



УДК 514

КОНСТРУКТИВНЫЕ РЕШЕНИЯ ПО СНИЖЕНИЮ УРОВНЯ ВИБРАЦИЙ И ШУМА РЕДУКТОРОВ ЛОКОМОТИВОВ НА ОСНОВЕ ПРИМЕНЕНИЯ КОЛЕС С ШЕВРОННЫМИ ЗУБЬЯМИ

Синицын Сергей Александрович

доктор технических наук, профессор, заведующий кафедрой «Теоретическая и прикладная механика» Российского университета транспорта (РУТ(МИИТ))

sg982@mail.ru

Аннотация

При строгой параллельности зубьев и осей прямые зубья входят в зацепление по всей длине, создавая жесткий удар и повышенной шумностью редуктора. Такой способ зацепления колесных пар не способствует долговечности работы редуктора на фоне низкого качества рабочих показателей изделия. Чтобы повысить качество работы изделия, в том числе его долговечность, целесообразно применить зацепление на основе косозубых колес, которое работает более плавно по сравнению с прямыми зубьями, так как одновременно в зацеплении находится большее число зубьев при той же ширине колеса b . Однако существенным недостатком косозубых колес является наличие осевого усилия, стремящегося сдвинуть колеса вдоль оси вала. Величина этого усилия напрямую связана с углом наклона зуба к оси вращения при одном и том же окружном усилии и нормальной силе. Величины усилий настолько высоки, что для их компенсации приходится усложнять конструкцию редуктора и заменять радиальные шариковые подшипники радиально-упорными или парами радиальных и упорных подшипников. В статье рассмотрен один из конструктивных способов решения обозначенной проблемы на основе использования колес с шевронными зубьями, не обладающими недостатками косозубых цилиндрических колес.

Ключевые слова: силовые передачи, зубчатые зацепления, зубчатые колеса, шевронные передачи, плавность передачи усилий, уравновешенная передача усилий, схема распределения усилий.

DESIGN SOLUTIONS FOR LEVEL REDUCTION
VIBRATION AND NOISE OF LOCOMOTIVE REDUCERS BASED ON
APPLICATIONS OF WHEEL WHEELS

Sinitsyn Sergey Alexandrovich

Doctor of Technical Sciences, Professor, Head of the Department "Theoretical and Applied Mechanics" of Russian University of Transport (RUT (MIIT))

e-mail: sg982@mail.ru

ABSTRACT

With strict parallelism of the teeth and axes, the straight teeth engage along the entire length, creating a hard blow and increased gear noise. This method of gearing the wheelsets does not contribute to the durability of the gearbox operation against the background of the poor quality of the product's performance. To improve the quality of the product, including its durability, it is advisable to use a gearing based on helical gears, which works more smoothly compared to straight teeth, since a larger number of teeth are simultaneously engaged with the same wheel width b . However, a significant drawback of helical gears is the presence of an axial force tending to move the wheels along the shaft axis. The magnitude of this force is directly related to the angle of inclination of the tooth to the axis of rotation at the same circumferential force and normal force. The magnitudes of the forces are so high that to compensate for them, it is necessary to complicate the design of the gearbox and replace the radial ball bearings with angular contact bearings or pairs of radial and thrust bearings. The article discusses one of the constructive ways to solve the indicated problem based on the use of wheels with chevron teeth that do not have the disadvantages of helical cylindrical wheels.

Keywords: power transmissions, gearing, gear wheels, chevron transmissions, smooth transmission of forces, balanced transmission of forces, force distribution scheme.

Введение.

Для уменьшения осевой нагрузки на подшипники на валу конструкторы устанавливают два косозубых колеса с наклоном зубьев в противоположные стороны [1,с.209]. При этом следует иметь в виду, что вследствие неточности при изготовлении зубьев или при установке колес на валу может оказаться, что будет соприкасаться только одна пара зубьев из двух сопряженных пар колес, как показано на рис.1,а.

Осевая сила $P_{ос}$ стремится сдвинуть влево вал вместе с закрепленным на нем колесом. Для распределения окружного усилия P поровну на оба колеса необходимо предусмотреть продольный, так называемый монтажный, зазор между подшипником и буртиком вала.

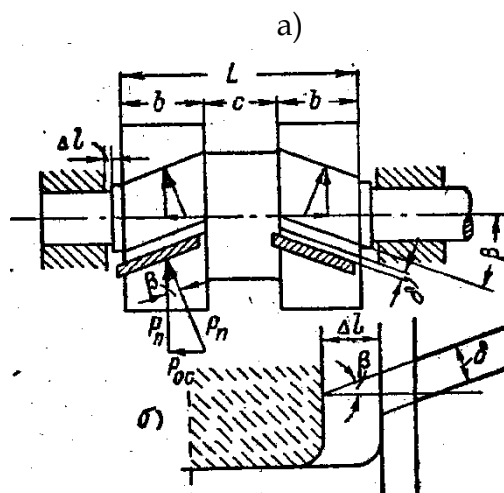


Рис.1 Схема зацепления симметричной пары колес

Если известна неточность изготовления δ зубьев, то Δ_l определяется по схеме, показанной на рис.1,б:

$$\Delta_l = \frac{\delta}{2} \sin \beta,$$

где β – угол наклона зуба [2,с.58].

После сдвига колеса и вала влево под действием силы P_{oc} давление на обе половины колеса распределяется поровну, а внешние осевые силы уравниваются внутренними силами.

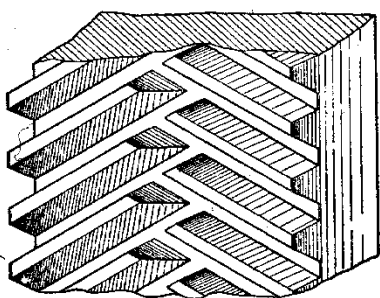


Рис.2 Уравновешенное колесо

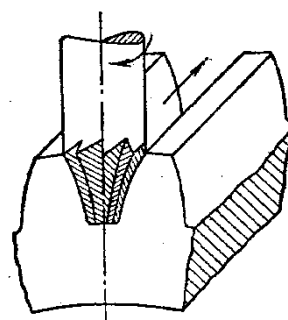


Рис.3 Схема нарезания пальцевой фрезой

Для выхода модульной дисковой или червячной фрезы при изготовлении зубьев между половинами колес необходимо расстояние C , которое увеличивает общий размер L . В целях его уменьшения зубья нарезают пальцевой фрезой (рис.2). Схема нарезания зубьев пальцевой фрезой показана на рис.3.

Шевронная конструкция зубьев, с равными, но противоположными углами наклона (рис.4), обеспечивает более высокую прочность зубьев по сравнению с прочностью косых зубьев [3,с.85]. Шевронные зубья нарезают также пальцевой фрезой, ось вращения которой направлена по диаметру колеса. Фреза перемещается параллельно оси вращения колеса, а само колесо, на участке b , поворачивается, например, по стрелке c .

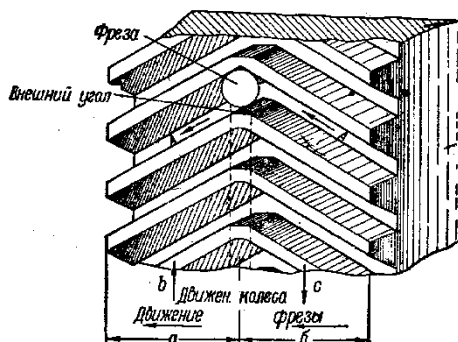


Рис.4 Нарезание шевронного зубчатого колеса

В результате сложения движения фрезы и колеса [4,с.65] впадина зубьев прорезается в направлении стрелки А. На рис.4 видно, что при таком способе нарезания зубьев их внешние углы получаются заостренными, а внутренние – закругленными по окружности фрезы. Из этого следует, что при сопряжении двух зубчатых колес внешний угол зуба одного колеса будет врезаться во внутренний угол другого сопряженного с ним колеса. Для устранения этого явления внешние углы всех зубьев обоих колес приходится срезать, в результате чего шевронные зубья, нарезанные пальцевой фрезой, соприкасаются не по всей своей длине.

Этот недостаток может быть устранен в конструкции шевронных зубьев (рис.5), если производить нарезание зубьев на специальных станках посредством зуборезных реек или долбяков. Долбяками можно нарезать шевронные зубья для внешнего и внутреннего зацепления [5,с.74].

В плоскости, нормальной к направлению косого зуба (рис.6), шаг между двумя соседними зубьями равен:

$$t_n = m n ,$$

где $m n$ – модуль в нормальном сечении.

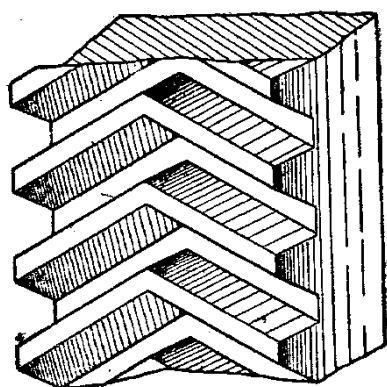


Рис.5 Конструкция шевронного зуба

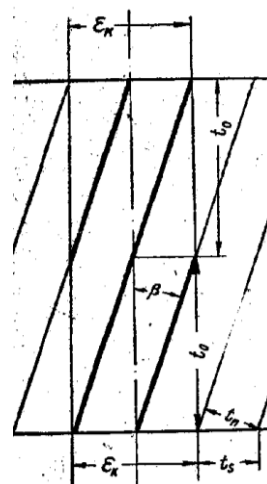


Рис.6 Геометрия шевронного зуба

Шаг t_s , измеренный в плоскости вращения колеса (торцевой шаг), вычисляется по формуле:

$$t_s = \frac{t_n}{\cos \beta} .$$

Осевой шаг t_o измеряется вдоль оси вращения колеса и равен:

$$t_o = \frac{t_n}{\sin \beta}.$$

Торцовый модуль зубчатого зацепления соответственно будет:

$$m_s = \frac{t_s}{\pi} = \frac{t_n}{\cos \beta} = \frac{m_n}{\cos \beta}.$$

Диаметры начальных окружностей равны:

$$d_1 = \frac{m_n}{\cos \beta} z_{1k}; \quad d_2 = \frac{m_n}{\cos \beta} z_{2k}.$$

Высота головки косоугого зуба берется равной нормальному модулю, поэтому диаметры окружностей выступов равны:

$$D_{1e} = d_1 + 2m_n \quad \text{и} \quad D_{2e} = d_2 + 2m_n.$$

Соответственно диаметры окружностей впадин равны:

$$D_{1i} = d_1 - 2,4mn \quad \text{и} \quad D_{2i} = d_2 - 2,4mn.$$

Межцентровое расстояние равно:

$$A_k = \frac{d_1 + d_2}{2} = \frac{m_n}{2 \cos \beta} (z_{1k} + z_{2k}).$$

Для прямозубых колес наименьшее число зубьев, при котором отсутствует подрезание ножки зуба, определяется по формуле:

$$Z_{min} = \frac{2}{(\sin \alpha)^2}.$$

Для шевронных колес можно воспользоваться этой же формулой, подставив в знаменатель вместо α . Тогда наименьшее число зубьев Z_{1k} для шевронных колес, при котором не будет подрезания можно найти по формуле:

$$Z_{1k min} = \frac{2}{(\sin \alpha_k)^2} \cos \beta.$$

Поскольку для косых и шевронных зубьев всегда выполняются условия: $\alpha_k > \alpha$ и $\cos \beta < 1$, то:

$$Z_{1k min} < Z_{min}.$$

Таким образом, при одном и том же модуле зубчатого зацепления число $Z_{1k min}$ получается тем меньше, чем больше угол наклона зубьев β [6, с.92].

Например, для прямозубых колес при $\alpha = 20^\circ$ и нормальных размерах зуба наименьшее число зубьев получается равным 17, для косозубых или шевронных колес при $\beta = 30^\circ$ наименьшее число зубьев равно:

$$Z_{1k min} = \frac{2 \cos \beta}{(\sin \alpha_k)^2} = 12.$$

Наименьшее число зубьев $Z_{1k min}$ выбирается в зависимости от назначения передачи. В транспортном машиностроении для зубчатых редукторов рекомендуется брать расчетное число зубьев $z_{1k} \geq z_{1 min}$.

Прямой зуб колеса входит в зацепление всей своей длиной и также выходит из зацепления. Косой зуб входит в зацепление не по всей длине сразу, а точкой, лежащей у переднего торца зуба, создавая тем самым необходимую плавность зацепления. В результате по делительной окружности точка зацепления сместится на дугу SI , которая равна:

$$s^i = r_1 \psi = b \tan \beta,$$

где r_1 – радиус начальной окружности;

ψ – центральный угол в плоскости вращения колеса, отвечающий за смещение точки зацепления;

b – ширина колеса;
 β – угол наклона зуба.

Коэффициент перекрытия по дуге смещения ε_i равен:

$$\varepsilon_k = \frac{b \sin \beta}{\pi m \cos \alpha_k}.$$

Угол зацепления косозубых и шевронных колес определяется в каждом отдельном случае в зависимости от принятого стандартного угла зацепления и угла наклона зубьев.

Полный коэффициент перекрытия косозубых и шевронных колес равен коэффициенту перекрытия прямозубых колес плюс коэффициент перекрытия на дуге смещения:

$$\varepsilon_k = \varepsilon + \varepsilon^i = \varepsilon + \frac{b \sin \beta}{\pi m \cos \alpha_k}.$$

Из последнего выражения видно, что чем больше ширина b зубчатого колеса и чем больше наклон зуба β , тем большее число зубьев в осевом направлении будет одновременно находиться в зацеплении и тем плавнее будет передача от одного колеса к другому [7, с.229].

Коэффициент перекрытия шевронных колес в расчетах можно принимать в пределах: 1,4 – 1,7 при $\beta = 8 - 30^\circ$.

При нарезании шевронных колес долбяками задается торцовый модуль, тогда в нормальном сечении модуль равен:

$$m_n = m_s \cos \beta.$$

Диаметры начальных окружностей шевронных колес определяются по тем же формулам, что и диаметры прямозубых колес.

У косозубых и шевронных колес зубья нагружаются изгибающей силой не одновременно по всей ширине колеса, а постепенно, так как контактная линия КК (рис.7) располагается по рабочему профилю зуба под углом β_1 к оси, определяемым по выражению:

$$\tan \beta_1 = \frac{2m}{b} \cos \beta.$$

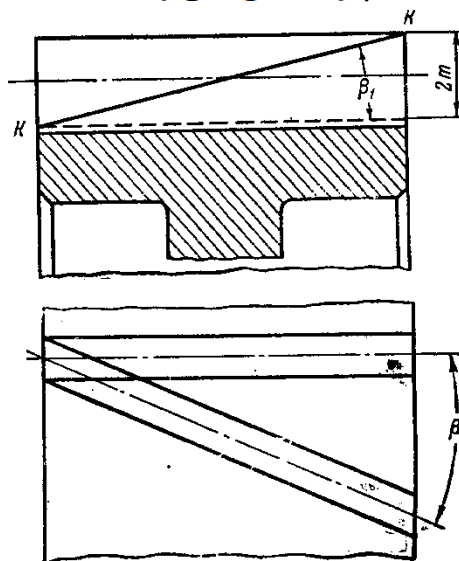


Рис.7 Схема нагружения шевронных колес

В связи с тем, что наклонное расположение контактных линий на рабочей поверхности зубьев создает повышенную концентрацию нагрузки вблизи полюса зацепления, допускаемое напряжение для косых и шевронных зубьев назначают на 20% ниже, чем для прямых зубьев.

Список литературы.

1. Синицын С.А. Погрешность формообразования поверхности, заданной кинематическим методом. E-Scio. 2020, №2 (41), с.204-211.
2. Панченко В.А., Дубровин В.С. Механика, теоретическая механика, техническая механика, РУТ, Москва, 2018, 192с.
3. Панченко В.А., Синицын С.А., Дубровин В.С. Выполнение сборочных моделей и рабочей конструкторской документации средствами САПР Компас-3D. РУТ, Москва, 2018, 164с.
4. Гусарова О.Ф., Панченко В.А., Синицын С.А. Инженерная компьютерная графика. РРУТ, Москва, 2020, 149с.
5. Панченко В.А. Моделирование солнечных теплофотозлектрических модулей // Электротехнологии и электрооборудование в АПК, 2019, 2 (35), с. 71 – 77.
6. Левчук Т.В., Дубровин В.С., Панченко В.А. Механика, теоретическая механика и прикладная механика. РУТ, Москва, 2021, 190с.
7. Погорелов И.А., Гурский Ф.А., Панченко В.А. Разработка трекера для солнечных модулей. Инновации в сельском хозяйстве. 2018, №2(27), с.226-231.

References.

1. Sinitsyn S.A. The error in the shaping of the surface given by the kinematic method. E-Scio. 2020, No. 2 (41), pp. 204-211.
2. Panchenko V.A., Dubrovin V.S. Mechanics, theoretical mechanics, technical mechanics, RTH, Moscow, 2018, 192p.
3. Panchenko V.A., Sinitsyn S.A., Dubrovin V.S. Execution of assembly models and working design documentation by means of CAD Compass-3D. RUT, Moscow, 2018, 164p.
4. Gusarova O.F., Panchenko V.A., Sinitsyn S.A. Engineering computer graphics. RRUT, Moscow, 2020, 149p.
5. V. A. Panchenko Modeling solar thermal photovoltaic modules // Electrotechnology and electrical equipment in the agro-industrial complex, 2019, 2 (35), p. 71 - 77.
6. Levchuk T.V., Dubrovin V.S., Panchenko V.A. Mechanics, theoretical mechanics and applied mechanics. RUT, Moscow, 2021, 190p.
7. Pogorelov I.A., Gursky F.A., Panchenko V.A. Development of a tracker for solar modules. Agricultural innovations. 2018, No. 2 (27), pp. 226-231.