3. Готов В.А. Модели эксплуатации выправочно-подбивочно-рихтовочных машин / В.А. Готов, А.В. Зайцев, С.М. Кузнецов // Научно-исследовательские публикации. Воронеж. – 2014. – № 13 (17). – С. 16-25.
4. Готов В.А. Обоснование применения рабочего органа для уплотнения балласта на плече и откосах балластной призмы на машинах ВПР / В.А. Готов, А.В. Зайцев // Вестник Сибирского государственного университета путей сообщения. -2014. -№ 30. -С. 60-64.
5. Готов В.А. Эффективность применения планировщика балласт-ной призмы/В.А. Готов А.В. Зайцев//Экономика ж.д.-2017.-№1.-С. 59-63.
6. Готов В.А. Осаждение снега в емкости уборочной машины // Вопросы создания и модернизации строительных и путевых машин. Сборник научных трудов. – Новосибирск: Изд-во СГАПС. 1994. – С. 12 – 18.
7. Кузнецов С.М. Автоматизация построения моделей для оптимизации организационно-технологических решений / С.М. Кузнецов, Н.В. Холмеева, С.Э. Ольховиков // Научно-исследовательские публикации. Воронеж. – 2014. - № 7 (11). – С. 5-13.
8. Путевые машины: Учебник для вузов ж.-д. транс./С.А. Соломонов, М.В. Попович, В.М. Бугаенко и др. Под ред. С.А. Соломонова.-М.: Желдориздат. 2000-756 с.
9. Кузнецов С.М. Анализ остатков моделей организационно-технологических решений / С.М. Кузнецов, О.В. Соболева, М.П. Шефер // Научно-исследовательские публикации. Воронеж. – 2014. - № 7 (11). – С. 24-32.
10. Кузнецов С.М. Вероятностная модель работы многоступенчатых гидротранспортных систем / С.М. Кузнецов, Е.В. Лизунов, А.В. Щербаков // Изв. вузов. Строительство. -2006. -№ 9. -С. 33 - 41.
11. Кузнецов С.М. Комплексная оценка организационно-технологической надежности работы парка строительных машин / С.М. Кузнецов, К.С. Кузнецова, Н.А. Сироткин // Экономика ж. д. -2007. - № 4. -С. 68 - 76.
12. Кузнецов С.М. Модели надежности эксплуатации выправочно-подбивочно-рихтовочных машин ВПР-02 / С. М. Кузнецов, В.А. Готов, А. В. Зайцев // Трансп. : наука, техника, упр. - 2014. - №4. - С. 58-63.
13. Кузнецов С.М. Надежность выправочно-подбивочно-рихтовочных машин / С.М. Кузнецов, А. В. Зайцев // Путь и путевое хозяйство. - 2014. - № 3. - С. 19 - 22.
14. Кузнецов С.М. Обоснование показателей эксплуатации выправоч-но-подбивочно-рихтовочных машин ВПР-02 и ВПРС-02 / С.М. Кузнецов, А.В. Зайцев // Экономика ж. д. - 2014. -№ 3. -С. 80 - 90.
15. Кузнецов С.М. Оценка технической надежности эксплуатации выправочно-подбивочно-рихтовочных машин ВПР-02 / С. М. Кузнецов, А. В. Зайцев // Трансп.: наука, техника, упр. - 2014. - №2. - С. 45-49.

Нахатакян Д.Ф.

К расчету о распределении контактных напряжений по пятну контакта между цилиндрическими телами в условиях перекоса

*Институт машиноведения им. А.А. Благонравова РАН
(Россия, Москва)*

doi:10.18411/sciencepublic-12-08-2020-05

idsp: sciencepublic-12-08-2020-05

Аннотация

Предложен метод, с помощью которого решен вопрос о распределении контактных напряжений между цилиндрическими телами при перекосе.

Ключевые слова: контакт цилиндров; контактные давления; перекося осей; пятно контакта.

При расчете элементов механизмов и машин (зубчатые зацепления, роликовые подшипники и т.д.) на прочность и на износ с учетом реальных условий эксплуатации (погрешности монтажа, упругие деформации и т.д.) необходимо знания величин контактных давлений а также их распределение по контактной площадке [1-3], так как при перекосе нагрузка распределяется по площадке контакта неравномерно (рис.1.).

Рис.1. Пятно контакта у цилиндрических поверхностей при силовом взаимодействии в условиях перекоса

Задача о контакте двух цилиндров, оси которых лежат на одной плоскости, но не параллельны, решена в работе [4,5], где получены основные параметры контакта, (контакт эллиптических цилиндров по образующей исследован в работах [6,7]) .

Цель данной работы- определить форму пятна контакта и распределение давления по ней при перекосе между цилиндрическими поверхностями. Для этого представим цилиндр в виде набора круглых тонких элементарных дисков (полученных рассечением тела цилиндра плоскостями, нормальными к оси цилиндра), смещенных друг относительно друга таким образом, чтобы образовался перекос γ (рис.2). Пусть длина исходного цилиндра l ,

Рис.2. Расчетная модель силового контакта при перекосе

тогда $a_o \cdot n = l$, где a_o - толщина элементарного диска, n - количество этих дисков. В результате вместо исходного будем иметь другой цилиндр, "ступенчатый", состоящий из n элементарных дисков. Полученный таким способом цилиндр будет служить расчетной моделью для решения задачи. Уникальность такой модели в том, что при приложении нагрузки указанные диски вступают в контакт без перекоса. При этом очень важно, что при стремлении $a_o \rightarrow 0$ (и естественно $n \rightarrow \infty$) получаем практически гладкий цилиндр, а угол перекоса, очевидно, останется прежним - γ .

Условие равновесие для такой системы очевидно будет [4]

$$\sum_{i=1}^N P_i = P ,$$

а условие совместности деформации, перемещения и зазоров

$$w_i = \alpha - S_i , \quad i = 1; 2; 3 \dots N ,$$

Допустим, после приложения нагрузки в контакт входят N элементарных дисков, и пусть N -й диск только вошел в контакт, но пока нагрузку не воспринимает: $P_N = 0$. Тогда длина контактной линии l_k будет определяться

$$l_k = a_o \cdot N . \quad (1)$$

Так как деформация цилиндров с параллельными осями определяется по формуле

$$w = \frac{\delta P}{l} ,$$

где податливость δ , согласно работе [7] определяется по формуле

$$\delta = \frac{4(1-\nu^2)}{\pi E} \left(\ln \frac{4R}{b_H} - 0,5 \right) , \quad E \text{ и } \nu - \text{приведенный модуль упругости и коэффициент}$$

Пуассона материалов цилиндров соответственно; R – суммарный радиус кривизны

цилиндров; b_H – полуширина площадки контакта по Герцу. $b_H = 1,52 \sqrt{\frac{qR}{E}}$; $q = \frac{P}{l}$ –

погонная нагрузка, то согласно принятой модели, для контактной деформации i - го элементарного диска можно записать [7]

$$w_i = \frac{\delta_i P_i}{l_i} , \quad i = 1; 2; 3 \dots N , \quad (2)$$

где $l_1 = l_2 = \dots = l_i = a_o$.

Пусть $l_k < l_k$, т.е. площадка контакта не распространяется на всю длину цилиндра. Тогда в связи с тем, что при малых углах, когда функцию синус можно заменить аргументом, то из геометрических соотношений можно записать следующую систему

$$w_i = (N - i) a_o \gamma , \quad i = 1; 2; 3 \dots N . \quad (3)$$

С учетом зависимости (1) формулы (2) и (3) для i - го элемента соответственно можно переписать

$$w_i = P_i \frac{N \delta}{l_k} , \quad i = 1; 2; 3 \dots N ,$$

и

$$w_i = l_k \gamma \frac{N - i}{N} , \quad i = 1; 2; 3 \dots N .$$

Опуская математические выкладки, приведем результаты, которые получены с помощью данной модели:

распределение нагрузки на i -ом диске

$$P_i = 2 \frac{P}{N} \frac{N - i}{N - 1} , \quad i = 1; 2; 3 \dots N .$$

распределение контактных напряжений на i -ом диске (по сути в пределах пятна контакта)

$$\sigma_i = \sigma_H \sqrt{\frac{2l\gamma}{\alpha} \cdot \frac{N - i}{N - 1}} , \quad i = 1; 2; 3 \dots N . \quad (4)$$

ширина пятна контакта (которая имеет максимальное значение на первом диске и уменьшается по мере от него, и равняется нулю на N -ом диске) [7]

$$b_i = b_H \sqrt{\frac{2l\gamma}{\alpha} \cdot \frac{N-i}{N-1}}, \quad i = 1; 2; 3 \dots N.$$

На рис.3 показан график распределения напряжений по длине пятна

Рис.3. Изменение максимальных контактных напряжений в безразмерном виде (в долях напряжений по Герцу) по длине пятна контакта

контакта (между элементарными дисками) в безразмерном виде (в долях напряжений по Герцу), по формуле (4)

Пространственная картина распределения напряжений по площадке контакта и размеры последней показаны на рис.4. Здесь очевидно, что распределение напряжений поперек оси цилиндра (т.е. распределение напряжений в рамках одного диска) эллиптическое [8,9], т.е. $\bar{\sigma} = \sqrt{1 - \bar{y}^2}$, где безразмерное напряжение и координата поперек площадки контакта соответственно определяются $\bar{\sigma} = \frac{\sigma}{\sigma_{\max}}$ и $\bar{y} = \frac{y}{b_{\max}}$.

Рис.4. Распределение контактных напряжений по площадке пятна контакта

1. Айрапетов Э.Л., Нахатакян Ф.Г. Влияние изгибной деформации зубьев прямозубых цилиндрических передач на параметры контакта зубьев. Вестник машиностроения, 1990, № 8, с.21-23.

2. Нахатакян Ф.Г., Косарев О.И., Леонтьев М.Ю., Пузакина А.К. Расчетное определение коэффициента изгибных напряжений на зубьях зубчатых колес при перекосе // Проблемы машиностроения и надежности машин, 2010, № 2, с. 61- 69.
3. Нахатакян Ф.Г., Нахатакян Д.Ф. Метод получения ядра интегрального преобразования изгибной деформации зуба // Проблемы машиностроения и автоматизации. 2019. № 1. С. 85-90.
4. Нахатакян Ф.Г. Контактные напряжения и деформации цилиндров при наличии перекоса // Вестник машиностроения. 2011. № 10. с. 45- 48.
5. Нахатакян Ф.Г., Нахатакян Д.Ф. Распределение контактной нагрузки вдоль цилиндров при перекосе // Проблемы машиностроения и автоматизации. 2018. № 2. С. 51-54.
6. Нахатакян Ф.Г. Решение плоской контактной задачи теории упругости с помощью модели упругого полупространства // Проблемы машиностроения и надежности машин, 2011. № 5. с. 63-67.
7. Нахатакян Ф.Г., Нахатакян Д.Ф. Расчетный метод определения суммарной контактной деформации упругих тел конечных размеров на линейном контакте // Приводы и компоненты машин. 2016. №1-2(19). С.17-20.
8. Ковальский Б.С. Напряженное состояние и критерий прочности при контактном сжатии. Научные Записки Харьковского авиационного института. Харьков, 1941. т.5.
9. Ландау Л.Д., Лифшиц Е.М. Теоретическая физика, т.8. Теория упругости. М.: Наука, 1987. 246 с.

Нахатакян Ф.Г.¹, Дмитриев В.Г.², Нахатакян Д.Ф.¹

К расчету концентрации изгибных напряжений в косозубых передачах в условиях перекоса

¹*Институт машиноведения им. А.А. Благонравова РАН*

²*Московский авиационный институт (Национальный исследовательский университет)*
(Россия, Москва)

doi:10.18411/sciencepublic-12-08-2020-06

idsp: sciencepublic-12-08-2020-06

Аннотация

В работе с помощью предложенного метода решен вопрос по определению концентрации изгибных напряжений зубьев косозубых колес при перекосе. Получены расчетные формулы для определения параметров контакта для прочностных расчетов, в том числе и коэффициента концентрации изгибных напряжений, контактной деформации, контактной жесткости.

Ключевые слова: косозубая передача; угол перекоса; коэффициент концентрации напряжений; изгибные напряжения; жесткость косозубого зацепления при перекосе; эквивалентное колесо.

В зубчатых зацеплениях в результате упругих деформаций, износа, погрешностей изготовления и монтажа, появляется перекос между боковыми поверхностями зубьев и нагрузка по ширине зубчатого венца распределяется не равномерно. Она распределяется равномерно только в идеальных механизмах [1].

При наличии перекоса коэффициент концентрации контактных деформаций (коэффициент угла перекоса K_γ) для прямозубых колес определяется из решения задачи о контакте двух цилиндров в условиях перекоса [2, 3]

$$K_\gamma = 1 + 0,5\chi \quad \text{при } \chi \leq 2, \text{ и}$$

$$K_\gamma = \sqrt{2}\chi^{0,5} \quad \text{при } \chi > 2, \quad (1)$$

где нагрузочный параметр $\chi = l\gamma / \alpha_H$; здесь l - длина контактной площадки (в отсутствии перекоса совпадает с шириной зубчатого венца),

$$\gamma = \gamma_T - \gamma_\delta \quad (2)$$