

Спирин В.А., Макаров В.Ф., Халтурин О.А. Методика расчета напряженно-деформированного состояния профилей глобоидного хона и ротора винтового забойного двигателя в зоне рабочего контакта // Вестник Пермского национального исследовательского политехнического университета. Машиностроение, материаловедение. – 2018. – Т. 20, № 2. – С. 94–103. DOI: 10.15593/2224-9877/2018.2.11

Spirin V.A., Makarov V.F., Khalturin O.A. Method for calculating the stress-strain state of the profiles of the globoid chord and the rotor of the positive displacement motor in the zone of their working contact. *Bulletin PNRPU. Mechanical engineering, materials science*, 2018, vol. 20, no. 2, pp. 94–103. DOI: 10.15593/2224-9877/2018.2.11

ВЕСТНИК ПНИПУ. Машиностроение, материаловедение
Т. 20, № 2, 2018
Bulletin PNRPU. Mechanical engineering, materials science
<http://vestnik.pstu.ru/mm/about/inf/>

DOI: 10.15593/2224-9877/2018.2.11
УДК 621.9

В.А. Спирин, В.Ф. Макаров, О.А. Халтурин

Пермский национальный исследовательский политехнический университет, Пермь, Россия

**МЕТОДИКА РАСЧЕТА НАПРЯЖЕННО-ДЕФОРМИРОВАННОГО СОСТОЯНИЯ ПРОФИЛЕЙ
ГЛОБОИДНОГО ХОНА И РОТОРА ВИНТОВОГО ЗАБОЙНОГО ДВИГАТЕЛЯ
В ЗОНЕ РАБОЧЕГО КОНТАКТА**

Глобоидное зацепление абразивного инструмента и ротора винтового забойного двигателя имеет ряд особенностей: значительная протяженность линии контакта, одновременный охват нескольких зубьев ротора, неоднородность взаимодействия профилей на разных участках линии контакта.

Характер взаимодействия профилей должен обеспечить необходимые усилия резания в зоне контакта. Он зависит не только от аналитического расчета, который дает численные значения пересечения профилей по нормали к поверхности зубьев ротора, но и от физико-механических характеристик абразивного слоя глобоидного хона, которые, в свою очередь, определяются видом абразивного материала, видом связки, размером и концентрацией абразива и т.д. Пересечение профилей глобоидного хона и ротора рассчитывают методами теории зубчатых зацеплений по нормали к профилям. Действительные деформации и напряжения в зоне контакта зависят от физико-механических характеристик абразивного слоя. Проведение численных экспериментов требует определения физико-механических характеристик всех известных абразивных и алмазных инструментов.

Представлена методика расчета физико-механических параметров абразивного слоя (коэффициент Пуассона и модуль Юнга) с последующим расчетом значений напряжения и деформации в зоне контакта глобоидного хона и профиля ротора винтового забойного двигателя.

Пересечение профилей ротора и глобоидного хона зависит от установки инструмента относительно детали по нормали к профилю (Δl).

Числовые эксперименты по изменению значений напряжения и деформации в зависимости от параметров установки глобоидного хона относительно ротора позволили рассчитать численные значения напряжения и деформации на разных участках линии контакта (φ_d), а также комплекса сочетаний параметров установки глобоидного хона (ΔA , $\Delta \gamma$, ΔZ).

Полученные графики позволяют установить влияние каждого параметра в отдельности и сочетания всех параметров одновременно.

Ключевые слова: теория зацепления, профиль зубчатой детали, параметры установки инструмента, глобоидный червяк, абразивный слой, характеристика абразивного слоя, линия контакта, деформация и погрешности, физико-механические свойства, коэффициент Пуассона, модуль Юнга, пересечение профилей, напряженно-деформированное состояние, профиль ротора винтового забойного двигателя.

V.A. Spirin, V.F. Makarov, O.A. Khalturin

Perm National Research Polytechnic University, Perm, Russian Federation

**METHOD FOR CALCULATING THE STRESS-STRAIN STATE
OF THE PROFILES OF THE GLOBOID CHORD AND THE ROTOR
OF THE POSITIVE DISPLACEMENT MOTOR
IN THE ZONE OF THEIR WORKING CONTACT**

The globoid gearing of the abrasive tool and the rotor of positive displacement motor has a number of features: a significant length of the contact line, simultaneous coverage of several rotor teeth, and inhomogeneity of the interaction of the profiles at different sections of the contact line.

The nature of the interaction of the profiles should provide the necessary cutting forces in the contact zone. It depends not only on the analytical calculation, which gives numerical values of the intersection of profiles along the normal to the surface of the rotor teeth, but also on the physical and mechanical characteristics of the abrasive layer of globoid chon, which in turn is determined by the type of abrasive material, type of bond, size and spacing of abrasive grains and etc. The intersection of the profiles of the globoidal chon and the rotor is calculated by the methods of the theory of gearing along the normal to the profiles. The actual deformations and stresses in the contact zone depend on the physical and

mechanical characteristics of the abrasive layer. Conducting numerical experiments requires the determination of the physical and mechanical characteristics of all known abrasive and diamond tools.

In this paper, we present a technique for calculating the physicomaterial parameters of the abrasive layer (Poisson's ratio and Young's modulus) and then calculating the stresses and strains in the contact zone of the globoid hon and the rotor profile of the positive displacement motor.

The intersection of the profiles of the rotor and the globoid hon depends on the setting of the tool relative to the part along the normal to the profile (Δn).

Numerical experiments on changes in stresses and strains, depending on the parameters of the installation of the globoid hon relative to the rotor, made it possible to calculate the numerical values of stresses and strains at different sections of the contact line (φ_n), as well as a complex of combinations of the parameters of the globoid hon installation ($\Delta A, \Delta y, \Delta Z$).

The resulting graphs allow to determine the influence of each parameter separately and the influence of a combination of all parameters simultaneously.

Keywords: theory of gears, the profile of the gear, globoidal wormgearing, abrasive layer, characteristic of the abrasive layer, line of contact, deformation and errors, physical and mechanical properties, Poisson's ratio, Young's modulus, intersection of profiles, stress-strain state, rotor profile of positive displacement motor.

Контактные явления при глобоидном зацеплении могут быть описаны на основе условий пересечения профилей инструмента и детали в зависимости от параметров установки глобоидного хона.

При взаимодействии абразивного инструмента и ротора винтового забойного двигателя происходит передача усилий от инструмента к заготовке путем непосредственного их контакта. При этом в контактирующих деталях возникают местные деформации и напряжения, называемые контактными. Несмотря на то, что в большинстве случаев контактные напряжения, возникающие в деталях машин, весьма высоки (зачастую значительно выше предела текучести материала детали), они не влияют на общую прочность деталей. Это объясняется тем, что контактные напряжения и деформации имеют резко выраженный местный характер, быстро уменьшаясь по мере удаления от зоны контакта [1–13].

При решении задачи определения значений контактного напряжения и деформации пользуются некоторыми допущениями. При теоретическом решении этой задачи рассматривают 2 тела, ограниченных криволинейными поверхностями и нагруженных силами, прижимающими эти тела друг к другу. При отсутствии нагрузки соприкосновение тел происходит по линии. Нагрузка, нормальная к поверхности контакта, вызывает местные деформации контактирующих тел, в результате которых начальный линейный контакт переходит в контакт по некоторой малой площадке, имеющей сложную форму. Давление, передаваемое от одной детали к другой, распределено по контактной площадке неравномерно.

Вдоль линии контакта значения напряжения и деформации зависят от параметров установки инструмента и угла поворота детали. Они влияют на величину внедрения материала, а как следствие, на величину контактной площадки, которая определяет величину напряжений и деформаций для данных тел в зависимости от их физико-механических свойств. Перпендикулярно линии контакта значения напряжения распределяются в виде параболы,

и свое максимальное значение имеют в середине контактной площадки [14–21].

Решение задачи базируется на следующих предпосылках:

- материалы контактирующих тел однородны и изотропны;
- величины сил, приложенных к соприкасающимся телам, таковы, что процесс деформации протекает в пределах справедливости закона Гука;
- поверхность контакта весьма мала по сравнению с общей поверхностью каждого из соприкасающихся тел;
- силы давления, передаваемые через поверхность контакта от одного тела к другому, нормальны к этой поверхности.

Для оценки напряженного состояния деталей необходимо определить величины 3 главных напряжений. Это объясняется 2 положениями теории напряженного состояния. Первое положение сформулировано следующим образом: напряженное состояние в точки тела задано, если известны напряжения на любых 3 проходящих через нее взаимно перпендикулярных площадках. При этом среди бесчисленного множества площадок, которые можно провести через исследуемую точку, имеется 3 взаимно перпендикулярных площадки, касательные напряжения на которых отсутствуют, а нормальные напряжения максимальны. Эти площадки и возникающие на них нормальные напряжения называются главными.

Для исследования напряженного состояния профиля ротора необходимо рассматривать бесконечно малый параллелепипед в окрестности некоторой точки поверхности, как показано на рис. 1.

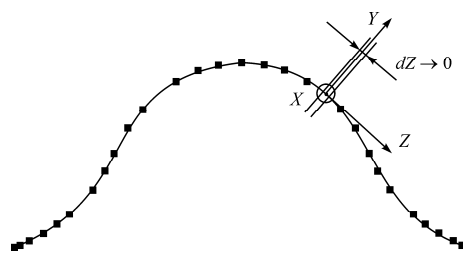


Рис. 1. Схема главных напряжений

Давление, действующее на верхнюю грань параллелепипеда, должно вызвать деформации не только в направлении оси OY , но и в направлении осей OZ и OX . Этим деформациям препятствует материал ротора, окружающий мысленно выделенный параллелепипед, и, следовательно, на его гранях, перпендикулярных осям OZ и OX , возникают напряжения сжатия. В процессе вращения глобоидного хона относительно детали за счет трения между поверхностями возникает сила, порождающая напряжения сдвига. Все эти напряжения представлены на рис. 2.

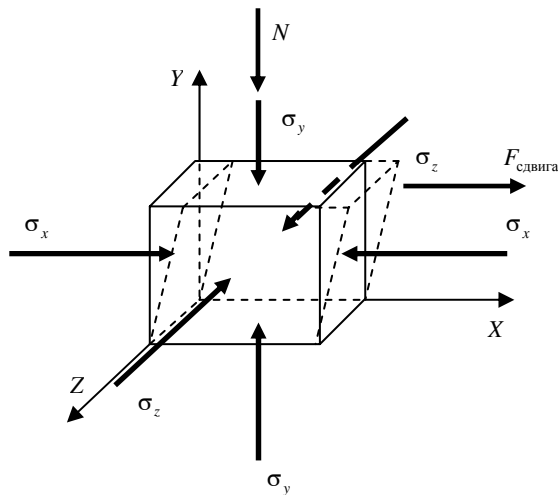


Рис. 2. Схема напряжений сдвига

Для рассмотрения напряженного состояния необходимо рассматривать главные напряжения в главных площадках напряжения. В каждой точке профиля ротора ориентация главных площадок, за счет сложного профиля, различна. Ориентация главных площадок зависит от вспомогательной системы координат, 2 оси которой направлены перпендикулярно и касательно к рассматриваемой точке на профиле, а 3-я перпендикулярно плоскости, проходящей через ось глобоидного хона и линию зацепления. Ось, направленная по нормали к точке профиля, обозначается OY , касательно – OZ , а оставшаяся – OX .

Приведенные рассуждения дают качественное представление о характере напряженного состояния. обстоятельное исследование, дающее количественные результаты – величины главных напряжений, выполняют методами теории упругости, описанными в физике кристаллического твердого тела.

Для определения напряжения и величины упругих деформаций вдоль оси OY воспользуемся уравнением напряжения и законом Гука.

Напряжением σ называется физическая величина, численно равная упругой силе F , приходящейся на единицу площади S сечения тела:

$$\sigma = \frac{F}{S}.$$

Закон Гука показывает, что напряжение σ при упругой деформации тела пропорционально относительной деформации:

$$\sigma = K \cdot \frac{\Delta X}{X}.$$

Упругое сжатие продолжается при условии $F_{\text{упр}} > F$. Пока действует это условие, $K = E$ – модуль Юнга.

На рис. 3 представлен процесс, происходящий вдоль оси OY .

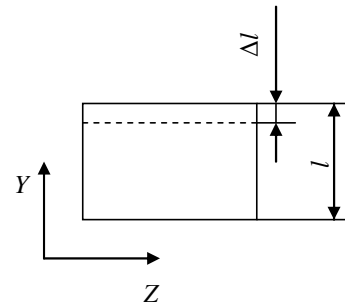


Рис. 3. Схема сжатия вдоль оси OY

$$\frac{F}{S} = E \cdot \frac{\Delta X}{X}; \quad \frac{\Delta X}{X} = \frac{\Delta l}{l}; \quad \Delta l = \frac{Fl}{ES}.$$

Относительное продольное сжатие элементарного участка, представленное на рис. 4, сопровождается его относительным поперечным расширением. Этот процесс описывается коэффициентом Пуассона μ . Он выражает отношение относительного поперечного расширения $\Delta d/d$ к относительному продольному сжатию $\Delta l/l$.

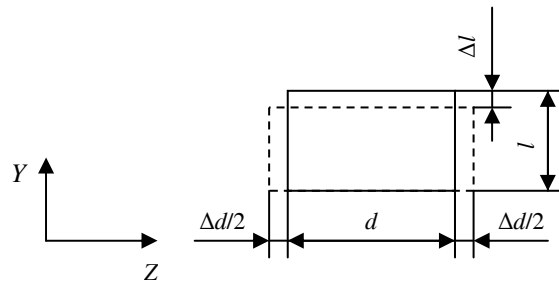


Рис. 4. Схема поперечного расширения

Расширению материала препятствуют соседние элементарные участки. Вследствие этого в элементарном участке возникает поперечное напряжение вдоль оси OZ :

$$\mu = \frac{\Delta d}{d} \cdot \frac{\Delta l}{l}.$$

Выразим из этого уравнения Δd и подставим в него выражение для Δl :

$$\Delta d = d\mu \cdot \frac{l}{\Delta l}; \quad \sigma = E \cdot \frac{\Delta d}{d}.$$

Деформация сдвига, представленная на рис. 5, возникает в плоскости XOY во время вращения глобoidного хона за счет его трения с поверхностью детали.

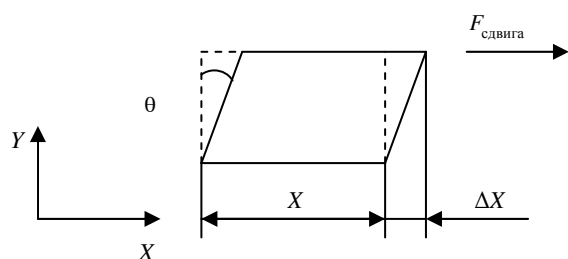


Рис. 5. Схема деформаций сдвига

$$F_{\text{сдвига}} = f_{\text{тр}} F; \quad \theta \approx \text{tg}\theta; \quad \sigma = \frac{F}{S} = G\theta,$$

где G – модуль сдвига, $G = \frac{E}{2} \cdot (1 + \mu)^{-1}$.

Напряжение вычисляется по формуле

$$\sigma = \frac{F_{\text{сдвига}}}{S} = \frac{f_{\text{тр}} F}{S}.$$

Величина сдвига определяется по формуле

$$\frac{F}{S} = \frac{E}{2} \cdot (1 + \mu)^{-1} \cdot \frac{\Delta X}{X};$$

$$\Delta X = \frac{2f_{\text{тр}} FX}{SE} \cdot (1 + \mu).$$

Для удобства проведения расчетов выразим уравнения напряжений и упругих деформаций через физико-механические свойства материала и величину Δn :

$$\sigma = \frac{F}{S} = E_X \cdot \frac{\Delta n}{l};$$

$$F = E_X \cdot \frac{\Delta n}{l}.$$

Подставляя данное выражение силы в уравнения напряжения и деформаций, получим расчетные формулы

$$\sigma_y = E_X \cdot \frac{\Delta n}{l}; \quad \Delta l = \Delta n \cdot \frac{E_X}{E_P};$$

$$\Delta d = d\mu \cdot \frac{\Delta n}{l} \cdot \frac{E_X}{E_P}; \quad \sigma_z = \mu E_X \cdot \frac{\Delta n}{l};$$

$$\sigma_x = f_{\text{тр}} E_X \cdot \frac{\Delta n}{l}; \quad \Delta X = 2f_{\text{тр}} X \cdot \frac{\Delta n}{l} \cdot \frac{E_X}{E_P} \cdot (1 + \mu),$$

где E_X – модуль упругости по нормали; μ – коэффициент Пуассона; $f_{\text{тр}}$ – коэффициент трения; l – глубина деформированного поверхностного слоя.

Выведенные аналитические зависимости позволяют определить характер влияния параметров установки на напряженно-деформированное состояние зубчатой детали и дать количественную оценку.

Оценка напряженно-деформированного состояния профиля ротора винтового забойного двигателя велась в 7 сечениях, определяемых углом поворота детали:

$$\varphi_d = -0,698\ 132; -0,523\ 599; -0,261\ 799; 0; 0,261\ 799; 0,523\ 599; 0,698\ 132.$$

Для проведения числовых экспериментов выбраны следующие варианты установки глобoidного хона относительно заготовки:

$\Delta A = -0,5;$	$\Delta \gamma = 0;$	$\Delta Z = \pm 0,25;$
$\Delta A = 0,5;$	$\Delta \gamma = 0;$	$\Delta Z = \pm 0,25;$
$\Delta A = \pm 0,5;$	$\Delta \gamma = 0;$	$\Delta Z = 0;$
$\Delta A = 0;$	$\Delta \gamma = 0;$	$\Delta Z = \pm 0,25.$

Рассмотрим 2 последних варианта установки глобoidного хона.

Зависимость напряженно-деформированного состояния от величины Δn носит линейный характер. Это обусловлено тем, что значения напряжения и деформации были выражены через физико-механические свойства материалов, которые являются постоянными, и параметры установки, а параметры установки инструмента выражены через Δn . На рис. 6 представлена зависимость напряжения от Δn . На рис. 7 представлена зависимость деформации от Δn .

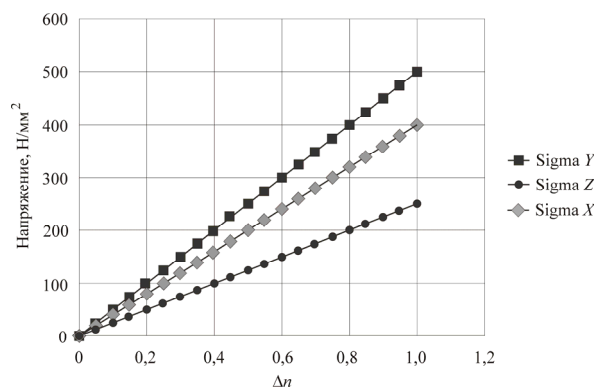


Рис. 6. Зависимость напряжения от Δn

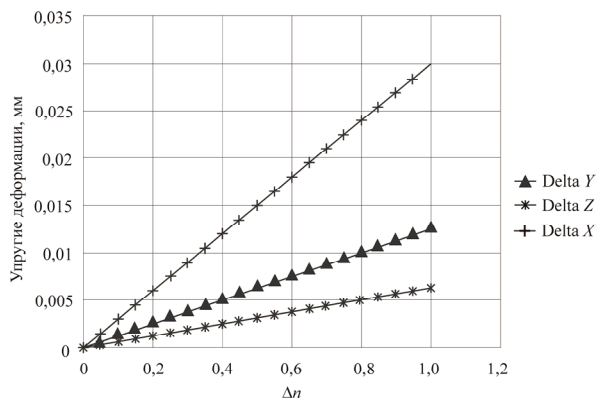


Рис. 7. Зависимость деформации от Δl

Зависимость напряженно-деформированного состояния от угла поворота детали носит сложный характер. Каждая точка профиля в процессе обкатки ротора и хона находится в различных напряженно-деформированных состояниях. Для примера можно рассмотреть эту зависимость при $\Delta A = -0,5$; $\Delta \gamma = 0$; $\Delta Z = 0$ на рис. 8 и 9.

В дальнейшем эта зависимость будет представлена в виде напряжений и деформаций вдоль профиля для различных углов поворота заготовки. Например, для заданных параметров установки инструмента это будет выглядеть, как на рис. 10 и 11.

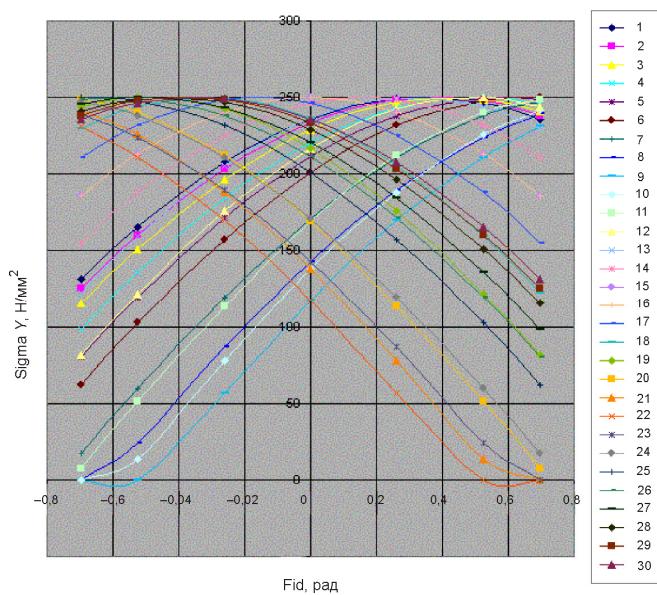


Рис. 8. Зависимость напряжения от φ_d при $\Delta A = -0,5$; $\Delta \gamma = 0$; $\Delta Z = 0$

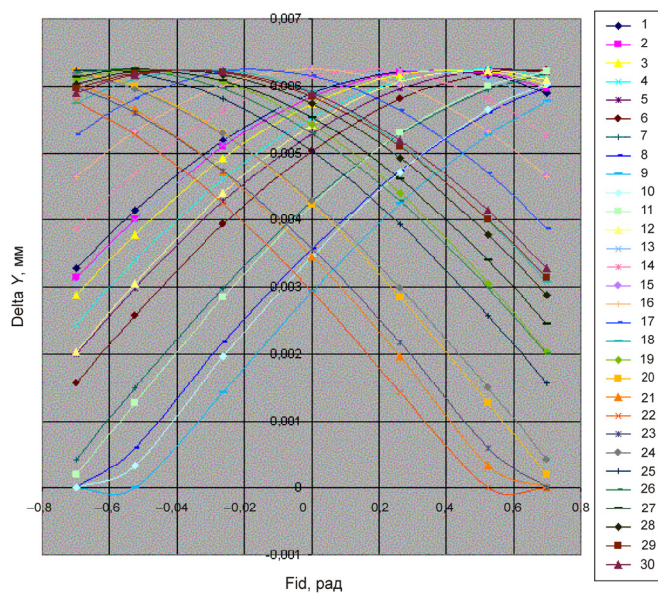


Рис. 9. Зависимость деформации от φ_d при $\Delta A = -0,5$; $\Delta \gamma = 0$; $\Delta Z = 0$

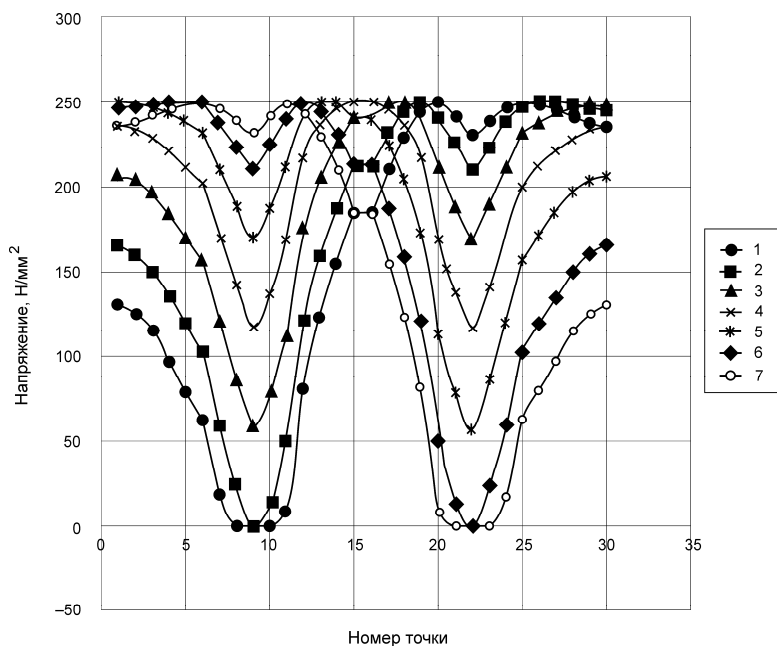


Рис. 10. Напряжения от φ_d при $\Delta A = -0,5$; $\Delta \gamma = 0$; $\Delta Z = 0$

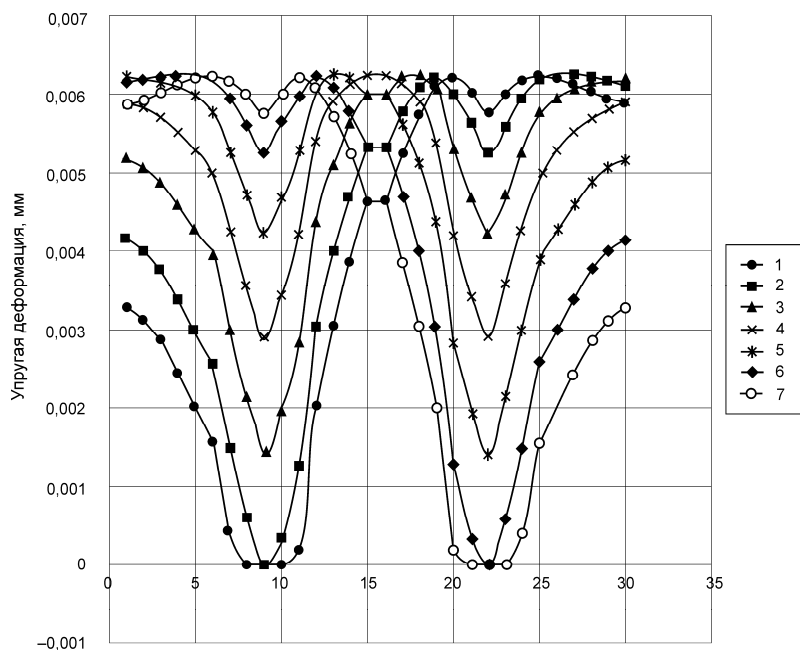


Рис. 11. Деформации от φ_d при $\Delta A = -0,5$; $\Delta \gamma = 0$; $\Delta Z = 0$

Различные параметры установки инструмента относительно заготовки дают различные варианты пересечения их профилей. Пересечение профилей вызывает напряженно-деформированные состояния. Для их исследования необходимо произвести эксперименты с параметрами установки, определенными выше.

Напряженно-деформированное состояние при $\Delta A = -0,5$; $\Delta \gamma = 0$; $\Delta Z = 0$ описано выше.

Рассмотрим напряженно-деформированное состояние при $\Delta A = 0,5$; $\Delta \gamma = 0$; $\Delta Z = 0$. На рис. 12 по-

казан график значений напряжения, а на рис. 13 – график значений деформации.

Рассмотрим напряженно-деформированное состояние при $\Delta A = 0$; $\Delta \gamma = 0$; $\Delta Z = -0,25$. На рис. 14 показан график значений напряжения, а на рис. 15 – график значений деформации.

Рассмотрим напряженно-деформированное состояние при $\Delta A = 0$; $\Delta \gamma = 0$; $\Delta Z = 0,25$. На рис. 16 показан график значений напряжения, а на рис. 17 – график значений деформации.

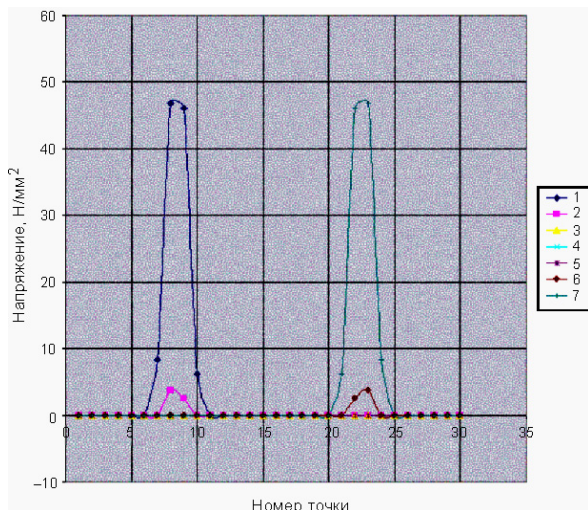


Рис. 12. Напряжение при $\Delta A = 0,5; \Delta \gamma = 0; \Delta Z = 0$

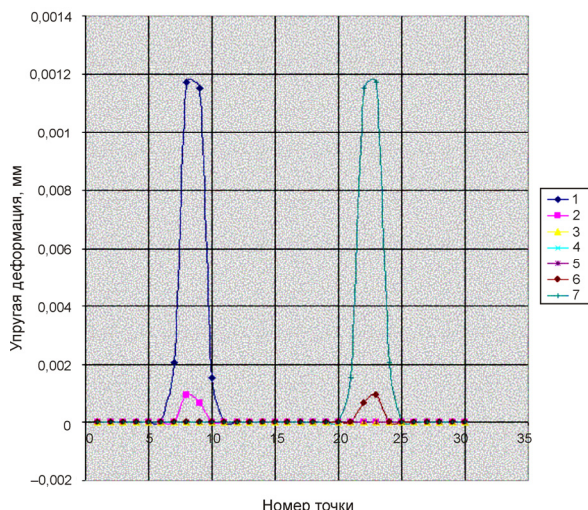


Рис. 13. Деформация при $\Delta A = 0,5; \Delta \gamma = 0; \Delta Z = 0$

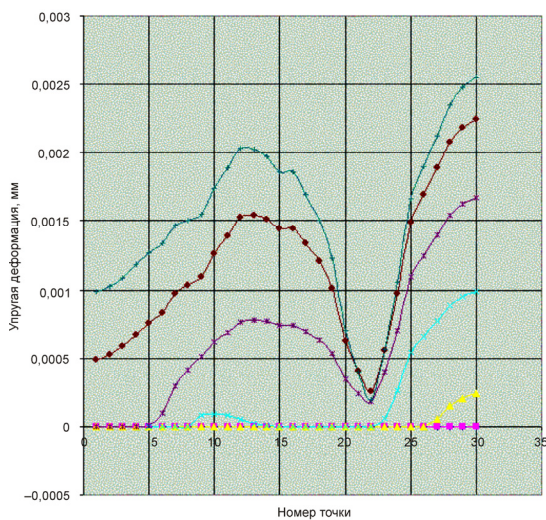


Рис. 14. Деформация при $\Delta A = 0; \Delta \gamma = 0; \Delta Z = -0,25$

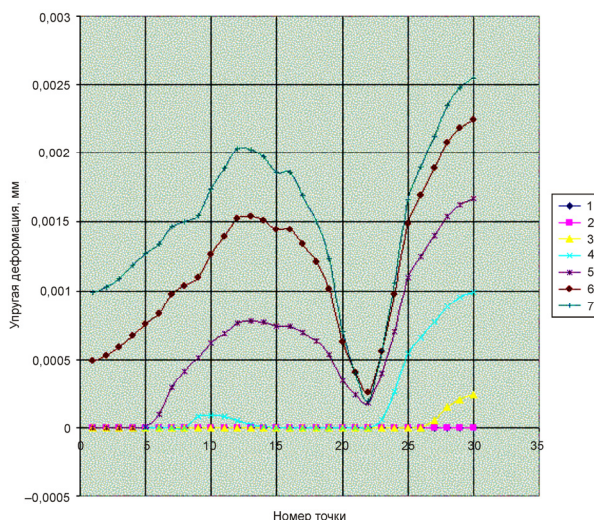


Рис. 15. Деформация при $\Delta A = 0; \Delta \gamma = 0; \Delta Z = -0,25$

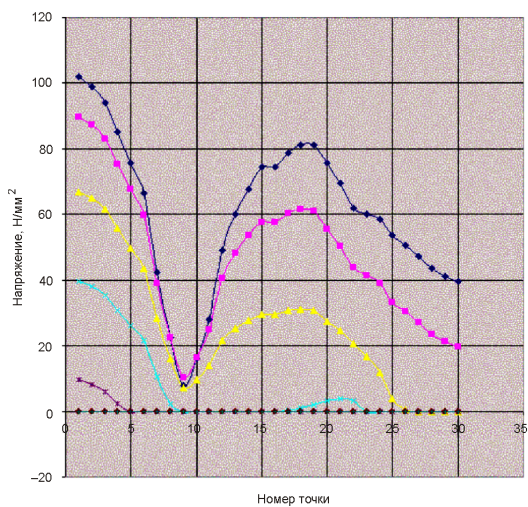


Рис. 16. Напряжение при $\Delta A = 0; \Delta \gamma = 0; \Delta Z = 0,25$

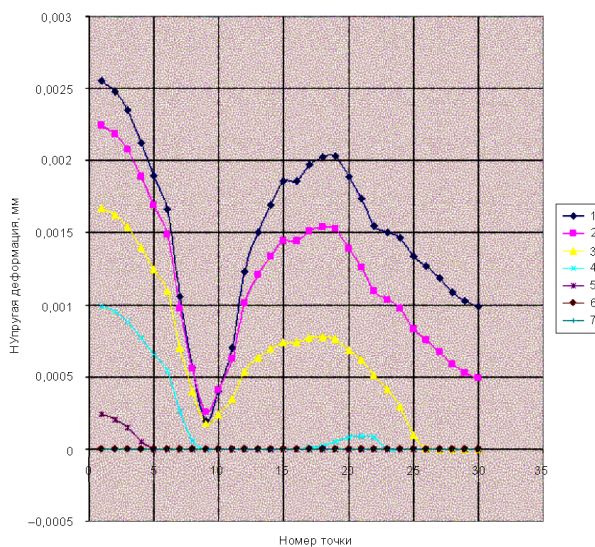


Рис. 17. Деформация при $\Delta A = 0; \Delta \gamma = 0; \Delta Z = 0,25$

Из анализа проведенных исследований следует, что величина положительных отклонений профиля зуба при положительных значениях ΔA на головке зуба больше, чем на ножке. В середине профиля зуба напряжения равны 0. При отрицательных отклонениях ΔA напряжения профиля носят отрицательный характер («в тело» детали) и одинаковы на всех участках профиля.

При смещении инструмента вдоль оси Z было установлено, что напряжения левой и правой сторон зуба несимметричны и зависят от величины и знака ΔZ . При анализе видно, что при равных по величине и противоположных по направлению ΔZ напряжения противоположных сторон зуба симметричны. Установлено также, что напряжения профиля зуба пропорциональны отклонениям ΔZ . Величина напряжений правого профиля при положительных значениях ΔZ у ножки зуба больше в 1,4 раза, чем у головки, в середине зуба напряжения значительно меньше и составляет 0,1 напряжений на головке зуба. Для левого профиля при положительном смещении инструмента вдоль оси Z наибольшие напряжения возникают на головке зуба, примерно такие же напряжения в середине зуба и в 2 раза меньше на ножке.

Из расчетных вариантов, выбранных для исследования, наиболее интересны варианты на основе комбинации отклонений, как наиболее возможные в реальном зацеплении и дающие свои характерные изменения расчетных напряжений профиля. Из анализа рисунков следует, что напряжения левого и правого профилей детали несимметричны и их величина и направления зависят от величины и знаков направления параметров установки глобоидного червяка.

В ходе анализа профиля зуба при $\Delta A = 0,5$ и положительных значениях ΔZ было установлено, что с увеличением ΔZ увеличиваются напряжения, при этом напряжения левой части профиля характеризуются значительными усилиями на головке и ножке зуба и несущественными усилиями в середине зуба. Изменение значений напряжения профиля на ножке составляет 1,2 напряжения на головке. Напряжения правого профиля зуба отсутствуют, так как отклонения находятся в основном в области положительных значений, однако с увеличением ΔZ они уменьшаются.

Из анализа рисунков следует, что при отрицательных отклонениях ΔA независимо от знака ΔZ расчетные напряжения профиля увеличиваются. Напряжения левой и правой сторон профиля несимметричны. При этом величина и характер напряжений зависят от величины и знака ΔZ .

Итак, можно увидеть некоторые зависимости. Изменение межосевого расстояния не влияет на номинальный профиль детали, увеличение его приводит к изменению профиля лишь в случае, когда он полнее нормального. Уменьшение межосевого расстояния по сравнению с расчетным приводит к равномерному по всему профилю увеличению напряжения, а следовательно, к увеличению съема, и на профиле не отражается.

Смещение инструмента в направлении оси Z приводит к значительным изменениям профиля детали. При этом профиль, совпадающий с направлением смещения глобоидного инструмента, стороной зуба ротора изменяется значительно, с характерным увеличением напряжения на головке зуба. Противоположная сторона зуба ротора становится выпуклой, с подрезом и головки, и ножки зуба. Величина напряжений зависит от величины осевого смещения инструмента.

Комбинации, построенные при положительных отклонениях ΔA и осевыми смещениями инструмента, показывают наличие вариантов, которые позволяют целенаправленно изменять профиль одной из сторон зуба при неизменном профиле другой стороны, что позволяет управлять формообразованием геометрии ротора с помощью параметров установки глобоидного инструмента.

Изменение угла скрещивания осей детали и инструмента $\Delta \gamma$ в пределах возможной ошибки установки (1° – 2°) не оказывает практического влияния на напряжения в профиле детали.

Список литературы

1. Козлов Г.В., Сандитов Д.С. Ангармонические эффекты и физико-механические свойства полимеров / Сиб. отд-ние Рос. акад. наук, Бурят. ин-т естеств. наук. – Новосибирск: Наука: Сиб. изд. фирма, 1994. – 257 с.
2. Багайсков Ю.С., Косолапов А.В. Влияние степени упругости материала абразивных зубчатых хонов на точность обрабатываемых зубчатых колес // Технология Автомобилестроения / Науч.-исслед. ин-т технол. автомоб. пром-сти. – М., 1983. – № 3. – С. 12–14.
3. Дель Г.Д. Технологическая механика. – М.: Машиностроение, 1978. – 174 с.
4. Евсеев Д.Г. Формирование свойств поверхностных слоев при абразивной обработке. – Саратов: Изд-во Саратов. ун-та, 1975. – 126 с.
5. Зак П.С. Глобоидная передача. – М.: Машгиз, 1962. – 256 с.
6. Ицкович Г.М. Сопротивление материалов. – М.: Высшая школа, 1987. – 352 с.

7. Коган Г.И. Отделка зубчатых колес / под ред. Н.И. Колчина. – 2-е изд., перераб. и доп. – М.; Л.: Машгиз, 1962. – 120 с.

8. Кристенсен Р.М. Введение в механику композитов: пер. с англ. – М.: Мир, 1982. – 334 с.

9. Литвин Ф.А. Теория зубчатых зацеплений. – М.: Наука, 1968. – 584 с.

10. Соколкин Ю.В., Ташкинов А.А. Механика деформирования и разрушения структурно неоднородных тел. – М.: Наука, 1984. – 115 с.

11. Суслов А.Г. Технологическое обеспечение параметров состояния поверхностного слоя деталей. – М.: Машиностроение, 1987. – 207 с.

12. Таблицы физических величин: справ. / под ред. акад. И.К. Кикоина. – М.: Атомиздат, 1976. – 1008 с.

13. Эффективные термоупругие свойства анизотропных композитов: метод. указ. для сам. раб. студ. по курсу «Сопrotivление композиционных материалов». Ч. 1. Теоретические основы и расчетные формулы / сост.: А.А. Ташкинов, В.Э. Вильдеман, Р.Я. Газизов, С.Г. Иванов; Перм. политехн. ин-т. – Пермь, 1991. – 41 с.

14. Анурьев В.И. Справочник конструктора-машиностроителя: в 3 т. – 7-е изд., перераб. и доп. – М.: Машиностроение, 1992. – Т. 1. – 816 с.

15. Витенберг Ю.Р. Зубошлифование абразивным червяком. – Л., 1963. – 27 с.

16. Зубохонингование как метод удаления дефектного слоя / М.Д. Генкин [и др.] // Надежность и качество зубчатых передач / Науч.-исслед. ин-т машиностроения. – М., 1969. – С. 120–132.

17. Журавлев В.Л. Технология изготовления глобоидных передач. – М.: Машиностроение, 1965. – 152 с.

18. Миков Ю.Г. Оптимизация режимов алмазного хонингования закаленных шестерен // Автомобильная промышленность. – 1978. – № 6. – С. 34–36.

19. Новоселов Ю.К. Динамика формообразования поверхностей при абразивной обработке / Севаст. нац. техн. ун-т. – Севастополь, 2012. – 262 с.

20. Спири́н В.А. Повышение качества обработки сложнопфильных зубчатых деталей: дис. ... канд. техн. наук / Перм. политехн. ин-т. – Пермь, 1988. – 216 с.

21. Яворский Б.М., Детлаф А.А. Справочник по физике для инженеров и студентов вузов. – М., 1971. – 940 с.

References

1. Kozlov G.V., Sanditov D.S. Angarmonicheskie efekty i fiziko-mekhanicheskie svoystva polimerov [Anharmonic effects and physicomechanical properties of polymers]. Sibirskoe otdelenie Rossiiskoi akademii

nauk, Buriatskii institut estestvennykh nauk. Novosibirsk: Nauka: Sibirskaya izdatel'skaya firma, 1994, 257 p.

2. Bagaikov Iu.S., Kosolapov A.V. Vliianie stepeni uprugosti materiala abrazivnykh zubchatykh khonov na tochnost' obrabatyvaemykh zubchatykh koles // Tekhnologiya Avtomobilestroeniia [Influence of degree of elasticity of material of abrasive gear khans on accuracy of the processed cogwheels]. Nauchno-issledovatel'skii institut tekhnologicheskoi avtomobil'noi promyshlennosti. Moscow, 1983, no. 3, pp. 12–14.

3. Del' G.D. Tekhnologicheskaya mekhanika [Technological mechanics]. Moscow: Mashinostroyeniye, 1978, 174 p.

4. Evseev D.G. Formirovaniye svoystv poverkhnostnykh sloev pri abrazivnoi obrabotke [Formation of properties of blankets at abrasive processing]. Saratov: Izdatel'stvo Saratovskogo universiteta, 1975, 126 p.

5. Zak P.S. Globoidnaya peredacha [Globoidal gear]. Moscow: Mashgiz, 1962, 256 p.

6. Itskovich G.M. Soprotivleniye materialov [Strength of materials]. Moscow: Vysshaya shkola, 1987, 352 p.

7. Kogan G.I. Otdelka zubchatykh koles [Finishing of cogwheels. Ed. N.I. Kolchina. 2 ed. Moscow; Leningrad: Mashgiz, 1962, 120 p.

8. Kristensen R.M. Vvedeniye v mekhaniku kompozitov: perevod s angliiskogo [Introduction to mechanics of composites]. Moscow: Mir, 1982, 334 p.

9. Litvin F.A. Teoriya zubchatykh zatseplenii [Theory of gear gearings]. Moscow, Nauka, 1968, 584 p.

10. Sokolkin Iu.V., Tashkinov A.A. Mekhanika deformirovaniia i razrusheniia strukturno neodnorodnykh tel [Mechanics of deformation and destruction of structurally non-uniform bodies]. Moscow: Nauka, 1984, 115 p.

11. Suslov A.G. Tekhnologicheskoye obespecheniye parametrov sostoiianiia poverkhnostnogo sloia detalei [Technological support of parameters of a condition of a blanket of details]. Moscow: Mashinostroyeniye, 1987, 207 p.

12. Tablitsy fizicheskikh velichin: spravochnik [Tables of physical quantities]. Ed. I.K. Kikoina, Moscow: Atomizdat, 1976, 1008 p.

13. Effektivnyye termouprugie svoystva anizotropnykh kompozitov: metodicheskie ukazaniia dlia samostoiatel'noi raboty studentov po kursu «Soprotivleniye kompozitsionnykh materialov». Chast' 1. Teoreticheskie osnovy i raschetnye formuly [Effective thermoelastic properties of anisotropic composites] Ed. A.A. Tashkinov, V.E. Vil'deman, R.Ia. Gazizov, S.G. Ivanov; Permskii politekhnicheskii institut. Perm', 1991, 41 p.

14. Anur'ev V.I. Spravochnik konstruktora-mashinostroitelia [Reference book by the designer-mechanician]. 7 ed. Moscow: Mashinostroyeniye, 1992, vol. 1, 816 p.

15. Vitenberg Iu.R. Zuboshlifovanie abrazivnym cherviakom [Zuboshlifovany abrasive worm]. Lenin-grad, 1963, 27 p.

16. Genkin M.D. et al. Zubokhoningovanie kak metod udaleniia defektnogo sloia [Zubokhoningovaniye as method of removal of a defective layer]. *Nadezhnost' i kachestvo zubchatykh peredach. Nauchno-issledovatel'skii institut mashinostroeniia*. Moscow, 1969, pp. 120–132.

17. Zhuravlev V.L. Tekhnologiya izgotovleniia globoidnykh peredach [Manufacturing techniques of globoidny transfers]. Moscow: Mashinostroenie, 1965, 152 p.

18. Mikov Iu.G. Optimizatsiia rezhimov almaznogo khoningovaniia zakalennykh shesteren [Optimization of the modes of a diamond honingovaniye of the tempered gear wheels]. *Avtomobil'naia promyshlennost'*, 1978, no. 6, pp. 34–36.

19. Novoselov Iu.K. Dinamika formoobrazovaniia poverkhnostei pri abrazivnoi ob-rabotke [Dynamics of shaping of surfaces at abrasive processing]. Sevastopol'skii natsional'nyi tekhnicheskii universitet. Sevastopol', 2012, 262 p.

20. Spirin V.A. Povyshenie kachestva obrabotki slozhnoprofil'nykh zubchatykh detalei [Improvement of quality of processing of figurine gear details]. Ph.D. thesis. Perm', 1988, 216 p.

21. Iavorskii B.M., Detlaf A.A. Spravochnik po fizike dlia inzhenerov i studentov vuzov [The reference book on physics for engineers and students of higher education institutions]. Moscow, 1971, 940 p.

Получено 18.05.2018

Об авторах

Спирин Владимир Александрович (Пермь, Россия) – кандидат технических наук; e-mail: tms@pstu.ru.

Макаров Владимир Федорович (Пермь, Россия) – доктор технических наук, профессор, заместитель заведующего кафедрой инновационных технологий в машиностроении Пермского национального исследовательского политехнического университета; e-mail: makarov@pstu.ru.

Халтурин Олег Александрович (Пермь, Россия) – старший преподаватель кафедры сварочного производства, метрологии и технологии материалов Пермского национального исследовательского политехнического университета; e-mail: oleg-x@pstu.ru.

About the authors

Vladimir A. Spirin (Perm, Russian Federation) – Ph.D. in Technical Sciences; e-mail: tms@pstu.ru.

Vladimir F. Makarov (Perm, Russian Federation) – Doctor of Technical Sciences, Professor, Deputy Chair of Department of Innovative Technologies in Mechanical Engineering, Perm National Research Polytechnic University; e-mail: makarov@pstu.ru.

Oleg A. Khalturin (Perm, Russian Federation) – Senior Lecturer, Department of Welding Production, Metrology and Technology of Materials, Perm National Research Polytechnic University; e-mail: oleg-x@pstu.ru.