

УДК 621.833.1
ББК 34.446.1
М 52

Меретуков Мурат Айдамирович

Кандидат технических наук, доцент, зав. кафедрой сервиса транспортных и технологических машин и оборудования Майкопского государственного технологического университета, Майкоп, e-mail: mera444@mail.ru

К вопросу о распределении общего передаточного отношения цилиндрического редуктора между ступенями (Рецензирована)

Аннотация. Проведен анализ существующих вариантов распределения передаточного отношения двух- и трехступенчатых цилиндрических редукторов между ступенями. Они предусматривают выполнение условия обеспечения равнопрочности ступеней и дополнительных условий, таких как: минимальные масса и габариты, минимальный объем, минимальное суммарное межосевое расстояние ступеней, максимальный момент на выходном валу редуктора и т.д. Определены пути корректировки рассмотренных подходов с учетом современных технологических возможностей изготовления зубчатых колес.

Ключевые слова: редуктор, шестерня, вал-шестерня, передаточное отношение, равнопрочность ступеней, минимальная масса и габариты, межосевое расстояние, момент на выходном валу редуктора.

Meretukov Murat Aydamirovich

Candidate of Technical Sciences, Associate Professor, Head of Department of Service of Transport and Technological Machines and Equipment, Maikop State University of Technology, Maikop, e-mail: mera444@mail.ru

On distribution of the gear ratio of cylindrical gearboxes between the stages

Abstract. The analysis of the existing variants of distribution of the gear ratio of two and three-stage cylindrical gearboxes between the stages is carried out. They provide the fulfilment of the condition of equal strength of the stages and additional conditions such as: minimum mass and dimensions, minimum volume, minimum total interaxle distance of the stages, maximum torque on the output shaft of the gearbox, etc. Ways of correction of the considered approaches taking into account modern technological possibilities of production of gear wheels are defined.

Keywords: gearbox, gear, shaft-gear, gear ratio, equal strength of stages, minimum weight and dimensions, interaxle distance, torque on the output shaft of the gearbox.

В работах [1, 2] отмечается, что разбивка передаточного отношения по ступеням при проектировании редукторов преследует следующие основные цели:

- обеспечить равнопрочность всех ступеней по контактным и изгибным напряжениям;
- уменьшить массу и габариты.

При разбивке общего передаточного отношения руководствуются рядом конструктивных и технологических ограничений. Предельное передаточное отношение одной ступени принимается равным в диапазоне 8÷10. Лимитирующими факторами здесь становятся недостаточная крутильная и изгибная жесткость вал-шестерни и чрезмерное увеличение диаметра колеса.

Уравнение равнопрочности по контактным напряжениям двух ступеней редуктора записывается в виде:

$$\lambda \left(\frac{a_{WT2}}{a_{WB2}} \right)^2 \left(\frac{U_{B2} + 1}{U_2 + U_{B2}} \right)^4 U_2 U_{B2} = 1, \quad (1)$$

где:

$$\lambda = \frac{(\psi_{bd})_{T2} (K_{ip})_T}{(\psi_{bd})_{B2} (K_{ip})_{B2}}; \quad U_2 = U_{B2} \cdot U_{T2};$$

a_{WT2} , a_{WB2} – межосевые расстояния тихоходной и быстроходной ступеней двухступенчатого редуктора;

U_2 , U_{B2} , U_{T2} – передаточные отношения – общее, быстроходной и тихоходной ступеней двухступенчатого редуктора.

Отношение $\frac{a_{WT}}{a_{WB2}}$ необходимо задать, зная размещение оси двигателя относительно

оси выходного вала. Величину λ выбирают, исходя из принятых материалов зубчатой передачи. При поверхностном упрочнении зубьев шестерен быстроходной ступени и термическом улучшении шестерен тихоходной ступени $\frac{(K_p)_T}{(K_p)_{B2}}$ ориентировочно находится в пределе

лах от 0,6 до 0,7. Пропорции относительных ширин зубчатых венцов шестерен назначают из условия $\frac{(\psi_{bd})_T}{(\psi_{bd})_{B2}} = 0,9 \div 1,1$.

Решая уравнение (1) относительно неизвестной величины U_{B2} , производят предварительную разбивку общего передаточного отношения редуктора.

В работе [3] отмечается, что существуют рекомендации по рациональной разбивке передаточного отношения по ступеням в зависимости от величины передаточного отношения редуктора. Для несоосных механизмов при работе без реверсирования распределение общего передаточного отношения по ступеням можно выполнять по зависимостям, представленным в таблице 1.

Таблица 1

Зависимости распределения передаточного отношения по ступеням

Число зубчатых пар	2	3
Диапазон изменения общего передаточного отношения	$6 < U_2 \leq 33$	$33 < U_3 \leq 190$
Распределение общего передаточного отношения по ступеням	$U_{B2} = 0,95 \cdot U_2^{0,5}; U_{T2} = \frac{U_2}{U_{B2}}$	$U_{B3} = 0,95 \cdot U_3^{1/3}; U_{np} = U_3^{1/3};$ $U_{T3} = \frac{U_3}{U_{B3} \cdot U_{np}}$

Примечание: $U_3, U_{B3}, U_{np}, U_{T3}$ – передаточные отношения – общее, быстроходной, промежуточной и тихоходной ступеней трехступенчатого редуктора

В других случаях с целью уменьшения инерционности в системах с частым реверсированием и облегчения работы двигателя используют зависимости, представленные в таблице 2.

Таблица 2

Зависимости распределения передаточного отношения по ступеням

Число зубчатых пар	2	3
Диапазон изменения общего передаточного отношения	$3,5 < U_2 \leq 15$	$15 < U_3 \leq 75$
Распределение общего передаточного отношения по ступеням	$U_{B2} = U_2^{1/3}; U_{T2} = \frac{U_2}{U_{B2}}$	$U_{B3} = U_3^{1/4}; U_{np} = U_3^{1/3};$ $U_{T3} = \frac{U_3}{U_{B3} \cdot U_{np}}$

В работе [4] отмечается, что общее передаточное отношение двух- и многоступенчатых редукторов разбивают между ступенями в соответствии с заданными условиями оптимизации. Основным условием для редукторов общемашиностроительного применения является минимум массы и, соответственно, минимум объема.

Для двухступенчатых несоосных редукторов выгодно обеспечивать равенство диаметров колес быстроходной и тихоходной ступеней. Соответственно, передаточное отношение быстроходной ступени определяется по формуле:

$$U_{B2} = (0,75 \div 1) \cdot \sqrt[3]{U_2^2}, \quad (2)$$

где:

- значение коэффициента, равное 0,75, принимают при переменном режиме работы редуктора (что соответствует значению коэффициента долговечности меньше единицы);
- значение коэффициента равно единице при постоянном режиме работы редуктора.

В трехступенчатых редукторах в связи с ограничением предельных передаточных отношений в паре обычно диаметры колес быстроходной ступени делают меньше, а колес промежуточной и тихоходной ступени – близкими один к другому.

Существуют также другие специфические критерии оптимизации.

Передаточные отношения обычно ограничиваются габаритами передач. В редукторных передачах максимальные значения передаточных отношений тихоходной и промежуточной ступеней составляет $5,6 \div 6,3$, быстроходной ступени – $6,3 \div 8$. Нижние значения при твердости поверхностей зубьев $56 \div 63$ HRCэ, верхние – при твердости поверхностей зубьев ≤ 350 HB. Имеется тенденция снижения передаточного отношения ступеней при высокой твердости зубьев до 5.

Минимальное число зубьев шестерен обычно ограничивается условием неподрезания зубьев у основания. Для некорректированных передач $Z_{\min}=17$, для корректированных $Z_{\min}=12 \div 14$ и меньше. Преимущественно числа зубьев выбирают из кинематических условий.

В работе [5] приводится уравнение равнопрочности (1). Отмечается, что разбивка по ГОСТ 2185-66 с соблюдением значений U_B , U_T , a_{WT} , a_{WB} , взятых из нормального ряда, не обеспечивает минимальные габариты редуктора. Это связано с тем, что для нормализованных редукторов основными являются требования стандартизации, а вопросы снижения габаритов редуктора не являются решающими. Приводится формула разбивки общего передаточного отношения двухступенчатого редуктора, полученная из условия обеспечения наименьшего суммарного межосевого расстояния редуктора:

$$U_T = 2 \cdot \frac{\sqrt[3]{U_2^2 + U_2} \cdot \sqrt[3]{\lambda}}{\sqrt[3]{U_2^2} + \sqrt[3]{\lambda}}. \quad (3)$$

В работе [6] приведены анализ методов разбивки, их систематизация и сравнение, выявление оптимальной разбивки передаточного числа двух- и трехступенчатых цилиндрических и коническо-цилиндрических редукторов общемашиностроительного назначения с эвольвентным зацеплением. При исследовании вариантов разбивки U_2 двухступенчатых редукторов из условия получения минимальных габаритных размеров принимались следующие дополнительные условия:

- одинаковые коэффициенты ширины ступеней $\psi_B = \psi_T$;
- отношение коэффициентов нагрузки ступеней $\frac{K_B}{K_T} \approx 1,2$.

Эти условия соответственно распространялись и на трехступенчатые редукторы. Полученные аппроксимирующие зависимости распределения передаточного отношения в виде простых степенных функций представлены в таблице 3.

Таблица 3

Зависимости распределения передаточного отношения по ступеням

Вариант разбивки	Аппроксимирующая формула
$H_{\min}; V_{\min}$	$U_B \approx 0,94 \cdot \sqrt[3]{U_2^2}$
L_{\min}	$U_B \approx 0,8 \cdot \sqrt[3]{U_2^2}$
$S_{\min}; m_{ред \min}$	$U_B \approx 0,6 \cdot \sqrt[3]{U_2^2}$
ГОСТ 2185-55; $a_{WT}/a_{WB}=1,5$; $m_{кол \min}$	$U_B \approx 0,5 \cdot \sqrt[3]{U_2^2}$
$(B \cdot L)_{\min}$	$U_B \approx 0,56 \cdot \sqrt[3]{U_2^2}$
$A_c \min; B_{\min}; M_T \max$	$U_B \approx 0,4 \cdot \sqrt[3]{U_2^2}$

Примечание: H , V , S , B , L , A_c – высота, объем, боковая поверхность, ширина, длина, суммарное межосевое расстояние соответственно; $m_{ред}$ – масса редуктора; $m_{кол}$ – масса зубчатых колес; M_T – крутящий момент на выходном валу редуктора

В работе [7] отмечается, что разбивка общего передаточного отношения по отдельным ступеням производится обычно из условия равнопрочности по контактным напряжениям во всех ступенях при одновременном обеспечении некоторого дополнительного условия, например, минимальной массы зубчатых колес, минимального габаритного размера в заданном направлении (осевого, поперечного) или заданного соотношения межосевых расстояний ступеней и т.д. В случае необходимости можно составить по аналогии и расчетные зависимости для разбивки общего передаточного отношения, исходя из условия равнопрочности ступеней по напряжениям изгиба или равной стойкости к заеданию.

В работах [8, 9] отмечается, что дальнейшее повышение нагрузочной способности редукторов требует увеличения диаметров валов для обеспечения их жесткости и прочности. Одновременно возрастают размеры подшипников. Положение осложняется ростом модулей для сохранения изломной прочности зубьев. Исключение «врезных» шестерен, ослабляющих валы и технологически нежелательных, и предотвращение дальнейшего уменьшения числа зубьев шестерен может быть достигнуто только за счет уменьшения максимального передаточного отношения в одной ступени. Соответствующее уменьшение наибольшего передаточного отношения редуктора является важнейшим параметрическим изменением в редукторах следующего поколения. Наибольшее передаточное отношение одной ступени цилиндрического редуктора должно составить величину не более 5. Все это повлечет серьезный пересмотр номенклатуры редукторов, главное место в выпуске займут трехступенчатые редукторы.

Как следует из приведенных данных, разбивка общего передаточного отношения редуктора по ступеням производится из условия обеспечения равнопрочности ступеней и дополнительных условий типа минимальные масса и габариты, минимальный объем, минимальное суммарное межосевое расстояние ступеней, максимальный момент на выходном валу редуктора и т.д. Однако ни один из этих подходов не учитывает современных технологических возможностей изготовления зубчатых колес, необходимости отказа от нетехнологичных и неконструктивных «врезных» вал-шестерен, выдерживания рациональных отношений межосевых расстояний ступеней, наличия предельных передаточных отношений ступеней, обеспечивающих применение шестерен вместо цельных вал-шестерен и неврезных вал-шестерен.

Примечания:

1. Ниберг Н.Я. Расчет редукторов. М.: Машиностроение, 1964. 172 с.
2. Пыж О.А., Гаркави П.И., Державец Ю.А. Редукторы судовых агрегатов. Л.: Судостроение, 1975. 271 с.
3. Кестельман В.Н., Рощин Г.И. Основы расчета и конструирования деталей и механизмов летательных аппаратов. М.: Машиностроение, 1989. 455 с.
4. Решетов Д.Н. Детали машин. М.: Машиностроение, 1975. 656 с.
5. Кудрявцев В.Н., Державец Ю.А., Глухарев Е.В. Конструкции и расчет зубчатых редукторов: справочное пособие. Л.: Машиностроение. 1971. 328 с.
6. Кошелев П.И. Влияние разбивки передаточного числа на некоторые показатели работы редукторов: автореф. дис. ... канд. техн. наук. Томск, 1966. 23 с.
7. Державец Ю.А. Редукторы энергетических машин. Л.: Машиностроение. 1983. 348 с.
8. Генкин М.Д., Рыжов М.А., Рыжов Н.М. Повышение надежности тяжело нагруженных зубчатых передач. М.: Машиностроение, 1981. 232 с.
9. Снесарев Г.А. Общепромышленные редукторы следующего поколения // Вестник машиностроения. 1985. № 8. С. 55.

References:

1. Niberg N.Ya. Calculation of reducers: M.: Mashinostroenie, 1964. 172 pp.
2. Pyzh O.A., Garkavi P.I., Derzhavets Yu.A. Gear units of marine aggregates. L.: Sudostroenie, 1975. 271 pp.
3. Kestelman V.N., Roshchin G.I. Fundamentals of calculation and design of parts and mechanisms of aircrafts. M.: Mashinostroenie, 1989. 455 pp.
4. Reshetov D.N. Details of machines. M.: Mashinostroenie, 1975. 656 pp.
5. Kudryavtsev V.N., Derzhavets Yu.A., Glukharev E.V. Design and calculation of gear reducers: a reference guide. L.: Mashinostroenie, 1971. 328 pp.
6. Koshelev P.I. Effect of splitting gear ratios for some performance of gearboxes: Diss. abstract for the Cand. of Techn. Sciences degree. Tomsk, 1966. 23 pp.
7. Derzhavets Yu.A. Reductors of power machines. L.: Mashinostroenie, 1983. 348 pp.
8. Genkin M.D., Ryzhov M.A., Ryzhov N.M. Improving the reliability of heavy-duty gears. M.: Mashinostroenie, 1981. 232 pp.
9. Snesev G.A. General industrial reducers of the next generation // Bulletin of Engineering. 1985. No. 8. P. 55.