицы реакции от внешних сил. К концу формирования лента такого вида оказывается записанной во внешнюю память. Для решения системы уравнений ленточного типа независимо от общего числа уравнений разбивается на части с количеством уравнений, равным 121. Последняя зона имеет $(N-121n)$ уравнений, где N - общее число уравнений, а n - количество частей, на которые разбивается система.

При исключении независимых по Гауссу используется основное свойство ленточных симметричных матриц, для которых $K_{l,m}=0$, если $m>B$ (где B - ширина ленты), причем с учетом симметрии ленты относительно главной диагонали всегда $l \leq m$. Это свойство при исключении по Гауссу позволяет держать в памяти не всю ленту размером $N \times (N+Q)$, где Q - число столбцов реакций от внешних сил, а только ее часть, так как нулевые коэффициенты, лежащие за пределами ленты, после прямого преобразования по методу Гаусса так и остаются нулевыми.

Следовательно, для исключения i -го неизвестного вовсе не требуется держать в памяти все $(i-1)$ преобразованных коэффициентов (i меняется в пределах от 1 до $i-1$), нужна только часть $(B-1)$ вышележащих строк.

Поэтому процесс переработки прямым ходом ленточной системы уравнений может быть разбит на отдельные зоны, а связь между последующей и предыдущей зонами будет осуществляться последними $(B-1)$ строками предыдущей зоны.

По мере обработки зон они записываются во внешнюю память. Переработанная последняя зона в память не записывается, а сразу же используется для обратного хода, при котором последовательно вычисляются все неизвестные, начиная с последнего. Готовая матрица найденных перемещений, начиная с первого, записывается во внешнюю память.

Подпрограмма *STRESS* предназначена для определения величин напряжений. Используя матрицы напряжений элементов, сформированные подпрограммой *STIFT-3*, в подпрограмме *STRESS* определяются величины осевых составляющих нормальных напряжений, величина и направление главных напряжений, - разность между величинами главных напряжений, а также величина касательного напряжения.

Все эти величины выводятся на устройство печати. Величины главных напряжений определяются из квадратного уравнения

$$\sigma^2 - (\sigma_x + \sigma_y) \sigma - \tau_{xy}^2 = 0.$$

Корни уравнений σ_1 и σ_3 определяют значения главных напряжений - максимальное и минимальное, а по формуле

$$\alpha = 57,29578 \arctg \left(\frac{\tau_{xy}}{\sigma_{xy}} - \frac{\sigma_x + \sigma_y}{2} + \sqrt{\left(\frac{\sigma_x + \sigma_y}{2} \right)^2 + \tau_{xy}^2} \right)$$

определяется направление максимального напряжения (отклонение от вертикали в направлении часовой стрелки).

Для получения полного представления о напряженно-деформированном состоянии детали результаты расчета должны быть представлены графически.

Деформированное состояние анализируемой конструкции детали графически представляется полем деформаций, построенным по результатам расчета. Имея численные значения перемещений в направлении координатных осей X и Y , для каждой узловой точки (кроме закрепленных) в выбранном масштабе наносим на дискретной топологии (разбивке)

детали их новые положения. На рис. 8 приведен пример деформирования кривошипа коленчатого вала. В результате выполнения второго этапа расчета формируется массив касательного главных максимальных и минимальных напряжений по координатным осям σ_x и σ_y , углов направления их к вертикали и разности ($\sigma_1 - \sigma_3$) для всех треугольных элементов. Напряжения одинаковые по всей площади треугольного элемента ввиду того, что интерполяционные полиномы для элементов являются линейными по X и Y. Уточнить значения напряжений в узловых точках возможно за счет увеличения числа элементов при разбиении области, использования треугольных элементов с большим числом узлов (квадратичные или кубические), а также за счет применения теории сопряженной аппроксимации. Можно, наконец, в качестве значения градиента в данном узле принять среднюю величину напряжения по всем окружающим этот узел элементам. На основании результатов расчета строятся поля напряжений (возрастающих или убывающих) или изолиний (равных значений).

Библиографический список

1. Попович В.С. Конструирование, расчет и долговечность двигателей внутреннего сгорания: Учеб. пособие / Алт. политехн. ин-т.- Барнаул: Б. и., 1985.- 87 с., ил.
2. Попович В.С. Численные методы анализа напряженного и деформированного состояния деталей двигателей внутреннего сгорания: Учеб. пособие / Алт. политехн. ин-т.- Барнаул: Б. и., 1991.-83 с., ил.

ДЕМПФИРУЮЩИЕ СОПРОТИВЛЕНИЯ В СОВОКУПНОЙ КРУТИЛЬНОЙ СИСТЕМЕ

Рощупкин В.И. – студент, Попович В.С. – д.т.н., профессор

Алтайский государственный технический университет им. И.И. Ползунова (г. Барнаул)

Общеизвестно, что многие особенности колебательных явлений можно проанализировать только при условии, что известны характер и величина демпфирующих сопротивлений. В то же время в литературе практически нет данных об источниках сопротивлений в валопроводах тракторов, численной их оценке, методике исследования и т. д.

Многие технические публикации, в которых изучаются механические потери в отдельных системах машин, прямого отношения к крутильным колебаниям не имеют, так как в них изучаются потери, направляемые за счет работы среднего крутящего момента двигателя без учета вибрационных явлений.

Источники демпфирования и распределение потерь по источникам удобно анализировать с помощью баланса энергии в крутильно-колеблющейся системе (обычно за одно полное колебание) машинно-тракторного агрегата в виде:

$$W_{\text{возб}} = W_{\text{дв}} + W_{\text{гист}} + W_{\text{трс}} + W_{\text{уд.с}} + W_{\text{пр}} + W_{\text{гус}} + W_{\text{п}} + W_{\text{нп}} + W_{\text{схм}}, \quad (1)$$

где $W_{\text{возб}}$ - работа возбуждающих сил; $W_{\text{дв}}$ - работа демпфирующих сил в двигателе; $W_{\text{гист}}$ - работа гистерезиса в материале деталей валопровода; $W_{\text{трс}}$ - работа сил трения в контактных парах деталей валопровода; $W_{\text{уд.с}}$ - работа, рассеиваемая при ударах в соединениях; $W_{\text{пр}}$ - работа, рассеиваемая при проскальзывании в соединениях.

Каждая из составляющих статей баланса (1) в свою очередь представляет сумму работ различных сил в различных узлах валопровода МТА и нуждается в более детальном развертывании.

Так работа демпфирующих сопротивлений в двигателе может быть представлена в виде суммы

$$W_{\text{дв}} = W_{\text{гист}}^{\text{дв}} + W_{\text{уд.пр}} + W_{\text{масл}} + W_{\text{к}} + W_{\text{дтр}} + W_{\text{дин}}, \quad (2)$$

где $W_{\text{гист}}^{\text{дв}}$ - гистерезисные потери энергии в деталях двигателя (в основном в коленчатом валу);

$W_{\text{уд-пр}}$ - работа, рассеиваемая при ударах (выбиравание зазоров) и проскальзывании в сопряжениях;

$W_{\text{масл}}$ - работа масляного демпфирования в подшипниках (перекачивание масла шейками вала);

W_k - энергия, передаваемая при вибрациях раме и фундаменту (остову машины);

$W_{\text{дтр}}$ - работа сил дополнительного трения (на шейках коленчатого вала, зеркале цилиндров и т. д.);

$W_{\text{дин}}$ - эквивалентная работа динамического (кажущегося) демпфирования.

Такие демпфирующие сопротивления, как потери в двигателе, гистерезисные потери энергии, изучаются сравнительно давно, в литературе приводятся их характеристики. Демпфирующие сопротивления в тракторах возникают на большом количестве деталей, разнообразны по своей физической природе, их величина и характер изменения зависят от множества факторов (скорость, удельные давления, наличие смазки, вид материала, чистота и форма соприкасающихся поверхностей, характер колебательного движения и пр.). Поэтому имеется значительное разнообразие в характеристиках сопротивлений и методах численной их оценки.

Имеющиеся характеристики сопротивлений можно разделить на три группы [4]:

а) использование коэффициентов демпфирования, суммарно учитывающими потери энергии во всей системе;

б) выявление и учет основного вида потерь энергии, характерного для конкретной системы при данной форме колебаний (другие виды потерь могут быть учтены в эквивалентном виде);

в) отдельный учет всех основных видов сопротивлений в крутильной системе.

Для силовых установок с поршневыми ДВС разработаны соответственно три группы методов оценки демпфирований [4].

Так, к первой группе относятся два метода. По первому методу (Г. Видлер) демпфирующий момент на i -той массе определяется по выражению [22]

$$M_{\text{демпф}} = -K \frac{d\varphi_i}{dt} \quad (4)$$

где k — коэффициент скоростного (линейного) демпфирования. Согласно второму методу (В. Кер-Вильсон, И. Ш. Нейман) действительная резонансная амплитуда первой массы системы определяется выражением

$$\Phi_{1abc} = \lambda \cdot \varphi_{01} \quad (5)$$

где λ — коэффициент динамического усиления в резонансе;

φ_{01} — статическая амплитуда (И. Ш. Нейман), или так называемая «амплитуда равновесия» первой массы (В. Кер- Вильсон).

Вторая группа методов включает также два основных варианта, постулирующих преимущественное значение соответственно гистерезисного (Ф. Льюис, Ф. Портер и др.) и масляного демпфирования (Дж. Шенон, П. Драминский и др.).

Третья группа включает три основных метода: общее решение в линейном виде (К. Т. Шаталов и др.), метод балансов энергии (В. П. Терских и др.) и метод Ф. Ф. Симакова.

Наиболее распространенным в технике является метод, основанный на использовании скоростного сопротивления

Самостоятельную проблему представляет выбор метода оценки численных значений скоростных коэффициентов демпфирования. В литературе описаны и применяются в практике исследований следующие методы:

а) обратный пересчет по результатам торсиографирования работающей моторной установки;

б) метод сменных элементов;

в) использование метода анализа размерностей;

г) экспериментальное определение коэффициентов демпфирования (или потерь энергии) в отдельных узлах и системах на специальных установках;

д) метод анализа свободных затухающих колебаний отдельных систем;

е) метод проф. Ф. Ф. Симакова;

ж) запись петель гистерезиса в статических и динамических условиях.

Первые два метода основаны на знании формы колебаний, которая обычно определяется расчетом свободных колебаний и проверяется торсиографированием установки в нескольких сечениях на достаточном числе режимов. Четвертый метод требует разработки специальных установок, достаточно трудоемок, но зато дает совершенно объективные результаты.

Пятый метод реализует колебания в условиях, несколько отличающихся от рабочих (нагрузочные режимы).

ВЛИЯНИЕ НА ДЕМПФИРОВАНИЕ КРУТИЛЬНЫХ КОЛЕБАНИЙ В УСТАНОВКАХ ДВС РЯДА ФАКТОРОВ

Суровкин С.Ю. - студент, Попович В. С. – д. т. н. профессор

Алтайский государственный технический университет им. И.И. Ползунова (г. Барнаул)

В основу известной линейной методики расчёта резонансных крутильных колебаний, предложенной Видлером, положен обобщённый коэффициент линейного (вязкого) демпфирования k_0 . Численная величина этого коэффициента в конкретной моторной установке может быть сравнительно просто определена экспериментальным путём. Для этого следует воспользоваться соотношением

$$k_0 = \frac{\lambda \cdot M_n}{\mu \cdot \omega \cdot \Phi_{1abc}}$$

и подставить в него величину Φ_{1abc} , определенную торсиографированием вала этой установки во время работы её на критической частоте вращения.

Принимая в уравнении энергетического баланса гистерезисные потери демпфирования крутильных колебаний, которые определяются опытным значением коэффициента a_0 на основании соотношения

$$a_0 = \frac{\lambda \cdot M_n}{v \cdot \Phi_{1abc}^{q-1}}$$

Обобщенные коэффициенты a_0 и k_0 , являясь характеристиками демпфирования, зависят от изменения режимов работы двигателя и, тем более, при изменении конструктивных характеристик моторной установки.

Для выяснения влияния нагрузочного и скоростного режимов двигателя на величины обобщённых коэффициентов a_0 и k_0 при анализе резонансных колебаний вала используем представленные выше выражения.

Влияние нагрузки двигателя в пределах от холостого хода до максимального при постоянной частоте вращения вала n , равной одной из критических

$$n = n_{кр} = \frac{N}{h},$$

где h – порядок критического числа оборотов, $N = \frac{30 \cdot \omega}{\pi}$.

Обобщённые коэффициенты демпфирования a_0 и k_0 меняются при изменении амплитуды возбуждающих моментов M_n . Амплитуды возбуждающих моментов M_n каждого порядка h возрастают с увеличением среднего индикаторного давления p_i в цилиндре.

Следовательно, при изменении нагрузки двигателя (во время работы его на каком-либо определенном критическом числе оборотов) обобщенные коэффициенты демпфирования a_0 и k_0 не остаются постоянными: коэффициент k_0 возрастает, а коэффициент a_0 убывает с увеличением p_i .

Это влияние p_i на коэффициент k_0 будет тем более сильным, а на коэффициент a_0 тем более слабым, чем больше, например, коэффициент b_2 , то есть чем ниже частота свободных колебаний вала установки ω , тем больше a , q и отношение $\frac{\lambda}{\mu^2}$. Но легко видеть, что это последнее отношение обычно имеет максимальную величину для главных порядков h , когда геометрическая сумма относительных амплитуд φ_i превращается в сумму алгебраическую (или арифметическую, если узел колебаний находится вне двигателя).

Таким образом, влияние изменения нагрузки двигателя на обобщённый коэффициент k_0 будет наиболее сильным, а на коэффициент a_0 наиболее слабым в установках с многоцилиндровыми двигателями с большими массами и длинным валом, во время работы их на главных критических числах оборотов.

Отсюда уже следует, в частности, что указанная поправка Портера совершенно случайна по своей абсолютной величине и не имеет и не может иметь сколько-нибудь универсального значения.

При изменении *скоростного режима двигателя* и порядка h критических чисел оборотов имеет место переход с одного критического числа оборотов $n_{кр}$ на другое $n'_{кр}$ и затем достаточно длительное время работы на этом новом критическом числе оборотов. При этом переходе изменится орядок резонирующих гармонических моментов от

$$h = \frac{N}{n_{кр}} \text{ до } h' = \frac{N}{n'_{кр}}$$

Сопоставим два случая резонансных колебаний вала какой-либо моторной установки: по одноузловой форме, с некоторой амплитудой Φ_{1abc} и по двухузловой форме, с той же амплитудой Φ_{1abc} .

Детальное сравнение величины k_0 или a_0 при одноузловых и двухузловых колебаниях можно провести только на основании конкретных числовых расчётов для конкретной моторной установки. Поэтому ограничимся здесь только следующими замечаниями.

Достаточно справедливо условие, что при двухузловых колебаниях вала какой-либо установки с некоторой амплитудой Φ_{1abc} коэффициент k_0 будет меньше, а коэффициент a_0 больше, чем значения этих коэффициентов при одноузловых колебаниях.

Детальное исследование вопроса об обобщённых характеристиках демпфирования крутильных колебаний в моторных установках с поршневыми двигателями можно успешно провести в общем виде, без привлечения большого экспериментального материала и без громоздкого численного анализа ряда типичных конкретных случаев.

Обобщённые коэффициенты демпфирования k_0 и a_0 , используемые в расчётах по методикам Видлера и Льюиса (а так же К. Вильсона) не являются константами даже для одной и той же установки. Они меняются уже при изменении скоростного или нагрузочного режимов двигателя, при переходе двигателя с одноузловых колебаний на двухузловые или с главных критических скоростей на второстепенные.

Эти коэффициенты слишком непостоянны, чтобы иметь универсальное значение и сколько-нибудь надёжно характеризовать демпфирование в моторных установках. Именно поэтому расчёты резонансных крутильных колебаний по методам Видлера, Льюиса, К. Вильсона, основанные на использовании “опытных” значений обобщённых коэффициентов k_0 и a_0 , полученных торсиографированием установок “аналогичных” или “подобных” рассчитываемой, лишь в редких случаях дают удовлетворительные результаты.

Накопление большого числа опытных данных путём торсиографирования даже большого числа разнообразных моторных установок не обеспечит повышения точности наших расчётов из-за неизбежного (и обязательного) большого “разброса” этих данных.

ДЕМПФИРУЮЩИЕ СИЛЫ СОПРОТИВЛЕНИЯ В ДВИГАТЕЛЕ

Типикин Н. Е. – студент, Попович В.С. – д.т.н., профессор

Алтайский государственный технический университет им. И.И. Ползунова (г. Барнаул)

Определение демпфирования и распределение статей баланса энергии в крутильно-колеблющейся системе проводится расчетно-экспериментальным способом. Ряд коэффициентов и исходных величин определен опытом, например, коэффициент трения поршня о зеркало цилиндра, коэффициент трения в подшипниках вала и т. д. Введение в расчет опытных данных существенно повышает его достоверность. Однако в целом баланс рассеиваемой в двигателе энергии при наличии крутильных колебаний все же не отличается высокой надежностью, так как некоторые статьи баланса вообще не оцениваются (работа при проскальзывании в соединениях, энергия, передаваемая раме и фундаменту), а другие

статьи баланса оцениваются приближенно на основании упрощающих допущений. Торсиографирование и динамометрирование валопроводов тракторов Т-4 и Т-4А в эксплуатационных условиях показывают, что закрутки участков коленчатого вала при первых трех-четырёх формах колебаний весьма малы. Это дает возможность при приведении крутильной системы все моторные массы заменять одной сосредоточенной массой. Учитывая вышеизложенное, целесообразно оценивать демпфирующие сопротивления в двигателе суммарно с помощью одного скоростного коэффициента демпфирования или с помощью скоростных коэффициентов демпфирования, приведенных к каждой, моторной массе. Численные значения коэффициентов для надежности определены различными методами: по литературным данным; обратным пересчетом на основании результатов торсиографирования работающего двигателя на тормозном стенде, на тракторе в полевых условиях, по результатам прокрутки двигателя.

По литературным данным относительный коэффициент скоростного демпфирования для быстроходных дизелей изменяется в пределах. $k^1 = 0,0008 - 0,0025 \frac{\kappa\Gamma e\kappa}{\text{см}^3}$. Здесь $k^1 = \frac{k}{R^2 F}$, где R — радиус кривошипа, F — площадь поршня.

После пересчета на размерность дизелей Алтайского моторного завода получаем $k=5,2-16,3 \kappa\Gamma\text{см}\text{сек}$.

Крутильные колебания в валопроводах тормозных стендовых установок с двигателями 6Ч 13/14 исследованы обычным путем: проделаны расчеты свободных крутильных колебаний (приведенная система включает 7—10 масс) и торсиографирование работающих установок. Анализ расчетных и экспериментальных данных показал, что практически отсутствуют колебания по второй форме, когда закрутки коленчатых валов могли быть заметными. При первой форме колебаний имеют место резонансы, вызванные соответственно действием третьей главной гармоники для двигателя 6ЧН 13/14 и второй главной гармоники для двигателя 4Ч 13/14.

Как известно, коэффициент скоростного демпфирования можно определить по выражению

$$k = \frac{M_h \sum_{i=1}^j \bar{\Phi}_{i\text{отн}}}{\Phi_{1abc\omega_0} \sum_{i=1}^n \Phi_{i\text{отн}}^2},$$

где M_h — амплитудное значение гармонического возбуждающего момента гармоники h -порядка; $\sum_{i=1}^j \bar{\Phi}_{i\text{отн}}$ — геометрическая сумма относительных амплитуд, j -число масс системы, к которым приложены возбуждающие моменты; $\Phi_{1abc\omega_0}$ - абсолютная амплитуда резонансных колебаний первой массы двигателя; ω_0 - собственная (резонансная) частота системы; n - число масс системы, к которым приложены демпфирующие моменты (условно демпфирующие моменты приводят к цилиндрическим массам).

Некоторые характеристики наиболее интенсивных резонансов приведены в табл. 1.

Таблица 1 Характеристика наиболее интенсивных резонансов в системе «двигатель — тормозная установка»

Двигатель	h	Форма колебаний	$n_{\text{рез}}, \text{об/м}$	$M_h, \kappa\Gamma$	$\Phi_{1abc}, \text{Г}$	$\omega_0, 1/\text{с}$	$k, \kappa\Gamma\text{см}$
А-49	2	Первая	740	2100	0,010	154,	13000
А-03	3	Первая	580	1740	0,012	186,	8000

В целом для всех имеющихся резонансов в опытных установках величина коэффициента k лежит в пределах 230 - 1500 $\kappa\Gamma\text{см}\text{сек}$.

Полученные значения значительно выше приведенных в литературе. По-видимому, это можно объяснить тем, что в нашем случае коэффициенты демпфирования учитывают демпфирование не только в двигателе, но и в генераторе и в соединительном валу.

Гистерезисные потери энергии в соединительном валу подсчитаны по общеизвестной методике и определены экспериментально методом построения гистерезисных петель при статическом закручивании. Демпфирующее сопротивление в генераторе определено как сумма электромагнитного демпфирования (определено расчетом) и потерь энергии в подшипниках (определены экспериментально методом свободных затухающих колебаний ротора с маятником).

Выяснилось, что за счет электромагнитного демпфирования и трения в подшипниках рассеивается не более 5-7% работы возмущающих гармоник. Работа же гистерезиса соединительного вала при первых двух формах колебаний вполне сопоставима с работой возмущающих моментов (составляет 70-80% этой работы).

Окончательно, если учесть потери энергии в колебательной системе за двигателем, получаем для всех имеющихся резонансных режимов $k_0 = 11,5 - 750 \text{ кГсмсек}$.

Подсчет коэффициентов демпфирования по результатам торсиографирования валопровода работающего трактора дал еще более завышенные, численные значения.

На испытательном стенде Алтайского моторного завода была получена усредненная характеристика механических потерь методом прокрутки десяти двигателей А-03. Обработав эту характеристику методом наименьших квадратов, получили следующую эмпирическую формулу для момента сопротивления вращению коленчатого вала двигателя в интервале от 800 до 1800 об/мин:

$$M_T = 0,05709\eta^2 - 7,941\eta + 1430,7 \text{ кГсм},$$

где η — средняя угловая скорость коленчатого вала.

На основании выражения можно записать $M_T = k_0\eta$. Отсюда получим

$$k_0^{\text{ос}} = 0,05709\eta - 7,941 + \frac{143,07}{\eta} \text{ кГсмсек}.$$

Численные значения k_0 в интервале рабочих чисел оборотов двигателя сведены в табл. 2.

Таблица 2

$\eta, 1/\text{сек}$	0 8	0 9	00 1	10 1	20 1	30 1	40 1	50 1	60 1	70 1	80 1	90 1
$k_0^{\text{ос}}, \text{кГсм}$	4,53	3,10	2,08	1,34	0,83	0,51	0,18	0,15	0,12	0,19	0,26	0,44

Среднее значение коэффициента равно $k_0^{\text{ос}} = 11,14 \text{ кГсмсек}$.

РАСЧЕТ ПРЕССОВЫХ КОНИЧЕСКИХ СОЕДИНЕНИЙ С УЧЕТОМ ВЗАИМОДЕЙСТВИЙ В КОНТАКТЕ СОПРЯЖЕНИЙ ДЕТАЛЕЙ

Феропонтов В.А. – аспирант, Перфильева А.Д. - к.т.н.

Алтайский государственный технический университет им. И.И. Ползунова (г. Барнаул)

Соединения с натягом очень широко применяется в машиностроении. Это высоко надежные соединения, позволяющие передавать значительные осевые усилия и крутящие моменты. Они просты по конструкции и технологии изготовления.

Соединение с натягом представляют собой напряженные посадки. При посадке охватывающей детали с меньшим диаметром на охватываемую деталь благодаря силе упругости на поверхности сопряжения возникает сила сцепления, препятствующая взаимному смещению деталей. Сопрягаемые поверхности могут быть цилиндрическими или коническими (рисунок 1)

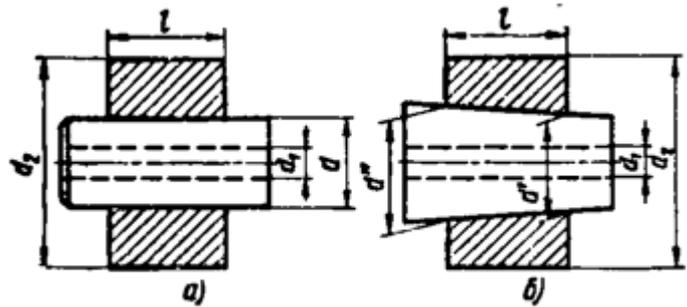


Рисунок 1 - Соединение с натягом с цилиндрической (а) и конической (б) сопрягаемыми поверхностями.

Соединение с натягом получают механической запрессовкой, с помощью нагрева охватывающей или охлаждения охватываемой детали, а также путем гидрораспора [1].

Преимущества конических соединений по сравнению с цилиндрическими состоят в том, что натяг у них поддается регулированию и более точному измерению, и они допускают демонтаж и неоднократную сборку без заметных повреждений сопрягаемых поверхностей. Однако для конических соединений необходима более высокая точность механической обработки, от которой зависит совпадение геометрических параметров конических элементов вала. Недостатком конических соединений с натягом является невозможность допущения даже однократной перегрузки их. Перегрузка может вызвать смещение соединяемых деталей и окончательное разрушение посадки. Поэтому при проектировании конических соединений важно иметь точные данные по предельным и действующим нагрузкам. В конусных соединениях крутящий момент передается трением, возникающим на посадочных поверхностях при затяжке ступицы на валу. Необходим строгий контроль силы затяжки. При недостаточной затяжке снижается несущая способность соединения, при избыточной — могут появиться опасные для прочности напряжения в охватывающей и охватываемых деталях.

Сопротивляемость конусных соединений осевому сдвигу неодинакова в различных направлениях. Если нагрузка направлена против вершины конуса, то сдвигу препятствует сила трения на посадочной поверхности и осевая составляющая реакции упругого сжатия охватываемой детали и растяжения охватывающей.[2]

$$P = F + P_{ос}, \quad (1)$$

где F — сила трения, $P_{ос}$ — осевая составляющая реакции упругого сжатия охватываемой детали и растяжения охватывающей.

В большинстве случаев при прочностных расчетах не учитывают деформации, перемещения, напряжения, возникающие в поверхностных шероховатых слоях сопряженных деталей соединения в пределах трения покоя, а также за счет явления предварительного смещения.

Рассмотрим упругие контактные перемещения, они оказывают существенное влияние на формирование величины натяга.

В частности, инженерная податливость соединения с натягом увеличивается за счет контактной податливости шероховатого поверхностного слоя деталей соединения.

Податливость за счет микронеровностей в контакте соединения с натягом в нормальном направлении будет определяться общим выражением:

$$K_N = \frac{x(t)}{N}, \quad (2)$$

где $x(t)$ — нормальное контактное смещение.

Если в инженерном расчете величина минимального расчетного натяга в соединении [3]

$$\delta_H = 2\delta(\lambda + \lambda'), \quad (3)$$

где δ_H – расчетный минимальный натяг; λ_1 и λ_2 – коэффициенты радиальной податливости деталей.

То при учете контактных деформаций возникает податливость за счет микронеровностей

$$\delta_{\text{микр}} \quad (4)$$

Таким образом, учет контактных деформаций при расчете конусного соединения с натягом дает возможность более точно определить момент наступления перегрузки.

Библиографический список

1. Гречищев Е.С. Соединение с натягом. Москва. Машиностроение 1981г.
2. Орлов П.И. Основы конструирования. Справочно - методическое пособие в 3-х т. Москва 1977
3. Максименко А. А., Перфильева Н.В., Перфильева А. Д. Контактная податливость условно-неподвижных соединений в динамике в пределах трения покоя / Ползуновский вестник - №1/1 АлтГТУ, Барнаул, 2012.– С. 184-187.

КОМПЛЕКСНАЯ СИСТЕМА КОНСТРУИРОВАНИЯ ВЫСОКОТОЧНЫХ КОНТАКТНЫХ СОЕДИНЕНИЙ МАШИН С ПРОГНОЗИРУЕМЫМИ ПАРАМЕТРАМИ РАБОТЫ

Хохрякова М.В. – аспирант, Шкалей В.И. - аспирант

Алтайский государственный технический университет им. И.И. Ползунова (г. Барнаул)

Проектирование любых соединений деталей машин предполагает использование традиционного инженерного подхода при расчете на прочность и жесткость. Данная методика заключается в учете геометрических макропараметров соединений и механических свойств материалов. Доказано, что жесткость машин характеризуется собственной жесткостью деталей и контактной, определяемой деформациями в местах сопряжения деталей. Контактные перемещения составляют значительную часть от общих перемещений в среднем до 80 %, кроме того, они оказывают существенное демпфирующее значение при работе машин.

В настоящее время для создания высокотехнологических и прецизионных конструкций классического расчета уже не достаточно, поскольку он не учитывает всех процессов, протекающих на контактирующих поверхностях.

Предлагаемая комплексная система конструирования будет учитывать динамические параметры контактных колебаний различных направлений с учетом физико-механических свойств материалов, микрогеометрических и фрикционных характеристик поверхностей, а также внешних условий работы соединений.

Инновационность данного продукта заключается в разработке такого программного метода, в основу которого положена новейшая теория динамического контактного взаимодействия, позволяющая учитывать все особенности контактных характеристик для широкого класса соединений, а именно: соединений с натягом, клиновых, заклепочных, резьбовых и конических соединений. Это позволит усовершенствовать различные конструкции, экономично использовать имеющиеся ресурсы (снизить металлоемкость изделий, а значит уменьшить их стоимость) и продлить срок эксплуатации конструкций.

Работа над комплексной системой предполагает анализ существующих закономерностей поведения контакта в различных направления статических, ударных, вибрационных условиях нагружения [1-4]; проведение экспериментальных исследований колебательных процессов различных соединений с целью получения амплитудно-частотных характеристик и диссипативных показателей колебаний. Все это необходимо для создания теоретической модели процесса контактирования в сопряжениях деталей, которая в свою очередь ляжет в основу алгоритма прецизионного расчета соединений.

Для реализации данной цели будет усовершенствована опытная установка с применением бесконтактного метода фиксации колебаний с использованием

оптоэлектронного прибора и чувствительного лазера. В комплексе экспериментальной установки имеется компьютер для непосредственной обработки получаемых данных. Будут спроектированы и изготовлены из различных материалов опытные образцы исследуемых соединений: с натягом, клиновых, заклепочных, резьбовых и конических, которые соответствуют всем параметрам реальных соединений машиностроительных конструкций.

Получив теоретический и экспериментальный расчеты имеющихся соединений, сможем сравнить полученные результаты и доказать наличие минимально допустимой погрешности разрабатываемого алгоритма расчета.

Научной ценностью работы является решение научно-технической проблемы создания инженерного метода расчета параметров контактирования условно-неподвижных соединений машиностроительных конструкций, работающих в динамических условиях в пределах упруго-пластики. Полученные зависимости по определению динамического смещения и сближения контактирующих гладких и шероховатых поверхностей, учитывающие физико-механические свойства материалов, микрогеометрические и фрикционные характеристики поверхностей, позволяют обоснованно подойти к технологическому управлению триботехническими параметрами контакта шероховатых поверхностей.

Результатом данной работы будет программный комплекс для уточненного расчета динамических характеристик упругого механического контакта при конструировании и создании условно-неподвижных соединений на основе имеющихся наработок [5,6].

Для создания прецизионных соединений нового поколения, данная комплексная система позволяет еще на первых этапах конструирования осуществлять выбор и комбинирование основных характеристик контакта (материал, его физико-механические и фрикционные характеристики, микрогеометрия шероховатости поверхностей и соответствующие технологии обработки с назначением режимов резания), для того чтобы в результате получить точное соединение с прогнозируемыми эксплуатационными характеристиками. Это составляет суть технологического управления триботехническими параметрами контакта шероховатых поверхностей.

Библиографический список

1. Перфильева Н.В., Перфильева А.Д. Упругопластическая модель контактного взаимодействия в условиях свободных колебаний / Изв. вузов «Машиностроение» №1, 2009. - С. 35-43
2. Котенева Н.В. Динамическая модель расчета гладких твердых тел с учетом пластических деформаций/«Вестник машиностроения» №1, 2009. - С. 22-25
3. Максименко А. А., Перфильева А. Д. Нормальные контактные взаимодействия в упруго-пластической зоне/ Ползуновский вестник. – 2011. – № 1. – С. 73–78.
4. Максименко А. А., Перфильева Н.В., Перфильева А. Д. Контактная податливость условно-неподвижных соединений в динамике в пределах трения покоя / Ползуновский вестник - №1/1 АлтГТУ, Барнаул, 2012.– С. 184-187.
5. Свидетельства о государственной регистрации программ для ЭВМ № 2010614873 «Расчет динамических характеристик механического контакта в упруго-пластической зоне нагружения» 27.07.2010г.
6. Свидетельства о государственной регистрации программ для ЭВМ №2012616374 «Расчет характеристик прецизионных соединений для неразрушающего контроля» 12.07.2012 г.