

27. Товщина зуба шевера на колі граничних точок профілю шевера

$$s_{H0} = d_{H0} \left(\frac{s_{m0c}}{d_{w0c} \cos \beta_{w0c}} + \operatorname{inv} \alpha_{tw0} - \operatorname{inv} \alpha_{I0} \right).$$

28. Ширина западин на колі граничних точок профілю зуба шевера

$$e_{I0} = \frac{\pi d_{w01c}}{z_0} - s_{H0}.$$

Якщо $e_{I0} < 1,5$ мм для $m > 2$ мм, то збільшити d_{w01c} і провести новий розрахунок починаючи з пункту 16.

29. Діаметр отвору в западині для виходу гребінок

$$d_{ce} = e_l + (2 \dots 2,5) \text{ мм}.$$

30. Діаметр кола центрів отворів

$$D_{\psi} = d_{I0} - \sqrt{d_{ce}^2 - e_{I0}^2}.$$

31. Кут нахилу осі отворів

$$\operatorname{tg} \beta_{ce} = \frac{d_{I0}}{d_0} \operatorname{tg} \beta_0.$$

Висновки:

1. Запропонована методика розрахунку шевера суттєво скорочує процес обчислення. Вже на другій ітерації можна отримати параметри шевера, які задовольняють умовам правильної обробки колеса.

2. Перевірки правильності обробки колеса по кутовим параметрам нижніх активних і граничних точок профілів колеса і шевера дозволяють цілеспрямовано змінювати значення керуючих параметрів в разі невиконання умов перевірки.

3. Отримані значення кутів в нижніх активних і граничних точках профілю шевера і колеса дозволяють спросити процедуру оптимізації параметрів шевера і верстатного зачеплення.

Список літератури: 1. *Климов В.И.* Справочник конструктора-инструментальщика / *В.И. Климов, А.С. Лернер, М.Д. Пекарский и др.* – Изд.2. – М.: Машгиз, 1953. – 608с. 2. *Романов В.Ф.* Расчеты зуборезных инструментов / *В.Ф. Романов.* – М.: Машиностроение. – 1969. – 255с. 3. *Ординарцев Н.А.* Справочник инструментальщика / *Н.А. Ординарцев, Г.В. Филитов, А.Н. Шевченко и др.* – Л.: Машиностроение, 1987. – 846с. 4. *Иноземцев Г.Г.* Проектирование металлорежущих инструментов / *Г.Г. Иноземцев.* – М.: Машиностроение, 1984. – 270с. 5. *Родин П.Р.* Основы проектирования режущих инструментов / *Родин П.Р.* Учебник. – К. Высшая школа, 1990. – 424с. 6. *Гинзбург Е.Г.* Зубчатые передачи: Справочник / *Е.Г. Гинзбург, Н.Ф. Голованов, Н.Б. Фирун и др.*; Под общ. ред. Е.Г. Гинзбурга. – 2-е изд. перераб. и доп. – Л.: Машиностроение, 1980. – 416с. 7. *Болотовский И.А.* Цилиндрические эвольвентные зубчатые передачи внешнего зацепления. Справочное пособие / *И.А. Болотовский, Б.И. Гурьев, В.Э. Смирнов, Б.И. Шендерей.* – М.: Машиностроение, 1974. – 160с.

Надійшла до редакції 25.04.11.

УДК 621.833

П.Н. ОНИШКОВ, вед. инженер ОАО ГСКБ Алмаз-Антей, г. Москва, Россия
Д.В. ОСТРОВСКИЙ, магистр РГСУ, г. Ростов-на-Дону, Россия

К ОЦЕНКЕ КОНТАКТНО-УСТАЛОСТНОЙ ДОЛГОВЕЧНОСТИ ПОЛЮСНОЙ ЗОНЫ (Сообщение 1)

Анализируются возможные причины изменения внешней касательной нагрузки в контакте качения в предположении наличия кулонова трения. Показано, что наиболее вероятной причиной является изменение областей сцепления и проскальзывания в пределах мгновенного пятна контакта – увеличение касательной нагрузки по мере вырождения областей сцепления.

Аналізуються можливі причини зміни зовнішнього дотичного навантаження в контактні качення в припущенні наявності кулонова тертя. Показано, що найбільш імовірною причиною є зміна областей зчеплення і прослизання в межах миттєвої плями контакту – збільшення дотичного навантаження у процесі виродження областей зчеплення.

The possible reasons for changes in the external tangential load in rolling contact under the assumption that Coulon friction. It is shown that the most likely cause is a change in clutch slippage and areas within the immediate contact area – increasing tangential load as the degeneration of areas of adhesion.

Несмотря на интенсивные исследования, вопросы контактно-усталостной долговечности остаются актуальными. Износ, питтинг, "серая пятнистость", глубинное выкрашивание, задиры – далеко не полный перечень негативных результатов контактного взаимодействия. В настоящей работе остановимся только на одном из аспектов.

Общепризнано, что зоны "чистого качения" (полюсные) относятся к потенциально наиболее опасным. Однако единого мнения о причинах нет. Так Р.М. Игнатищев [1] в качестве одного из факторов отмечает износ прилегающих околополюсных участков контактирующих поверхностей, ведущих к возникновению в полюсе своеобразного "бугра". Г.К. Трубин [2] и ряд других авторов предполагает влияние "всплеска" коэффициента трения при переходе "через ноль". Примеры можно продолжить.

Для режимов нагружения "качение без скольжения", "качение с внешней касательной нагрузкой", "качение с проскальзыванием", "пульсирующий контакт" рекомендуется значительное (до 35%) различие предельно допускаемых напряжений, причем нижний уровень соответствует режиму "пульсирующий контакт" [3]. Поскольку геометрия контактирующих тел и материал не меняются, можно предположить, что указанные различия – следствие кинематических особенностей контакта.

Режим "качение с проскальзыванием" характеризуется наличием проскальзывания взаимодействующих тел, как абсолютно жестких – геометрическим скольжением. В остальных случаях таковое отсутствует. В связи с этим интерес представляют эксперименты [4, 5]. На рисунке 1 приведен график изменения контакт-

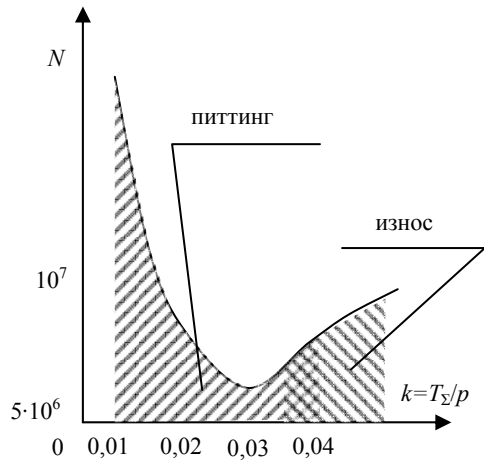


Рисунок 1 – Долговечность и характер контактных разрушений в зависимости от внешней касательной нагрузки (при $P=1670\text{Н}$)

ной долговечности от уровня внешней касательной нагрузки T_Σ при обкатывании неподвижного цилиндрического образца $d_1=9,32\text{мм}$ шариком $d_2=10,32\text{мм}$ в условиях тормозящего эффекта, обусловленного профилем прижимаемого к шарикку наружного кольца.

Обращает на себя внимание характер зависимости $N=N(T_\Sigma)$. Увеличение коэффициента сопротивления качению $k=T_\Sigma/P$, где P – внешняя нормальная нагрузка, ведет до определенного момента к снижению долговечности по критерию питтинга.

Но его дальнейшее возрастание,

наоборот – к некоторому ее возрастанию при одновременном изменении характера разрушения. Фактором, ограничивающим долговечность, становится износ. Интерес представляют два момента:

1. Чем обусловлено возрастание T_Σ в предположении наличия кулонова трения.

2. Причина возрастания долговечности при $0,03 < k < 0,04$ в условиях неизменности характера разрушения

Основными "вкладчиками" коэффициента сопротивления качению стальных деталей являются:

1. Проскальзывание на площадке контакта.
2. Упругий гистерезис и микропластические деформации.
3. Потери в смазке.

В данных экспериментах смазка осуществлялась эпизодически, и ее влияние не учитывалось. Сопротивление вследствие упругого гистерезиса T_r определяется прежде всего величиной нормальной нагрузки. Так, по Тейбору, для случая качения шара по плоскости $T_r=2Pa_n/3\pi R$, где a – коэффициент потерь от гистерезиса при соответствующем уровне напряжений; a_n – полуось пятна контакта; R – радиус шара.

Упругие постоянные взаимодействующих тел одинаковы. Это позволяет разделить собственно контактную задачу, т.е. задачу определения формы площадки контакта и распределения давлений от задачи исследования напряженного состояния. При наличии внешних касательных нагрузок это необходимо и возможно. В системе координат с поверхностью контакта тел, лежащей в плоскости XOY (ось Z направлена по нормали к поверхности) скачки упругих смещений

взаимодействующих тел 1 и 2, выраженные через поверхностные напряжения, имеют структуру [6]:

$$\begin{aligned} U_{x1}-U_{x2} &= K\varphi_1(\sigma_z) + \psi_1(\tau_{xz}, \tau_{yz}); \\ U_{y1}-U_{y2} &= K\varphi_2(\sigma_z) + \psi_2(\tau_{xz}, \tau_{yz}); \\ U_{z1}-U_{z2} &= \varphi_3(\sigma_z) + K\psi_3(\tau_{xz}, \tau_{yz}); \end{aligned} \quad (1)$$

где

$$K = [(1-2\nu_1)/G_1 - (1-2\nu_2)/G_2] / 2\pi.$$

Очевидно, что при $\nu_1=\nu_2$ и $G_1=G_2$, $K=0$, и скачек нормальных смещений, определяющий площадку контакта, зависит только от нормальной нагрузки. Это дает основание потери от гистерезиса считать величиной постоянной.

Коэффициент трения f при качении смазанных стальных поверхностей – величина, конечно, переменная. Но эти колебания находятся в пределах 20...30 процентов и объяснять ими изменение T_Σ в несколько раз нереально.

Остаточные деформации могут привести к изменению характера контактирования: вместо "качение шара по цилиндру" – "качение шара по прилегающему желобу" к. В случае знакопеременного скольжения (т.н. скольжения Хиткоута) – качение шара по прилегающему желобу – может быть достигнуто определенное снижение T_Σ . Такой эффект исключить нельзя, если принять во внимание остаточные деформации – δ , которые (по Пальмгрену) при точечном контакте стальных тел с твердостью $H=(63...65)\text{HRc}$ составляют:

$$\delta = 1,25 \cdot 10^{-7} P^2 (k_{11} + k_{12})(k_{21} + k_{22}) / d_2, \quad (2)$$

где k_{11} , k_{12} , k_{21} , k_{22} – главные кривизны; d_2 – (в данном случае) диаметр обкатываемого образца.

При снижении твердости деформации резко возрастают. Эксперименты проводились при твердости тел $H=(61...62)\text{HRc}$. В этом случае может иметь место знакопеременное проскальзывание (типа "скольжения Хиткоута"). Суммарная величина касательной нагрузки может измениться, что, однако, не объясняет особенностей поведения зависимости $N=N(T_\Sigma)$ при $P=\text{const}$.

Анализируя результаты экспериментов, в предположении наличия кулонова трения изменение T_Σ можно связать с наличием проскальзывания в пределах мгновенного пятна контакта. Неизбежное нарушение под нагрузкой условий "чистого" качения ведет к появлению в пределах площадки контакта E областей с нулевыми и ненулевыми скоростями относительного скольжения s – областей сцепления E_0 и проскальзывания $E_+E=E_+ \cup E_0$.

$$T_\Sigma = \Sigma T_0 + \Sigma T_+ \leq fP_\Sigma.$$

Случай $T_\Sigma = fP_\Sigma$ соответствует полному проскальзыванию.

В рамках настоящей работы были определены касательные нагрузки в контакте качения при наличии проскальзывания и сцепления на базе вариационного подхода [6], в соответствие с которым задача сводится к минимизации

функционала Калкера [7]:

$$\int_E [fP|s|(\tau) - \tau(s)(\tau)] dx dy. \quad (3)$$

при $\forall (x,y) \in E_+$; $\tau_+ = fP(s/|s|)$; $\forall (x,y) \in E_0$; $\tau_+ \leq fP$.

$$s = -VB(\tau) + v, \quad (4)$$

где V – характеристическая скорость качения; $B(\tau)$ – составляющая скоростей проскальзывания, обусловленная упругими деформациями тел; v – скорость проскальзывания тел, как абсолютно жестких.

Проведенные расчеты, естественно, могут рассматриваться как предварительные, поскольку не учитывалось неизбежное по способу торможения боковое вращение шарика, жесткость системы, а коэффициент трения f принимался постоянным и для E_+ , и для E_0 . Тем не менее, качественно они подтвердили тенденцию увеличения области проскальзывания и касательной нагрузки T_Σ в зависимости от степени торможения. Так, при $f=0,045$; $P_\Sigma=1670\text{Н}$; $V=0,262\text{м/с}$; $\Omega=26,671/\text{с}$ (орбитальная скорость), получены следующие результаты.

1. $\omega=24,0851/\text{с}$ – угловая скорость вращения шарика вокруг собственной оси; $v \rightarrow 0$; $E_+ \rightarrow 0$; формально – "чистое качение".

2. $\omega=23,9431/\text{с}$; $v=0,735 \cdot 10^{-3}\text{м/с}$; $T_+=0,63P_\Sigma$; $T_0=0,16P_\Sigma$; $T_\Sigma=0,79P_\Sigma$.

3. $\omega=23,2081/\text{с}$; $v=0,453 \cdot 10^{-2}\text{м/с}$; $T_+=T_\Sigma=1,0P_\Sigma$; $E_0 \rightarrow 0$ – полное проскальзывание.

Область сцепления – E_0 имеет форму, близкую к эллиптической, и примыкает к краю площадки контакта (см. рисунок 2).

Торможение тела качения ведет к снижению угловой скорости вращения шарика вокруг собственной оси при неизменной орбитальной. $v=0,5(\Omega d_1 - \omega d_2)$. С уменьшением ω скорость проскальзывания возрастает, что ведет к вырождению области E_0 (см. рисунок 3) и возрастанию T_Σ : $\lim_{E_0 \rightarrow 0} T_\Sigma = 1,0P_\Sigma$. Таким

образом, представляется логичным, что изменение коэффициента со-

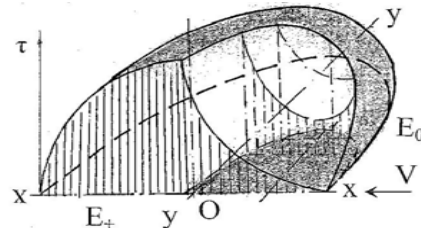


Рисунок 2 – Распределение касательных напряжений при наличии в пределах площадки контакта областей сцепления и проскальзывания

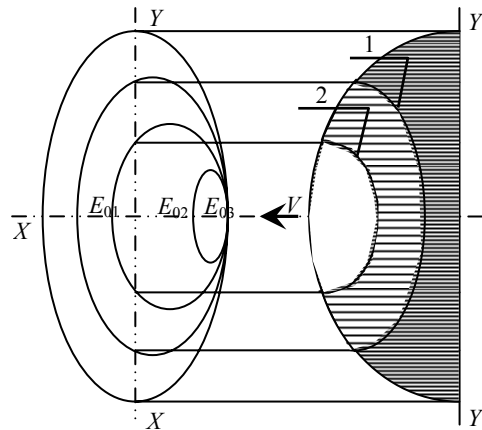


Рисунок 3 – Вырождение области сцепления при возрастании скорости проскальзывания: $V = \text{const}$; $v_1 < v_2 < v_3$

противления качению является следствием вырождения областей сцепления и перехода режима "качение с внешней касательной нагрузкой" в режим "качение с проскальзыванием".

Список литературы: 1. *Игнатицев Р.М.* Зубчатые передачи. Питтинг // Вестник машиностроения. – 2005. – №9. – С.59-61. 2. *Трубин Г.К.* Контактная усталость материалов для зубчатых колес. – М.: Машгиз, 1962. – 404с. 3. *Орлов А.В., Черменский О.Н., Нестеров В.М.* Испытания материалов на контактную усталость. – М.: Машиностроение, 1980. – 110с. 4. *Пинегин С.В.* Трение качения в машинах и приборах. – М.: Машиностроение, 1976. – 261с. 5. Влияние внешних факторов на контактную прочность при качении / Под ред. С.В.Пинегина. – М.: Наука. 1972. – 102с. 6. Решение вариационными методами пространственных задач с проскальзыванием и сцеплением / *Р.В. Гольдштейн и др.* // Успехи механики. – Т.5, вып.¼. – 1982. – С.61-102. 7. *Калкер Й.* Принцип минимума для закона сухого трения с приложением к задаче о качении упругих цилиндров. Основные положения // Прикладная механика. Труды Америк. Общества инженеров-механиков. – 1971. – С.160-166.

Поступила в редколлегию 14.04.11

621.83:621.9.06

С.І. ПАСТЕРНАК, аспірант ІМВ ШУ, Штутгарт, Німеччина
Ю.М. ДАНИЛЬЧЕНКО, д.т.н., проф., зав. кафедри ПМ НТУУ "КПІ", м. Київ
М.Г. СТОРЧАК, д.т.н., науковий співробітник ІМВ ШУ
А.В. КРИВОШЕЯ, к.т.н., старший науковий співробітник ІНМ НАНУ, м. Київ

СИЛОВІ ХАРАКТЕРИСТИКИ КОНТУРНОЇ ОБРОБКИ ЦИЛІНДРИЧНИХ ЗУБЧАСТИХ КОЛІС ДИСКОВИМ ІНСТРУМЕНТОМ

На базі раніш спорудженого стенда проведено експериментальне дослідження процесу контурної обробки циліндричних зубчастих коліс дисковим інструментом. Визначені складові сили різання та вплив на них параметрів заготовки і режимів різання під час обробки западин зубчастих коліс. Визначено потенціал та шляхи оптимізації процесу обробки.

На базе ранее созданного стенда проведены экспериментальные исследования процесса контурной обработки цилиндрических зубчатых колес дисковым инструментом. Определены величины составляющих силы резания и влияние на них параметров заготовки и режимов резания во время обработки впадин зубчатых колес. Установлен потенциал и пути для оптимизации процесса обработки.

On the basis of the previously constructed experimental stand, an experimental research of spur gears' contour machining with disk-shaped cutting tools was conducted. Values of the cutting force components and an influence of workpiece parameters and cutting conditions on them by the machining of tooth slots were defined. New potential and ways for the cutting process optimization were determined.

Методи обробки інструментами з профілем опосередковано залежним або ж зовсім не залежним від профілю оброблюваної деталі, такі як кінцеві і диско-