

Машиностроение

УДК 621.787:539.319

ВЛИЯНИЕ ТЕХНОЛОГИИ ИЗГОТОВЛЕНИЯ НА ОСТАТОЧНЫЕ НАПРЯЖЕНИЯ И СОПРОТИВЛЕНИЕ УСТАЛОСТИ ШЛИЦЕВЫХ ДЕТАЛЕЙ

В.С. Вакулюк

Самарский государственный аэрокосмический университет им. академика С.П. Королёва
443086, г. Самара, Московское ш., 34
E-mail: sopromat@ssau.ru

Изучено влияние цементации, обработки микрошариками и серебрения на распределение остаточных напряжений и сопротивление многоциклового усталости шлицевых деталей из стали 12Х2Н4А и 30ХГСА. Установлено, что цементация и обработка микрошариками существенно увеличивают предел выносливости при кручении шлицевых деталей.

Ключевые слова: шлицевые детали, цементация, обработка микрошариками, серебрение, предел выносливости, остаточные напряжения.

Изучалось влияние технологии изготовления полых шлицевых деталей (рис. 1) из сталей 12Х2Н4А и 30ХГСА на остаточные напряжения и сопротивление многоциклового усталости. Все детали изготавливались по стандартной технологии, принятой в авиационном двигателестроении. Шлицы имели эвольвентный профиль, получивший наибольшее распространение ввиду высокой надежности и технологичности, и изготавливались фрезерованием методом обкатки на зубофрезерном станке.

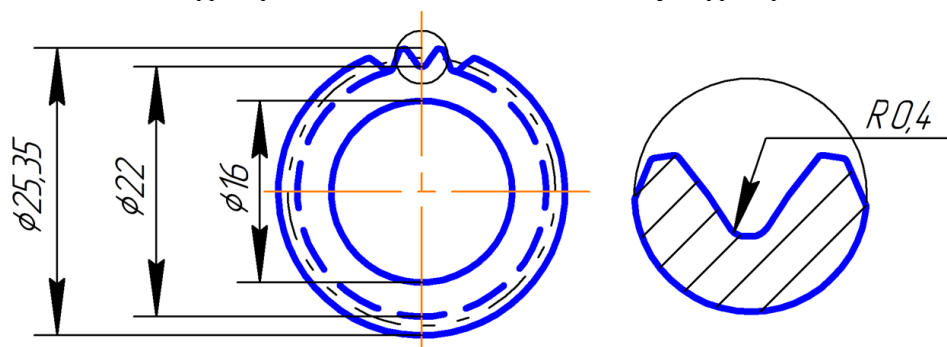


Рис. 1. Размеры шлицевой детали

Часть шлицевых деталей исследовалась непосредственно после фрезерования (исходное состояние), другая часть подвергалась химико-термической обработке по

Владимир Степанович Вакулюк (к.т.н.), доцент кафедры «Сопротивление материалов».

режимам, представленным в табл. 1, а также обработке микрошариками. Исследовались четыре партии шлицевых деталей из стали 12Х2Н4А и две – из стали 30ХГСА по вариантам технологии изготовления, приведенным в табл. 2.

Таблица 1

Режимы химико-термической обработки

Цементация		Закалка в соляной ванне		Низкий отпуск			Твердость поверхности, HRC	Твердость сердцевины, HRC	Толщина цементован- ного слоя, мм
T, °C	час	T, °C	час	охл.	T, °C	час			
900	5,5	790	13,5	масло	150	2	59 – 61	31 – 41	0,3 – 0,4

Таблица 2

Варианты технологии изготовления шлицевых деталей

Материал	№ партии	Вариант технологии изготовления
12Х2Н4А	1	Фрезерование (исходное состояние)
	2	Фрезерование + цементация
	3	Фрезерование + цементация + серебрение
	4	Фрезерование + цементация + обработка микрошариками
30ХГСА	1	Фрезерование (исходное состояние)
	2	Фрезерование + цементация

Меридиональные σ_φ остаточные напряжения во впадинах шлиц как до испытаний на усталость шлицевых деталей, так и после них определялись по методике, изложенной в работе [1]. Следует отметить, что после испытаний на усталость при напряжениях, близких к пределу выносливости, остаточные напряжения в деталях в исходном состоянии полностью снимались, а после химико-термической обработки практически не изменялись. Наблюдалось заметное рассеяние остаточных напряжений в пределах каждой партии деталей, причем наибольшее рассеяние напряжений имело место в деталях после фрезерования, то есть без химико-термической обработки.

В связи с рассеянием остаточных напряжений в каждой партии исследовалось по 28 – 30 деталей. На рис. 2 по толщине поверхностного слоя a представлены средние для каждой партии эпюры меридиональных σ_φ остаточных напряжений, полученные в результате статистической обработки [2]. Проверка результатов определения остаточных напряжений по критериям асимметрии и эксцесса показала, что рассеяние остаточных напряжений соответствует закону нормального распределения.

Из данных рис. 2 и табл. 3 видно, что цементация приводит к созданию в поверхностном слое впадин шлицевых деталей сжимающих остаточных напряжений на поверхности $\sigma_\varphi^{нов}$ до -1450 МПа, а дополнительная (последующая) обработка микрошариками увеличивает эти напряжения до -1510 МПа. Покрытие цементованных шлицевых деталей электролитическим способом серебром при толщине слоя 3 – 6 мкм практически не изменяет остаточных напряжений на поверхности шлиц. Обработка микрошариками повышает сжимающие остаточные напряжения не только на поверхности, но и по толщине поверхностного слоя. Распределение остаточных

напряжений в цементованных шлицевых деталях из сталей 12Х2Н4А и 30ХГСА различается незначительно, так как механические характеристики этих сталей близки.

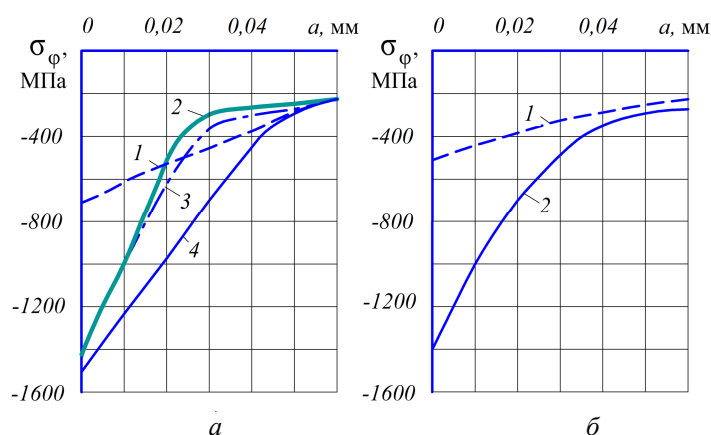


Рис. 2. Меридиональные σ_ϕ остаточные напряжения в шлицевых деталях из сталей 12Х2Н4А (а) и 30ХГСА (б); номера эюр соответствуют номерам партий деталей табл. 2

Выявление и исключение грубых ошибок проводилось проверкой однородности результатов по квантилю максимального относительного отклонения. Значения меридиональных $\sigma_\phi^{нов}$ остаточных напряжений на поверхности впадин шлиц приведены в табл. 3.

Таблица 3

Результаты определения остаточных напряжений и испытаний на усталость

Материал	Номер партии	$\sigma_\phi^{нов}$, МПа	τ_{-1} , МПа	$S_{\tau_{-1}}$, МПа	$\bar{\sigma}_{ост}$, МПа	$\bar{\psi}_\tau$
12Х2Н4А	1	-740	231	3,2	—	—
	2	-1450	385	6,4	-579	0,266
	3	-1440	369	6,4	-632	0,218
	4	-1510	392	6,1	-802	0,201
30ХГСА	1	-520	213	5,6	—	—
	2	-1390	384	13,4	-684	0,253

Следует обратить внимание на значительную величину сжимающих остаточных напряжений $\sigma_\phi^{нов}$, действующих на поверхности шлиц. Эти напряжения превышают не только предел текучести, но и предел прочности материала. В работе [3] показано, что наибольшая величина сжимающих остаточных напряжений в поверхностно упрочненных образцах и деталях может достигать сопротивления разрыву S_k и даже превышать его, но не более чем на 15 %. Этот предел в настоящем исследовании не достигнут.

Испытания на усталость при кручении в случае симметричного цикла шлицевых деталей проводились в соответствии с ГОСТ 25.502-79 на машине РК-92, база испытаний – $3 \cdot 10^6$ циклов нагружения. Партии шлицевых деталей для испытаний на усталость изготавливались одновременно с деталями для определения остаточных напряжений по вариантам технологии, приведенным в табл. 2. Как правило, в партии для испытаний на усталость было 13 – 15 деталей.

Испытания на усталость проводились по методу «лестницы» [4]. В соответствии с этим методом перед проведением испытаний основной партии деталей определялся приближенно предел выносливости по двум-трем деталям, а затем проводились испытания на усталость всей партии. Средние значения предела выносливости при кручении τ_{-1} , а также среднеквадратические отклонения $S_{\tau_{-1}}$ определялись по методике работы [4] и приведены в табл. 3.

Из данных табл. 3 можно видеть, что цементация шлицевых деталей приводит к существенному повышению сопротивления многоциклового усталости. Серебрение цементованных деталей несколько снижает, а обработка микрошариками повышает предел выносливости. Во всех случаях шлицевым деталям с большими сжимающими остаточными напряжениями соответствуют большие значения пределов выносливости. Следует отметить, что во всех партиях деталей усталостная трещина зарождалась в неконтактирующей части шлиц у дна впадин и развивалась вдоль оси деталей, не изменяя направления, то есть по тем площадкам, на которых действуют окружные σ_φ остаточные напряжения. Это обстоятельство указывает на то, что разрушение деталей носило усталостный характер.

Оценка влияния остаточных напряжений на приращение предела выносливости $\Delta\tau_{-1}$ шлицевых деталей проводилась по критерию среднеинтегральных остаточных напряжений $\bar{\sigma}_{ост}$ [5, 6]

$$\Delta\tau_{-1} = \bar{\psi}_\tau \cdot |\bar{\sigma}_{ост}|, \quad (1)$$

где $\bar{\psi}_\tau$ – коэффициент влияния остаточных напряжений на предел выносливости при кручении по разрушению;

$$\bar{\sigma}_{ост} = \frac{2}{\pi} \int_0^1 \frac{\sigma_\varphi(\xi)}{\sqrt{1-\xi^2}} d\xi; \quad (2)$$

$\sigma_\varphi(\xi)$ – меридиональные остаточные напряжения в опасном сечении детали по толщине поверхностного слоя a ; $\xi = a/t_{кр}$ – расстояние от поверхности образца до текущего слоя, выраженное в долях $t_{кр}$; $t_{кр}$ – критическая глубина нераспространяющейся трещины усталости, возникающей при работе детали на пределе выносливости.

Среднеинтегральные остаточные напряжения $\bar{\sigma}_{ост}$ в соответствии с формулой (2) вычислялись по толщине поверхностного слоя, равной 0,035 мм. По данным работы [6], именно такая критическая глубина нераспространяющейся трещины усталости соответствует размеру поперечного сечения зуба шлица, где происходило разрушение. Значения $\bar{\sigma}_{ост}$ приведены в табл. 3. Коэффициент $\bar{\psi}_\tau$ влияния остаточных напряжений на предел выносливости при кручении определялся по формуле (1), его значения представлены также в табл. 3. Анализ приведенных в табл. 3 данных показывает, что величина коэффициента $\bar{\psi}_\tau$ составляет в среднем 0,234.

Известно [7, 8], что при оценке влияния упрочнения по критерию среднеинтегральных остаточных напряжений на предел выносливости при кручении коэффициент $\bar{\psi}_\tau$ в два раза меньше соответствующего коэффициента $\bar{\psi}_\sigma$ при изгибе. На ос-

новании обработки большого количества экспериментальных данных в работе [9] для коэффициента $\overline{\psi}_\sigma$ была получена следующая зависимость:

$$\overline{\psi}_\sigma = 0,612 - 0,081 \alpha_\sigma, \quad (3)$$

где $\alpha_\sigma = 1,54$ – теоретический коэффициент концентрации напряжений, который был рассчитан методом конечных элементов для шлицевых деталей с размерами, приведенными на рис. 1.

Коэффициент $\overline{\psi}_\sigma$, вычисленный по формуле (3) при $\alpha_\sigma = 1,54$, составляет значение 0,488, поэтому коэффициент $\overline{\psi}_\tau = \overline{\psi}_\sigma / 2 = 0,244$. Следовательно, полученное в настоящем исследовании среднее значение коэффициента $\overline{\psi}_\tau = 0,234$ незначительно отличается от вычисленной с помощью зависимости (3) величины коэффициента $\overline{\psi}_\tau$.

Выводы

1. Остаточные напряжения в поверхностном слое впадин шлицевых деталей после изученных вариантов технологии изготовления имеют существенное рассеяние, что свидетельствует о наличии резерва прочности и надежности шлицевых соединений, который следует реализовать путем стабилизации остаточных напряжений.

2. Во всех рассмотренных случаях с увеличением сжимающих остаточных напряжений в поверхностном слое впадин шлиц наблюдается повышение сопротивления шлицевых деталей усталости, что позволяет рекомендовать использование результатов определения остаточных напряжений вместо проведения длительных и дорогостоящих испытаний на усталость при разработке технологии изготовления шлицевых деталей.

3. Оценка влияния на сопротивление многоцикловой усталости технологии изготовления шлицевых деталей по критерию среднеинтегральных остаточных напряжений показала, что прогнозирование предела выносливости таких деталей представляется возможным с учетом распределения остаточных напряжений по толщине поверхностного слоя впадин шлиц, равной критической глубине нераспространяющейся трещины усталости в опасном сечении.

БИБЛИОГРАФИЧЕСКИЙ СПИСОК

1. *Иванов С.И., Шатунов М.П., Вакулюк В.С.* Определение остаточных напряжений в шлицевых деталях // Получение деталей авиационной техники методами деформации металлов. – Куйбышев: КуАИ, 1981. – С. 143-148.
2. *Пустыльник Е.И.* Статистические методы анализа и обработки наблюдений. – М.: Наука, 1968. – 341 с.
3. *Радченко В.П., Павлов В.Ф.* Наибольшая величина сжимающих остаточных напряжений при поверхностном упрочнении деталей // Прочность материалов и элементов конструкций: Труды международной научно-технической конференции. – ИПП им. Г.С. Писаренко НАН Украины, 2011. – С. 354-357.
4. *Школьник Л.М.* Методика усталостных испытаний. – М.: Металлургия, 1978. – 304 с.
5. *Павлов В.Ф.* О связи остаточных напряжений и предела выносливости при изгибе в условиях концентрации напряжений // Известия вузов. Машиностроение. – 1986. – № 8. – С. 29-32.
6. *Павлов В.Ф., Кирпичёв В.А., Вакулюк В.С.* Прогнозирование сопротивления усталости поверхностно упрочненных деталей по остаточным напряжениям. – Самара: Изд. СНЦ РАН, 2012. – 125 с.
7. *Иванов С.И., Павлов В.Ф., Прохоров А.А.* Влияние остаточных напряжений на сопротивление усталости при кручении в условиях концентрации напряжений // Проблемы прочности. – 1988. – № 5. – С. 31-33.
8. *Павлов В.Ф., Прохоров А.А.* Связь остаточных напряжений и предела выносливости при кручении в

- условиях концентрации напряжений // Проблемы прочности. – 1991. – № 5. – С. 43-46.
9. Кирпичёв В.А., Филатов А.П., Чирков А.В. Прогнозирование предела выносливости поверхностно упрочненных деталей при различной степени концентрации напряжений // Вестник УГАТУ. – 2011. – Т. 15, № 4 (44). – С. 81-85.

Статья поступила в редакцию 20 марта 2013 г.

THE INFLUENCE OF MANUFACTURE TECHNOLOGIE ON RESIDUAL STRESSES AND FATIGUE RESISTANCE OF SPLINED PARTS

V.S. Vakuljuk

S.P. Korolyov Samara State Aerospace University
34, Moskovskoe shosse, Samara, 443086

The paper examines cementation, microballs processing and silvering influence on residual stresses distribution and fatigue resistance of splined parts made of 12X2H4A and 30XГСА steels. It's been determined that cementation and microballs processing dramatically increase the endurance limit of splined parts under torsion.

Keywords: *splined parts, cementation, microballs processing, endurance limit, residual stresses.*

Vladimir S. Vakuljuk (Ph.D. (Techn.)), Associate Professor.

ИССЛЕДОВАНИЕ ПОВРЕЖДАЕМОСТИ ПОВЕРХНОСТЕЙ ТРЕНИЯ, ОЦЕНКА КИНЕТИЧЕСКИХ ХАРАКТЕРИСТИК ИХ СОСТОЯНИЯ И ПРОГНОЗИРОВАНИЕ ИЗНОСОСТОЙКОСТИ

Д.Г. Громаковский

Самарский государственный технический университет
443100, г. Самара, ул. Молодогвардейская, 244

Приведены результаты разработки и идентификации физической и расчетной моделей изнашивания, которые основаны на кинетическом термофлуктуационном подходе к оценке механизма накопления повреждаемости и разрушения поверхностного слоя деталей, деформируемых трением. Для проведения расчетов показан разработанный способ склерометрической оценки энергетических характеристик материала, а также возможности этого способа прогнозировать износостойкость по эмпирическим результатам склерометрических испытаний.

Ключевые слова: изнашивание, трение, контактная деформация, повреждаемость, усталостный механизм разрушения, энергия активации, структурно-чувствительный коэффициент, ресурс долговечности.

Представленная статья посвящена совершенствованию разрабатываемых физических и расчетных моделей изнашивания [1, 2, 3 и др.] и обоснованию учитываемых факторов, обеспечивающих ее приемлемую идентификацию.

В разрабатываемой концепции и модели усталостного изнашивания поверхностей, деформируемых трением, отражены два фундаментальных обстоятельства.

Первое из них учитывает устойчивый периодический характер отделения материала на локализованных площадках трущихся поверхностей, а второе – связь времени до разрушения этих объемов с уровнем накопленных микроповреждений (рис. 1).

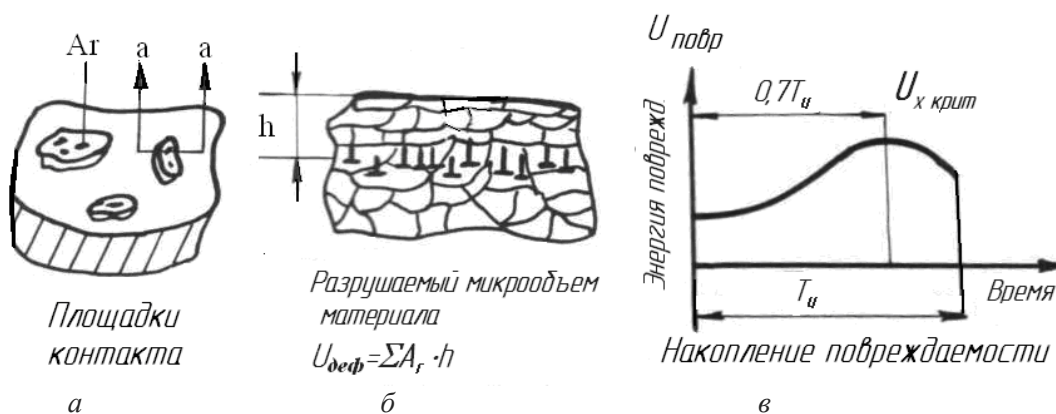


Рис. 1. Модель изнашивания: $V_{\text{деф}}$ – объем материала, отделяемого от микроплощадки контакта. Отделение происходит при энергии повреждаемости $U_{\text{повр max}}$: $A_{\text{г}}$ – площадь фактического контакта; h – толщина разрушаемых пленок оксидов

Работа выполнена при финансовой поддержке Правительства РФ (Минобрнауки) на основании Постановления Правительства РФ № 218 от 09.04.2010.

Дмитрий Григорьевич Громаковский (д.т.н., проф.), директор научного центра.

Периодический характер кривых изнашивания, установленный в работах автора, показан на рис. 2.

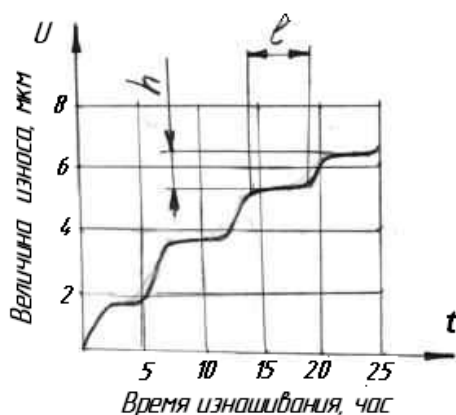


Рис. 2. Пример экспериментальной характеристики изнашивания чугуна СЧ21-40 при постоянных значениях скорости скольжения и нагрузки:

l – протяженность; h – высота ступени износа

Для оценки параметров «ступенчатого» износа использован методический прием, предложенный М.М. Хрущовым [4] и называемый методом лунок-свидетелей, при котором величину износа определяют по изменению глубины h или ширины B лунок, нанесенных на изнашиваемую поверхность (рис. 3), что характеризует износ в зафиксированной координате изнашиваемой поверхности.

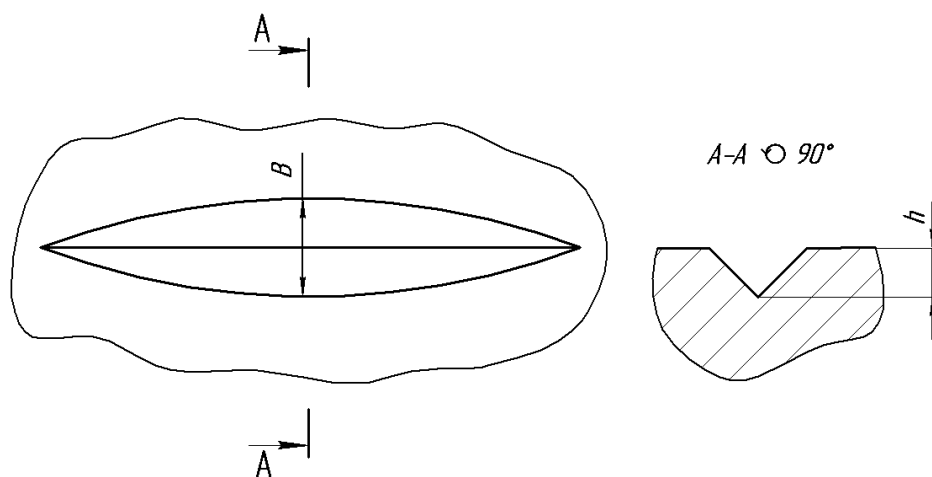


Рис. 3. Характеристики лунок-свидетелей

При разработке алгоритма оценки изнашивания учитывали опыт наиболее известных трибологов – С.Б. Ратнера, М.А. Бартенева, Ю.Н. Дроздова, М.М. Хрущова, А.Г. Ковшова, И.Д. Ибатуллина, Б.М. Силаева, Т.Ф. Куина, И. Усуи и др. [11...15].

Так, например, Т.Ф. Куин [5] для оценки коэффициента интенсивности окислительного износа K использовал экспоненциальную зависимость

$$K = \frac{dA \cdot \exp\left(-\frac{Q}{RT}\right)}{\xi^2 \rho^2 U}, \quad (1)$$

где A – константа Аррениуса; Q – энергия активации; R – газовая постоянная; T – температура; U – скорость скольжения; ρ – плотность оксида; ξ – расстояние.

В.В. Федоров [6] для изучения активизационных параметров усталостного разрушения также использовал экспериментальную зависимость для оценки долговечности под нагрузкой t_*

$$t_* = \tau_0 \exp\left[\frac{U'(\sigma, T)}{RT}\right], \quad (2)$$

где $U'(\sigma, T)$ – энергия разрушения, определяемая величиной действующих напряжений σ и температуры T ; τ_0 – постоянная времени ($\sim 10^{-12}$ сек); R – газовая постоянная.

С.Б. Ратнер [7] для описания интенсивности изнашивания полимеров и резин – I предложил уравнение в виде

$$I = \tau_0 \exp\left(-\frac{U_0 - f \cdot \gamma \cdot \sigma}{R \cdot \vartheta}\right), \quad (3)$$

где U_0 – энергия активации разрушения; σ – напряжение; γ – постоянная структуры; f – коэффициент трения; $R \cdot \vartheta$ – энергия теплового движения.

Кинетическая модель изнашивания при фреттинге А.Г. Ковшова [8] позволила оценивать скорость линейного износа при фреттинг-коррозии по уравнению

$$J = \frac{\varepsilon \cdot C_\mu \cdot b \cdot T \cdot \sigma_{экр} \cdot L}{\alpha \cdot h \cdot \sigma_\sigma^2 \cdot A_a \cdot d}, \quad (4)$$

где ε – предельное относительное удлинение; C_μ – атомная теплоемкость; $\sigma_{экр}$ – эквивалентная нагрузка; d – диаметр элементарного пятна контакта; h – постоянная Планка; L – проскальзывание на контакте; α – коэффициент теплового линейного расширения; σ_σ – предел прочности; A_a – номинальная площадь контакта; b – условие связи в контакте (для плоского контакта $b = 3$, для контакта шара $b = 1$).

При анализе времени до разрушения также рассмотрено уравнение долговечности t_p , предложенное И.Д. Ибатуллинским [9] и интерпретирующее структуру уравнения С.Н. Журкова, обоснованного для долговечности единичной связи при оценках для макроразмерного масштаба,

$$t_p = \tau_0 \cdot \exp\left(\frac{U_0 - V_m \cdot 10^6 \cdot \sigma \cdot \Delta\varepsilon - \Delta g}{RT}\right), c, \quad (5)$$

где V_m – молярный объем разрушения; $\Delta\varepsilon$ – критическое приращение деформации; Δg – вклад немеханической энергии среды.

Представленное в данной статье уравнение изнашивания исходит из кинетического подхода к оценке разрушения поверхностей, предложенного академиком РАН С.Н. Журковым.

В связи с этим в обосновании уравнения использован аппарат термофлуктуационного механизма разрушения, а представление времени существования единичной связи кристаллических решеток под нагрузкой τ рассматривается в подходе Аррениуса, Д. Дорна и др. авторов:

$$\tau = \tau_0 \cdot \exp\left(\frac{U_0 - \gamma \cdot \sigma}{k \cdot T}\right), \quad (6)$$

где τ_0 – постоянная времени; U_0 – энергия активации пластической деформации; γ – структурно-чувствительный коэффициент; σ – действующее напряжение; k – постоянная Больцмана.

В предложенной модели принято, что общее число связей λ , разрушающихся в каждом микрообъеме материала за один кинетический цикл, оценивается с помощью ряда принятых упрощений. Форма частиц износа принята сферической. Такую же форму имеет элементарный активационный объем V_a . Число разрушаемых связей определяется по количеству межузлий единичной кристаллической решетки N_p в локализованном микрообъеме материала V_d и среднестатистической частицы $V_{кр}$, а также отношению площади поверхности среднестатистической частицы износа $S_{V_{кр}}$ к $L_{му}$ – количеству межузлий на поверхности частицы в зависимости от типа кристаллической решетки материала:

$$\lambda = N_p \cdot \frac{V_d}{V_{кр}} \cdot \frac{S_{V_{кр}}}{L_{му}}. \quad (7)$$

Разрушение каждого локализованного микрообъема материала при изнашивании имеет групповой характер и протекает за время охарактеризованного выше кинетического цикла «упрочнение → разупрочнение → разрушение». При этом на первой стадии (рис. 1в) износ минимален, а накопление повреждений носит латентный характер. Длительность этой стадии – обычно около 0,7 времени цикла. На второй стадии наблюдается быстрый рост повреждаемости и отделение частиц износа.

После удаления продуктов износа начинается новый цикл накопления повреждаемости и разрушения на новой образовавшейся совокупности выступающих неровностей. Объем разрушаемого за 1 цикл материала V_d представляется выражением

$$V_d = \Delta A_r \cdot n_r \cdot h, \quad (8)$$

где ΔA_r и n_r – соответственно площадь единичного пятна фактического и число пятен фактического контакта.

Общее время, необходимое для разрушения микрообъема материала V_d , определяется на основе гипотезы линейного суммирования повреждаемости при уточнении количественной стороны по экспериментальным данным:

$$t_u = \tau \cdot \lambda, \text{ час}. \quad (9)$$

Средняя скорость изнашивания

$$J_v = V_d / t_u, \text{ м}^3 / \text{ час}. \quad (10)$$

С учетом требований размерности, соотношений характеристик релаксации повреждений Π_p исходной повреждаемости материала ξ , а также диссипативности контакта (коэффициент поглощения ψ) уравнение скорости изнашивания получено в виде (11), где λ – число разрушаемых связей:

$$J_v = \frac{\Delta A_r \cdot n_r \cdot h}{\Pi_p \cdot \xi \cdot \lambda \cdot \tau_0 \cdot \exp\left(\frac{U_0 - \psi \cdot \gamma \cdot \sigma}{R \cdot T}\right)}, \text{ мкм} / \text{ час}. \quad (11)$$

Наряду с расчетным способом оценки ресурсных характеристик (11) была разработана дополнительная методика экспериментального прогнозирования остаточного ресурса на базе склерометрических испытаний.

В этой методике вначале, при усталостных испытаниях, разрушают стандартный образец исследуемого материала и методом склерометрии оценивают критиче-

ский уровень накопления повреждаемости материалов $U_{e \text{ пред}}$ вблизи очага (трещины), а полученное значение энергии повреждаемости $U_{e \text{ пред}}$ наносят на график (рис. 4).

Затем на контролируемой детали (образце) через заданные интервалы времени наработки производят повторные склерометрирования. Их результаты образуют диагностический график (см. рис. 4). После ряда испытаний линию $U_e(t)$ экстраполируют до пересечения с линией $U_{e \text{ пред}}$. Пересечение этих линий отсекает на графике время истощения ресурса $t_{\text{остат}}$.

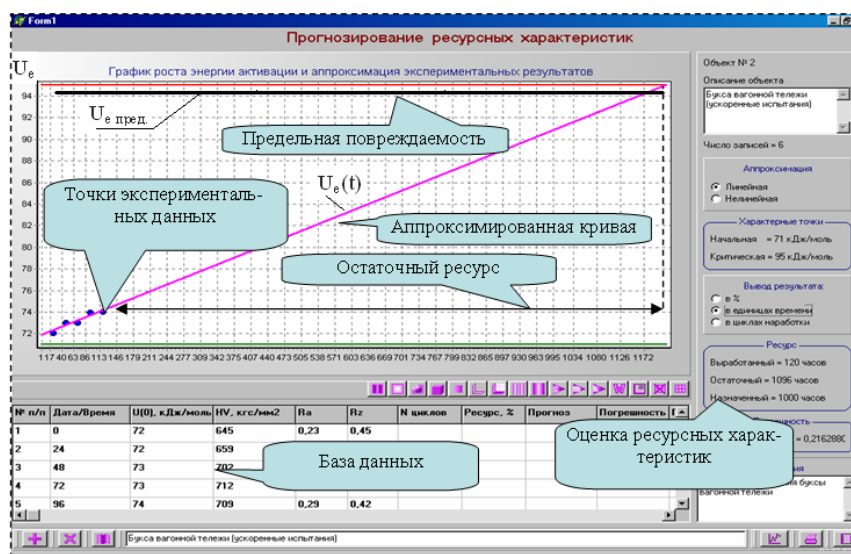


Рис. 4. Программная реализация методики оценки остаточного ресурса материалов деталей машин

В итоге проведенной идентификации процесса изнашивания усталостного типа и оценки значимости параметров повреждаемости и разрушения получена базовая модель усталостного износа.

В модели отражен механизм деформации встречающихся при трении микронеровностей, образования и накопления повреждаемости в пределах т. н. контурных пятен контакта и их группового разрушения, фиксируемого в виде «ступеней» на кривых износа.

Указанный механизм представлен параметрами кинетической термофлуктуационной концепции прочности, а для оценки этих параметров (U_0 – энергии активации классической деформации и γ – структурно-чувствительного коэффициента) использован склерометрический способ испытаний.

БИБЛИОГРАФИЧЕСКИЙ СПИСОК

1. Громаковский Д.Г., Силаев Б.М., Логвинов Л.Н. Проблемы разработки термофлуктуационных моделей изнашивания поверхностей // Трение и смазка в машинах и механизмах. – 2009. – № 6. – М., Машиностроение. – С. 45-48.
2. Громаковский Д.Г. Система понятий и структура моделей изнашивания // Трение и износ. – 1977. – Т. 18. – № 1. – С. 53-62.
3. Громаковский Д.Г. Концептуальный подход в задачах обеспечения высокой износостойкости поверхностей узлов трения // Трение и смазка в машинах и механизмах. – 2008. – № 3. – М., Машиностроение. – С. 33-37. – ISSN 1819-2092.

4. Хрущов М.М. Трение, износ и микротвердость материалов. Избранные работы. – М.: Красанд, 2012. – 512 с.
5. Quinn T.F.J. Oxidational Wear Modeelling: Part III-The Effects of Speed and Elevated Temperatures. Abstracts of Papers of The World Tribology Congress Bookcraft Limited, Bath UK. 1997, 561 p.
6. Федоров В.В. Термодинамические аспекты прочности и разрушения твердых тел. – Ташкент: ФАН, 1979. – 186 с.
7. Ратнер С.Б. Истирание полимеров как кинетический термоактивационный процесс. – М.: ДАН СССР, 1966. – Т. 166. – № 4. – С. 909-912.
8. Ковинов А.Г. Разработка трибохимических методов расчета и повышения фреттингостойкости деталей турбокомпрессоров и сплавов титана ВТ9 и ВТ3-1: Дисс. канд. техн. наук. – Киев: Институт гражданской авиации, 1988. – 200 с.
9. Ибатуллин И.Д. Кинетика усталостной повреждаемости и разрушения поверхностных слоев: Монография / И.Д. Ибатуллин. – Самара: СамГТУ, 2008. – 387 с.: ил.
10. Журков С.Н. К вопросу о физической основе прочности // Физика твердого тела. – 1980. – Т. 22. – Вып. 11. – С. 3344- 3349.
11. Крагельский И.В., Добычин М.Н., Комбалов В.С. Основы расчетов на трение и износ. – М.: Машиностроение, 1977. – 526 с.
12. Рыбакова Л.М., Куксенова Л.И. Структура и износостойкость металла. – М.: Машиностроение, 1982. – 212 с.
13. Дроздов Ю.Н., Юдин Е.Г., Белов А.И. Прикладная трибология. – М.: Эко-Пресс, 2010. – 609 с.
14. Машков Ю.К. Трибология конструкционных материалов. – Омск: Изд. ОмГТУ, 1996. – 304 с.
15. Регель В.Р., Слуцкер А.И., Томашевский Э.И. Кинетическая природа прочности твердых тел. – М.: Наука, 1974. – 560 с.
16. Силаев Б.М. Трибология деталей машин в маловязких средах. – Самара: Изд. Самарского аэрокосмического университета, 2008. – 264 с.

Статья поступила в редакцию 11 ноября 2012 г.

THE ANALYSIS OF DAMAGEABILITY OF FRICTION SURFACES, ESTIMATION OF KINETIC CHARACTERISTICS OF THEIR STATUS AND WEAR RESISTANCE PREDICTION

D.G. Gromakovsky

Samara State Technical University
244, Molodogvardeyskaya st., Samara, 443100

The paper gives the results of development and identification of physical and design models of the outwearing, based on kinetic thermo fluctuation approach to estimation of the mechanism of damageability accumulation and corruption of the details outer zone deformed by friction. There has been demonstrated a new method of a sclerometric estimation of energetic characteristics of a material, as well as the possibility of this method to predict wear resistance based on empirical results of sclerometric tests.

Keywords: *outwearing, friction, contact deformation, damageability, fatigue mechanism of corrupting, activation energy, structural and sensitive coefficient, longevity resource*

ФОРМИРОВАНИЕ ПОГРЕШНОСТИ ИНСТРУМЕНТАЛЬНОЙ ОПРАВКИ ПРИ АВТОМАТИЧЕСКОЙ СМЕНЕ ИНСТРУМЕНТА

А.Ф. Денисенко, О.Ю. Казакова

Самарский государственный технический университет
443100, г. Самара, ул. Молодогвардейская, 244
E-mail: ask@samgtu.ru

Рассмотрены вопросы формирования погрешности инструментальной оправки при автоматической смене инструмента, влияющей на точность обработки.

Ключевые слова: *инструмент, станок, точность обработки, погрешность, смена инструмента, базирование, закрепление.*

На точность механической обработки наряду с погрешностями станка, установки заготовок, упругими силовыми и температурными деформациями технологической системы влияют погрешности установки инструмента. Особое значение эта составляющая приобретает при использовании системы автоматической смены инструмента, предусматривающей многократное использование инструмента. В этом случае погрешности установки будут определяться условиями сопряжения конических поверхностей шпинделя и оправки, которые во многом связаны с отклонениями указанных конических поверхностей от идеальных. И если погрешности конической поверхности шпинделя, проявляющиеся в одинаковой мере для всех используемых инструментов, могут быть предварительно оценены экспериментально, учтены и компенсированы при обработке с использованием возможностей современных систем ЧПУ, то учесть погрешности конусов оправок применительно к значительному числу инструментов не представляется возможным.

Проблемой является также и то, что погрешности конусов оправок не остаются неизменными, формируемыми при их изготовлении. В процессе их многократного использования вследствие неточностей механизмов смены инструмента и действующих при этом динамических процессов существенно проявляются износные явления, определенным образом влияющие на макрогеометрию конического соединения [1; 2].

Основными погрешностями изготовления конической части оправки и конической внутренней поверхности шпинделя являются отклонения от прямолинейности образующей конуса в виде выпуклости и вогнутости (рис. 1), а в поперечном сечении – отклонение от круглости (рис. 2), отклонения угла конуса (рис. 3).

Указанные погрешности, дополняемые изменениями формы при эксплуатации, могут достигать значительных величин.

Так, например, измерения отклонений от круглости в поперечном сечении в шести точках конической оправки, многократно используемой на координатно-расточном станке, показали, что максимальная величина отклонения реальной поверхности от идеальной в области меньшего диаметра составила 122 мкм, а в области большего диаметра – 78 мкм.

Александр Федорович Денисенко (д.т.н., проф.), заведующий кафедрой «Автомобили и станочные комплексы».

Ольга Юрьевна Казакова, старший преподаватель кафедры «Автомобили и станочные комплексы».

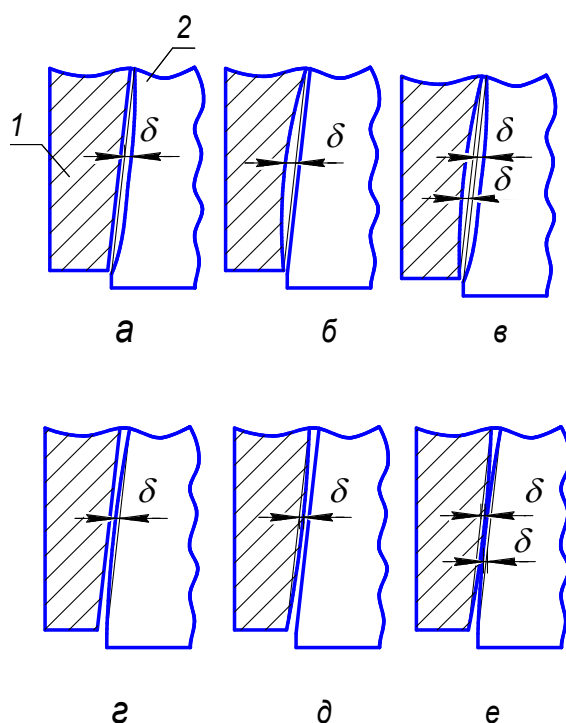


Рис. 1. Схемы отклонений от прямолинейности в продольном сечении вдоль образующей конуса:

a (*г*) – вогнутость (выпуклость) конической части оправки; *б* (*д*) – вогнутость (выпуклость) конической части шпинделя; *в* (*е*) – вогнутость (выпуклость) конической части оправки и шпинделя;
 δ – отклонение от прямолинейности вдоль образующей конуса оправки и шпинделя;
 1 – шпиндель; 2 – оправка

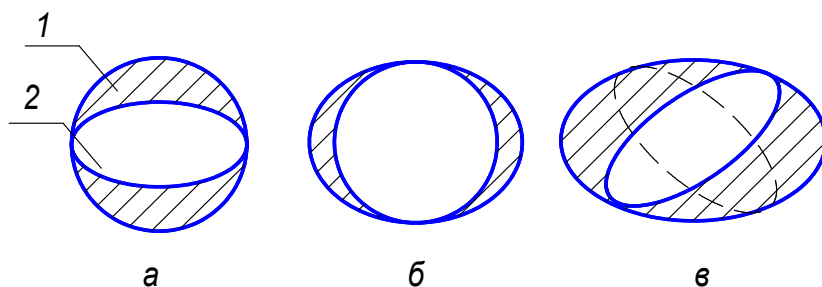


Рис. 2. Схемы отклонений в поперечном сечении:

a – овальность оправки; *б* – овальность конуса шпинделя; *в* – комбинация овальностей конусов;
 1 – шпиндель; 2 – оправка

Данные отклонения могут возникнуть по ряду причин: биение при изготовлении оправки, закрепленной в патроне станка (при изготовлении на токарном станке), износ салазок станка, погрешности закрепления инструмента при изготовлении конической части шпинделя и т. д.

Кроме указанных погрешностей при образовании конической поверхности оправки и шпинделя в процессе изготовления возможны отклонения от номинальных значений угла конуса и соответственно диаметров D или d (рис. 3, где D и d – соответственно больший и меньший диаметры конуса).

Отклонением угла конуса $\Delta\alpha$ в плоскости, проходящей через ось, называют разность между значениями действительного и номинального углов конуса. В зависимости от базового диаметра (D или d) отклонение $\Delta\alpha$ может занимать положения, показанные на рис. 3, *a* и *б*. При появлении отклонений с разными знаками («+» или «-») действительный угол конуса может быть меньше номинального или больше его на величину $2\Delta\alpha$.

Отклонения угла, диаметров и формы конуса в совокупности называют отклонением боковой поверхности конуса. Чем меньше значения отклонений от геометрической формы конуса, тем выше качество изготовленных конусов конического соединения.

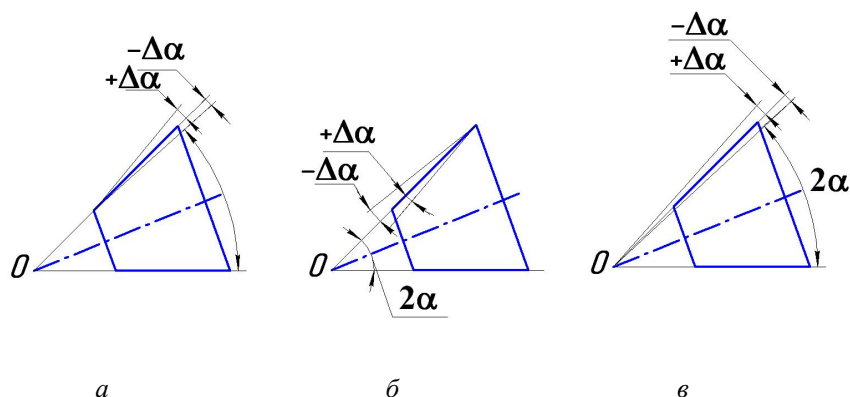


Рис. 3. Отклонения угла конуса:

a – учитываемые от малого диаметра d ; *б* – учитываемые от большого диаметра D ; *в* – учитываемые от вершины конуса O

Погрешности эксплуатации на конусах оправок, обусловленные износом при неточном угловом первоначальном базировании, могут проявиться в скруглении верхней части образующей конуса (рис. 4, *a*) или нарушении прямолинейности в виде вогнутости (рис. 4, *б*). Эксцентриситет при первоначальном базировании (рис. 4, *в*) приводит к появлению отклонений от круглости в поперечных сечениях.

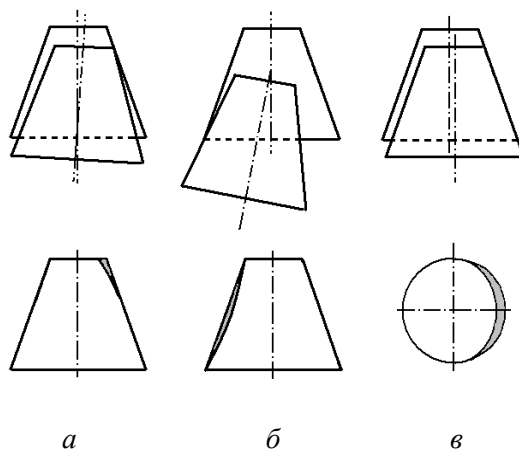


Рис. 4. Образование погрешностей эксплуатации

Влияние погрешности формы инструментальной оправки на точность обработки осуществляется по двум направлениям. Во-первых, имеют место погрешности базирования и закрепления; во-вторых, снижается жесткость инструментальной системы.

Если принять симметричность конструкции оправки, конуса шпинделя и механизма закрепления относительно оси шпинделя, то наиболее возможной погрешностью при смене инструмента является осевая погрешность оправки в гнезде шпинделя. Указанные погрешности значительно превосходят угловые и радиальные в связи с тем, что при смене инструмента практически отсутствуют значительные боковые силы, что достигается «плавающим» (свободным) размещением оправки в гнезде транспортирующего манипулятора и малостью упругих реакций с его стороны.

Осевые погрешности оправки при смене инструмента ξ формируются при базировании (ξ_{Γ}) и затяжке (ξ_3):

$$\xi = \xi_{\Gamma} - \xi_3,$$

где $\xi > 0$ и $\xi_{\Gamma} > 0$, если оправка не доходит до требуемого положения.

Значительным резервом повышения точности обработки является формулирование требований к конусам инструментальных оправок, которые позволят минимизировать осевую погрешность оправки, имеющей погрешности формы базировочного конуса, при смене инструмента.

В связи с этим рассмотрим задачу определения точности осевого расположения инструментальной оправки, имеющей погрешности формы базировочного конуса, в идеальный конус шпинделя.

Погрешности формы базировочного конуса инструментальной оправки учтем путем представления его в виде усеченного конуса высотой L , основания которого представляют собой эллипсы с осями A и B для большего основания и a и b – для меньшего основания. В общем случае $A \neq B \neq D$ и $a \neq b \neq d$, где D и d – соответственно больший и меньший диаметры гнезда шпинделя. Будем считать в дальнейших выкладках, что $A > B$ и $a > b$. Извернутостью конуса оправки в продольном направлении пренебрегаем, то есть считаем, что оси A и a лежат в одной плоскости. Угол конуса оправки в плоскости, проходящей через большие оси, обозначим через 2β . Причем $\beta \neq \alpha$, где 2α – угол конуса гнезда шпинделя, определяемый стандартом.

Указанные отклонения приведут к тому, что базирование оправки в гнездо шпинделя будет происходить не по множеству точек, лежащих на конической поверхности, а в точках, расположенных на окружности, расположенной в плоскости, перпендикулярной оси конуса. При этом в зависимости от соотношения размеров $A; D$ и $a; d$ и углов α и β возможны следующие случаи (рис. 5).

1. $\alpha < \beta$. В этом случае осевое положение оправки будет определяться соотношением размеров больших торцов конусов:

– $A > D$ (рис. 5, а). В этом случае базирование происходит по точкам, расположенным на диаметре D гнезда шпинделя, и на образующей конуса оправки. В связи с этим оправка не дойдет до нулевого положения (соединения идеального конуса оправки с идеальным конусом гнезда) на величину $\xi_{\Gamma} = 0,5(A - D) \operatorname{ctg} \beta$ (рис. 6, а);

– $A < D$ (рис. 5, б). В этом случае базирование происходит по точкам, расположенным на оси A оправки и на образующей конуса гнезда шпинделя. Величина ξ_{Γ} будет отрицательной и составит $\xi_{\Gamma} = 0,5(A - D) \operatorname{ctg} \alpha$ (рис. 5, б).

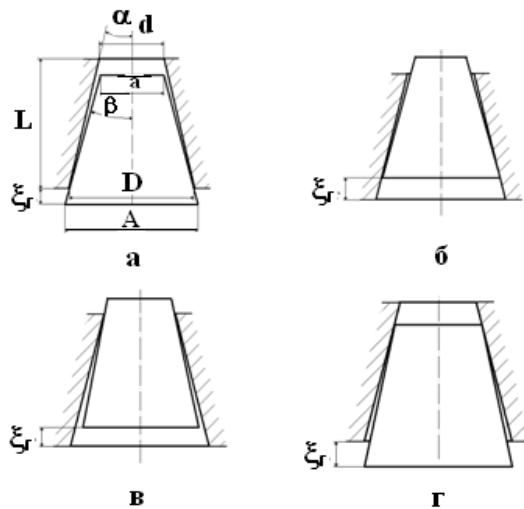


Рис. 5. Формирование осевой погрешности оправки при базировании:
 $a - \alpha < \beta; A > D$; б - $\alpha < \beta; A < D$; в - $\alpha > \beta; a < d$; г - $\alpha > \beta; a > d$

2. $\alpha > \beta$. В этом случае осевое положение оправки будет определяться соотношением размеров малых торцов конусов:

– $a < d$ или $\frac{A-D}{2L} < \operatorname{tg} \beta - \operatorname{tg} \alpha$ (рис. 5, в). В этом случае базирование происходит

по точкам, расположенным на диаметре d гнезда шпинделя, и на образующей конуса оправки. Значение $\xi_{\Gamma} < 0$ и определяется выражением (рис. 5, в):

$$\xi_{\Gamma} = 0,5(A - D) \operatorname{ctg} \beta + L(\operatorname{tg} \alpha \cdot \operatorname{ctg} \beta - 1);$$

$a > d$ или $\frac{A-D}{2L} > \operatorname{tg} \beta - \operatorname{tg} \alpha$ (рис. 5, г). В этом случае базирование происходит по точкам, расположенным на оси a оправки и на образующей конуса гнезда. Значение $\xi_{\Gamma} > 0$ и равно (рис. 5, г):

$$\xi_{\Gamma} = 0,5(A - D) \operatorname{ctg} \alpha \beta + L(1 - \operatorname{tg} \alpha \cdot \operatorname{ctg} \beta).$$

Величины погрешностей инструментальной оправки при базировании изменяются при приложении силы затяжки, результат действия которой зависит от положения оправки в шпинделе станка. Для станков, использующих оправки по ГОСТ 25827-93, есть возможность закрепления инструмента с оправкой в двух положениях, определяемых наличием шпонки и позволяющих устанавливать оправку с поворотом на 180° (рис. 6, а).

Указанные обстоятельства приводят к существенному влиянию случайных составляющих, требующих при смене инструмента статистической обработки полученных данных.

Так, например, обработка результатов 60 замеров радиального смещения оправки при смене инструмента на координатно-расточном станке показала, что погрешности установки оправок по среднему значению составляют 2,5 мкм и 4 мкм. Таким образом, существует возможность значительного повышения точности за счет выбора положения оправки относительно шпонки (см. рис. 6).

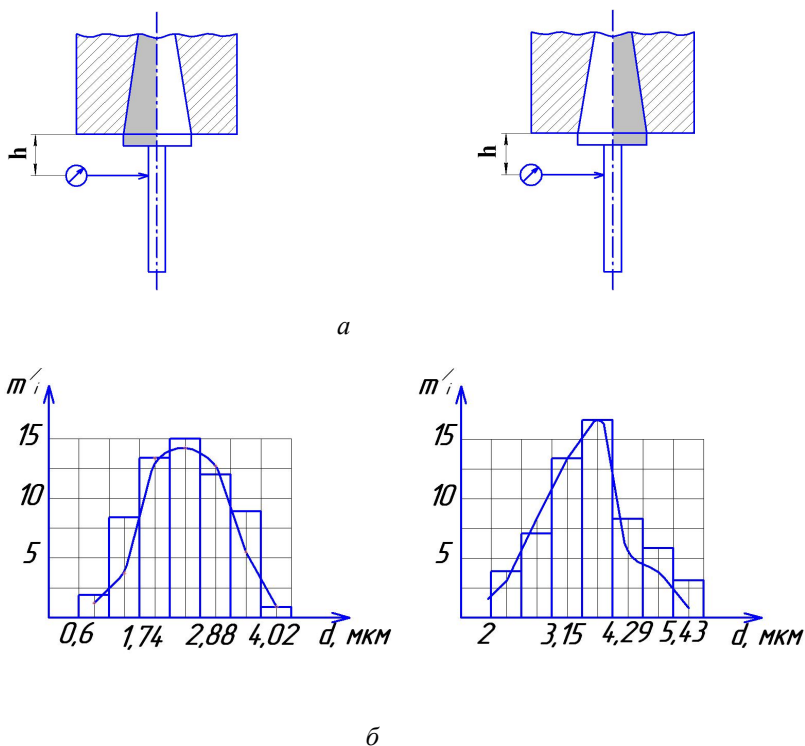


Рис. 6. Результаты замеров радиального смещения оправки:
а – положение оправки при $h = 33$ мм; б – гистограмма и кривая распределения погрешности

БИБЛИОГРАФИЧЕСКИЙ СПИСОК

1. Денисенко А.Ф., Казакова О.Ю. Определение зоны интенсивного износа базировочных поверхностей инструментальной системы металлорежущих станков // Высокие технологии в машиностроении: Материалы Всерос. научно-техн. интернет-конференции. – Самара, 2010. – С. 84-86.
2. Денисенко А.Ф., Казакова О.Ю. Прогнозирование изменения формы базировочных поверхностей инструментальной системы металлорежущих станков при эксплуатации // Вестник машиностроения. – 2011. – № 5. – С. 54-57.

Статья поступила в редакцию 25 февраля 2012 г.

FORMATION OF TOOL HOLDER ERROR IN AUTOMATIC TOOL CHANGE

A.F. Denisenko, O.Yu. Kazakova

Samara State Technical University
244, Molodogvardeyskaya st., Samara, 443100

The article deals with the issues of formation of tool holder errors in automatic tool change, affecting the working accuracy.

Keywords: tools, machine tool, working accuracy, error, automatic tool change, base, workholding.

Alexander F. Denisenko (Dr. Sci. (Techn.)), Professor.
Olga Yu. Kazakova, Senior Lecture.

ИССЛЕДОВАНИЕ НАПРЯЖЕННОГО СОСТОЯНИЯ ТВЕРДЫХ ТКАНЕЙ ЗУБА ПРИ ПРИМЕНЕНИИ УСОВЕРШЕНСТВОВАННОГО УСТРОЙСТВА КРЕПЛЕНИЯ СЪЕМНОГО ЗУБНОГО ПРОТЕЗА

Л.В. Лиманова¹, Н.В. Попов²

¹ Самарский государственный технический университет
443100, г. Самара, ул. Молодогвардейская, 244

² Самарский государственный медицинский университет
443000, г. Самара, ул. Чапаевская, 89

Целью данной работы является проведение сравнительных теоретических исследований напряженного состояния твердых тканей зуба для случаев применения различных штифтовых конструкций устройств крепления съемного зубного перекрывающего протеза. Для проведения исследования была построена математическая модель рассматриваемых видов штифтовых конструкций. Численным решением получившейся задачи был произведен расчет напряжений для двух видов нагрузки, приближенных к реальным условиям. Полученные данные позволяют сделать вывод, что предложенная конструкция штифтового устройства с полусферическим окончанием, корневым колпачком и вкладочной частью овальной формы в устье корня зуба приводит к снижению значений возникающих напряжений.

Ключевые слова: эквивалентные напряжения, напряженное состояние, съемный перекрывающий протез, устройство крепления со сферической системой фиксации.

Напряжения при нагрузках возникают не только в технических деталях, но и в стоматологии, в жевательном процессе. И тем более важно исследовать напряженное состояние при фиксации съемного перекрывающего протеза, если у пациента сохранился только один зуб или корень зуба. Для фиксации съемного перекрывающего протеза можно использовать различные типы фиксации: телескопические, замковые виды креплений и т. д. В практике ортопедической стоматологии для опоры и ретенции перекрывающих протезов чаще используют стандартные корневые штифтовые устройства фиксации [1]. Они особенно рекомендованы при протезировании больных с одиночно сохранившимися корнями зубов съемными протезами [2, 3]. При этом необходимо учитывать, что использование стандартного корневого штифтового устройства для крепления съемного протеза может привести к возникновению скола и раскола корня зуба и, следовательно, к удалению одиночно сохранившегося корня зуба.

Для предупреждения возникновения раскола корня зуба, снижения риска развития кариеса корня и улучшения фиксации было разработано устройство для крепления съемного зубного протеза [4]. Устройство для крепления съемного зубного протеза выполнено из металла. Оно содержит литой защитный колпачок с вкладочной частью овальной формы, который плотно охватывает по уровню кругового уступа ткани корня зуба, корневой цилиндрический штифт с полусферическим окончанием, расположенный в посадочном ложе канала корня зуба, и сферическую головку.

Цель работы – провести сравнительные теоретические исследования напряжен-

Лариса Владимировна Лиманова (к.т.н., доц.), доцент кафедры «Высшая математика и прикладная информатика».

Николай Владимирович Попов (к.м.н.), ассистент кафедры «Стоматология детского возраста».

ного состояния твердых тканей зуба различных геометрических конструкций устройств для крепления съемного зубного перекрывающего протеза.

Для проведения сравнительного теоретического исследования напряженного состояния твердых тканей зуба были выбраны два типа корневых штифтовых устройств для фиксации съемного перекрывающего протеза (рис. 1):

- 1) стандартное корневое штифтовое устройство конической формы с конусным окончанием фирмы RHEIN-83 с неподвижной сферой;
- 2) индивидуальное штифтовое устройство цилиндрической формы с полусферическим окончанием, корневым колпачком и вкладочной частью овальной формы в устье корня зуба предложенной конструкции.

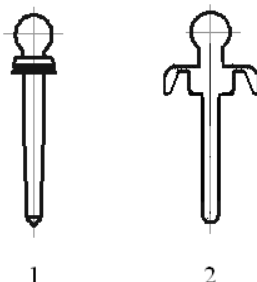


Рис. 1. Исследуемые штифтовые конструкции:

1 – стандартное корневое штифтовое устройство конической формы с конусным окончанием фирмы RHEIN-83 с неподвижной сферой; 2 – индивидуальное штифтовое устройство цилиндрической формы с полусферическим окончанием, корневым колпачком и вкладочной частью овальной формы в устье корня зуба предложенной конструкции

Для расчета напряжений применялся программный комплекс ANSYS [5], который производит вычисления с помощью метода конечных элементов. В качестве геометрической модели была рассмотрена многосвязная область, включающая анатомические элементы: пластинка компактной кости – альвеолы, волокна периодонта, дентин корня зуба, цемент и штифтовые конструкции, имеющие различные физико-механические характеристики. В ходе работы были построены две геометрические модели для исследуемых конструкций штифтовых устройств фиксации съемного перекрывающего протеза. Разбиение областей на конечные элементы для геометрических моделей двух исследуемых штифтовых конструкций представлено на рис. 2, 3. Математическая модель основана на общих соотношениях линейной механики деформирования твердого тела. Модель базируется на решении вариационных уравнений Лагранжа. В уравнениях состояния использована поверхность нагружения Мизеса с линейным упрочнением изотропного материала, нагружение системы считается квазистатическим, массовые и инерционные силы не учитываются.

В точках интегрирования элемента деформации и напряжения вычисляются с помощью уравнений [6]

$$\{\varepsilon^{el}\} = [B] \cdot \{u\} - \{\varepsilon^{th}\};$$

$$\{\sigma\} = [D] \cdot \{\varepsilon^{el}\},$$

где $\{\varepsilon^{el}\}$ – деформации, вызывающие напряжения;

$[B]$ – матрица деформации-перемещения в точке интегрирования;

$\{u\}$ – вектор узловых перемещений;
 $\{\varepsilon^{th}\}$ – вектор температурных деформаций;
 $\{\sigma\}$ – вектор напряжений;
 $[D]$ – матрица упругости.

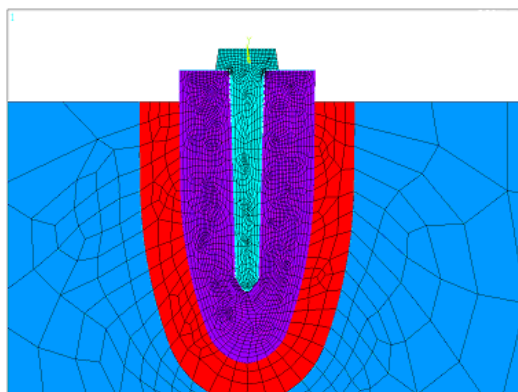


Рис. 2. Геометрическая модель для стандартного корневого штифтового устройства конической формы с конусным окончанием и неподвижной сферой фирмы RHEIN-83

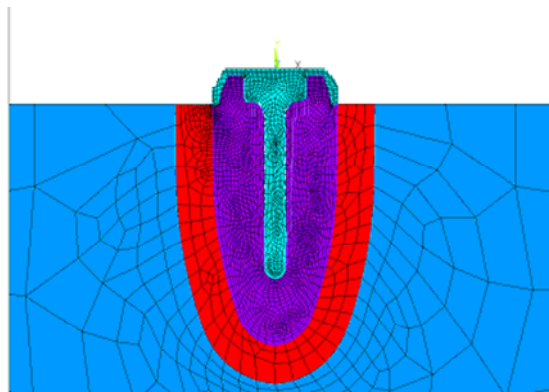


Рис. 3. Геометрическая модель для индивидуального штифтового устройства цилиндрической формы с полусферическим окончанием, корневым колпачком и складочной частью овальной формы в устье корня зуба

Напряжения в узлах и в центре элемента вычисляются по значениям напряжений в точках интегрирования.

Три значения главных деформаций ε_0 представляют собой корни кубического уравнения, определяемого компонентами вектора деформаций:

$$\begin{vmatrix} \varepsilon_x - \varepsilon_0 & \frac{1}{2} \varepsilon_{xy} & \frac{1}{2} \varepsilon_{xz} \\ \frac{1}{2} \varepsilon_{xy} & \varepsilon_y - \varepsilon_0 & \frac{1}{2} \varepsilon_{yz} \\ \frac{1}{2} \varepsilon_{xz} & \frac{1}{2} \varepsilon_{yz} & \varepsilon_z - \varepsilon_0 \end{vmatrix} = 0.$$

Главные деформации обозначаются через ε_1 , ε_2 , ε_3 . Главные деформации упорядочены таким образом, что ε_1 является наибольшей положительной деформацией, а ε_3 – наибольшей отрицательной.

Интенсивность деформаций ε_I представляет собой абсолютную величину наибольшей из трех разностей: $\varepsilon_1 - \varepsilon_2$, $\varepsilon_2 - \varepsilon_3$ или $\varepsilon_3 - \varepsilon_1$, т. е.

$$\varepsilon_I = \text{MAX}(|\varepsilon_1 - \varepsilon_2|, |\varepsilon_2 - \varepsilon_3|, |\varepsilon_3 - \varepsilon_1|).$$

Деформации Мизеса, или эквивалентные деформации ε_e , вычисляются по формуле [6]

$$\varepsilon_e = \left(S \left[(\varepsilon_1 - \varepsilon_2)^2 + (\varepsilon_2 - \varepsilon_3)^2 + (\varepsilon_3 - \varepsilon_1)^2 \right] \right)^S.$$

Три значения главных напряжений σ_0 представляют собой корни кубического уравнения, определяемого компонентами вектора напряжений:

$$\begin{vmatrix} \sigma_x - \sigma_0 & \frac{1}{2}\sigma_{xy} & \frac{1}{2}\sigma_{xz} \\ \frac{1}{2}\sigma_{xy} & \sigma_y - \sigma_0 & \frac{1}{2}\sigma_{yz} \\ \frac{1}{2}\sigma_{xz} & \frac{1}{2}\sigma_{yz} & \sigma_z - \sigma_0 \end{vmatrix} = 0.$$

Главные напряжения обозначаются через $\sigma_1, \sigma_2, \sigma_3$. Главные напряжения упорядочены таким образом, что σ_1 представляет собой наибольшее положительное напряжение, а σ_3 – наибольшее отрицательное.

Интенсивность напряжения σ_I представляет собой абсолютную величину наибольшей из трех разностей: $\sigma_1 - \sigma_2, \sigma_2 - \sigma_3$ или $\sigma_3 - \sigma_1$, т. е.

$$\sigma_I = \text{MAX}(|\sigma_1 - \sigma_2|, |\sigma_2 - \sigma_3|, |\sigma_3 - \sigma_1|).$$

Напряжения Мизеса, или эквивалентные напряжения σ_e , вычисляются по формуле [6]

$$\sigma_e = \left(\frac{1}{2} [(\sigma_1 - \sigma_2)^2 + (\sigma_2 - \sigma_3)^2 + (\sigma_3 - \sigma_1)^2] \right)^{1/2}.$$

Эквивалентные напряжения связаны с эквивалентными деформациями следующим соотношением:

$$\sigma_e = 2\varepsilon_e \cdot G,$$

где $G = \frac{E}{2(1+\nu)}$ – модуль сдвига;

E – модуль Юнга;

ν – коэффициент Пуассона.

Основные механические характеристики тканей корня зуба, периодонтальной щели, компактной пластинки зубной альвеолы, губчатого вещества и слизистой десны, модуль упругости (E) костной ткани, коэффициент Пуассона (ν) были взяты по данным исследований [7 – 11] и представлены в таблице.

Механические характеристики структурных составляющих математической модели

Составляющие характеристики математической модели	Коэффициент Пуассона, (ν)	Модуль упругости (E), МПа
Дентин	0,31	$1,56 \cdot 10^3$
Цемент	0,35	$6,73 \cdot 10^3$
Гуттаперча	0,45	0,069
Периодонт	0,45	25
Компактная кость	0,32	$1,37 \cdot 10^4$
Губчатая кость	0,33	$6,89 \cdot 10^3$
Материал штифта	0,41	$2,06 \cdot 10^5$

Для построенных моделей задавались одинаковые граничные условия. Внешние границы области, моделирующей губчатую кость, закреплялись по трем координатам. Нагрузка прикладывалась к точке, находящейся на оси штифтовой конструкции, а ее вектор направлен вниз, под углом 45° к горизонтальной плоскости. Применялись две величины приложенной нагрузки – 310 и 510 Н. Данные значения выбран-

ной нагрузки соответствуют средним значениям нагрузки, которая действует на ткани пародонта передних зубов при откусывании пищи и может достигать 300 Н. Величина жевательных нагрузок в премолярах и молярах может составлять 500 Н [12, 13]. При анализе напряженного состояния изучались не только напряжения, которые возникают в верхушечной части корня и в канале корня зуба, но и уделялось внимание напряжениям, появляющимся в его устьевой части.

В результате численного решения для двух видов штифтовых конструкций были получены распределения эквивалентных напряжений (напряжений по Мизесу), вызванных действием заданных нагрузок. Полученные эквивалентные напряжения в тканях корня зуба при величине нагрузки в 310 Н представлены на рис. 4, 5. Распределение эквивалентных напряжений в тканях корня зуба при величине нагрузки в 510 Н показаны на рис. 6, 7. Для наглядности графического материала устройство для крепления съемного перекрывающего протеза не показано.

Полученные распределения эквивалентных напряжений для стандартного корневого штифтового устройства конической формы с конусным окончанием фирмы RHEIN-83 с неподвижной сферой (рис. 4 и 6) показывают, что максимальные напряжения при заданных значениях нагрузки сконцентрированы в устьевой области и апикальных частях корня зуба и достигают при нагрузке 310 Н в устье корня 38,1 МПа, а в апикальной части – 35,4 МПа. При нагрузке 510 Н в устье корня напряжения достигают значения 45,8 МПа, а в апикальной части – 44,9 МПа. Такие величины возникающих напряжений могут явиться причиной возникновения сколов в устьевой части корня и формирования раскола в апикальной области. В канале корня зуба напряжения колеблются в диапазоне от 0 до 5,4 МПа при заданных нагрузках и ни к каким осложнениям не приводят.

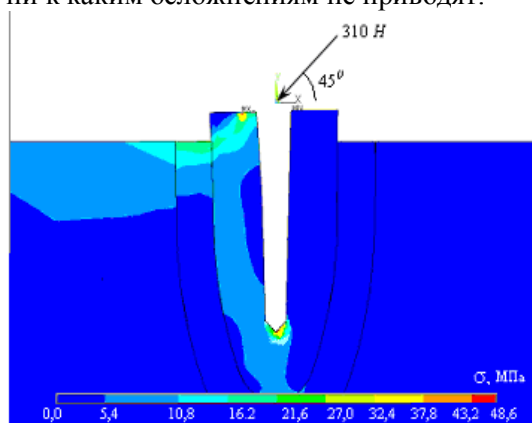


Рис. 4. Распределение эквивалентных напряжений для модели, включающей стандартное корневое штифтовое устройство конической формы с конусным окончанием фирмы RHEIN-83 с неподвижной сферой (нагрузка 310 Н)

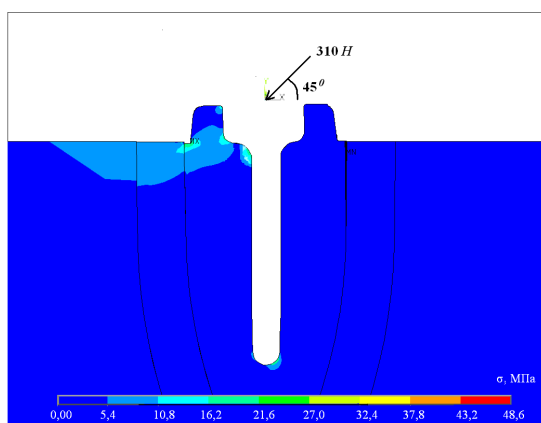


Рис. 5. Распределение эквивалентных напряжений для модели, включающей индивидуальное штифтовое устройство цилиндрической формы с полусферическим окончанием, корневым колпачком и вкладочной частью овальной формы в устье корня зуба (нагрузка 310 Н)

На рис. 5 и 7 представлены распределения эквивалентных напряжений для индивидуального штифтового устройства цилиндрической формы с полусферическим окончанием, корневым колпачком и вкладочной частью овальной формы в устье корня зуба. Из анализа полученных значений следует, что в области устья корня зуба напряжения составляют при нагрузке 310 Н от 13,8 до 17,4 МПа, в апикальной час-

ти – от 10,4 до 11,9 МПа. При нагрузке 510 Н в устье корня напряжения находятся в промежутке от 26,2 до 30,8 МПа, а в апикальной части – от 22,4 до 27,1 МПа.

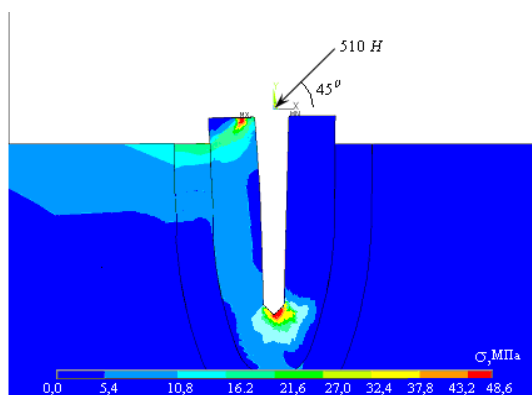


Рис. 6. Распределение эквивалентных напряжений для модели, включающей стандартное корневое штифтовое устройство конической формы с конусным окончанием фирмы RHEIN-83 с неподвижной сферой (нагрузка 510 Н)

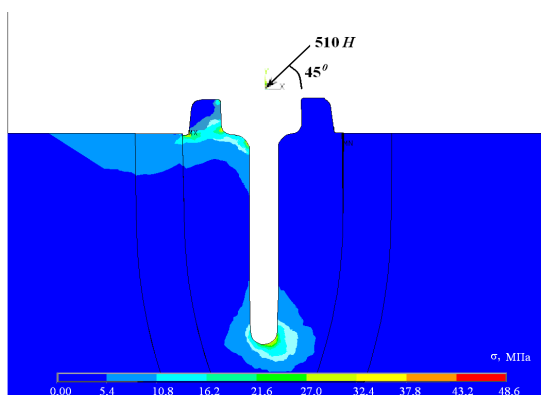


Рис. 7. Распределение эквивалентных напряжений для модели, включающей индивидуальное штифтовое устройство цилиндрической формы с полусферическим окончанием, корневым колпачком и вкладочной частью овальной формы в устье корня зуба (нагрузка 510 Н)

Таким образом, введение в конструкцию устройства для фиксации съемного перекрывающего протеза корневого колпачка, вкладочной части овальной формы в устье корня зуба, а также изменение геометрии штифта на цилиндрическую с полусферическим окончанием приводят к снижению величины возникающих напряжений как в зоне апекса, так и в устьевой части корня зуба. Данное снижение значений напряжений связано с тем, что приложенная нагрузка распределяется по увеличенной площади контакта штифтового устройства крепления по устьевой части корня зуба, круговому уступу, что исключает возможность образования скола и раскола корня зуба.

Следовательно, при ортопедическом лечении больных с одиночно сохранившимися зубами и корнями зубов рекомендуется применение предложенной конструкции штифтового устройства для крепления съемного перекрывающего протеза, что приводит к более рациональному распределению напряжений в тканях опорного зуба, а также предотвращает возникновение известных осложнений.

БИБЛИОГРАФИЧЕСКИЙ СПИСОК

1. Телескопические и замковые крепления зубных протезов / И.Ю. Лебеденко, А.Б. Перегудов, Т.Э. Глебова [и др.]. – М.: Молодая гвардия, 2004. – 344 с.
2. Технология изготовления пластиночных протезов с использованием корней зубов / Б.П. Марков, Г.Б. Маркова, Е.Г. Пан [и др.] // Стоматология на пороге третьего тысячелетия: сб. тезисов. – М.: Авиаиздат, 2001. – С. 557-559.
3. *Nohmann A., Hielscher W.* Конструкция частичного зубного протеза. – Львов: Галл Дент, 2002. – 192 с.
4. *Болонкин В.П., Попов Н.В.* Устройство для крепления съемного зубного протеза / Патент РФ на полезную модель № 100898 от 10.01.2011.
5. *Басов К.А.* ANSYS: справочник пользователя. – М.: ДМК Пресс, 2005. – 640 с.
6. *Каплун А.Б., Морозов Е.М., Олферьева М.А.* ANSYS в руках инженера: Практ. рук-во. – М.: Едиторная УРСС, 2003. – 272 с.
7. *Чуйко А.Н.* О возможностях конечно-элементного моделирования в ортопедической стоматологии // Стоматолог. – № 3. – Харьков, 2000. – С. 37-38.

8. Чуйко А.Н., Бочарова Э.В. Особенности напряженно-деформированного состояния при заболеваниях пародонта // Стоматолог. – № 11. – Харьков, 2000. – С. 30-35.
9. Замковые крепления протезов в клинике ортопедической имплантологии / В.Н. Олесова, А.М. Давтян и др. // Институт стоматологии. – 2000. – № 3(8). – С. 40-42.
10. Математическое моделирование и расчет напряженно-деформированного состояния системы «зуб – челюсть» после депульпирования / А.И. Воложин, Е.Н. Чумаченко, Г.М. Барер, А.И. Ведев // Стоматология. – 2002. – № 3. – С. 15-17.
11. Теоретическое и экспериментальное исследование по поводу перелома в системе «литая штифтовая вкладка» / А. Кассаро, Д. Джерачи, А. Питини // Клиническая стоматология. – 2000. – № 2. – С. 26-30.
12. Загорский В.А. Частичные съемные и перекрывающие протезы. – М.: Медицина, 2007. – 360 с.
13. Курляндский В.Ю. Ортопедическая стоматология. – М.: Медицина, 1977. – 448 с.

Статья поступила в редакцию 31 января 2013 г.

RESEARCH OF TENSION OF FIRM FABRICS OF TOOTH WHEN APPLICATION OF THE ADVANCED DEVICE OF FASTENING OF A DEMOUNTABLE TOOTH ARTIFICIAL LIMB IS USED

L.V. Limanova¹, N.V. Popov²

¹ Samara State Technical University
244, Molodogvardeyskaya st., Samara, 443100

² Samara State Medical University
89, Chapayevskaya st., Samara, 443000

The purpose of the given work is carrying out of comparative theoretical researches of a tension of firm fabrics of tooth for cases of application various pins designs of devices of fastening of a demountable tooth blocking artificial limb. For research carrying out the mathematical model of considered kinds pins designs has been constructed. The numerical decision of the turned out problem had been made calculation of pressure for two kinds of loading approached to real conditions. The obtained data allows to draw a conclusion that the offered design pins devices with the hemispherical termination, a root cap and a part of the oval form in a fang mouth leads to decrease in values of arising pressure.

Keywords: *equivalent tension, tension, demountable blocking artificial limb, the fastening device with spherical system of fixing.*

ОПТИМИЗАЦИЯ РЕЖИМОВ ЛАЗЕРНОГО УПРОЧНЕНИЯ

Н.В. Носов¹, А.А. Гусев², И.В. Нырцов¹

¹ Самарский государственный технический университет
443100, г. Самара, ул. Молодогвардейская, 244

² Самарский филиал Федерального государственного бюджетного учреждения науки Физического института им. П.Н. Лебедева Российской академии наук
443011, г. Самара, ул. Ново-Садовая, 221
E-mail: i_nyrtsov@rambler.ru

Рассматривается вопрос оптимизации режимов лазерного упрочнения по величине и знаку остаточных напряжений. На основании проведенных расчетов и имеющихся экспериментальных данных получена номограмма закономерности распределения остаточных напряжений в поверхностном слое детали по минимальному времени обработки.

Ключевые слова: лазерная обработка, упрочнение, метод конечных элементов, остаточные напряжения, номограмма, штучно-калькуляционное время.

Введение

Перспективным методом упрочнения поверхностного слоя деталей является лазерное упрочнение (ЛУ), при котором источником нагрева является лазерное излучение. Эффект упрочнения достигается благодаря локальности и большей интенсивности его воздействия.

Процесс ЛУ проходит в два этапа: нагрев детали до температуры плавления или выше и последующее ускоренное охлаждение ее поверхности. Эффект ЛУ достигается на стадии охлаждения при создании градиентов температуры в поверхностном слое, приводящих к протеканию пластической деформации растяжения. После выравнивания температуры под влиянием нижележащих слоев на поверхности формируются реактивные сжимающие остаточные напряжения.

Лазерное упрочнение принципиально делится на два типа:

- ЛУ без оплавления поверхностного слоя;
- ЛУ с оплавлением поверхностного слоя.

Последний тип обработки на данный момент мало изучен, однако он позволяет добиваться уровня благоприятных сжимающих остаточных напряжений около 1 ГПа в поверхностном слое глубиной порядка 100...200 мкм [1].

В связи с вышеизложенным целью данных исследований является теоретическая оптимизация процесса ЛУ в условиях оплавления вершин микронеровностей поверхности.

Задачи состоят в следующем:

- компьютерное моделирование процесса ЛУ;
- сравнение экспериментальных данных [1] с результатами теоретических расчетов;

Николай Васильевич Носов (д.т.н., проф.), заведующий кафедрой «Технология машиностроения».

Александр Алексеевич Гусев (к.т.н.), старший научный сотрудник.

Игорь Валериевич Нырцов, инженер.

- разработка методики оптимизации данного процесса по критерию штучно-калькуляционного времени обработки.

Компьютерное моделирование процесса ЛУ

Для изучения процессов, происходящих в образце при ЛУ с превышением температур фазовых переходов и плавления, необходима нелинейная постановка задачи. С целью создания нелинейной модели процесса лазерного упрочнения предполагается использование численных методов, в частности метода конечных элементов. Наиболее функциональным средством исследования методом конечных элементов является программный пакет ANSYS.

Моделирование ЛУ сводится к решению двумерной нестационарной сопряженной тепло-прочностной задачи. Геометрическая модель ограничена размерами 100×2 мм, что соответствует продольному сечению образцов в исследовании [1].

Лазерное излучение учитывается через параметр плотности мощности (команда Heat Flux), соответствующий постоянной мощности лазера в 1 кВт с учетом эффективного коэффициента поглощения для белой гуаши $A_{\text{эф}} = 0,5$.

Интенсивное охлаждение моделируется через конвекцию, коэффициент теплоотдачи при этом составляет $20000 \text{ Вт}/(\text{м}^2 \cdot \text{град})$ [1], а температура среды принимается 293 К .

Теплофизические параметры сплава ЭИ698, используемые при расчете:

- теплопроводность ($\lambda = 9,3 \dots 27,2 \text{ Вт}/(\text{м} \cdot \text{К})$ при $T = 293 \dots 1173 \text{ К}$);
- теплоемкость ($C = 489 \dots 784 \text{ Дж}/\text{К}$ при $T = 250 \dots 1500 \text{ К}$).

Энергетический эффект фазовых переходов при температурах 1190 К (превращение объемно-центрированной кристаллической решетки железа в гранецентрированную), 1660 К (превращение гранецентрированной кристаллической решетки железа в объемно-центрированную) и 1850 К (плавление материала образца) моделируется при помощи энтальпии ($H = 8,2 \cdot 10^9 \text{ Дж}/\text{кг}$, $1,04 \cdot 10^{10} \text{ Дж}/\text{кг}$ и $1,11 \cdot 10^{10} \text{ Дж}/\text{кг}$ соответственно).

Механические параметры сплава ЭИ698, используемые при расчете:

- модуль упругости ($E = 2,02 \cdot 10^{11} \dots 1,52 \cdot 10^{11} \text{ Па}$ при $T = 273 \dots 1023 \text{ К}$);
- коэффициент линейного расширения ($\alpha = 12,3 \cdot 10^{-6} \dots \alpha = 21,6 \cdot 10^{-6} \text{ 1}/\text{К}$ при $T = 330 \dots 1023 \text{ К}$);
- предел текучести ($\sigma_T = 8 \cdot 10^8 \dots 6,8 \cdot 10^8 \text{ Па}$ при $T = 293 \dots 973 \text{ К}$);
- модуль сдвига ($G = 8,42 \cdot 10^{10} \dots 6,33 \cdot 10^{10} \text{ Па}$ при $T = 293 \dots 973 \text{ К}$);
- коэффициент Пуассона ($\mu = 0,3 = \text{const}$);
- плотность ($\rho = 8320 \text{ кг}/\text{м}^3 = \text{const}$).

Относительное движение источника лазерного излучения и обрабатываемого образца задается выборочным приложением нагрузок к узлам на верхней грани сечения. Размер выборки соответствует диаметру зоны облучения. Приложенные нагрузки сдвигаются вправо с каждым шагом решения на постоянную величину, соответствующую скорости движения. Данный процесс сводится в цикл. Таким образом, имитируется движение зон нагрева и охлаждения по поверхности образца.

В данной работе моделируется лазерная обработка образцов из никелевого сплава ЭИ698 при различных режимах. Эффект упрочнения исследовался на двух режимах:

- 1) скорость движения зоны лазерной обработки $V_1 = 52 \text{ мм}/\text{мин}$; диаметр облучаемого участка $d_1 = 5 \text{ мм}$; плотность мощности $q_m = 5,1 \cdot 10^7 \text{ Вт}/\text{м}^2$;
- 2) скорость движения зоны лазерной обработки $V_2 = 160 \text{ мм}/\text{мин}$; диаметр облучаемого участка $d_2 = 4 \text{ мм}$; плотность мощности $q_m = 7,9 \cdot 10^7 \text{ Вт}/\text{м}^2$.

На рис. 1 приведены зависимости остаточных напряжений по глубине поверхностного слоя, полученные на данных режимах обработки. Из приведенных данных видно, что положительный эффект ЛУ (остаточные напряжения сжатия) достигнут только при режиме 1. В то же время обработка по режиму 2 способствует возникновению значительных растягивающих остаточных напряжений.

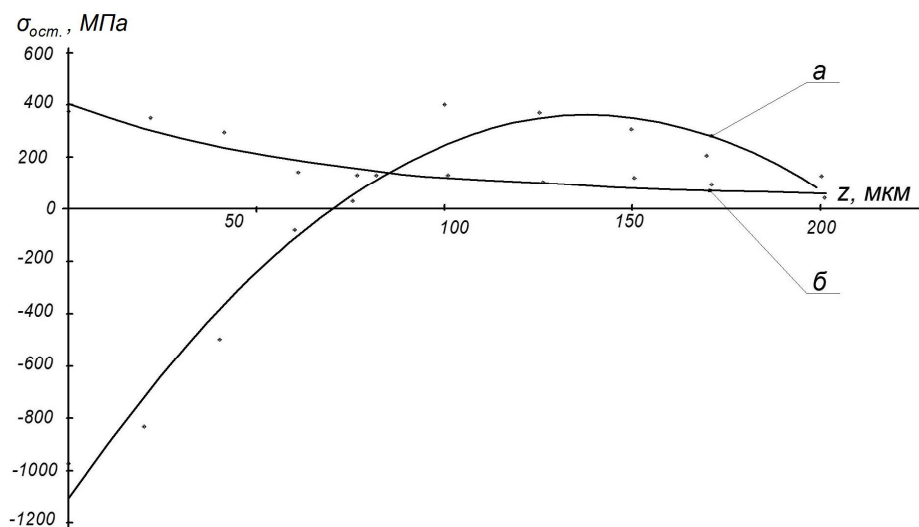


Рис. 1. Зависимость величины остаточных напряжений от глубины после ЛУ в зоне оплавления для сплава ЭИ698, полученная при компьютерном моделировании:
а) режим 1; б) режим 2

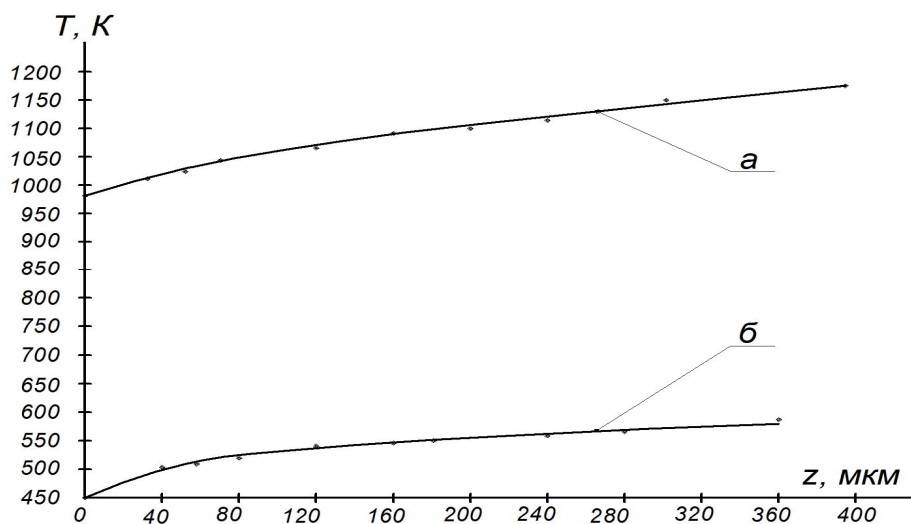


Рис. 2. Распределение температур по глубине на стадии охлаждения:
а) режим 1; б) режим 2

На рис. 2 показаны температурные кривые для двух режимов на стадии охлаждения. Из них видно, что градиент температуры на стадии охлаждения при режиме 1 составляет $\partial T / \partial z \sim 600$ К/мм, что превышает установленный в [1] минимальный градиент $\partial T / \partial z \sim 500$ К/мм. В то же время при режиме 2 не создаются условия для формирования благоприятного напряженного состояния – подповерхностный слой недостаточно прогреет вследствие высокой скорости относительного движения луча

лазера, и даже при интенсивном охлаждении минимально необходимая величина градиента температуры по глубине не может быть достигнута.

Сравнение теоретических данных с экспериментальными

В работе использованы исследования по упрочнению образцов из жаропрочного никелевого сплава ЭИ698 с непрерывным лазерным нагревом, проведенные Б.А. Кравченко, С.В. Каюковым и А.А. Гусевым [1]. Образцы шлифовались и покрывались слоем белой гуаши для увеличения коэффициента поглощения.

Источником нагрева служил технологический лазер «Латус-31». Мощность лазера поддерживалась постоянной на уровне 1 кВт. Давление воздуха, охлаждавшего поверхность образцов через систему трубок, также было постоянным и равнялось 650 кПа. Изменяемыми параметрами были скорость относительного движения образца и лазера (от 52 до 160 мм/мин) и диаметр зоны облучения (от 3 до 8,6 мм). Остаточные напряжения на образцах измерялись по методу Н.Н. Давиденкова. Облучению при различных режимах подверглись 16 образцов.

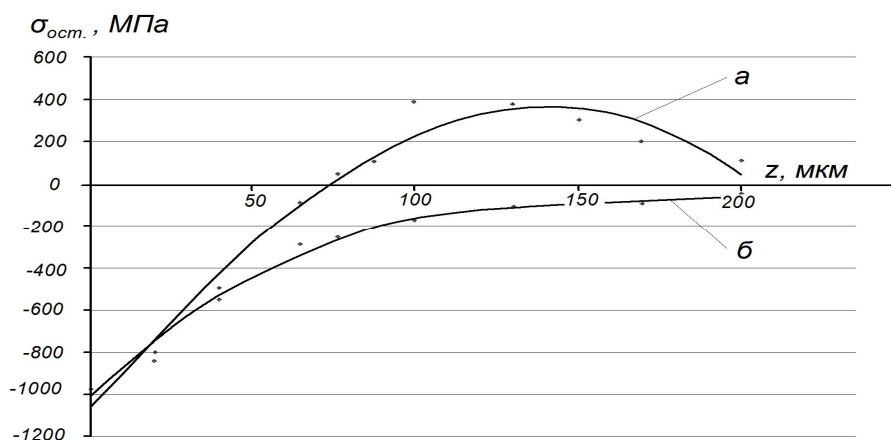


Рис. 3. Зависимость остаточных напряжений $\sigma_{ост.}$ от глубины z после ЛУ образцов из сплава ЭИ698 (режим 1):

а) аналитические данные; б) экспериментальные данные

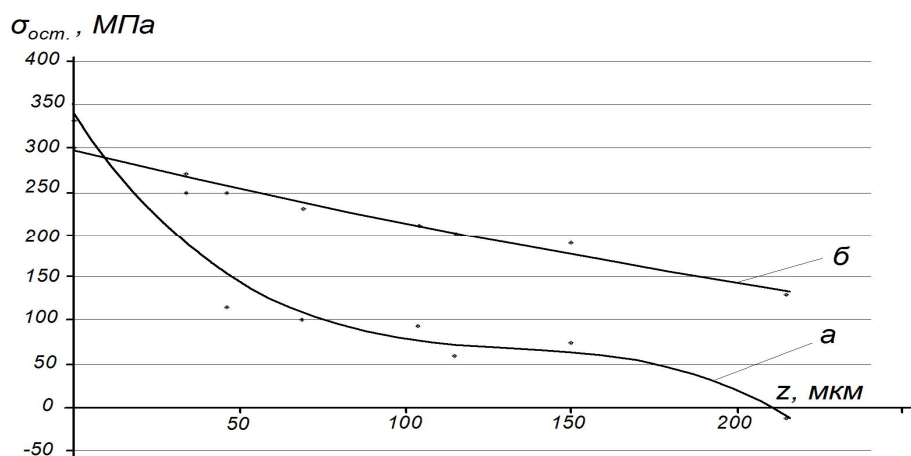


Рис. 4. Зависимость остаточных напряжений $\sigma_{ост.}$ от глубины z после ЛУ образцов из сплава ЭИ698 (режим 2):

а) аналитические данные; б) экспериментальные данные

Сравнение остаточных напряжений, полученных экспериментально и аналитически (по режимам, указанным в п. 1), приведено на рис. 3, 4. Оно показало, что корреляционное соотношение, рассчитанное для экспериментальных и теоретических данных, составило: для режима 1 – $r_1 = 0,967$; для режима 2 – $r_2 = 0,926$.

Уровню значимости 0,01 соответствует критическое значение коэффициента корреляции Пирсона $r = 0,701$, таким образом, $r_1 > r$ и $r_2 > r$, т. е. можно сделать вывод о значимой корреляции между экспериментальными данными и компьютерной моделью.

Оптимизация процесса ЛУ в зоне оплавления

На рис. 5 на основании теоретических исследований остаточных напряжений построена номограмма для определения оптимальных режимов обработки ЛУ сплава ЭИ698. На поле наносились значения остаточных напряжений, а затем проводились линии, соответствующие постоянному уровню остаточных напряжений. Значения, указанные в номограмме, получены теоретически при расчете в пакете ANSYS.

Таким образом, установлено, что при различных режимах обработки возможно образование одинаковых остаточных напряжений. За оптимальные приняты режимы, которые обеспечивают наименьшее значение штучно-калькуляционного времени обработки. Последовательность нахождения режимов обработки показана на примере.

Пример. Необходимо определить режимы лазерного упрочнения участка поверхности изделия площадью $0,04 \text{ м}^2$, при которых остаточные напряжения сжатия достигали величины порядка -1000 МПа .

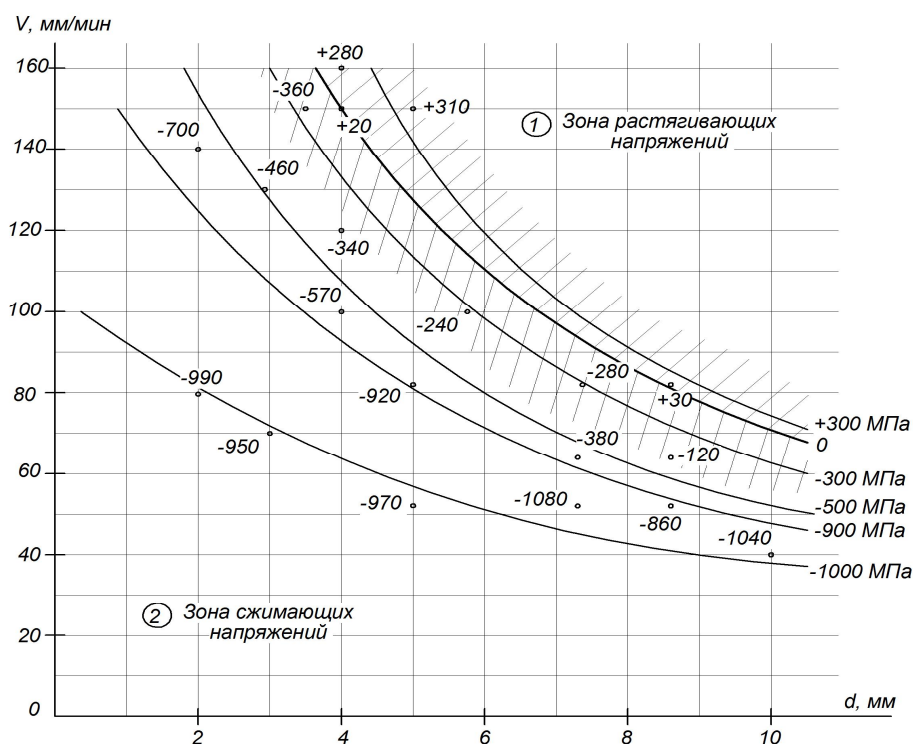


Рис. 5. Номограмма для определения режимов обработки ЛУ сплава ЭИ698

Для этого по номограмме выбираем кривую, соответствующую уровню остаточных напряжений -1000 МПа. Далее рассчитываем штучно-калькуляционное время (форм. 1) для каждого возможного режима, лежащего на данной кривой ($d = 2$ мм, $V = 82$ мм/мин; $d = 4$ мм, $V = 63$ мм/мин и т. д.).

Штучно-калькуляционное время обработки ЛУ прямоугольного участка поверхности заготовки можно определить по формуле

$$t_{шт.-к.} = \frac{LB}{Vdk_n} + \frac{T_{п.-з.}}{N_{зан.}}, \quad (1)$$

где L – рабочий ход; V – скорость поперечного движения лазерного луча относительно обрабатываемой поверхности; B – ширина обрабатываемого участка; d – диаметр зоны облучения; k_n – коэффициент перекрытия; $T_{п.-з.}$ – подготовительно-заключительное время; $N_{зан.}$ – партия запуска.

Принимаем $N_{зан.} = 200$ шт.

$$L = l + y, \quad (2)$$

где l – длина обрабатываемого участка; y – перебег ($y = 6$ мм).

$$L = l + y = 20 + 6 = 26 \text{ мм.}$$

Подготовительно-заключительное время $T_{п.-з.}$ находим по нормативам для станков фрезерной группы: $T_{п.-з.} = 13$ мин (крепление в универсальном приспособлении без делительной головки на вертикально-фрезерном станке IV группы). Результаты расчета $t_{шт.-к}$ по формуле (1) приведены на графике (рис. 6).

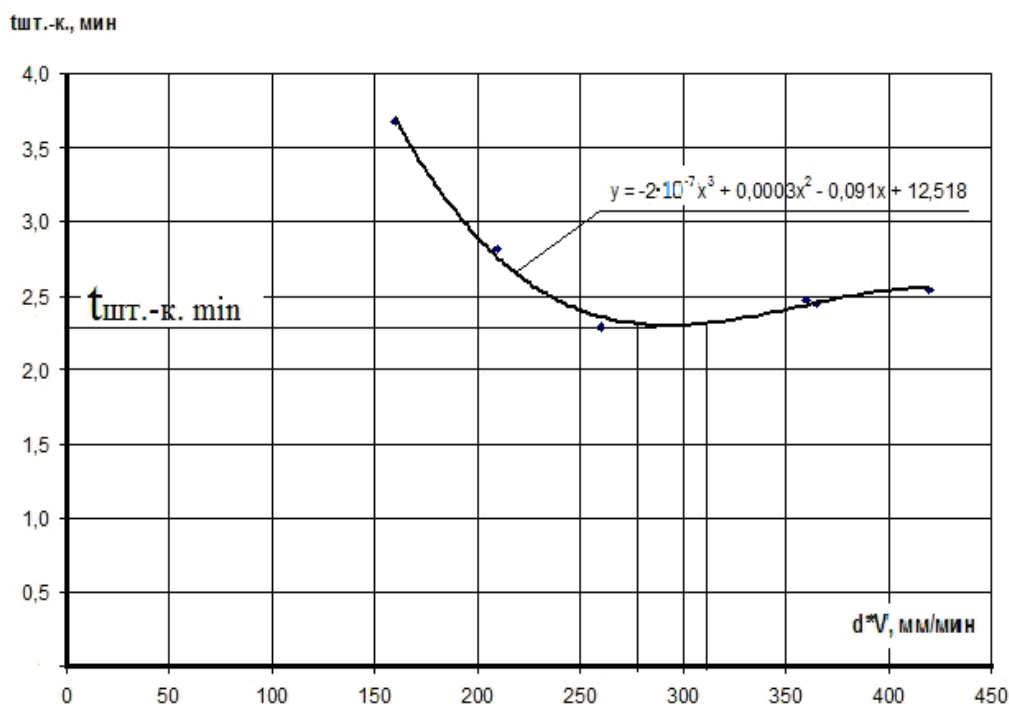


Рис. 6. График зависимости времени обработки ЛУ плоской поверхности 20×20 мм

Как видно из рис. 6, $t_{шт.-к}$ принимает наименьшее значение $t_{шт.-к} = 2,3$ мин при $dV \approx 300$ мм²/мин. Таким образом, для достижения уровня остаточных напряжений в поверхностном слое детали -1000 МПа следует выбирать такие значения диаметра зоны облучения d и скорости относительного перемещения V , которые соответствуют условию $dV \approx 300$ мм²/мин.

Выводы

1. Теоретические оценки параметров процесса ЛУ, рассчитанные по разработанной компьютерной модели, соответствуют данным, полученным в эксперименте.
2. Выявленные закономерности и построенная номограмма рекомендуются для разработки режимов лазерного упрочнения деталей, работающих в условиях циклических нагрузок (лопатки, диски турбин газотурбинных двигателей, валы, роторы), а также для снижения уровня вредных растягивающих напряжений в сварных соединениях.

БИБЛИОГРАФИЧЕСКИЙ СПИСОК

10. Кравченко Б.А., Каюков С.В., Гусев А.А. Термопластическое упрочнение жаропрочных никелевых сплавов с использованием лазерного нагрева // Физика и химия обработки материалов. – 1999. – № 6. – С. 17-21.

Статья поступила в редакцию 21 февраля 2013 г

OPTIMIZATION OF LASER STRENGTHENING PARAMETERS

N.V. Nosov¹, A.A. Gusev², I.V. Nyrtsov¹

¹ Samara State Technical University
244, Molodogvardeyskaya st., Samara, 443100

² Samara Branch of the Lebedev Physical Institute
221, Novo-Sadovaya st., Samara, 443011

The issue of optimization of laser strengthening is considered in this work. Regularities of residual stresses allocation have been achieved by virtue of computing carried out and available experimental data.

Keywords: laser treatment, strengthening, finite element method, residual stresses, nomogram, time per piece.

*Nikolay V. Nosov (Dr. Sci. (Techn.)), Professor.
Aleksandr A. Gusev (Ph.D. (Techn.)), Senior Staff Scientist.
Igor V. Nyrtsov, Engineer.*

ИССЛЕДОВАНИЕ ДЕМПФИРУЮЩЕЙ СПОСОБНОСТИ УПОРНОГО ПОДШИПНИКА ПРИ ВВЕДЕНИИ ПРОМЕЖУТОЧНЫХ ЭЛЕМЕНТОВ ИЗ КОМПОЗИЦИОННЫХ МАТЕРИАЛОВ¹

С.В. Шигин

Самарский государственный технический университет
443100, г. Самара, ул. Молодогвардейская, 244

Приведены результаты исследования демпфирующей способности тяжело нагруженного контакта в упорном подшипнике шарошек буровых долот при исполнении промежуточных элементов упорного подшипника из композиционных материалов.

Ключевые слова: упорный подшипник скольжения, композиционные материалы, динамические испытания, демпфирование, логарифмический декремент колебаний, жесткость.

В разработанной конструкции упорных подшипников скольжения шарошечных буровых долот [1, 4, 9] и др. уступ цапфы 1 взаимодействует с опорной поверхностью шарошки 2 через промежуточную свободно сидящую шайбу 3 (рис. 1).

В наиболее результативных разработках упорных подшипников и технических способах повышения работоспособности буровых долот [1...6] и др. предложено применение в опорах износостойких марок сталей, бронзовых шайб, смазок с высокой адгезионной способностью, создана система подачи смазки, устройство смазочных каналов, подобраны антифрикционные покрытия и др. Однако эти технические усовершенствования до настоящего времени не обеспечивали необходимую долговечность упорных подшипников долот. Работоспособность 60 – 70 % шарошечных долот прекращается в результате выхода из строя опор, а не режущих зубков.

Характерные отказы при эксплуатации наблюдаются в виде схватывания, задиоров и заклинивания между упорным буртом цапфы, промежуточной шайбой, втулкой и опорной поверхностью шарошки [1, 4] и др., что свидетельствует о работе опор в режиме смешанной смазки при воздействии высоких механических и тепловых нагрузок.

В практике совершенствования опор в долотном производстве, например на ОАО «Волгабурмаш», лучшие результаты получены при выполнении упорного подшипника скольжения с установкой промежуточной свободно сидящей шайбы, изготавливаемой из бронзы БрБ2, и нанесении на бронзу серебряного покрытия при одновременном применении высокоэффективных консистентных смазок, например американской смазки JBL-713R [1].

Изучение работоспособности и режима трения в упорных подшипниках скольжения показало, что эти сопряжения нагружаются на пределе своих возможностей, что особенно резко проявляется при недостатке смазочного материала.

Например, шарошечные долота диаметра 46...508 мм работают при осевых нагрузках больше 200 кН, частоте вращения 0,7...20 с⁻¹, в абразивосодержащей среде, при значительной динамичности приложения нагрузки.

¹ Работа выполнена при финансовой поддержке Правительства РФ (Минобрнауки) на основании Постановления Правительства РФ № 218 от 09.04.2010.

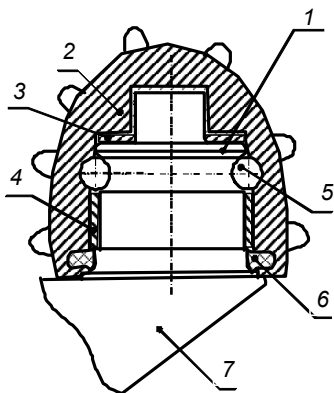


Рис. 1. Принятая компоновка опоры шарошек буровых долот со свободно сидящей промежуточной втулкой и шайбой: 1 – цапфа; 2 – шарошка; 3 – промежуточная свободно сидящая упорная шайба; 4 – свободно сидящая втулка осевого подшипника; 5 – шариковый замок; 6 – герметизирующее уплотнение; 7 – опорная лапа шарошки

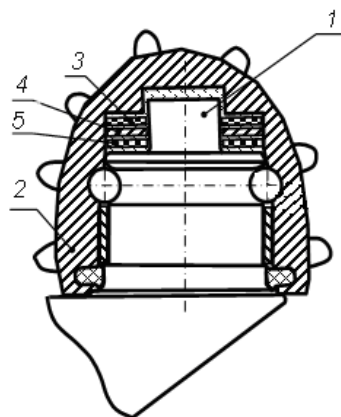


Рис. 2. Компоновка комплексного упорного подшипника: 1 – цапфа; 2 – шарошка; 3 – верхняя шайба из металлофторопласта; 4 – стальная шайба; 5 – нижняя шайба из металлофторопласта

Коэффициент динамичности шарошечных долот составляет 1.3...1.5, всестороннее гидростатическое давление в контакте достигает 6000...8000 мПа и более, крутящий момент – 2500 Н·м.

В связи с отмеченным актуальной технической задачей является изучение динамики упорных подшипников шарошек буровых долот, поиск, всестороннее исследование и разработка новых технических решений [7, 8, 9] и др. для снижения динамичности нагрузки и повышения на этой основе работоспособности и долговечности опор.

Для реализации намеченного поиска более эффективного технического решения был разработан ряд технических мероприятий: проведение экспериментальной оценки нагрузочной и демпфирующей способности упорного подшипника в базовом исполнении при варьировании марок смазки; применение двух бронзовых шайб с серебряным покрытием; применение дополнительной (третьей) стальной шайбы при установке между двумя бронзовыми; применение шайб из металлофторопласта и композиционной опоры из двух фторопластовых шайб, разделенных стальной шайбой (рис. 2).

В качестве первого мероприятия была проведена экспериментальная оценка предельных нагрузок упорного подшипника в базовом исполнении ОАО «Волгабурмаш» (с промежуточной шайбой из бронзы БрБ2 с серебряным покрытием) при варьировании 12 смазочных композиций.

Результаты оценки предельной нагрузки представлены на рис. 3.

Как видно из рис. 3, наиболее эффективные смазки существенно повышают работоспособность опор.

В последующих испытаниях упорного подшипника оценивали контактную жесткость и демпфирование в стыке в зависимости от конструктивного исполнения и применяемой марки смазки.

Для реализации таких испытаний были разработаны методики и средства испытания – устройства, моделирующие упорный подшипник, режимы его нагружения и подобраны необходимые мерительные приборы.

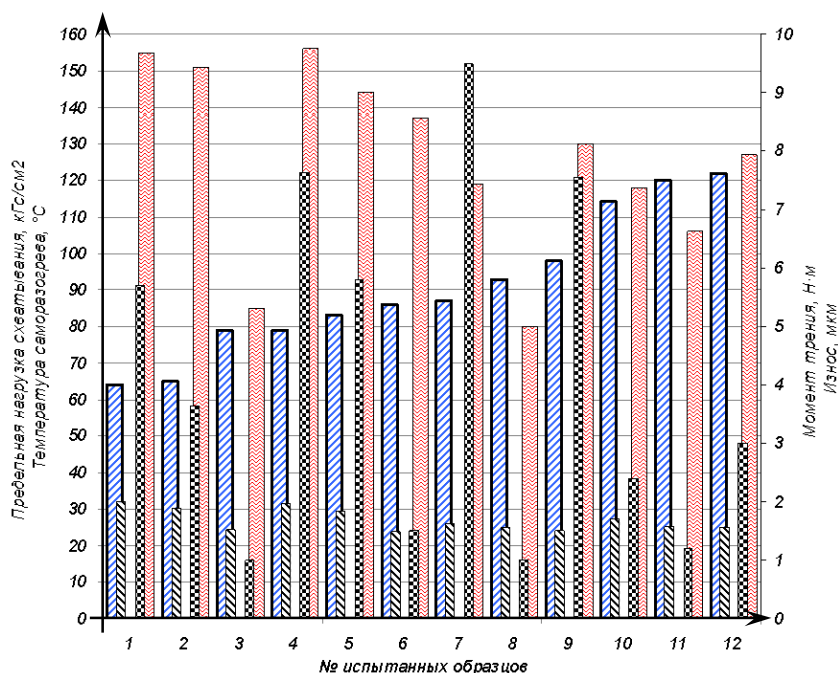


Рис. 3. Результаты оценки предельной нагрузки схватывания в упорных подшипниках с промежуточной шайбой при испытаниях на стенде СамГТУ:

■ предельная нагрузка схватывания, кгс/см²; ■ момент трения, н·м; ■ температура разогрева, °С; ■ износ, мкм; 1 – Томфлон ЭПЦ-10; 2 – Томфлон ЭПЦ-10+ПМС-60000; 3 – Томфлон ССВ-250; 4 – Долотол МАУ+ПМС-60000; 5 – JBL-713+ ПМС-60000; 6 – Томфлон СК250; 7 – JBL-713; 8 – Томфлон ССВ-250+ПМС-60000; 9 – Долотол МАУ; 10 – две опорных шайбы с Томфлон ССВ-250; 11 – Томфлон ССВ-250+MicroCeramic; 12 – Томфлон ЭПЦ-10+MicroCeramic

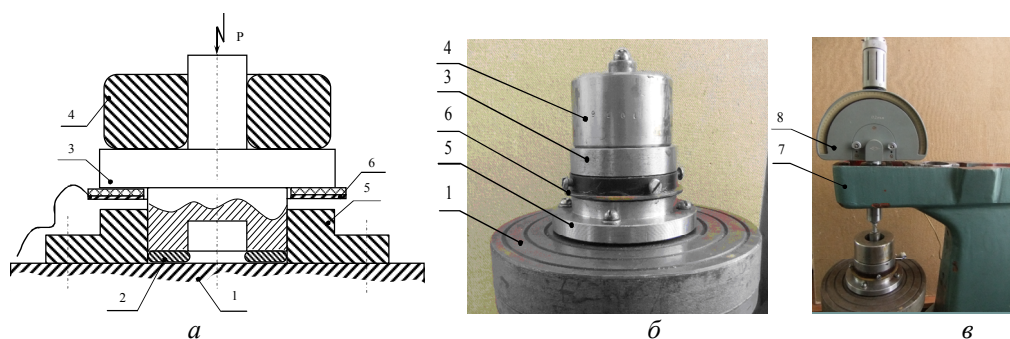
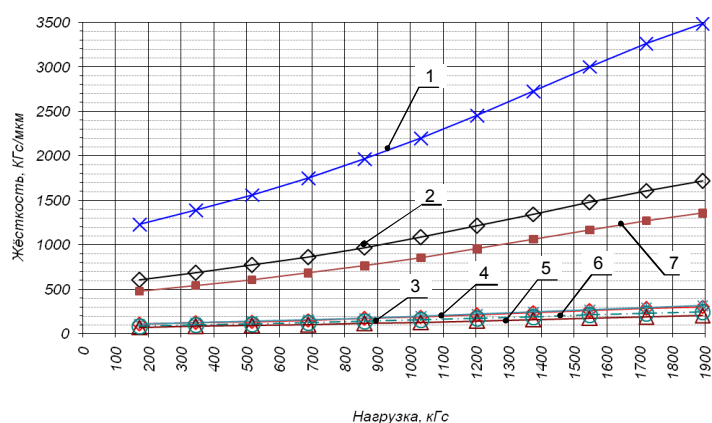
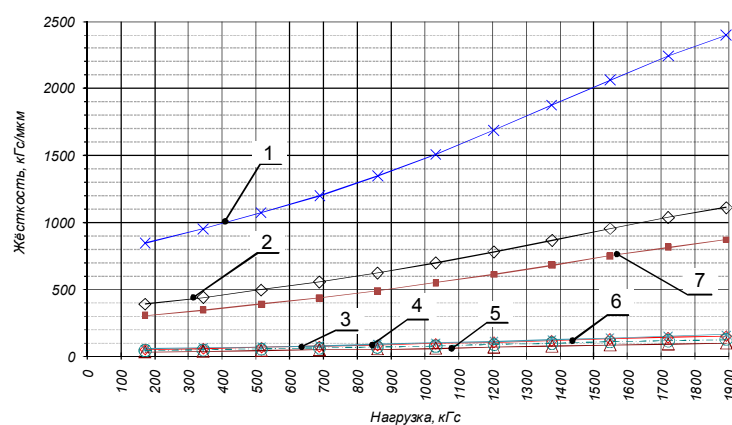


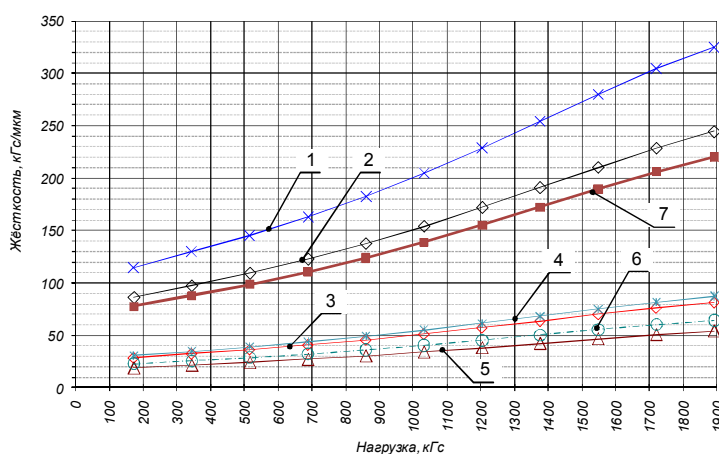
Рис. 4. Установка для оценки динамических характеристик в торцевом упорном подшипнике скольжения шарошки: а – схема устройства для измерения демпфирования и жесткости стыка; б – фотография устройства для измерения демпфирования стыка; в – фотография устройства для измерения жесткости стыка с помощью микроатора 8; 1 – опорная поверхность; 2 – промежуточная шайба; 3 – образец верхней упорной поверхности; 4 – дополнительный груз; 5 – направляющая втулка; 6 – емкостной датчик; 7 – опорная станина



a



б



в

Рис. 5. Зависимость контактной жесткости упорного подшипника:
 а – без промежуточной шайбы; б – с промежуточной шайбой из бронзы БрБ2; в – с трехслойным метал-
 лофторопластовым промежуточным элементом; 1 – без смазки; 2 – со смазкой Циатим-221; 3 – со смаз-
 кой JBL-713; 4 – со смазкой Долотол М-АУ; 5 – со смазкой ОАО «СвНИИ НП» № 02/С от 12.03.2012;
 6 – со смазкой ОАО «СвНИИ НП» № 79С-ЗД13 от 12.03.2012; 7 – со смазкой Циатим-221
 с присадкой частиц детонационных наноалмазов ИХХТ СО РАН

Исследование жесткости упорного подшипника выполняли на устройстве, показанном на рис. 4, в. При испытаниях на испытываемый модельный упорный узел подавали нагрузку P и с помощью микрокатера δ (рис. 4, в) производили измерение сближения в стыке упорного подшипника при каждом значении приложенной нагрузки.

Результаты оценки контактной жесткости в базовой конструкции шарошки (с промежуточной шайбой) приведены на рис. 5.

При оценке демпфирования в упорных подшипниках шарошек (рис. 4, а) производили статическое нагружение грузом 4, а затем ударом по центральному штоку образца 3 возбуждали собственные затухающие колебания в стыке (по оси шарошки, рис. 5), по которым оценивали характеристику демпфирования – логарифмический декремент колебаний (1).

Амплитуду колебания стыка измеряли с помощью емкостного датчика 6, подключенного к разработанному усилителю сигнала. После АЦП-преобразования в устройстве Е-14-140МД (ООО «Л Кард») сигнал передается в компьютер по каналу USB и производится его обработка.

Для приема, записи и анализа вибросигналов с емкостного датчика использовали программу PowerGraph 3.3 Professional, в которой оценку логарифмического декремента колебаний выполняли по известной методике [10, 11, 12 и др.]:

$$\delta = \ln(A_n/A_{n+1}), \quad (1)$$

где A_n и A_{n+1} – соседние амплитуды затухающих колебаний из анализируемой вибrogramмы (рис. 6).

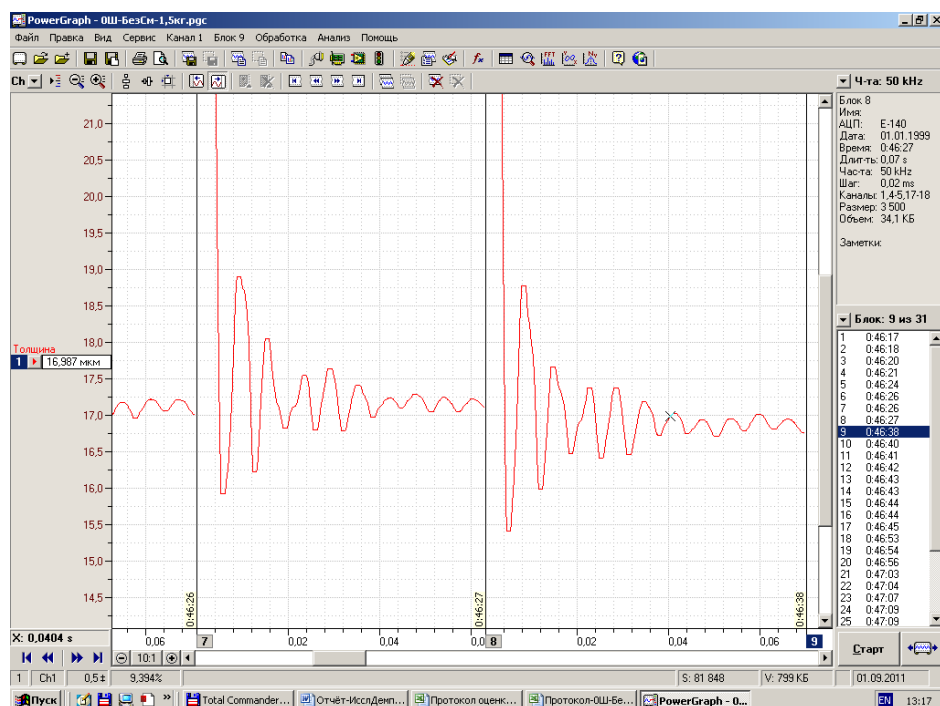


Рис. 6. Вид рабочего экрана программы PowerGraph 3.3 Professional при записи затухающих колебаний в исследуемой опоре

Результаты оценки демпфирования, приведенные в ряде конструктивных исполнений упорного подшипника шарошек буровых долот, показаны на рис. 7 и в табл. 1.

Таблица 1

Результаты оценки демпфирования в стыке торцевого упорного подшипника скольжения

№ опыта	Материал промежуточного элемента	Смазка	Удельная статическая нагрузка, кгс/см ²			Ср. повышение в сравнении с сухим стыком, %
			0,22	0,65	1,08	
			Логарифмический декремент колебаний, $\delta = \ln(A_n/A_{n+1})$			
1	Стык без шайбы	Без смазки	0,11	0,09	0,08	0
2		Циатим-221	0,44	0,39	0,31	297
3		JBL-713R	0,48	0,45	0,41	367
4	Два стыка на шайбе из БрБ2	Без смазки	0,22	0,18	0,18	100
5		Циатим-221	0,57	0,56	0,52	475
6		JBL-713R	0,61	0,59	0,56	513
7	Четыре стыка на шайбе из БрБ2	Без смазки	0,28	0,24	0,22	158
8		Циатим-221	0,83	0,79	0,77	733
9		JBL-713R	0,89	0,87	0,81	795
10	Десять сухих стыков на 9 шайбах	Без смазки	0,41	0,35	0,22	240
11	Стальная гладкая шайба между 2 металлофторопластовых	JBL-713 + подслой ПМС60000	1,12	1,08	1,04	1029
12	Две пластины из металлофторопласта	JBL-713 + 5 % присадки 2	0,93	0,89	0,87	837

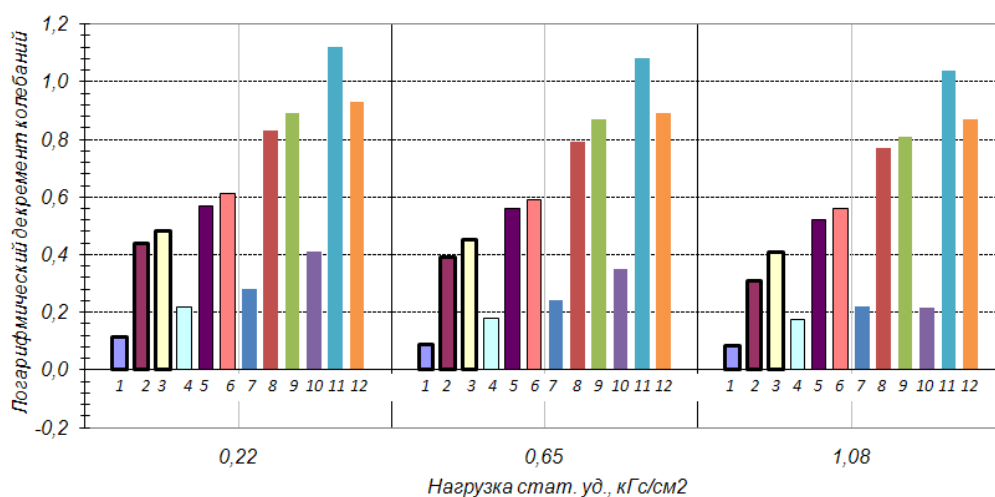


Рис. 7. Результаты оценки демпфирования в стыке торцевого упорного подшипника скольжения: № опыта – по табл. 1

Графическая интерпретация всех полученных результатов, характеризующих роль демпфирования в упорном подшипнике, показана на рис. 8 и в табл. 2.

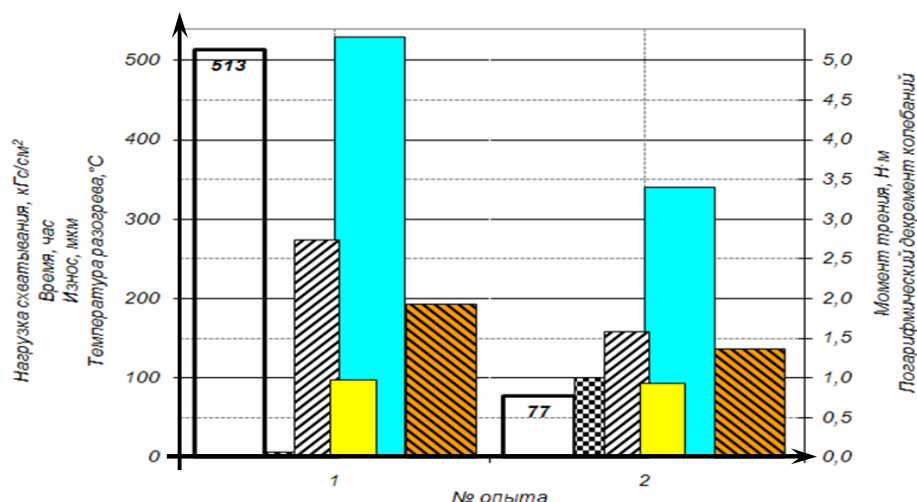


Рис. 8. Результаты длительных испытаний промежуточных элементов опор модели долота R866 из промышленных композиционных материалов:

■ нагрузка схватывания, кгс/см²; ■ износ, мм; ■ время наработки, час; ■ момент трения, Н·м; ■ температура разогрева, °C; ■ логарифмический декремент колебаний; 1 – со стальной гладкой шайбой между двух металлофторопластовых и с подслоем ПМС60000; 2 – с двумя металлофторопластовыми шайбами и с 5 % присадки 2, № опыта по табл. 2

Таблица 2

Результаты испытаний промежуточных элементов опор из промышленных металлополимерных композиционных материалов

№ опыта	Материал промежуточного элемента	Декремент колебаний δ	Смазка	Нагрузка схватывания, кгс/см²	Время наработки, час	Износ, мм	Момент трения, Н·м	Коэффициент трения	Температура разогрева, °C
1	Стальная гладкая шайба между 2 металлофторопластовых	1,12	JBL-713 + подслои ПМС60000	513	6	–	2,74	0,024	192
2	2 шайбы из металлофторопласта	0,93	JBL-713 + 5 % присадки 2	77	100	340	1,58	0,093	137

Выводы

При обосновании конструктивных параметров упорного подшипника шарошек буровых долот целесообразно оптимизировать его контактные характеристики – контактную жесткость и контактное демпфирование за счет выбора материала промежуточных шайб, их пакета и подбора смазочного материала.

Наибольшее значение имеет обеспечение высокой демпфирующей способности стык, понижающий динамическую составляющую нагрузки, что может быть реализовано конструктивным путем (применение пакета шайб) и подбором смазок с высокими поглощающими характеристиками.

Как показала экспериментальная проверка, наибольший декремент затухания получен при применении 3-слойного промежуточного элемента на основе металлофторопласта при смазке JBL-713 с подслоем кремнийорганической жидкости ПМС-60000.

В сравнении с базовым вариантом (промежуточная шайба из БрБ2) логарифмический декремент затухания для стыка упорного подшипника скольжения с одной промежуточной шайбой из БрБ2 составил $\delta = 0,61$ (табл. 1, опыт № 6), а для 3-слойного промежуточного элемента со смазкой (JBL-713 + подслой ПМС60000) $\delta = 1,12$ (табл. 1, опыт № 11).

По данным результатов трибоиспытаний торцевого упорного подшипника скольжения модели долота R866 с консистентными смазками JBL-713 (фирмы Tomlin) и Циатим-221 при добавлении присадок с кластерными наноалмазными порошками ИХХТ СО РАН и полиметилсилоксановой жидкости ПМС-60000 наилучшие результаты (по предельной нагрузке схватывания) получены на 3-слойном промежуточном элементе со смазкой (JBL-713 + подслой ПМС60000, табл. 2, опыт № 1). Логарифмический декремент затухания при этом составил $\delta = 1,12$.

БИБЛИОГРАФИЧЕСКИЙ СПИСОК

1. Богомолов Р.М. Методы повышения эффективности разрушения горных пород при бурении скважин шарошечными долотами: Дисс. ... д.т.н. – Самара: СамГТУ, 2001. – 297 с.
2. Семёнов А.П., Савицкий Ю.Э. Металлофторопластовые подшипники. – М.: Машиностроение, 1976. – 192 с.: ил. УДК 62-233.21/.22; 621.822.5; 6П5.3. – С. 30.
3. Харламов В.В., Павлышко С.В. Смешанная смазка в тяжело нагруженных трибосопряжениях скольжения. – Екатеринбург: УрО РАН, 2003. – 363 с.: ил. ISBN 5-7691-1279-4. ББК 3441, М 38, УДК621.891+539...375.6.
4. Богомолов Р.М., Громаковский Д.Г., Крылов С.М., Шигин С.В., Ибатуллин И.Д. Исследование мультислойной композиции, содержащей частицы фторированного графита // Мат-лы V Международного симпозиума «Фуллерены и фуллереноподобные структуры в конденсированных средах» (ФФС-2008). Республика Беларусь. – Минск: Изд-во Института экономики НАН Беларуси, 2008. – С. 47.
5. Машков Ю.К., Овчар З.Н., Суриков В.И., Калистратова Л.Ф. Композиционные материалы на основе политетрафторэтилена. Структурная модификация. – М.: Машиностроение, 2005. – 240 с.: ил. ISBN 5-217-03288-X. УДК621.763; ББК 30.36; К63.
6. Рядченко Г.В. Триботехнические свойства эластомеров, модифицированных антифрикционными волокнами. Специальность 05.02.04. – Трение и износ в машинах: Автореф. дисс. ... к.т.н. – Ростов-на-Дону: Изд. центр ДГТУ, 2003. – 21 с.
7. Селютин Г.Е., Пузырь А.П., Бондарь В.С., Ворошилов В.А., Михлин Ю.Л., Королькова И.В., Громаковский Д.Г. Применение модифицированных наноалмазов в смазочной композиции // Сб. IV Международного симпозиума «ТРАНСТРИБО 2010». – 2010. – С. 278-285.
8. Громаковский Д.Г., Кудряков Л.В., Шигин С.В. О механизме диссипации в ленточном амортизаторе с угловым расположением пластин // Сб. трудов международной научно-технической конференции «Актуальные проблемы надежности технологических, энергетических и транспортных машин». Т. 1. – М.: Машиностроение, 2003. – С. 320-324.
9. Патент РФ. Демпфирующее устройство для надбуксового подвешивания / Громаковский Д.Г., Пономарев Ю.К., Шигин С.В. и др. № 60160, опубл. 10.01.07.
10. Овчинников И.Н. Виброиспытания, диагностика и прогнозирование усталостного разрушения. – М.: Изд-во МГТУ им. Н.Э. Баумана, 2004. – 128 с.: ил. УДК 539.3; 620.178.3, ББК 22.213, О-35.
11. Пановко Я.Г., Губанова И.И. Устойчивость и колебания упругих систем. Современные концепции, парадоксы и ошибки // Под ред. И.К. Снитко. – М.: Наука, 1967. – 420 с.: ил. УДК 539.30, П16.

12. Писаренко Г.С., Яковлев А.П., Матвеев В.В. Вибропоглощающие свойства конструкционных материалов: Справочник. – Киев: Наукова думка, 1971. – 376 с. ил. 606 (083). ПЗ4. УДК 534.282; 539.67; 620.17.

Статья поступила в редакцию 9 ноября 2012 г.

DAMPING CAPACITY RESEARCH OF THE PERSISTENT BEARING IN CASE OF THE INTERMEDIATE ELEMENTS FROM COMPOSITION MATERIALS ARE ADDED

S.V. Shigin

Samara State Technical University
244, Molodogvardeyskaya st., Samara, 443100

The research results of damping capacity of heavy-loaded contact in the persistent bearing of boring chisels rolling cutters in case of the intermediate elements of the persistent bearing are made from composition materials are given.

Keywords: *thrust bearing, composite materials, dynamic testing, damping, logarithmic decrement, rigidity.*