

ОСОБЕННОСТИ КОНСТРУИРОВАНИЯ ДВУХСТУПЕНЧАТОГО КОНИЧЕСКОГО РЕДУКТОРА

Шевченко С.В.¹, Муховатый А.А.¹, Кроль О.С.²

¹*Луганский национальный университет им. В. Даля, г.Луганск;*

²*Восточнoукраинский национальный университет им. В. Даля, г.Северодонецк*

Ключевые слова: редуктор двухступенчатый конический, передаточное число ступени, критерий контактной выносливости, равнопрочность.

Аннотация. Предложены два варианта разбивки передаточного числа двухступенчатого конического редуктора. Первый вариант разбивки базируется на снижении наибольшего габаритного размера редуктора этого типа – длины. В основе второго варианта разбивки заложена равнопрочность ступеней по критерию контактной выносливости зубьев. Для практического выбора передаточного числа ведущей ступени данного редуктора предложен график и аналитические зависимости..

FEATURES OF TWO-STAGE CONICAL REDUCER CONSTRUCTION

Shevchenko S.V.¹, Mukhovaty A.A.¹, Krol O.S.²

¹*Volodymyr Dahl Lugansk National University, Lugansk;*

²*Volodymyr Dahl East-Ukrainian National University, Severodonetsk*

Keywords: two-speed bevel gearbox, gear ratio of a step, criterion of contact endurance, equal strength.

Abstract. Two options for splitting the gear ratio of a two-stage bevel gear are proposed. The first breakdown option is based on reducing the largest overall size of this type of gearbox – the length. The second breakdown option is based on the equal strength of the steps according to the criterion of contact endurance of the teeth. For the practical selection of the gear ratio of the leading stage of this gearbox, a schedule and analytical dependencies are proposed.

Редуцирование частот вращения между валами с параллельными осями для передаточных чисел $U \approx 15 \div 45$, как правило, осуществляется двухступенчатыми цилиндрическими редукторами Ц2 с развернутой схемой расположения ступеней, [1–5]. Одним из недостатков редукторов этого типа является значительная величина их длины. В работе [6] предложена альтернатива редукторам Ц2 – двухступенчатый редуктор К2, рис. 1а), ведущий и ведомый валы которого имеют параллельные оси, как и у редуктора Ц2, рис. 1б), а ступенями являются две ортогональные конические передачи с круговыми зубьями.

Постановка задачи

Задача данного исследования заключалась в разработке рекомендаций относительно разбивки общего передаточного числа U двухступенчатого конического редуктора К2: 1) из условия минимальной длины L_K ; 2) из условия контактной равнопрочности ступеней.

Основные результаты

1) Проанализируем влияние разбивки передаточного числа U редуктора К2 по ступеням на его длину L_K . Из рис. 1а) следует: $L_K = d_{e1(I)} + d_{e2(II)}$. Внешние

делительные диаметры шестерни $d_{e1(I)}$ I -ой ступени и колеса $d_{e2(II)}$ II -ой ступеней редуктора К2 определим из основного критерия работоспособности конических передач – контактной выносливости круговых зубьев этих ступеней, [7]. После преобразований:

$$d_{e1(I)} = C_K \cdot U_I^{-2/3} \cdot \theta_{H(I)}^{-1/3}; \quad d_{e2(II)} = C_K \cdot U^{2/3} \cdot U_I^{-2/3} \cdot \theta_{H(II)}^{-1/3}.$$

Здесь U_I – передаточное число I -ой ступени редуктора К2;

$\theta_{H(i)} = c_1 + c_2 \cdot U_i$ – коэффициент влияния продольной формы зубьев на контактные напряжения i -ой ступени редуктора К2, ($i = I, II$); константы c_1 и c_2 зависят от способа упрочнения зубьев шестерни и колеса, [7].

$$C_{K(i)} = 1650 \cdot \sqrt[3]{\frac{K_{HK} \cdot T_2}{[\sigma_H]_i^2}} = const., \quad i = I, II, \quad (\text{далее для простоты расчетов}$$

принимаяем $C_{K(I)} = C_{K(II)} = C_K$),

где K_{HK} – коэффициент нагрузки; T_2 – крутящий момент на валу 2; $[\sigma_H]_i$ – допускаемое контактное напряжение в зубьях i -ой ступени.

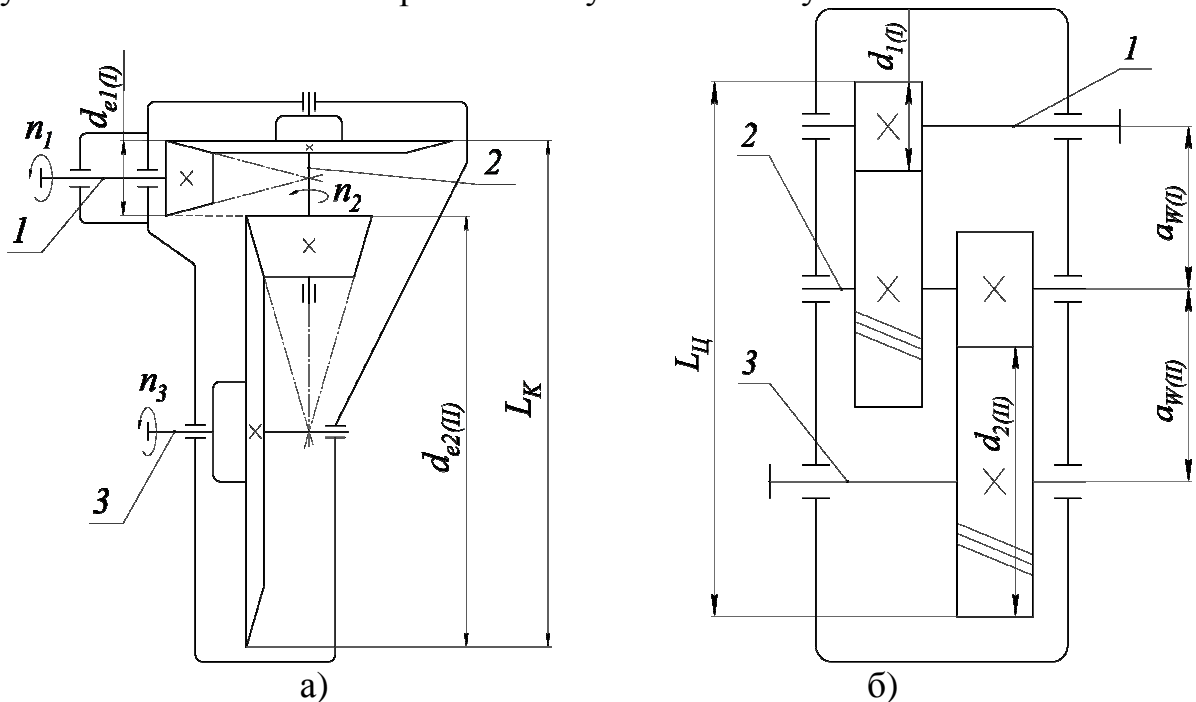


Рис. 1. Кинематические схемы двухступенчатых редукторов К2 и Ц2

В результате, при заданном значении U получим однопараметрическую функцию вида $L_K = L_K(U_I)$:

$$L_K = C_K \cdot U_I^{-2/3} \cdot (\theta_{H(I)}^{-1/3} + U^{2/3} \cdot \theta_{H(II)}^{-1/3}); \quad (1)$$

передаточное число U_{II} , входящее в $\theta_{H(II)}$, выражено через U_I , используя их взаимозависимость $U_{II} = U / U_I$.

Анализ функции (1) показывает, что у нее нет экстремума, т. е., не существует такого значения U_I , при котором $L_K = L_{K(\min)}$. С ростом U_I функция $L_K = L_K(U_I)$ монотонно убывает. Это объясняется тем, что рост U_I при заданном U приводит к снижению $U_{II} = U / U_I$, а значит и $d_{e2(II)}$. А поскольку

длину L_K в основном определяет размер $d_{e2(II)}$, рис. 1а, то снижение $d_{e2(II)}$ является причиной уменьшения всей длины L_K редуктора К2.

Для сравнения выполним расчет длины $L_{Ц}$ редуктора Ц2:

$$L_{Ц} = a_{W(I)} + a_{W(II)} + 0,5 \cdot (d_{1(I)} + d_{2(II)}).$$

Опуская промежуточные действия, аналогичные тем, которые проделаны для редуктора К2, приведем окончательное выражение для функции длины $L_{Ц} = L_{Ц}(U_I)$ у редуктора Ц2:

$$L_{Ц} = C_{Ц} \cdot [U^{-2/3} \cdot (U_I + 1) + U^{-1/3} \cdot U_I^{-4/3} \cdot (2 \cdot U + 1)], \quad (2)$$

здесь $C_{Ц} = 430 \cdot \sqrt[3]{\frac{K_{HK} \cdot T_2}{\psi_{ba} \cdot [\sigma_H]_i^2}} = const.$, где ψ_{ba} – коэффициент ширины зубчатого зацепления цилиндрических колес.

Численный расчет по уравнениям (1) и (2) выполнен для одинаковых исходных данных редукторов К2 и Ц2:

$$T_2 = 2000 \text{ Н} \cdot \text{м}; \quad [\sigma_H] = 594 \text{ МПа}; \quad U = 15 \div 45; \quad U_I = 6,5.$$

Коэффициенты нагрузки $K_{HK} = 1,4$ и $K_{HЦ} = 1,3$ приняты с учетом менее благоприятных условий зацепления конической передачи. Коэффициент ширины $\psi_{ba} = 0,315$ соответствует несимметричному расположению передач относительно опор валов в редукторе Ц2, рис. 1б.

Результаты расчета сведены в таблицу 1.

Табл. 1

U	15	20	25	30	35	40	45
$\frac{L_K}{L_{Ц}}$	$\frac{586}{824}$	$\frac{680}{906}$	$\frac{763}{984}$	$\frac{836}{1057}$	$\frac{903}{1128}$	$\frac{964}{1195}$	$\frac{1020}{1260}$
$\Delta L, \%$	28,8	24,9	22,5	20,9	19,9	19,3	19,0

Здесь $\Delta L = \frac{L_{Ц} - L_K}{L_{Ц}} \cdot 100$ – процентная разность длин $L_{Ц}$ и L_K .

Анализ полученных результатов показывает, что при прочих равных условиях длина редуктора К2 меньше длины редуктора Ц2 примерно на (19 ÷ 30)%. Как отмечено выше, приведенные в таблице величины $L_{Ц}$ и L_K соответствуют $U_I = 6,5$, что близко к предельно рекомендуемым значениям передаточных чисел как конических, так и цилиндрических редукторных зубчатых передач, [1,2,3]. Принимать значения $U_I \leq (6 \div 6,5)$ для редуктора К2 не целесообразно, так как при этом размеры L_K будут приближаться к $L_{Ц}$, то есть, будет уменьшаться преимущество редуктора К2 перед редуктором Ц2 по наибольшему габариту – длине.

2) Разбивка U из условия контактной равнопрочности ступеней сводится к равенству двух значений крутящего момента на каком-либо валу, полученных по критерию контактной выносливости зубьев I-ой и II-ой ступеней редуктора К2:

$$\frac{[\sigma_H]_I^2 \cdot \theta_{H(I)} \cdot d_{e2(I)}^3}{U_I} = \frac{[\sigma_H]_{II}^2 \cdot \theta_{H(II)} \cdot d_{e2(II)}^3 \cdot U_I^2}{U^2}, \text{ откуда:}$$

$$U_I = \frac{d_{e2I}}{d_{e2II}} \cdot \sqrt[3]{\frac{[\sigma_H]_I^2 \cdot \theta_{H(I)} \cdot U^2}{[\sigma_H]_{II}^2 \cdot \theta_{H(II)}}}. \quad (3)$$

Для одинаковых способов упрочнения зубьев I -ой и II -ой ступеней $[\sigma_H]_I = [\sigma_H]_{II} = [\sigma_H]$, $\theta_{H(I)} = \theta_{H(II)} = \theta_H$. Тогда:

$$U_I = \frac{d_{e2(I)}}{d_{e2(II)}} \cdot \sqrt[3]{U^2}. \quad (4)$$

Отношением $d_{e2(I)} / d_{e2(II)}$ зададимся по аналогии с отношением межосевых расстояний $a_{W(I)} / a_{W(II)}$ в стандартных двухступенчатых редукторах Ц2, [2,3]: $d_{e2(I)} / d_{e2(II)} \approx 0,6 \div 0,8$. Тогда:

$$U_I \approx (0,6 \div 0,8) \cdot \sqrt[3]{U^2}. \quad (5)$$

Графики функции $U_I = U_I(U)$, построенные по уравнению (5), представлен на рис. 2.

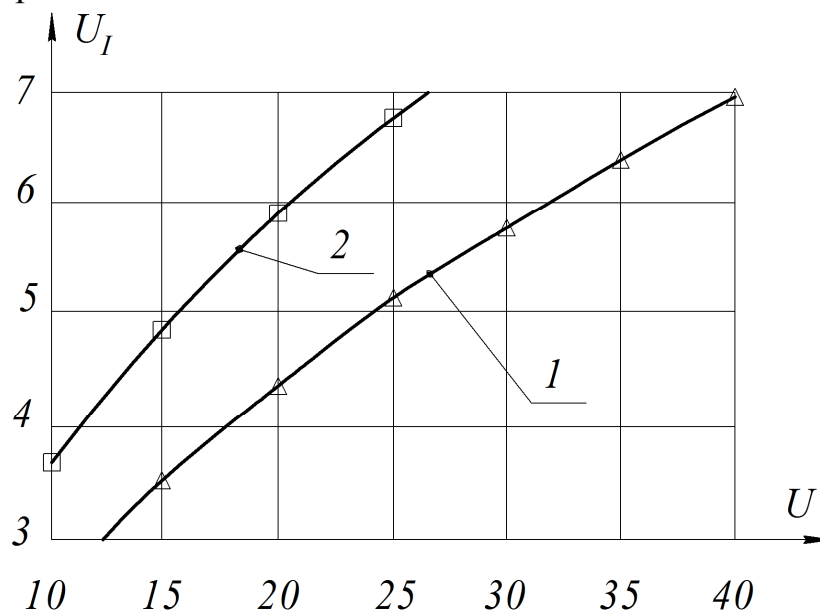


Рис. 2. Влияние внешних делительных диаметров на передаточное число первой

ступени: $\begin{cases} \text{"1"} \\ \text{"2"} \end{cases}$ соответствуют отношению $d_{e2(I)} / d_{e2(II)} = \begin{cases} 0,6 \\ 0,8 \end{cases}$

Для общего случая, когда $[\sigma_H]_I \neq [\sigma_H]_{II}$ и, соответственно $\theta_{H(I)} \neq \theta_{H(II)}$, решение уравнения (3) относительно U_I надо вести с учетом того, что параметры $\theta_{H(I)} = \theta_{H(I)}(U_I)$ и $\theta_{H(II)} = \theta_{H(II)}(U_I)$:

$$\theta_{H(I)} = c_{1(I)} + c_{21(I)} \cdot U_I; \quad \theta_{H(II)} = c_{1(II)} + c_{21(II)} \cdot U_{II} = c_{1(II)} + c_{21(II)} \cdot U / U_I. \quad (6)$$

После подстановки (6) в (3) значения U_I в I -ой и II -ой ступенях редуктора К2 при различных сочетаниях твердостей зубьев шестерни и колеса определяются соотношениями:

$$\left\{ \begin{array}{l} I \rightarrow TBЧ_1 + Y_2 \\ II \rightarrow Y_1 + Y_2 \end{array} \right. : U_I \approx 1,1 \cdot U^{0,2}; \left\{ \begin{array}{l} I \rightarrow TBЧ_1 + TBЧ_2 \\ II \rightarrow Y_1 + Y_2 \end{array} \right. : U_I \approx 1,5 \cdot U^{0,26}. \quad (7)$$

Выводы

1. Для получения наименьшего значения длины L_k редуктора К2 следует принимать на I -ой ступени $U_I \approx 6 \div 6,5$. В этом случае при прочих равных условиях L_k будет примерно на $(19 \div 29)\%$ меньше длины L_{II} редуктора Ц2.

2. Равнопрочность ступеней редуктора К2 по критерию контактной выносливости можно обеспечить, если принимать передаточное число I -ой ступени U_I по графику, рис. 2, или по предложенным степенным функциям (7).

Список литературы

- ГОСТ Р 50891-96. Редукторы общемашиностроительного применения. Общие технические условия. – М.: ИПК Изд-во стандартов, 1966. – 28 с.
- ГОСТ 25301-95. Редукторы цилиндрические. Параметры. – М.: ИПК Изд-во стандартов, 2006. – 6 с.
- Редукторы и зубчатые муфты. Каталог. Акционерное общество «Краматорский машиностроительный завод». – Краматорск, 1997. – 112 с.
- Машиностроение. Энциклопедия. Т. IV-1. Детали машин. Конструкционная прочность. Трение, износ, смазка / Под общ. ред. Д.Н. Решетова. – М.: Машиностроение, 1995. – 864 с.
- Детали машин / Л.А. Андриенко, Б.А. Байков, И.К. Ганулич и др.; под. ред. О.А. Ряховского. – М.: Изд-во МГТУ им. Н.Э. Баумана, 2004. – 520 с.
- Патент 135044 Україна, F16H37/04 Двоступеневий співвісний редуктор / С.В. Шевченко, О.А. Муховатий, О.С. Кроль; Заявл. 18.01.2019; Опубл. 10.06.2019, Бюл. №11.
- Шевченко С.В. Детали машин. Расчеты, конструирование, задачи. – Киев: Кондор, 2008. – 492 с.
- Кроль О.С., Соколов В.И. Методы и процедуры рационального выбора в станкостроении: монография. – Северодонецк: вид-во СНУ ім. В. Даля, 2017. – 112 с.
- Кроль О.С., Соколов В.И. Методы и процедуры инженерного прогнозирования в станкостроении: монография. – Северодонецк: изд-во ВНУ им. В.Даля, 2017. – 116 с.
- Кроль О.С. Инструментальные средства рационального выбора технологических систем механообработки // Вестник НТУУ (КПИ). Серия Машиностроение. – 1997. – №32. – С. 157-161.
- Shevchenko S., Mukhovaty A., Krol O. Geometric Aspects of Modifications of Tapered Roller Bearings. Procedia Engineering, 150, 1107–1112 (2016). <https://doi.org/10.1016/j.proeng.2016.07.221>
- Shevchenko S., Mukhovaty A., Krol O. Gear Clutch with Modified Tooth Profiles. Procedia Engineering, 206, 979–984 (2017) <https://doi.org/10.1016/j.proeng.2017.10.581>

Сведения об авторах:

Шевченко Святослав Владимирович – к.т.н., доцент, заведующий кафедрой, ЛНУ, г. Луганск;

Муховатый Александр Анатольевич – к.т.н., доцент, ЛНУ им. В.Даля, г. Луганск;

Кроль Олег Семенович – к.т.н., доцент, профессор ВНУ им. В.Даля, г. Северодонецк.