

РАСЧЕТ ГЕОМЕТРИЧЕСКИХ ПАРАМЕТРОВ КРУГОВОГО ЗУБЧАТОГО ЗАЦЕПЛЕНИЯ

Стрельников В.Н., Суков Г.С., Волошин А.И., (ЗАО НКМЗ, г. Краматорск, Украина)

The technique of geometrical calculation of a circular toothing developed for hard loaded transmissions with intermediate balls is developed. Offered calculation of critical bucklings of a circular toothing is executed taking into account conditions of persistence of the set reduction ratio and absence of an interference of teeth.

Введение.

Основным кинематическим условием, налагаемым в процессе синтеза зубчатого зацепления на поверхности зубьев, является постоянство заданного передаточного отношения. Этому условию удовлетворяет множество поверхностей (кривых) [1, 2]. Для обеспечения высокого к.п.д., контактной прочности и долговечности зубчатых колес, профили зубьев должны обеспечивать малые скорости скольжения и достаточные значения приведенных радиусов кривизны в точках контакта [3]. Кроме того, рабочие профили должны быть технологичны, в частности, формирование зубьев осуществляться на выпускаемом оборудовании, простым инструментом независимо от числа зубьев колес.

Ряду приведенных требований удовлетворяет эвольвентное зубчатое зацепление, нашедшее широчайшее применение в машиностроении [4]. Эвольвентным профили нарезаются одготипным инструментом на шестерне и колесе с любым числом зубьев. Эвольвентное зацепление малочувствительно к отклонениям межосевого расстояния, допускает корригирование зубьев, при котором имеется возможность использования участков эвольвенты, обеспечивающих наиболее качественную работу зубчатой передачи.

В условиях тяжелого машиностроения высокие нагрузки, большие габариты и массы зубчатых колес приводят к значительным деформациям и искажениям условий эвольвентного зацепления, уменьшению пятна контакта, повышению динамической активности передачи, повышению шумовой мощности, преждевременному износу зубьев.

Целью статьи является разработка методики геометрического расчета кругового зубчатого зацепления для тяжело нагруженных передач с промежуточными телами качения, обладающих многопарностью зубчатого зацепления, высокой нагрузочной способностью, меньшими габаритами и массой.

В круговом зубчатом зацеплении промежуточные тела качения представляют упругие ролики, выполненные в форме полых тонкостенных цилиндров – однослойных или многослойных. В качестве образующей поверхностей зубьев служат дуга окружности, радиус кривизны которой близкий по величине радиусу роликов.

Сателлит и центральное колесо через промежуточные тела качения находятся во внутреннем зацеплении и имеют минимальную разность зубьев. Близость радиусов кривизны зубьев и упругих роликов, радиальная податливость которых в сочетании с минимальной разностью зубьев во внутреннем зацеплении, обеспечивают многопарность зацепления с устойчивым поверхностным контактом сопряженных элементов. Число одновременно зацепляющихся пар зубьев повышается с увеличением числа зубьев на сателлите и центральном колесе и ростом передаваемой нагрузки. Многопарность зацепления в передачах с промежуточными телами качения может достигать 25 ... 30%.

Круговое зубчатое зацепление [5] не отвечает положениям теории зубчатых зацеплений разработанной Х.И. Гохманом [6] и ставшей основой аналитической теории зубчатых зацеплений [7]. Поэтому известные достижения в области синтеза и анализа

зацеплений высших кинематических пар не представляется возможным использовать в теоретических исследованиях и инженерных расчетах кругового зубчатого зацепления.

Круговое зубчатое зацепление предназначено для высокомоментных редукторов планетарного типа с минимальной разностью зубьев во внутреннем зацеплении [8]. При этом достигается максимальная положительная эффективность: многопарность зубчатого зацепления с выпукло – вогнутым контактом поверхностей близкой кривизны минимизирует контактные нагрузки, создает оптимальные условия для формирования гидродинамической смазки. Использование промежуточных тел качения снижает потери, износ, повышает к.п.д. Сравнительная небольшая высота зубьев и отсутствие концентраторов напряжений повышает изгибную прочность. Упругие свойства промежуточных тел качения снижают негативное влияние погрешностей на динамическую активность зубчатого зацепления.

В основе синтеза кругового зубчатого зацепления положены функционально - технологические свойства формируемых поверхностей зубьев. Введением упругих промежуточных тел качения во внутреннее зацепление с минимальной разностью зубьев, достигнута многопарность зацепления, позволившая расширить возможности профилирования активных профилей зубьев, исключить ограничения налагаемые теоремой Эйлера – Савари. Удовлетворение выбранных профилей геометрическим и кинематическим условиям зацепления, устанавливается из анализа функциональной связи радиальной податливости упругих промежуточных тел качения и виртуальной флуктуации передаточного отношения, в совокупности с решением вопроса устранения интерференции зубьев.

Методика определения геометрических параметров кругового зубчатого зацепления с промежуточными телами качения разработана на основании геометрической теории [8, 9].

Диаметры делительных окружностей сателлита d_1 и центрального колеса d_2 (рис. 1)

$$d_1 = 0,5 d z_1, \quad (1)$$

$$d_2 = 0,5 d z_2, \quad (2)$$

где d – диаметр упругих роликов; z_1, z_2 – число зубьев сателлита и центрального колеса.

Диаметры вершин зубьев сателлита d_{α_1} и центрального колеса d_{α_2}

$$d_{\alpha_1} = d_1 - 2\Delta, \quad (3)$$

$$d_{\alpha_2} = d_2, \quad (4)$$

где $\Delta = (0,025 \dots 0,04) d$ – величина минимального зазора между вершинами зубьев сателлита и центрального колеса. Меньшее значение $\Delta = 0,025 d$ относится к диаметрам роликов $d \geq 40$ мм, большее $\Delta = 0,04 d$ – к диаметрам роликов $d \leq 15$ мм.

Диаметры образующих окружностей зубьев сателлита d_{β_1} и центрального колеса d_{β_2} , из технологически соображений, в общем случае целесообразно принимать одинаковыми

$$d_{\beta_1} = d_{\beta_2} = d_{\beta} = (1,04 \dots 1,06) d. \quad (5)$$

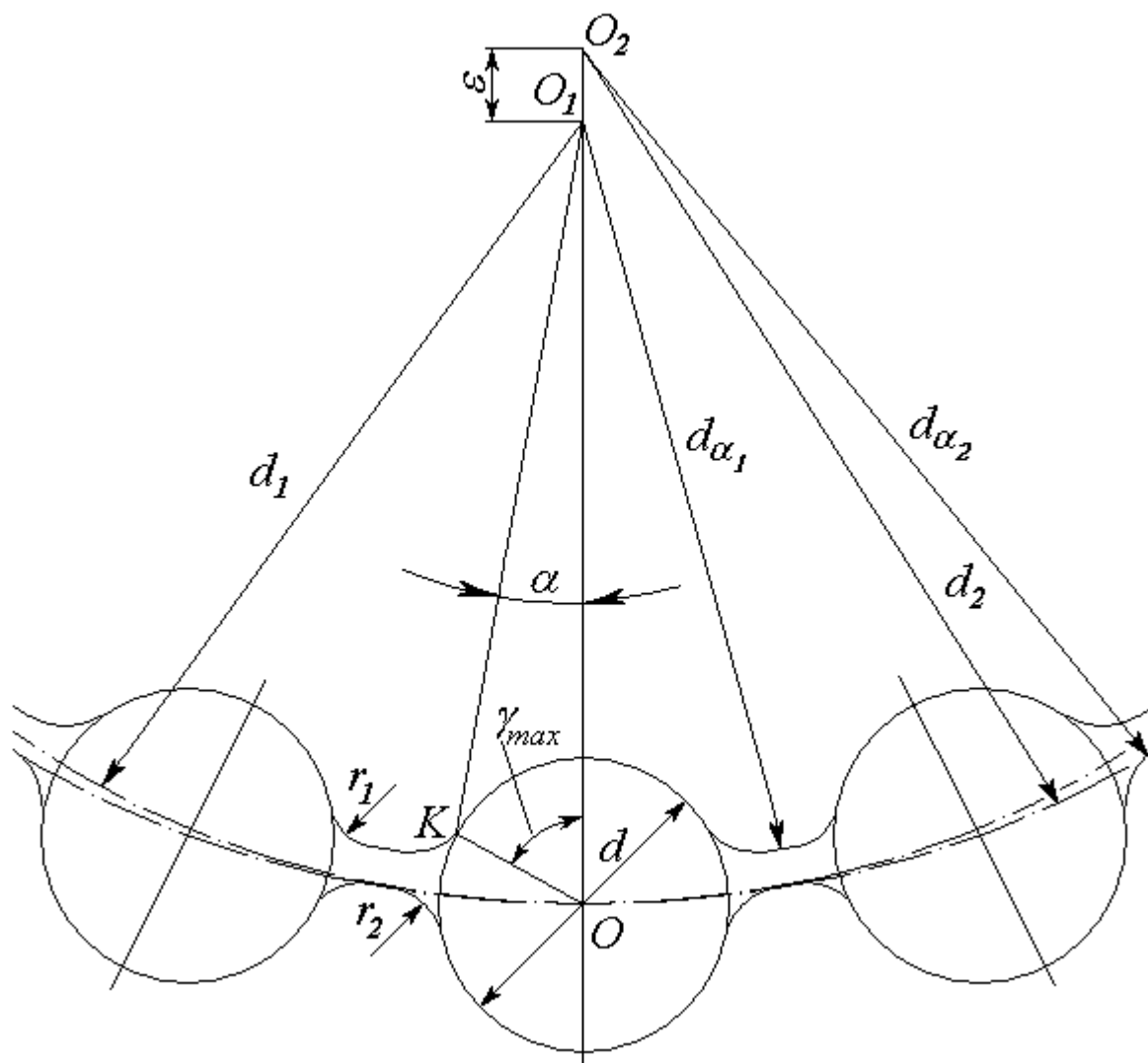


Рис. 1. Основные геометрические параметры кругового зубчатого зацепления с промежуточными телами качения

Радиусы скругления головок зубьев сателлита r_1 и центрального колеса r_2 принимаются одинаковыми

$$r_1 = r_2 = r = (0,05 \dots 0,08) d. \quad (6)$$

Эксцентриситет установки сателлитов ε

$$\varepsilon = 0,25 d. \quad (7)$$

Передаточное число u

$$u = \frac{z_1}{z_2 - z_1} = z_1, \quad (8)$$

где z_1 , z_2 – число зубьев сателлита и центрального колеса, $z_2 - z_1 = 1$.

Число роликов $z = z_2$.

Максимальный радиальный зазор в круговом зубчатом зацеплении δ

$$\delta = (0,015 \dots 0,03) d. \quad (9)$$

Диаметры центров образующих зубьев сателлита d_{c_1} и центрального колеса d_{c_2} определяются с учетом формул (1), (2), (5), (7), (9)

$$d_{c_1} = 0,5 d [z_1 + (0,05 \dots 0,06)], \quad (10)$$

$$d_{c_2} = 0,5 d [z_2 - (0,05 \dots 0,06)]. \quad (11)$$

На рис. 1 центр одного из роликов расположен в полюсе зацепления O . Определим угол передачи нагрузки для зуба сателлита γ_{\max}

$$\cos \gamma_{\max} = \frac{(2r + d)^2 + d_1^2 - d_{\alpha_1}^2}{2d_1(2r + d)}. \quad (12)$$

Расстояние l между центром сателлита O_1 и точкой K перехода вогнутого профиля зуба в выпуклую часть скругления головки

$$l = \sqrt{r^2 + \left(\frac{d_{\alpha_1}}{2}\right)^2 - \frac{r[(2r + d)^2 + d_{\alpha_1}^2 - d_1^2]}{2(2r + d)}}. \quad (13)$$

Угол рабочего профиля зуба сателлита α

$$\sin \alpha = \frac{d}{2l} \sin \gamma_{\max}. \quad (13)$$

В качестве примера выполним геометрический расчет вертикального редуктора с промежуточными телами качения механизма поворота шагающего экскаватора ЭШ 6,5 × 4,5, представленного на испытательном стенде (рис. 2). На рис. 3 показана нарезка круговых зубьев. Принимаем диаметр роликов $d = 40 \text{ мм}$, число роликов $z = 25$, число зубьев сателлита $z_1 = 24$ и центрального колеса $z_2 = 25$.

Диаметры делительных окружностей $d_1 = 480 \text{ мм}$, $d_2 = 500 \text{ мм}$.

Диаметры вершин зубьев $d_{\alpha_1} = 478 \text{ мм}$, $d_{\alpha_2} = 500 \text{ мм}$.

Величина минимального зазора между вершинами зубьев $\Delta = 1 \text{ мм}$.

Диаметры образующих окружностей зубьев $d_\beta = 41,867 \text{ мм}$.

Радиусы скругления головок зубьев $r = 2,5 \text{ мм}$.

Эксцентриситет установки сателлитов $\varepsilon = 0,25 d$.

Передаточное число $u = 24$.

Максимальный радиальный зазор в круговом зубчатом зацеплении $\delta = 0,8 \text{ мм}$.

Диаметры центров образующих зубьев $d_{c_1} = 481,067 \text{ мм}$, $d_{c_2} = 498,933 \text{ мм}$.

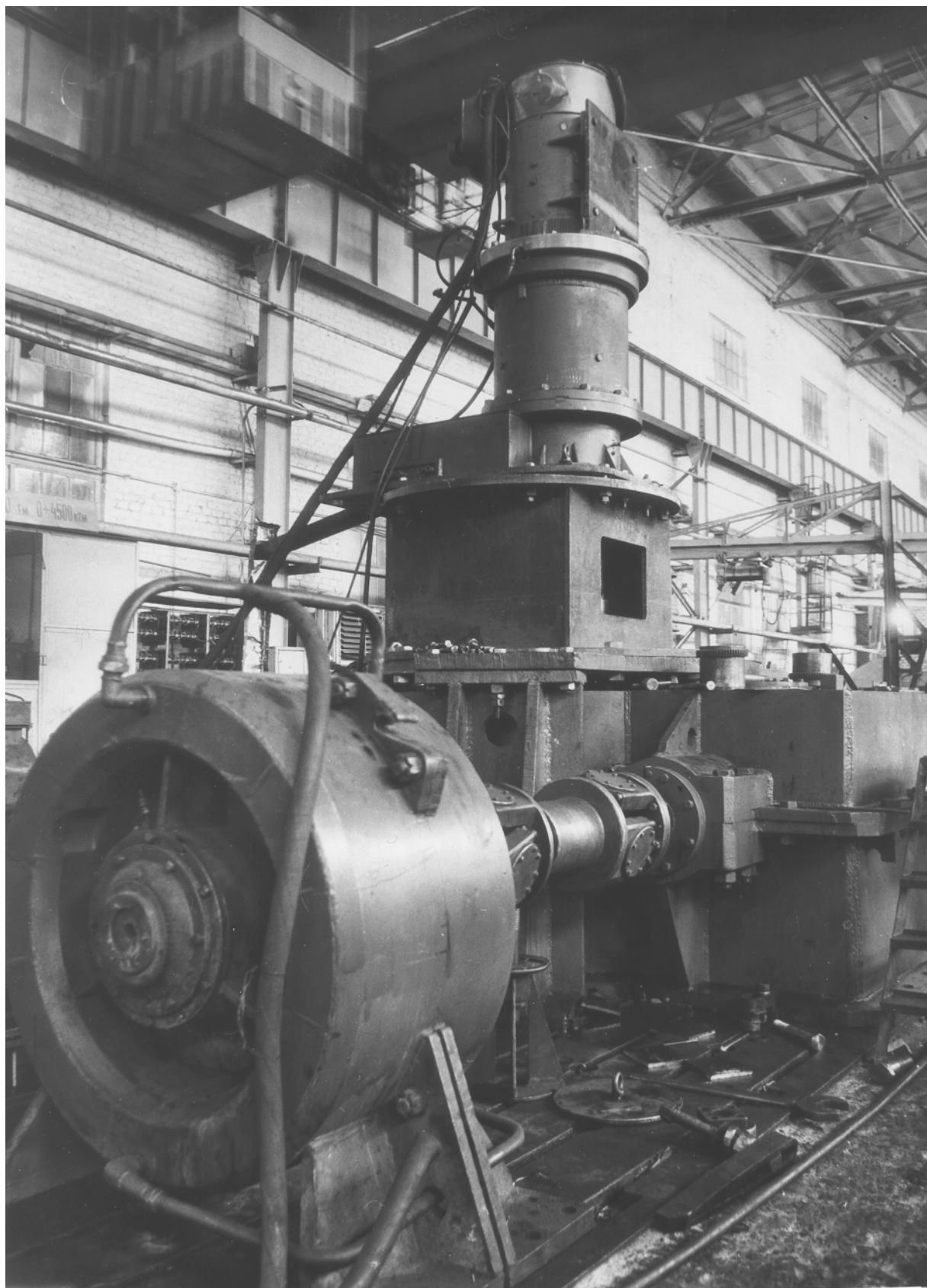


Рис. 2 Стенд для испытания вертикальных редукторов с промежуточными телами качения ПК-500 механизма поворота шагающего экскаватора ЭШ6,5×45



Рис. 3 Нарезка круговых зубьев сателлита редуктора ПК-500 на зубострогальном станке MAAG SN 450/500

Угол передачи нагрузки $\gamma_{\max} = 84^{\circ}45'57''$.

Угол рабочего профиля зуба сателлита $\alpha = 4^{\circ}46'48''$.

Расстояние $l = 239,007$ мм.

Выводы

1. Разработана методика геометрического расчета кругового зубчатого зацепления для высоконагруженных редукторов планетарного типа с промежуточными телами качения и минимальной разностью зубьев во внутреннем зацеплении, где расчет геометрических параметров элементов зацепления выполнен с учетом условий постоянства передаточного отношения и отсутствия интерференции зубьев.

2. Близость радиусов кривизны поверхностей зубьев и упругих роликов, радиальная податливость которых в сочетании с минимальной разностью зубьев во внутреннем зацеплении, обеспечивают многопарность зацепления с устойчивым поверхностным контактом сопряженных элементов.

3. Многопарность кругового зубчатого зацепления в передачах с промежуточными телами качения может достигать 25 ... 30 %. Причем, число одновременно зацепляющихся пар зубьев увеличивается с ростом передаваемой нагрузки.

4. Многопарность зубчатого зацепления с выпукло – вогнутым контактом поверхностей близкой кривизны минимизирует контактные нагрузки, создает оптимальные условия для формирования гидродинамической смазки.

5. Сравнительная небольшая высота зубьев и отсутствие концентраторов напряжений повышает их изгибную прочность.

6. Использование промежуточных тел качения уменьшает потери и износ, повышает к.п.д. Упругие свойства промежуточных тел качения снижают негативное влияние погрешностей на динамическую активность зубчатого зацепления.

Список литературы: 1. Пат. 82372 Украина, МКИ F16H1/06. Разноконтурная зубчатая передача / И.В. Александров, А.И. Волошин, Г.А. Лесняк, В.Н. Стрельников (Украина). – 3 с.; Опубл. 10.04.2008, Бюл. № 7. 2. Пат. 82373 Украина, МКИ F16H55/02. Зубчатая передача / И.В. Александров, А.И. Волошин, В.Н. Стрельников, А.И. Титаренко (Украина). – 3 с.; Опубл. 10.04.2008, Бюл. № 7. 3. Павленко А.В., Федякин Р.В., Чесноков В.А. Зубчатые передачи с зацеплением Новикова. – К.: Техника, 1978. – 144 с. 4. Гавриленко В.А. Основы теории эвольвентной зубчатой передачи. - Л.: Машиностроение, 1969. - 432 с. 5. А.с. 1698533 СССР, МКИ F16 H 1/16. Цевочное зацепление преимущественно для планетарной передачи / В.Н. Стрельников (СССР).- № 4698660/28; Заявлено 2.06.89; Опубл. 15.12.91, Бюл. № 46.– 3 с. 6. Гохман Х. И. Теория зацеплений, обобщенная и развитая путем анализа.- Одесса. - 1886. - с. 7. Литвин Ф. Л. Теория зубчатых зацеплений. – М.: Наука, 1968. - 584 с. 8. Стрельников В.Н.. Теория зубчатого зацепления с упругими промежуточными телами качения. // Машиностр. и техносфера на рубеже XXI в.: сб. тр. XI МНТК.- Донецк: ДГТУ.– 2004.– т. 3.- С. 147-158. 9. Стрельников В.Н. Перспективные направления развития механических приводов тяжёлых машин (Часть 1).- М.: ВНИИМЕТМАШ, 1990.- 84 с.

Сдано в редакцию 20.05.08