



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). Приравнивая 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:

Секція опору матеріалів та машинознавства

- для прямозубих передач

$$\sigma_H = \frac{805,4}{a_w} \cdot \sqrt{\frac{T_2 \cdot K_H}{b}}$$

- для косозубих передач

$$\sigma_H = \frac{701,5}{a_w} \cdot \sqrt{\frac{T_2 \cdot K_H}{b}}$$

Согласно ГОСТ 2185-66 для редукторов рекомендуется принимать следующие стандартные значения передаточных отношений: 1; 1,25; 1,6; 2,0; 2,5; 3,15; 4,0; 5,0; 6,3; 8,0; 10,0; - по 1-му ряду и 1,12; 1,4; 1,8; 2,24; 2,8; 3,55; 4,5; 5,6; 7,1; 9,0; 11,2 - по 2-му ряду. Отклонение передаточного отношения от оптимального значения приводит к увеличению межосевого расстояния. Зависимость изменения межосевого расстояния от передаточного отношения представлена на рис.1.

При максимальном значении передаточного отношения $u = 11,2$ межосевое расстояние возрастает на 29%.

На рис.2 показано уменьшение межосевого расстояния в зависимости от увеличения ширины шестерни зубчатых колес. При максимальном коэффициенте ширины колеса $\psi_{ba} = 0,625$ величина межосевого расстояния может быть уменьшена на 42%. Но увеличение ширины зубчатых колес приводит к увеличению габаритов редуктора в осевом направлении. Небольшие изменения коэффициента ширины (5...10%) практически не влияют на осевой габаритный размер, так как на валах и в корпусе редуктора всегда имеются необходимые свободные пространства.



Рис.1

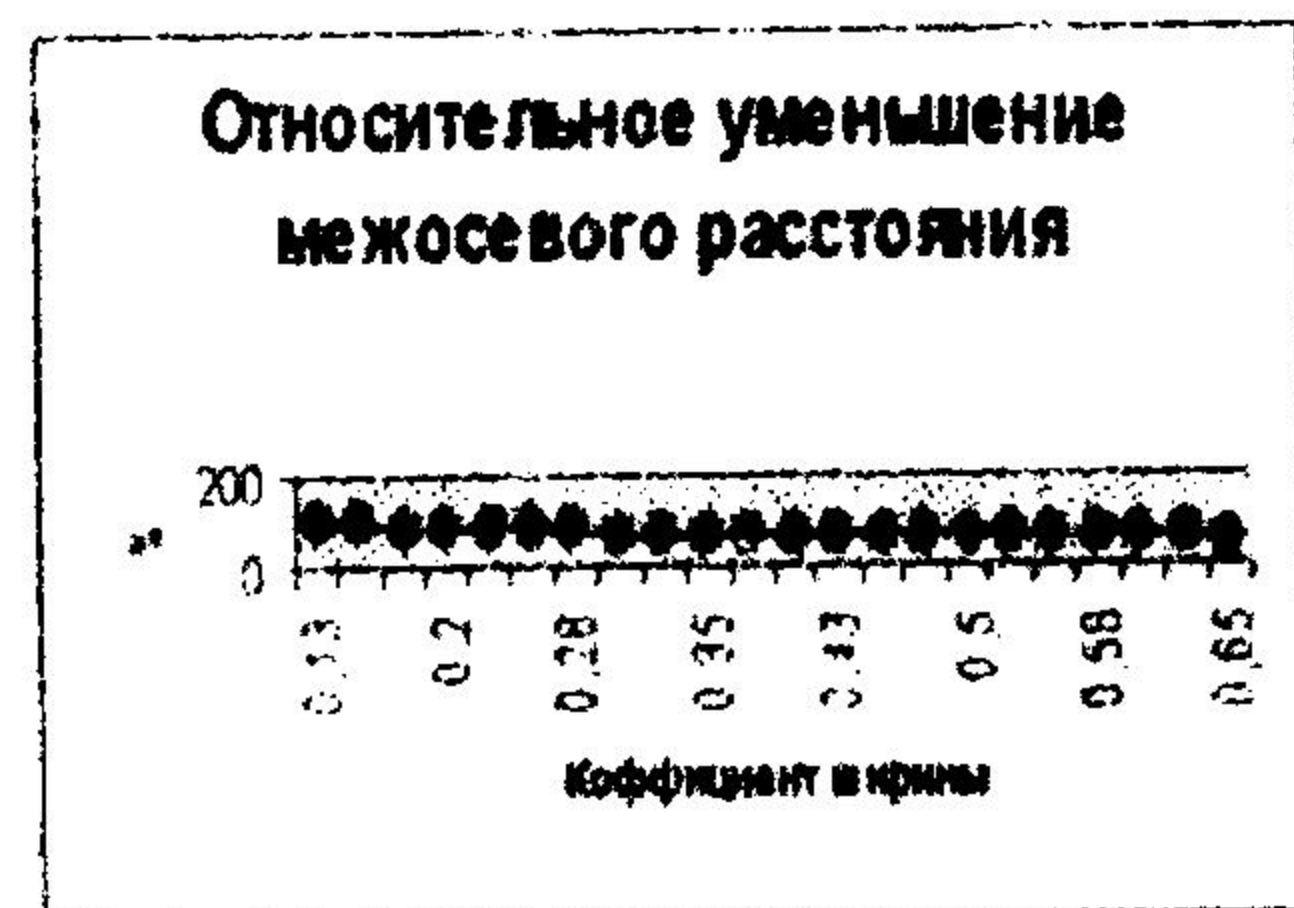
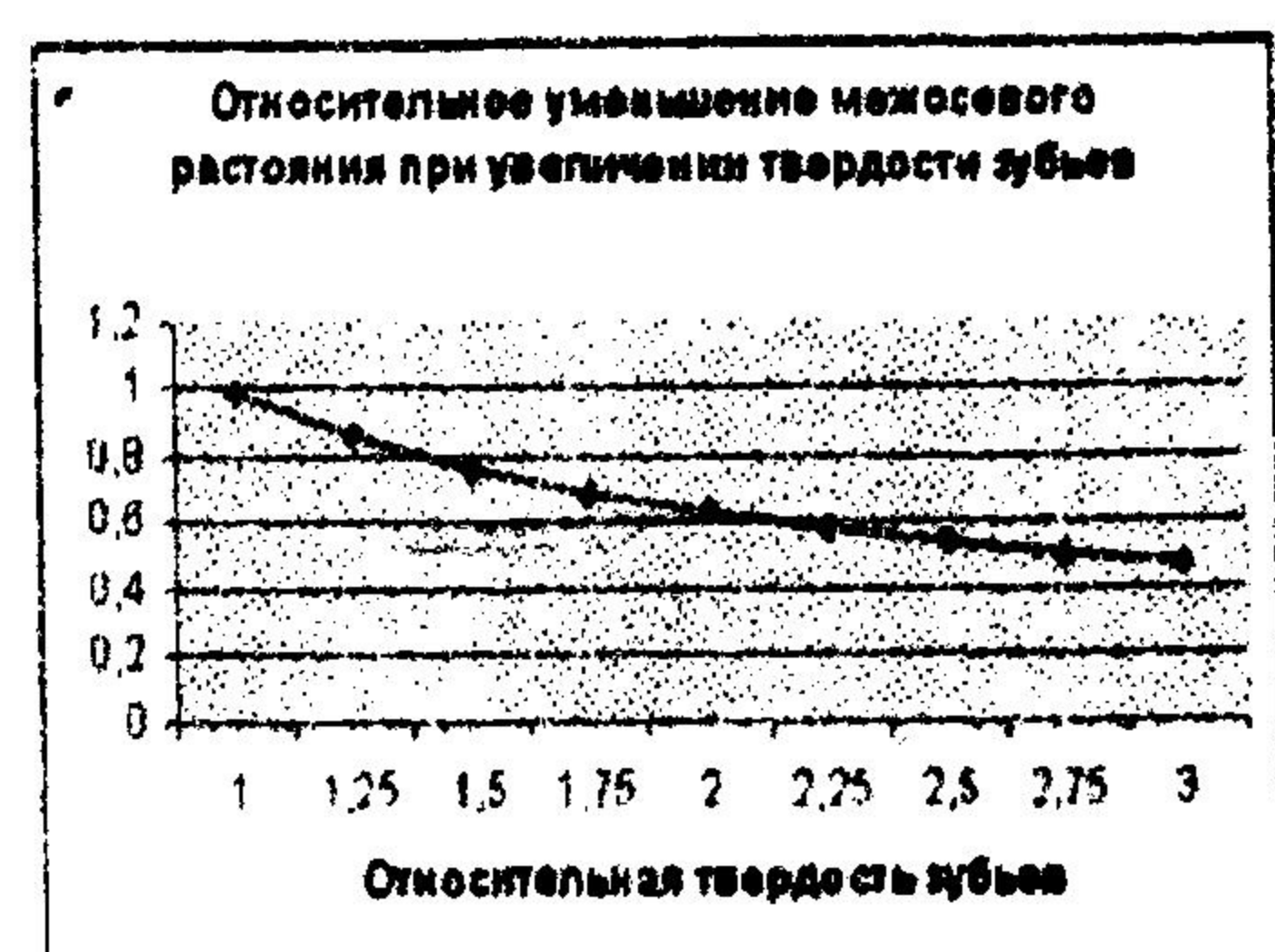


Рис.2

Допускаемое контактное напряжение изменяется от 400...500 МПа для улучшенных сталей до 1000...1200 МПа для сталей с поверхностной и объемной закалкой. С увеличением твердости зубьев уменьшается требуемое межосевое расстояние. При увеличении $[\sigma_H]$ в 3 раза относительная величина a_w уменьшается на 52% (рис.3).



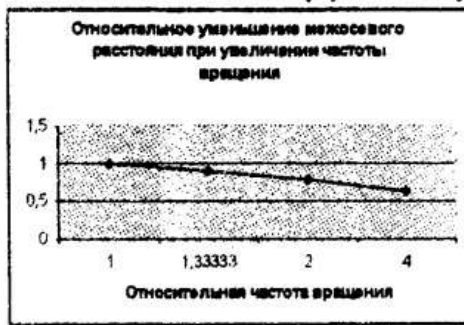


Рис.3

Рис.4

Привод редуктора здійснюється від асинхронних трифазних електродвигачів з частотами обертання 750, 1000, 1500 і 3000 об/мін. З збільшенням частоти обертання зменшується вимагана величина вращаючого моменту, що приводить, як слід з формули (1), до зменшення міжосевого відстання. Збільшення частоти обертання від 750 до 3000 об/мін дозволяє зменшити a_w на 37%. З формули (1) видно, що для прямозубих передач $K_a = 49$, а для косозубих - $K_a = 43$. Тому заміна косозубих колес на прямозубі дасть можливість зменшити міжосеве відстання на 14%.

Коефіцієнт нерівномірності навантаження $K_{H\beta}$ від 1,0 при $H\beta \leq 350$ і симетричному розташуванні колес до 1,35 при $H\beta \geq 350$ при несиметричному розташуванні. Тому вплив коефіцієнта $K_{H\beta}$ незначительний і не перевищує 10,5%.

ОПТИМІЗАЦІЯ МІЖОСЕВОГО ВІДСТАННЯ ЧЕРВ'ЯЧНИХ РЕДУКТОРІВ.

*Курочкин В.Б., доцент, канд.техн. наук, СумГУ,
 Стеценко А.А., Скоробагатько С.Ю, гр.. ГМ-51*

В проєктувальній розрахунок на контактну вивисливість міжосеве відстання черв'ячного редуктора визначається за формулою :

$$a_w = \left(\frac{z_2}{q} + 1 \right) \cdot \sqrt[3]{ \left(\frac{170}{\frac{z_2}{q} \cdot [\sigma_H]} \right)^2 T_2 \cdot K } \quad (1)$$

де z_2 – число зубів черв'ячного колеса; q – коефіцієнт діаметра черв'яка; $[\sigma_H]$ – допустиме контактне напруження; T_2 – крутячий момент на колесі; K – коефіцієнт навантаження.

Оптимальне значення міжосевого відстання можна знайти шляхом диференціювання виразу (1). Приймаючи як змінну $x = \frac{z_2}{q}$,

першу похідну отримаємо в наступному вигляді