

Секція опору матеріалів та машинознавства

коэффициентов в канонических уравнениях. Определено распределение изгибающих моментов в сечениях балки. Результаты расчета сравниваются с полученными вариационным методом при использовании процедуры Ритца.

МИНИМИЗАЦИЯ КОНТАКТНЫХ НАПРЯЖЕНИЙ В ЗУБЧАТОМ ЗАЦЕПЛЕНИИ КОНИЧЕСКОГО РЕДУКТОРА

*Курочкин В.Б., доцент, канд. техн. наук, СумГУ
Сердюк Д.А., гр. ГМ-51, Скиданенко М.С., гр. ХМ-51.*

Зависимость контактных напряжений в зубчатом зацеплении конического редуктора от его параметров имеет:

$$\sigma_H = \frac{335}{R} \sqrt{\frac{T_2 \cdot K_H \cdot \sqrt{(u^2 + 1)^3}}{b \cdot u^2}}, \quad (1)$$

где R — среднее конусное расстояние; u — передаточное отношение; T_2 — момент на колесе; K_H — коэффициент нагрузки; b — ширина колеса.

Оптимальное значение контактных напряжений можно найти путем дифференцирования выражения (1) по передаточному отношению. Приравнивая нулю первую производную, получим оптимальное значение передаточного отношения $u_{opt} = \sqrt{2}$

Вторая производная показывает, что в данной точке находится минимум контактных напряжений:

$$\sigma_{H_{opt}} = \frac{540}{R} \sqrt{\frac{T_2 \cdot K_H}{b}}, \quad (2)$$

Согласно ГОСТ 12289-76 для редукторов рекомендуется принимать следующие стандартные значения передаточных отношений: 1; (1,12); 1,25; (1,4); 1,6; (1,8); 2,0; (2,24); 2,5; (2,8); 3,15; (3,55); 4,0; (4,5); 5,0; (5,6); 6,3. Значение без скобок предпочтительнее.

Отклонение передаточного отношения от оптимального значения приводит к увеличению контактных напряжений. Зависимость приращений контактных напряжений от передаточного отношения представлена на рис. 1. При максимальном значении передаточного отношения $u = 6,3$ контактное напряжение возрастает в 1,6 раза.

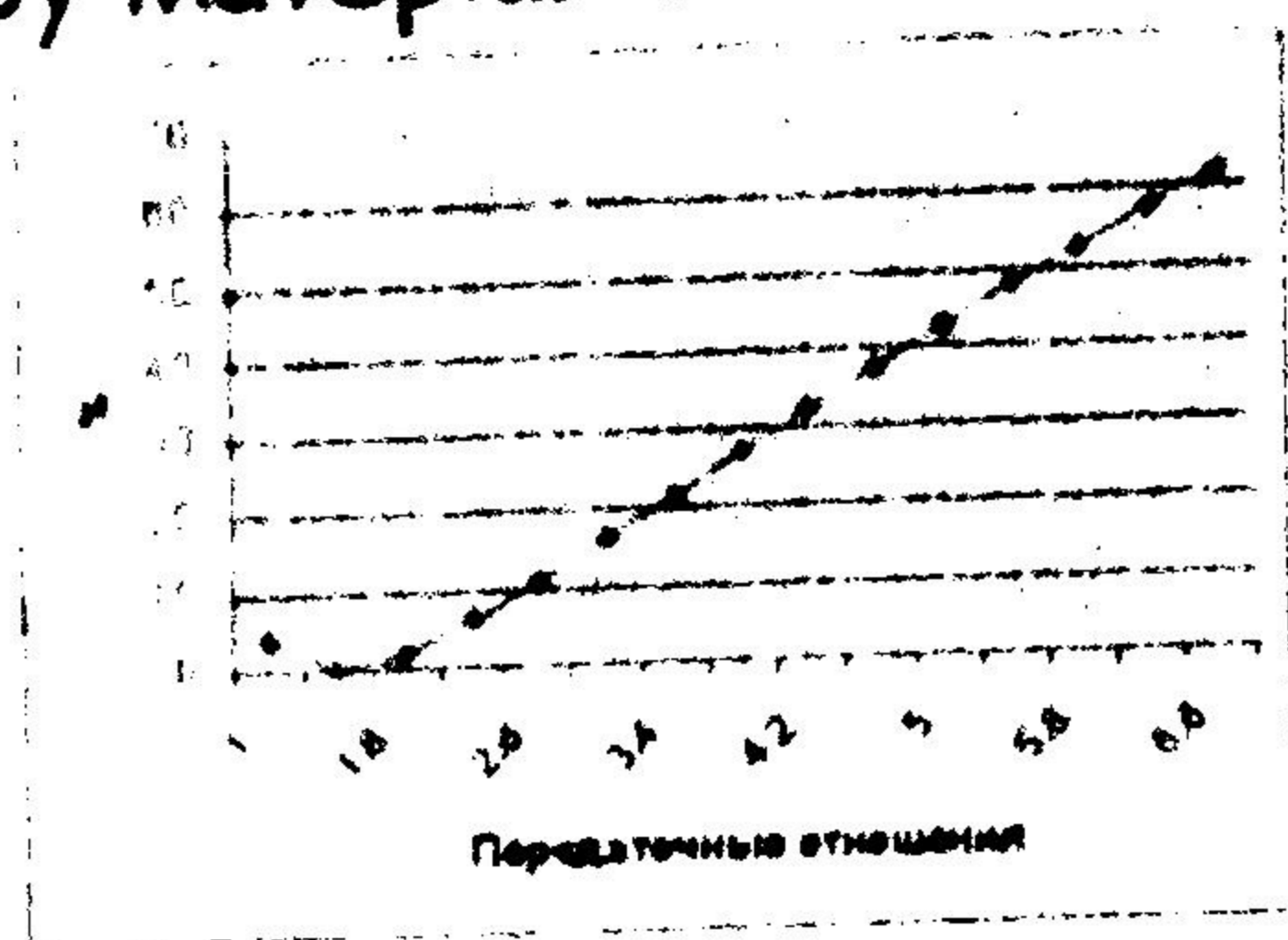


Рис. 1. Залежність приращень контактних напружень (%) в зубчатому зацепленні від передаточного відношення і конічного редуктора.

На рис. 2 показано зменшення контактних напружень в залежності від збільшення ширини шестерні зубчатих колес. При збільшенні ширини колес в два рази контактні напруження знижуються на 29,3%. Но збільшення ширини зубчатих колес приводить до збільшення габаритів редуктора. Небольші змінення ширини (5...10%) практично не впливають на габарити, так як на валах і в корпусі редуктора завжди існують необхідні вільні простори.

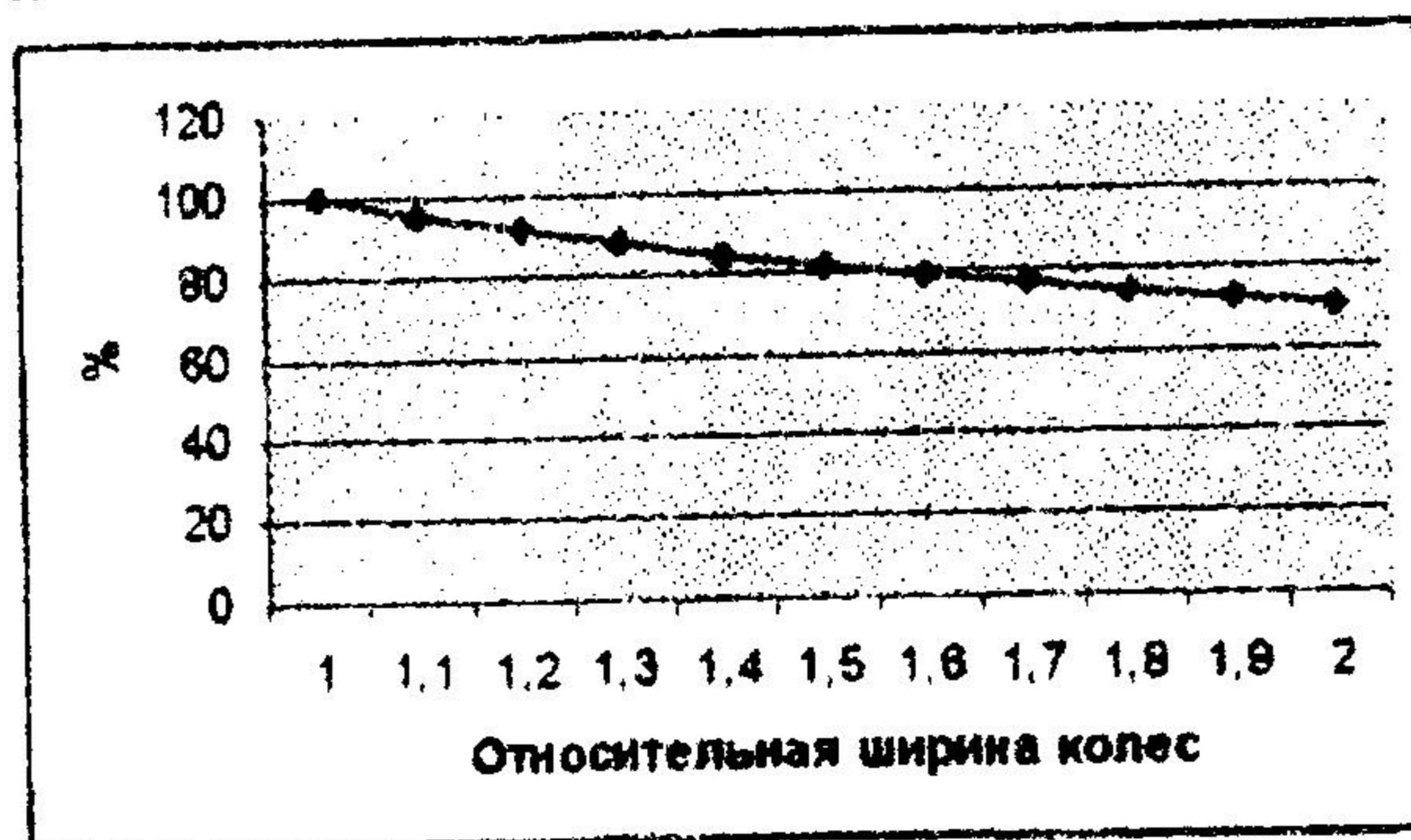


Рис. 2. Залежність контактних напружень (%) від ширини зубчатих колес.

Привід редуктора здійснюється від асинхронних трифазних електродвигачів з частотами обертання 750, 1000, 1500 і 3000 об/хв. З збільшенням частоти обертання зменшується необхідна величина обертового моменту, що приводить, як слід з формули (1), до зменшення контактних напружень. Збільшення частоти обертання від 750 до 3000 об/хв дозволяє зменшити напруження в 2 рази. Привід редуктора здійснюється від асинхронних трифазних електродвигачів з частотами обертання 750, 1000, 1500 і 3000 об/хв. З збільшенням частоти обертання зменшується необхідна величина обертового моменту, що приводить, як слід з формули (1), до зменшення міжосевого відстані. Збільшення частоти обертання від 750 до 3000 об/хв дозволяє зменшити a_w на 37%.



Рис. 2. Залежність контактних напружень (%) від частоти обертання.

Коефіцієнт навантаження K_H при консольному розташуванні конічної шестерні може змінюватися від 1,20...1,35 при $HV \leq 350$ до 1,25...1,45 при $HV \geq 350$. По тому збільшення коефіцієнта навантаження може привести до зростання контактних напружень на 6% при $HV \leq 350$ і на 7,7% при $HV \geq 350$, т.е. вплив коефіцієнта K_H незначительно по сравнению з другими впливающими параметрами.

МИНИМИЗАЦИЯ МЕЖОСЕВОГО РАССТОЯНИЯ ЗУБЧАТЫХ ЦИЛИНДРИЧЕСКИХ РЕДУКТОРОВ.

*Курочкин В.Б. доцент. канд. техн. наук, СумГУ,
Иваний М.А., гр.ХМ-51 Коренев В.В., гр. ГМ-51*

Габаритные размеры зубчатых цилиндрических редукторов зависят от межосевого расстояния между шестерней и зубчатым колесом. Величина межосевого расстояния определяется по формуле:

$$a_w = K_a \cdot (u + 1) \cdot \sqrt[3]{\frac{T_2 \cdot K_{H\beta}}{[\sigma_H]^2 \cdot \psi_{ba} \cdot u^2}}, \quad (1)$$

где K_a – эмпирический коэффициент, равный $K_a = 43$ и 49 , соответственно для косозубых и прямозубых передач; u – передаточное отношение; T_2 – момент на колесе; $K_{H\beta}$ – коэффициент неравномерности нагрузки по длине зуба; $[\sigma_H]$ – допускаемое контактное напряжение; ψ_{ba} – коэффициент ширины колеса по межосевому расстоянию.

Оптимальное значение межосевого расстояния можно найти путем дифференцирования выражения (1). Приравняв нулю первую производную, получим оптимальное значение передаточного отношения $u_{opt} = 2$. Вторая производная показывает, что в данной точке находится минимум межосевого расстояния:

$$a_w = 1,89 \cdot K_a \cdot \sqrt[3]{\frac{T_2 \cdot K_{H\beta}}{[\sigma_H]^2 \cdot \psi_{ba}}}. \quad (2)$$

При $u_{opt} = 2$ контактные напряжения в зубчатых зацеплениях также достигают минимальных значений: