

Висновки. Описані у роботі нові теоретичні розробки, створені математичні моделі, унікальні програмно-моделні та програмно-апаратні комплекси, а також власне результати числових досліджень (на прикладі колінчастого валу ДВЗ) дозволяють зробити наступні висновки.

1. Запропоновані у роботі нові теоретичні основи узагальненого параметричного методу моделювання фізико-механічних процесів у складних та надскладних механічних системах створюють потенційні можливості для глибокого аналізу та синтезу нових технологій зміцнення високоавантажених елементів машин різного призначення.

2. Розроблені комплексні математичні та скінченно-елементні моделі характеризуються адаптованістю до аналізу та синтезу принципово нових способів зміцнення елементів високоавантажених машин, що якісно відрізняє їх від побудованих традиційними способами.

3. Крім наукового забезпечення, у роботі проведена їх програмно-моделно-апаратна реалізація, що дало змогу провести комплекс багатоваріантних досліджень зміцнених високоавантажених елементів машин із застосуванням моделей із кількістю ступенів вільності кілька мільйонів.

4. Розроблене теоретико-множинне математичне та програмне забезпечення у процесі досліджень дозволило виявити 2 ефекти, названі « Δ -ефект» та « σ -ефект». Перший з них полягає у позитивному характері зміни деформованого профілю у контакті зміцнюваного елемента машини зі спряженими елементами. Другий ефект полягає у створенні сприятливого залишкового напруженого стану після зміцнення досліджуваного об'єкту із застосуванням нової дискретно-континуальної технології, який після накладення на розподіл робочих напружень створює такий результуючий напружений стан, що значно дальший від небезпечного рівня, ніж для незміцнених деталей машин.

5. Комплексне дослідження НДС високоавантажених елементів машин, зміцнених за допомогою нової запропонованої технології, дало змогу отримати якісні та кількісні залежності деяких параметрів та визначити рекомендовані інтервали для їх вибору.

Таким чином, наукові дослідження та числове моделювання продемонстрували новизну та ефективність підходів та моделей, а також позитивність результатів. В кінцевому результаті при масштабних дослідженнях можуть бути обґрунтовані параметри технології дискретно-континуального зміцнення.

При підготовці матеріалів статті числові дослідження виконувалися із залученням програмного комплексу ANSYS, ліценцію на який НТУ «ХПІ» отримав у 2010 р. за сприяння фірми EMT U (м. Київ).

Список літератури. 1. Наукові основи зміцнення поверхонь високоавантажених елементів двигунів / В.Г. Гончаров, М.А. Ткачук, С.С. Дьяченко [та ін.] // Вісник НТУ «ХПІ». Тем. вип.: Машинознавство та САПР. – 2009. – №28. – С. 20-30. 2. Розробка наукових основ створення сприятливих поверхневих дискретно-континуальних полів напружень у високоавантажених елементах машин / М.А. Ткачук, В.М. Шеремет, Г.В. Ткачук [та ін.] // Механіка та машинобудування. – 2009. – №1. – С. 148-157.

Поступила в редколлегию 10.10.09

А.В. УСТИНЕНКО, канд. техн. наук, доцент каф. ТММиСАПР НТУ „ХПІ”, г. Харьков

РАСЧЕТ ДВУХПАРАМЕТРИЧЕСКИХ ЗУБЧАТЫХ ПЕРЕДАЧ НА КОНТАКТНУЮ ВЫНОСЛИВОСТЬ

Запропоновано методику розрахунку на контактну витривалість двопараметричних зубчатих передач. Вона базується на розрахунках контактних напружень для окремих відносних положень коліс із наступним визначенням еквівалентного напруження. Такий підхід дозволяє коректно врахувати зміну контактних напружень у процесі роботи.

The method of calculation on contact endurance of two-parametric gears is offered. It bases on calculation of contact stress for various relative attitudes of gears with consequent determination of equivalent stress. Such approach allows correctly taking into account a change of contact stress during work.

Введение. Двухпараметрические зубчатые передачи обладают возможностью движения колес с двумя независимыми кинематическими параметрами. Первый из этих параметров (обозначаемый обычно φ) обеспечивает передачу вращения между колесами, а второй (обозначаемый ψ) – непрерывное или дискретное изменение относительного положения осей колес в пространстве (например, регулирование межосевого расстояния, угла скрещивания осей и т.д.). Независимость параметров состоит в том, что регулирование одного из них не влечет за собой изменение другого. Такие передачи применяются при создании зубчатых вариаторов, вместо карданных шарниров в трансмиссиях транспортных средств, а также в технологической оснастке [1, 2].

Постановка задачи. В процессе проектировании двухпараметрических передач неизбежно возникает задача расчета на контактную выносливость рабочих поверхностей зубьев. При этом следует учитывать два фактора.

1. Из теории пространственных зубчатых зацеплений известно [3], что при двух параметрах огибания контакт поверхностей всегда точечный. Следовательно, стандартная методика расчета зубчатых передач на контактную выносливость неприменима, так как базируется на решении задачи Герца для контакта двух цилиндров (линейный контакт тел).

2. В процессе регулирования параметра движения ψ в двухпараметрической передаче происходит перемещение полюса зацепления и, соответственно, эллипса площадки упругого контакта вдоль продольной линии зубьев. Это приводит к изменению величин главных кривизн в точке контакта, и, следовательно, к переменности контактных напряжений. Естественно, для различных участков поверхностей зубьев будут отличаться и количества циклов перемены напряжений.

Рассмотрим последовательно решение этих двух задач.

Определение контактных напряжений при первоначальном точечном касании активных поверхностей зубьев. Воспользуемся основными

положениями контактной задачи теории упругости для случая первоначального касания упругих тел в точке [4]. Согласно этой теории наибольшая интенсивность контактных напряжений σ_H между криволинейными поверхностями тел, сжимаемых нормальной силой F_n , в случае начального точечного контакта определяется по формуле

$$\sigma_H = \frac{n_p}{\pi} \sqrt[3]{\frac{3}{2} \left(\frac{\sum k_{ij}}{\eta} \right)^2} F_n. \quad (1)$$

В зависимости (1) $n_p = 1/(n_a \cdot n_b)$, где n_a , n_b – коэффициенты соответственно большой с длиной $2a$ и малой с длиной $2b$ осей эллипса площадки контакта; $\sum k_{ij}$ – сумма главных кривизн боковых поверхностей зубьев в точке контакта, 1/мм: $\sum k_{ij} = k_{11} + k_{12} + k_{21} + k_{22}$, где k_{11} , k_{12} – главные кривизны поверхности зуба шестерни в точке контакта вдоль продольного и профильного направлений; k_{21} , k_{22} – главные кривизны поверхности зуба колеса в той же точке, вдоль тех же направлений; η – коэффициент, учитывающий механические свойства материалов контактирующих тел: $\eta = (1 - \mu_1^2)/E_1 + (1 - \mu_2^2)/E_2$, где E_1 , E_2 и μ_1 , μ_2 – модули продольной упругости и коэффициенты Пуассона материалов шестерни и колеса.

С целью учета остальных составляющих напряженного состояния, а также применения при расчете допускаемых напряжений σ_{HP} по ГОСТ 21354-87 (для линейного контакта) [5], целесообразно воспользоваться теорией потенциальной энергии формоизменения (энергетическая). В соответствии с ней действие главных напряжений σ_1 , σ_2 , σ_3 заменяется действием некоторого условного напряжения [6, 7]

$$\sigma_H^{IV} = K_{np} \sigma_1, \quad (2)$$

где K_{np} – коэффициент приведения по IV теории прочности; $\sigma_1 = \sigma_H$ – наибольшие главные напряжения, определяемые по зависимости (1).

В общем случае контактного взаимодействия упругих тел максимальные напряжения будут в центре эллипса площадки контакта при отношении его осей $\beta = b/a < 0,4$ (что характерно для зубчатых передач). Тогда

$$K_{np} = (1 - 2\mu) \frac{\sqrt{1 - \beta + \beta^2}}{1 + \beta}. \quad (3)$$

В случае линейного контакта $K_{np} = 0,4$. Тогда допускаемые условные контактные напряжения:

$$\sigma_{HP}^{IV} = 0,4 \sigma_{HP}. \quad (4)$$

Преобразуем зависимости (1) и (2) путем ввода расчетных коэффициентов по аналогии с ГОСТ 21354-87. Обозначим $Z_H = n_p \sqrt[3]{1,5(\sum k_{ip})^2}$ – коэффициент, учитывающий форму контактирующих тел в полюсе зацепления; $Z_E = \sqrt[3]{1/\eta^2} / \pi$ – коэффициент, учитывающий физико-механические свойства материалов контактирующих зубчатых колес; $Z_T = K_{np}$ – коэффициент, учитывающий применение энергетической теории прочности. Тогда зависимость для определения условных контактных напряжений принимает вид

$$\sigma_H^{IV} = Z_H Z_E Z_T \sqrt[3]{F_n} \leq 0,4 \sigma_{HP}. \quad (5)$$

Оценка контактной выносливости двухпараметрического зацепления по методу эквивалентных напряжений. С целью учета перемещения площадки контакта вдоль продольной линии зубьев представляется целесообразным применить расчет на контактную прочность для различных относительных положений колес с последующим переходом к эквивалентным усталостным напряжениям. Такой подход позволяет достаточно просто учесть переменность напряжений в процессе работы и легко реализуется на ЭВМ. При этом возможны два варианта работы передачи и, соответственно, две методики уточненных расчетов.

1. Регулирование второго параметра движения ψ осуществляется ступенчато (например, при использовании передачи в технологической оснастке). При этом известно время работы передачи и нормальная нагрузка в зацеплении F_n для каждого i -го фиксированного положения осей колес.

2. Регулирование параметра ψ осуществляется непрерывно по случайному закону (например, сферическая передача, используемая в трансмиссии транспортного средства вместо карданного шарнира).

При первом варианте работы передачи, определив для каждого положения осей значения главных кривизн k_{ij} в точке контакта и угла между первыми главными направлениями, можно рассчитать приведенные контактные напряжения σ_{Hi}^{IV} по зависимости (5). Для оценки контактной выносливости передачи используем методику, базирующуюся на теории линейного суммирования повреждений, а также уравнении левой наклонной ветви кривой усталости [8].

Согласно этой теории, действие всего комплекса повреждающих напряжений σ_{Hi} за расчетный период равносильно повреждающему действию некоторого эквивалентного напряжения σ_{HE} в течение N_{Hlim} числа циклов до перегиба кривой контактной усталости. Тогда зависимость для определения σ_{HE} может быть записана в следующем виде:

$$\sigma_{HE} = m_H \sqrt{\sum_{\sigma_{Hi} > \sigma_{HG}} \sigma_{Hi}^{m_H} \frac{N_{ci}}{N_{Hlim}}}, \quad (6)$$

где N_{ci} – общее число циклов действия напряжения σ_{Hi} ; $m_H = 6$ – показа-

тель степени кривой контактной усталости; $\sigma_{HG} = \alpha_{HG} \sigma_{H \lim}$ – минимальная величина повреждающих напряжений ($\sigma_{H \lim}$ – предел контактной выносливости; коэффициент α_{HG} при расчете на контактную выносливость обычно принимают равным 0,75 [5]).

Перейдем от Герцевских напряжений в (6) к приведенным контактным напряжениям по IV теории прочности и рассмотрим два случая:

а) если суммарное число циклов перемены напряжений $N_{H\Sigma}$ меньше $N_{H \lim}$, то расчет ведут по эквивалентным напряжениям, отнесенным к $N_{H\Sigma}$;

б) если $N_{H\Sigma} > N_{H \lim}$, то расчет ведут по эквивалентным напряжениям, отнесенным к числу циклов $N_{H \lim}$.

В случае а) эквивалентные контактные напряжения σ_{HE}^{IV} определяются по зависимости

$$\sigma_{HE}^{IV} = m_H \sqrt{\sum_{\sigma_{Hi} > 0,4\sigma_{HG}} \sigma_{Hi}^{IV m_H} \frac{N_{ci}}{N_{H\Sigma}}}, \quad (7)$$

а условие контактной прочности записывается в следующем виде:

$$\sigma_{HE}^{IV} \leq 0,4\sigma_{HP0} m_H \sqrt{\frac{N_{H \lim}}{N_{H\Sigma}}}, \quad (8)$$

где σ_{HP0} – допускаемые контактные напряжения, соответствующие перегибу кривой усталости.

В случае б) используется зависимость

$$\sigma_{HE}^{IV} = m_H \sqrt{\sum_{\sigma_{Hi} > 0,4\sigma_{HG}} \sigma_{Hi}^{IV m_H} \frac{N_{ci}}{N_{H \lim}}} \leq \sigma_{H \max}^{IV}, \quad (9)$$

где $\sigma_{H \max}^{IV}$ – максимальное из принимаемых в расчет напряжений σ_{Hi}^{IV} .

Условие прочности в этом случае

$$\sigma_{HE}^{IV} \leq 0,4\sigma_{HP0}. \quad (10)$$

При втором варианте работы передачи необходимо аппроксимировать режимы работы некоторой непрерывной функцией распределения с плотностью вероятности $f(\sigma_H^{IV})$. Тогда, переходя от суммирования к интегрированию, можно по аналогии с (7) записать следующее выражение для определения эквивалентных контактных напряжений:

$$\sigma_{HE}^{IV} = m_H \sqrt{J \frac{N_{H\Sigma}}{N_{H \lim}}}, \quad (11)$$

где $J = \int_{0,4\sigma_{HG}}^{\sigma_{H \max}^{IV}} \sigma_H^{IV m_H} f(\sigma_H^{IV}) d\sigma_H$ – интеграл функции распределения.

Для практических расчетов по зависимости (11) необходимо: накопить статистические данные по условиям работы двухпараметрических передач; получить для исследуемой передачи зависимость между изменением параметра ψ и изменением суммы главных кривизн Σk_{ij} (или коэффициентов Z_H и Z_T), что позволит выразить напряжения как функцию от ψ и F_n .

При наличии этих данных можно, аппроксимировав функцию $f(\sigma_H^{IV})$ какими-либо теоретическими законами распределения, перейти к расчету по типовым режимам нагружения. В этом случае учет нестационарности нагружения осуществляется через коэффициенты интенсивности μ_m [5]; тогда зависимость для определения σ_{HE}^{IV} приобретает вид

$$\sigma_{HE}^{IV} = m_H \sqrt{\mu_m \sigma_{H1}^{IV m_H} \frac{N_{H\Sigma}}{N_{H \lim}}}, \quad (12)$$

где σ_{H1}^{IV} – приведенные напряжения при максимальной длительно действующей нормальной нагрузке в зацеплении и наиболее неблагоприятном сочетании главных кривизн.

Выводы.

1. Предложенная методика расчета на контактную выносливость позволяет корректно учесть специфические условия работы двухпараметрических передач и облегчить их проектирование при использовании ЭВМ.

2. В дальнейшем представляется перспективным перейти к расчету контактной долговечности путем математического моделирования процесса усталостного контактного разрушения [9]. В этом случае целесообразно не определять контактные напряжения по Герцу, а анализировать контактное взаимодействие рабочих поверхностей зубьев методом конечных элементов при помощи широко распространенных САЕ программ (например, ANSYS или NASTRAN).

Список литературы: 1. Устиненко О.В. Розробка двопараметричних зубчатих передач і дослідження їх геометрії та контактної міцності (ДСП): Автореф. дис... канд. техн. наук: 05.02.02. – Харьков, 2000. – 19с. 2. Волонцевич Д.О., Казанжичева Т.В., Устиненко А.В. Разработка приводов машин на базе двухпараметрических зубчатых передач // Вестник НТУ "ХПИ": Тем. вып. "Технологии в машиностроении". – Харьков, 2002. – №10. – Т.3. – С.63–72. 3. Крылов Н.Н. Теория зацепления огибающих двухпараметрического семейства поверхностей // Изв-я вузов. Сер. Машиностроение. – 1963. – №12. – С.16–20. 4. Биргер И.А., Пановко Я.Г. Прочность, устойчивость, колебания: Справочник. – М.: Машиностроение, 1968. – 520с. 5. ГОСТ 21354-87. Передачи зубчатые цилиндрические эвольвентные внешнего зацепления. Расчет на прочность. – Введен 01.01.1989. – М.: Изд-во стандартов, 1989. – 76с. 6. Ковальский Б.С. Расчет деталей на местное сжатие. – Харьков: Изд-во ХВВКИУ, 1967. – 156с. 7. Загребельный В.Н., Устиненко А.В. Определение контактных напряжений в двухпараметрических зацеплениях // Механіка та машинобудування. – 1998. – №1. – С.19–21. 8. Когаев В.П. Расчеты на прочность при напряжениях, переменных во времени. – М.: Машиностроение, 1977. – 232с. 9. Кириченко А.Ф., Устиненко А.В. Об определении допускаемых напряжений при расчете зубчатых передач путем математического моделирования усталостных процессов // Вестник НТУ "ХПИ": Тем. вып. "Проблемы механического привода". – Харьков, 2004. – №30. – С.39–44.

Поступила в редколлегию 15.02.10