

The structure of ZrCN:DLC composite coatings on X12M tool steel and BK6 cemented carbide substrates obtained by the cathodic arc deposition in the milieu of reactive gases of nitrogen and acetylene was investigated. The coatings reveal strong (111) texture. The steel substrate influences more high texture level compared to cemented carbide substrate. Compressive stresses of 7–10 GPa were received from the analyzes of X-ray diffraction pick sifts when coatings were tilted in the diffraction plane ( $\sin^2 \psi$  method). It was determined that substrate hardness exerts a strong influence on the compressive stresses in the coatings investigated.

УДК 621.81 (075)

Санюкевич Ф.М., Монтик С.В.

## ДОПУСКАЕМЫЕ НАПРЯЖЕНИЯ ПРИ РАСЧЕТЕ ЗУБЧАТЫХ ПЕРЕДАЧ

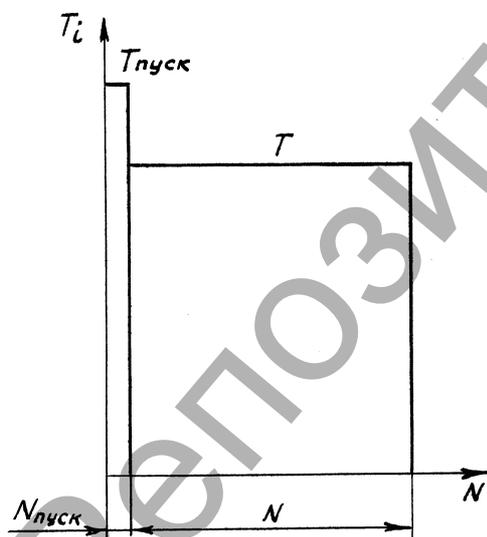
**Введение.** Практика использования зубчатых передач в приводах различных машин показывает, что их нагрузки в виде вращающих моментов  $T$  могут быть постоянными и переменными. Режимы со строго постоянной нагрузкой встречаются довольно редко. Профессор М.Н. Иванов [1] считает, что к режиму постоянной нагрузки следует относить режимы с отклонениями до 20%.

Постоянный режим нагрузки является наиболее тяжелым для зубчатой передачи, поэтому его принимают в качестве расчетного, как наихудший случай нагрузки, для передач с неопределенными режимами нагрузки.

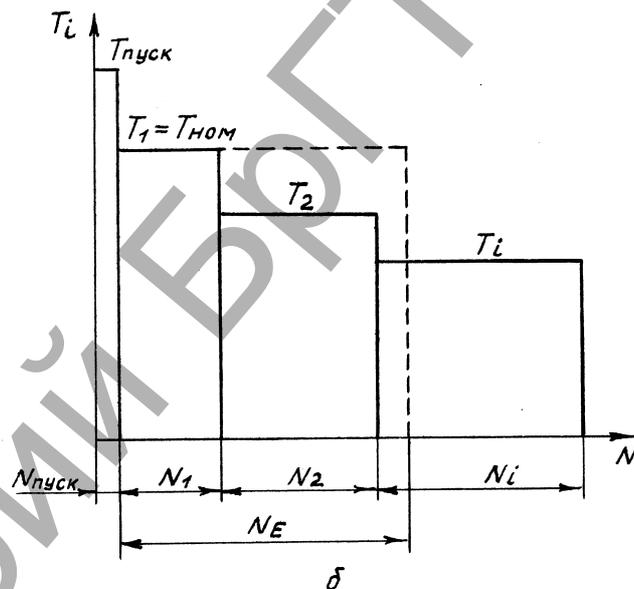
В большинстве случаев практики зубчатые передачи работают при переменных режимах нагрузки (параметры цикла, например, значение нагрузки  $T$  и, следовательно, напряжения  $\sigma_{\max}$ ,  $\sigma_m$  изменяются во времени).

**Закон нагружения передачи** задают графиком в координатах  $T$ - $N$  ( $T$  – нагрузка в виде вращающего момента;  $N$  – число циклов нагружения зуба или время работы).

На рис. 1,а показан график (циклограмма вращающих моментов  $T$  в передаче) при постоянном режиме нагрузки, на рис. 1,б – при переменном режиме нагрузки. Циклограмму составляют путем упорядочения нагрузок, начиная с максимальной.



а



а – постоянный режим нагрузки; б – переменный режим нагрузки с заменой эквивалентным постоянным режимом нагрузки с числом циклов нагружения  $N_E$

**Рисунок 1** – Циклограмма вращающих моментов в передаче

Кратковременно действующие при пуске двигателя максимальные моменты перегрузки  $T_{\text{пуск}}$  используют при проверке передачи на контактную и изгибную прочность при кратковременной перегрузке. При расчете передачи на сопротивление усталости кратковременные перегрузки  $T_{\text{пуск}}$  обычно не учитывают, так как по малости числа циклов нагружения  $N_{\text{пуск}}$  они не вызывают усталости.

В расчетах на сопротивление усталости фактический переменный режим нагрузки заменяют эквивалентным (по усталостному воздействию) постоянным режимом (на рис. 1,б показан штриховыми линиями). Зубчатое колесо, работая при переменном режиме нагрузки, имеющем несколько ступеней, на  $i$ -й ступени испытывает число циклов нагружения  $N_{\Sigma i}$ :

$$N_{\Sigma i} = 60cnL_{hi} \quad (1)$$

где  $c$  – число зацеплений зуба шестерни или колеса за один их оборот;  $n$  – частота вращения (шестерни или колеса)  $\text{мин}^{-1}$ ;  $L_{hi}$  – число часов работы передачи с нагрузкой уровня  $i$  (ч), вызывающей напряжения  $\sigma_i$  в зубе.

Обозначим  $N_i$  – число циклов действия нагрузки уровня  $i$ , вызывающей усталостное разрушение зуба в соответствии с кривой усталости (рис. 2). Тогда степень полученных повреждений зуба (напри-

Санюкевич Федор Михайлович, к.т.н., доцент, доцент кафедры «Техническая эксплуатация автомобилей» Брестского государственного технического университета.

Монтик Сергей Владимирович, к.т.н., доцент, заведующий кафедрой «Техническая эксплуатация автомобилей» Брестского государственного технического университета.

Беларусь, БрГТУ, 224017, г. Брест, ул. Московская, 267.

мер, в виде микротрещин) при работе передачи на  $i$ -й ступени можно оценить относительной долговечностью  $N_{i\Sigma} / N_i$ .

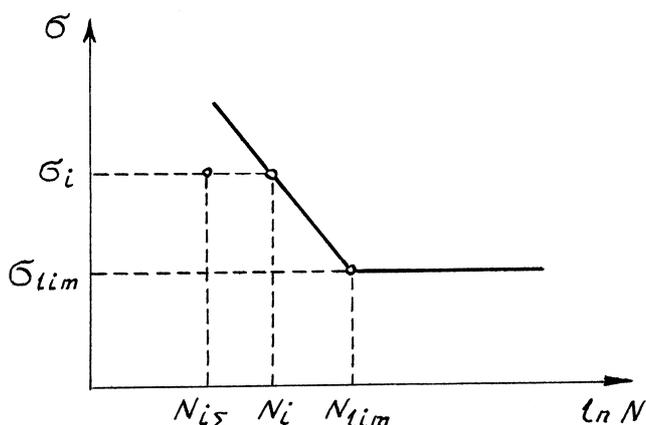


Рисунок 2 – Вид кривой усталости

Согласно гипотезе линейного суммирования усталостных повреждений [1–3] при работе передачи на нескольких ступенях нагрузки усталостные повреждения (микротрещины) продолжают независимо нарастать пропорционально соответствующей относительной долговечности, и поэтому их можно линейно суммировать. Разрушение зуба будет наблюдаться при условии

$$\Sigma(N_{i\Sigma} / N_i) = 1. \quad (2)$$

Используем уравнение для наклонной ветви кривой усталости (рис. 2):

$$\sigma_i^q N_i = \sigma_{lim}^q N_{lim} = const, \quad (3)$$

где  $\sigma_{lim}$  – предел выносливости;  $N_{lim}$  – абсцисса точки перелома кривой усталости (базовое число циклов нагружения);  $q$  – показатель степени в уравнении кривой усталости.

Умножим в уравнении (2) числитель и знаменатель на  $\sigma_i^q$ :

$$\Sigma \frac{\sigma_i^q N_{i\Sigma}}{\sigma_i^q N_i} = 1. \quad (4)$$

В соответствии с уравнением кривой усталости (3) произведение  $\sigma_i^q N_i$  – постоянная величина, и его можно вынести за знак суммы:

$$\Sigma(\sigma_i^q N_{i\Sigma}) = \sigma_i^q N_i. \quad (5)$$

В случае постоянной максимальной длительно действующей нагрузки  $T_1 = T_{НОМ}$  (рис. 1,б) вместо нагрузок разных уровней выражение (2) запишем в виде

$$\Sigma(\sigma_i^q N_{i\Sigma}) = \sigma_i^q N_i = \sigma_E^q N_E. \quad (6)$$

Таким образом, реальному переменному режиму нагрузки можно поставить в соответствие эквивалентный постоянный режим, на котором зубчатые колеса передачи приобретают ту же степень усталостного разрушения, что и в реальных условиях нагружения переменной нагрузкой. В качестве эквивалентного принимают постоянный режим с номинальным моментом  $T_{НОМ}$  (наибольшим из длительно действующих,  $T_{НОМ} = T_1$  на рис. 1,б), вызывающим действие напряжений  $\sigma$ , и эквивалентным числом  $N_E$  циклов нагружения.

Из выражения (6) с учетом (1) получим:

$$N_E = \Sigma \frac{\sigma_i^q}{\sigma^q} N_{i\Sigma}. \quad (7)$$

Так как число циклов нагружения за весь срок службы передачи  $L_h$  (4) при работе с постоянной нагрузкой  $N = 60cnL_h$ , то умножив и разделив правую часть выражения (7) на  $N$ , запишем:

$$N_E = \Sigma \left( \frac{\sigma_i}{\sigma} \right)^q \frac{N_{i\Sigma}}{N} = \mu N; \quad (8)$$

где  $\mu = \Sigma \left( \frac{\sigma_i}{\sigma} \right)^q \frac{N_{i\Sigma}}{N}$  – коэффициент приведения.

Формула (8) неудобна для пользования, так как каждый раз требуется вычислять напряжения  $\sigma$  в зубе (контактные  $\sigma_H$  и изгиба  $\sigma_F$ ) для каждого размера зуба шестерни и колеса.

С учетом того, что нагрузкой зубчатой передачи является вращающий момент на соответствующем зубчатом колесе, то в формуле коэффициента приведения  $\mu$  заменим напряжения через вращающие моменты, принимая во внимание, что контактные напряжения пропорциональны степени 0,5 нагрузки, а напряжения изгиба пропорциональны первой степени нагрузки:

для контактных напряжений

$$\mu_H = \Sigma \left[ \left( \frac{T_i}{T_{НОМ}} \right)^{q_{H/2}} \frac{N_{i\Sigma}}{N} \right]; \quad (9)$$

для напряжений изгиба

$$\mu_F = \Sigma \left[ \left( \frac{T_i}{T_{НОМ}} \right)^{q_F} \frac{N_{i\Sigma}}{N} \right], \quad (10)$$

где  $q_H = 6$ ;  $q_F = 6$  при твердости активной поверхности зуба  $H \leq 350HB$  и  $q_F = 9$  при  $H > 350HB$ .

Эквивалентное число циклов нагружения зуба соответствующего зубчатого колеса при расчетах по контактным напряжениям  $N_{HE}$  и по напряжениям изгиба  $N_{FE}$  при использовании типовых режимов нагружения определяют по формулам:

$$N_{HE} = N \mu_H = 60cnL_h \mu_H; \quad (11)$$

$$N_{FE} = N \mu_F = 60cnL_h \mu_F, \quad (12)$$

где  $\mu_H$  и  $\mu_F$  – см. ГОСТ 21354-87 или работы [1–5].

Учитывая, что в курсе «Детали машин» студенты изучают основы расчета зубчатых передач, рекомендуется допустимые контактные напряжения  $[\sigma_H]$  и напряжения изгиба  $[\sigma_F]$  определять по формулам [5]:

$$[\sigma_H] = \frac{\sigma_{Hlim}}{S_H} Z_N; \quad (13)$$

$$[\sigma_F] = \frac{\sigma_{Flim}}{S_F} Y_N Y_A. \quad (14)$$

Предел контактной выносливости  $\sigma_{Hlim}$  и предел выносливости при изгибе  $\sigma_{Flim}$ , а также коэффициенты безопасности  $S_H$  и  $S_F$  принимают на основании рекомендаций [1–5].

Коэффициенты долговечности  $Z_N$  и  $Y_N$ , учитывающие ресурс работы передачи и режим нагрузки, определяют по формулам:

$$Z_N = \sqrt[6]{\frac{N_{Hlim}}{N_{HE}}} \geq 1, \text{ но } \leq Z_{Nmax}; \quad (15)$$

$$Y_N = \sqrt[6]{\frac{N_{Flim}}{N_{FE}}} \geq 1, \text{ но } \leq Y_{Nmax}, \quad (16)$$

здесь  $N_{Hlim} = 30(H_{HВПОВ})^{2,4} \leq 120 \cdot 10^6$ ;  $N_{Flim} = 4 \cdot 10^6$ .

Коэффициент  $Y_A < 1$  и принимается только для реверсивных передач.

Для повышения интереса студента к изучаемой дисциплине и развития у них исследовательских навыков рекомендуется при курсовом проектировании деталей машин расчет зубчатых передач проводить не только по классической схеме, когда заданы нагрузка и схема передачи и студент выполняет проектный и проверочный расчеты этой передачи, но ставит и другие цели и задачи. К таким задачам можно отнести следующее:

1. Для зубчатой передачи определенных размеров, принятых на основании компоновки узла, требуется подобрать термическую или химико-термическую обработку и материал зубчатых колес.

Для решения данной задачи, зная передаваемую нагрузку, например, вращающий момент на колесе 2 по методике, изложенной в работе [5], следует определить расчетные контактные напряжения  $\sigma_H$  в полюсе зацепления зубчатой передачи. Приравняв  $\sigma_H = [\sigma_H]$  и рассчитав по формуле (15) коэффициент долговечности  $Z_N$ , определяют  $\sigma_{Hlim}$ :

$$\sigma_{Hlim} = \frac{\sigma_H S_H}{Z_N}$$

Полученное число дает основание по одному из эмпирических соотношений (см. работу [5]) подобрать соответствующий вид термообработки и материал.

2. Для зубчатой передачи с определенными геометрическими параметрами и заданной нагрузкой определить срок службы (ресурс работы)  $L_h$ .

При известном вращающем моменте  $T_2$  на колесе 2 определяют расчетные контактные напряжения  $\sigma_H$ , а затем коэффициент долговечности  $Z_N$ :

$$Z_N = \frac{\sigma_H S_H}{\sigma_{Hlim}}$$

Из формулы (15) эквивалентное число циклов нагружения  $N_{HE}$ :

$$N_{HE} = \frac{N_{Hlim}}{Z_N^6}$$

или

$$N_{HE} = \frac{N_{Hlim}}{(\sigma_H S_H / \sigma_{Hlim})^6}$$

С учетом формулы (11) окончательно срок службы передачи  $L_h$  (ч):

$$L_h = \frac{N_{Hlim}}{60 \sigma_{\mu_H} (\sigma_H S_H / \sigma_{Hlim})^6}$$

3. Для передачи с известными параметрами определить передаваемую мощность.

Зная геометрические размеры зубчатых колес, передаточное число и вид термообработки, определяют допускаемые контактные напряжения  $[\sigma_H]$ . Затем из равенства  $\sigma_H = [\sigma_H]$ , определяют вращающий момент на колесе  $T_2$  данной передачи. Тогда возможное значение передаваемой колесом мощности  $P_2$  (кВт):

$$P_2 = \frac{T_2 n_2}{9550}$$

где  $T_2$  – в Н.м;  $n_2$  – в мин<sup>-1</sup>.

Если определяющей является сопротивление усталости при изгибе, то аналогичные выкладки можно получить, приравняв  $\sigma_F = [\sigma_F]$  и принять во внимание коэффициент долговечности  $Y_N$ .

**Заключение.** Рассмотрены особенности проектирования зубчатых передач при постоянном и переменном режимах нагрузки. Предложен ряд направлений научно-исследовательской работы студентов при расчете зубчатых передач в процессе курсового проектирования деталей машин.

#### СПИСОК ЦИТИРОВАННЫХ ИСТОЧНИКОВ

1. Иванов, М.Н. Детали машин: учебник для вузов / Под ред. В.А. Финогенова. – 6-е изд. – М.: Высш. шк., 1998. – 383 с.
2. Детали машин: учебник для вузов / Л.А. Андриенко, Б.А. Байков, М.Н. Захаров [и др.]; под ред. О.А. Ряховского. – 4-е изд. – М.: Изд-во МГТУ им. Н.Э.Баумана, 2014. – 465 с.
3. Леликов, О.П. Основы расчета и проектирования деталей и узлов машин: конспект лекций по курсу «Детали машин». – 3-е изд. – М.: Машиностроение, 2007. – 464 с.
4. Балдин, В.А. Детали машин и основы конструирования: Передачи: учеб. пособие / В.А. Балдин, В.В. Галевко. – М.: ИКЦ «Академкнига», 2006. – 332 с.
5. Санюкевич, Ф.М. Детали машин: методическое пособие. – Брест: БрГТУ, 2008. – 120 с.

Материал поступил в редакцию 04.01.2017

#### SANYUKEVICH F.M., MONTIK S.V. Course design of tooth gears

The article describes the designing technique of tooth gears under permanent and varying load conditions. It also supplies a number of tasks that can be used for student' research work in course design of machine parts.

УДК 539.21

Влашевич В.В., Остриков О.М.

### МЕТОД ЧИСЛЕННО-АНАЛИТИЧЕСКОГО РАСЧЕТА ПОЛЕЙ НАПРЯЖЕНИЙ В СИСТЕМЕ «МЕХАНИЧЕСКИЙ КЛИНОВИДНЫЙ НАНОДВОЙНИК – ТРЕЩИНА» ПРИ ПОПЕРЕЧНОМ СДВИГЕ

**Введение.** Проблемы прочности и разрушения твердых тел в настоящее время представляется важной задачей, и интерес к этим проблемам не ослабевает ввиду огромного прикладного значения [1]. Под разрушением понимается мезоскопическое нарушение сплошности тела в результате воздействия на него деформирующих нагрузок. Одной из наиболее важных проблем является дислокационное формирование микротрещины, способной в определенных условиях приводить к разрушению целостности металла [2].

Таким образом, большой интерес вызывает оценка прочности, а так же анализ напряженно-деформированного состояния в системе «скольжение – поврежденность». Поэтому представляет интерес

моделирование условий, при которых реализуется зарождение трещины вблизи механического клиновидного нанодвойника.

Целью данной работы является методика расчета полей напряжений в системе «механический клиновидный нанодвойник – трещина».

**Постановка задачи.** Рассмотрим схематическое изображение механического остаточного клиновидного нанодвойника (рис. 1), который находится вблизи трещины вдали от поверхности кристалла. Параметры  $d_i$  и  $h_i$  отвечают за расстояние между двойниющими

Влашевич Владислав Владимирович, аспирант Гомельского государственного технического университета имени П.О. Сухого.

Остриков Олег Михайлович, к.физ.-мат.н., доцент, зав. кафедрой «Инженерная графика» Гомельского государственного технического университета имени П.О. Сухого.

Беларусь, ГГТУ, 246746, г. Гомель, пр. Октября, 48.