

CHAIN – CYCLOID GEAR

Associate Professor Radostin Dolchinkov, PhD

Abstract: The established methodology and auxiliary tables allow quick and easy selection and calculation of geometrical dimensions of the chain-cycloid gears and gear design.

The use of a standard element-circuit at the wheel barreled reduces the number of transmission elements and nodes in the gearbox, sets a lower price, provides better compliance of use and lower costs for repair and maintenance.

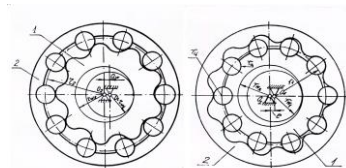
Keywords: planet mechanism, chain, hypocycloid, epicycloid.

ВЕРИЖНО-ЦИКЛОИДНИ ПРЕДАВКИ

Доц. д-р инж. Радостин Долчинков

В техническата литература под коригирани цикло - предавки се разбират предавки с вътрешно цевно-епициклоидно и цевно-хипоциклоидно зацепване с разлика в броя на зъбите на двете колела единица.

Зъбната предавка от фиг.1.1а е съставена от епициклоидно зъбно колело 1 с външни зъби и цевно колело 2 с вътрешни зъби, а предавката от фиг. 1.1б – от цевно колело 1 с външни зъби и хипоциклоидно зъбно колело 2 с вътрешни зъби. За профил на зъбите на епициклоидното колело се използва еквилидистантна крива на скъсена епициклоида, а за профил на зъбите на хипоциклоидното колело – еквилидистантната на скъсена хипоциклоида. Зъбите на цевните колела са оформени като циви с радиус r_c . Предавките са коригирани, защото центроидната окръжност на цевното колело не съвпада с окръжността, по която са разположени центровете на цевите ($r_2 > r_{w_2}$ и $r_1 > r_{w_1}$). Разликата между броя на зъбите на двете зъбни колела е единица ($z_2 - z_1 = 1$), при което теоретически всички зъби от предавката са в зацепване.



Фиг.1.1.а Коригирана цевно-епициклоидна предавка

Фиг.1.1.б Коригирана цевно-хипоциклоидна предавка

Неоспорими предимства на тези предавки са:

- А.) по-малко износване при недостатъчно мазане;
- Б.) големи коефициенти на припокриване, което дава възможност да се използват колела с малък брой зъби;

В.) по-добри условия за предаване на силата при ускорителните предавки.

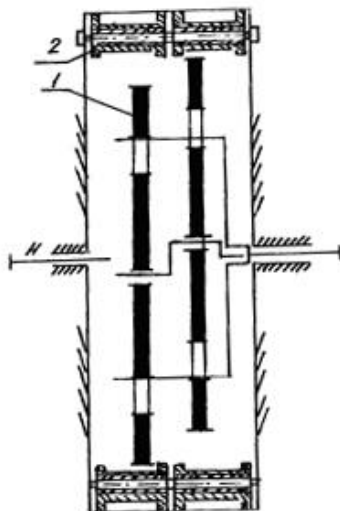
Широкото разпространение на планетните предавки с цевно зацепване е свързано с: голяма компактност; висок К.П.Д.; възможност за използване в конструкции с два сателита.

ВЕРИЖНО-ЕПИЦИКЛОИДНА ПРЕДАВКА

При известната коригирана цевно-епициклоидна зъбна предавка с вътрешно зацепване, спрегнати профили са дъга от окръжност и еквилидистантна крива на скъсена епициклоида. Трудност при създаването на такава предавка е съставното цевно колело. За изработването му се изисква точна координатна обработка на отворите, прецизно изработване на цевите и трудно сглобяване на отделните елементи. За получаването му е необходимо и различно машинно оборудване. Посочените недостатъци могат да се избегнат като се проектира нов вид циклоидна предавка – верижно- епициклоидна – фиг.2 .

Предавката се състои от две намиращи се на водилото Н епициклоидни колела 1 с външни зъби, ексцентрично изместени на 180° и зъбно колело с вътрешни зъби 2, представляващо ролкова верига. Разликата между вътрешните и външните зъби на двете колела от предавката е единица, а това определя и голямото предавателно отношение на предавката. Теоретичният профил на епициклоидното колело с

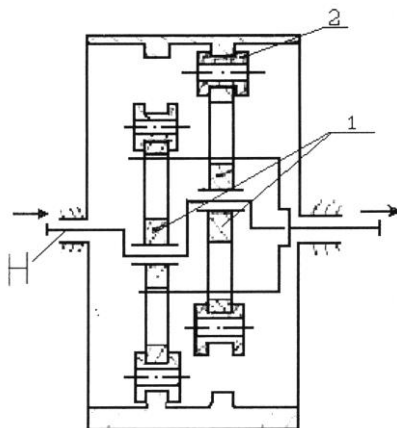
външни зъби е скъсена епициклоида, а действителният, еквилистантна крива на теоретичния профил и се получава като обвиваща крива на последователните положения на формообразуващата окръжност с диаметър $d_c = d_p$ на ролковата верига.



Фиг. 1. Кинематична схема на верижно-епициклоидна предавка

ХИПОЦИКЛОИДНО-ВЕРИЖНА ПРЕДАВКА

При известната коригирана цевно-хипоциклоидна зъбна предавка с вътрешно зацепване, спрегнати профили са дъга от окръжност и еквилистантна крива на скъсена хипоциклоида. Трудност при създаването на такава предавка е съставното цевно колело. Предлага се нов вид циклоидна предавка – хипоциклоидно-верижна – фиг. 2.



Фиг. 2. Кинематична схема на хипоциклоидно-верижна предавка

Хипоциклоидно-верижната предавка представлява предавка от планетни колела със специфична конструкционна форма. Тази предавка се задвижва от водилото Н. Състои се от две монтирани на водилото верижни колела 1 с външни зъби- Z_1 , ексцентрично изместени на 180° . Колелата представляват ролкова верига и зацепват с неподвижното колело 2 с вътрешни зъби – Z_2 . Профилът на колелото 2 представлява скъсена хипоциклоида. Разликата в зъбите $Z_2 - Z_1 = 1$ определя голямото предавателно отношение на предавката. Хипоциклоидно-верижната предавка е с точно зацепване. Зъбите на колелата и ролките на веригата се намират в непрекъснато зацепване, поради което ”изскачане” на веригата не е възможно.

За пресмятане на хипоциклоидно - верижната предавка се въвежда модел при който веригата е затворен кръг и образува колелото 1. Теоретичният профил на хипоциклоидното колело с вътрешни зъби е скъсена хипоциклоида, а действителният, еквилистантна крива на теоретичния профил и се получава

като обвиваща крива на последователните положения на формообразуващата окръжност с диаметър $d_c = d_p$ на ролковата верига.

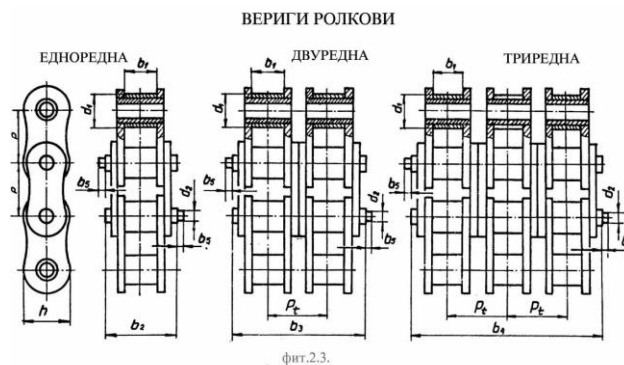
Методиката за геометрични пресмятания на верижно-циклоидни предавки се характеризира с правилен и точен подбор на основните параметри, които се стандартизират.

Основни параметри определящи геометрията на зъбните колела от познатите цевно-хипоциклоидни и цевно-еписциклоидни предавки са:

- Модул - m ;
- Коефициент на радиуса на формообразуващата окръжност - r_c^* ;
- Коефициент на изместване на изходния контур - x ;
- Брой на зъбите на колело с външни зъби- z_1 ;
- Брой на зъбите на колело с вътрешни зъби- z_2 ;

Една от задачите на настоящата работа е да се дефинират и определят основните параметри на хипоциклоидно-вещичната и вещично – еписциклоидната предавки и да се намерят възможности за унифицирането им с параметрите на познатите цикло-предавки.

Замяната на цевното колело с вещично колело е свързана с правилния избор на готова стандартна верига. Във вещичните предавки намират приложение два основни вида вериги: предавателни ролкови и втулковни вериги. Основните данни за най-често използваните ролкови вериги са дадени съгласно БДС 6211-82 (фиг.3). Стандартът предвижда с оглед увеличаване на допустимата двигателна сила, предавана от веригата, изпълнението ѝ като едноредна, двуредна и триредна. Същият стандарт дава основните данни и на ролкови вериги с дълга стъпка, както и на втулковни бързоходни вериги.



Фиг. 3. Вещични ролкови БДС 6211-82

След съпоставяне и анализиране на стандартните основни параметри на веригите като: стъпка P и диаметърът на ролката d_1 , с основните параметри на познатите цикло - предавки, са създадени таблици с помощта на които в зависимост от предавателното число бързо и лесно се извършва избор на верига и се определят геометричните размери на циклоидно-вещичните предавки.

В табл.1 е показана извадка от примерна таблица на едноредна, двуредна и триредна верига за предавателно число $u = 45$. Тя включва параметри и размери с помощта на които се пресмятат геометричните размери на вещично-еписциклоидна предавка.

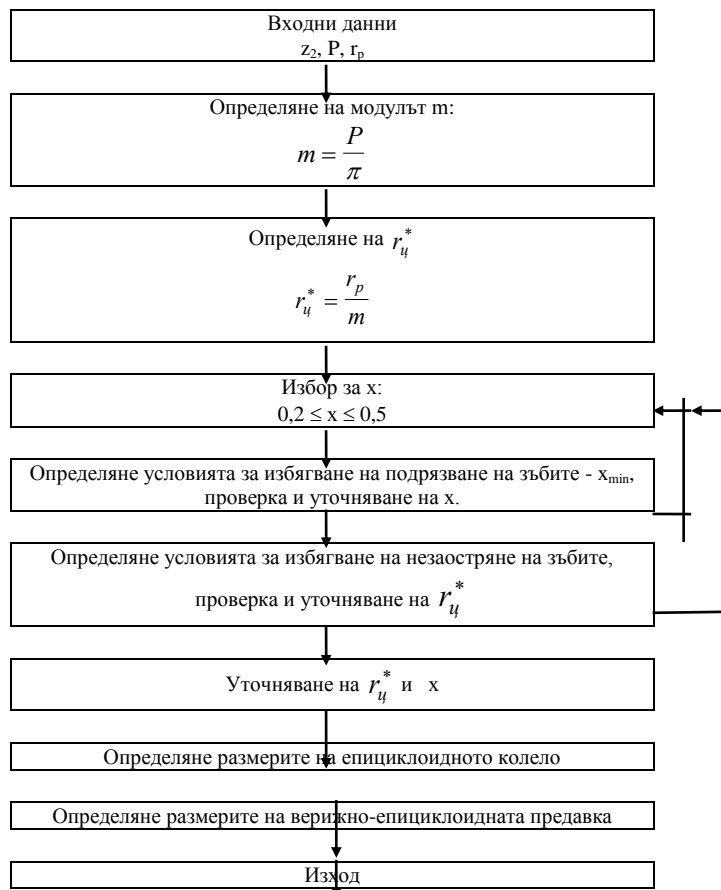
Таблица 1

№	Z_2	P_1	P	d_1	D	m	r_{c1}^*	x_{min}	$r_{c1}^*_{max}$
1.	46	5,64	8,00	5,00	117,197	2,547	0,981	0,081	3,756
2.	46	10,24	9,525	6,35	139,538	3,033	1,046	0,093	3,734
3.	46	-	12,70	7,75	186,050	4,044	0,958	0,077	3,764
4.	46	-	12,70	7,75	186,050	4,044	0,958	0,077	3,764
5.	46	-	12,70	8,51	186,050	4,044	1,052	0,094	3,732

6.	46	13,92	12,70	8,51	186,050	4,044	1,052	0,094	3,732
7.	46	-	15,875	10,16	232,563	5,055	1,004	0,085	3,749

На фиг. 4 е показана блок-схема за пресмятане на верижно-епициклоидна предавка.

**БЛОК - СХЕМА ЗА ПРЕСМЯТАНЕ
НА ВЕРИЖНО-ЕПИЦИКЛОИДНА ПРЕДАВКА**



Фиг. 4. Блок-схема за пресмятане на верижно-епициклоидна предавка

Условието за избягване на заострянето на зъбите се определя от израза:

$$(1) \quad r_{u \max}^* < \frac{(z_2 - 1)(2 - x)^2}{2[(1 - x)(z_2 - 1) - 1]}$$

Условието за избягване на подрязване на зъбите се определя от израза:

$$(2) \quad x_{\min} \geq 1 - \sqrt{1 - \frac{4(z_2 - 2)^3 r_{u \max}^{*2}}{27 \cdot z_2 (z_2 - 1)^2}}$$

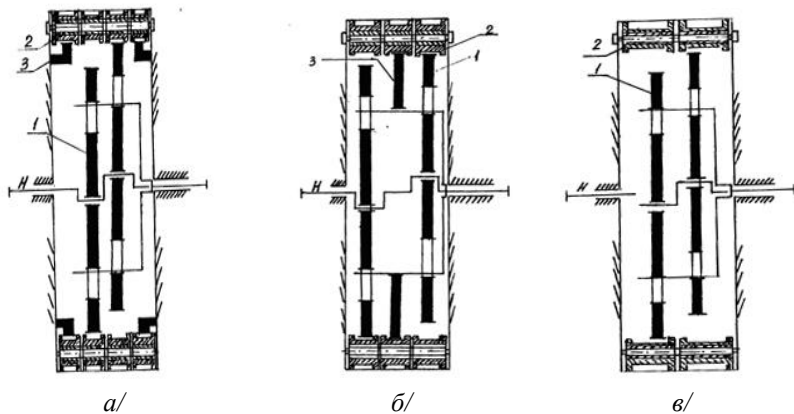
В табл. 2 са представени основните параметри и геометрични размери на проектирана и изработена хипоциклоидно-верижната предавка.

Параметри и размери на хипоциклоидно-верижна предавка

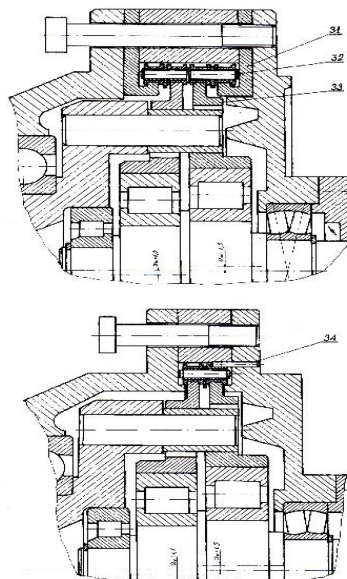
		Модул - $m = 4,044$		Резултат mm	
		Коефициент на радиуса на формообразуващата окръжност $r_u^* = 1,052$			
		Коефициент на изместване на изходния контур $x = 0,09$			
		Брой зъби на верижното колело - $z_1 = 79$			
Размери на хипоциклоидното колело	Параметри	Делителна окръжност	d_2	$d_2 = m.(z_1 + 1)$	323,3
		Теоретична вътрешна окръжност	d_{Tf2}	$d_{Tf2} = m(z_2 + x)$	323,1
		Теоретична върхова окръжност	d_{Ta2}	$d_{Ta2} = m(z_2 - 2 + x)$	315,8
		Вътрешна окръжност	d_{f2}	$d_{f2} = m(z_2 - x + 2r_u^*)$	331,6
		Върхова окръжност	d_{a2}	$d_{a2} = m(z_2 - 2 + x + 2r_u^*)$	324,3
		Окръжност, на която е разположена инфлексната точка	d_e	$d_e = m \left[\frac{(z_1 + 1)^2 + (1 - x)^2 + 4r_u^* - 2 \frac{1 + z_1 + (1 - x)^2 (z_1 + 1)^2}{z_1 + 2} - 4r_u^{*2} z_1 x (2 - x)}{\sqrt{1 + (1 - x)^2 - 2 \frac{1 + (1 - x)^2 (z_1 + 1)}{z_1 + 2}}} \right]$	$\frac{1}{2}$
		Височина на зъбите	h	$h = m(1 - x)$	3,68
Размери на верижното колело	Параметри	Делителна окръжност	d_1	$d_1 = m.z_1$	319,5
		Вътрешна окръжност	d_{f1}	$d_{f1} = m.z_1 - 2.m.r_u^*$	311
		Върхова окръжност	d_{a1}	$d_{a1} = m.z_1 + 2.m.r_u^*$	328
		Радиус на главата на зъбите	r_u	$r_u = r_u^* m$	4,254
Параметри на предавата	Междусево разстояние		a_w	$a_w = m \frac{1 - x}{2}$	1,84
	Диаметри на началните окръжности - на верижното колело - на хипоциклоидното колело		d_{w1} d_{w2}	$d_{w1} = m.z_1(1 - x)$ $d_{w2} = m(z_1 + 1)(1 - x)$	294,4 290,7

По време на работата си веригата или се разрушава, или се износва в шарнирите, което води до недопустимо увеличаване на стъпката и създава ненормални условия на работа. Демонтажът и смяната на разрушените или износени стандартни елементи с нови, осигуряват безопасна и точна работа, както и евтина поддръжка на верижно-циклоидната предавка. При изчисляването на предавката, което включва и износването на веригата, трябва по опитни данни да се изберат такива параметри на веригата, които в най-голяма степен да ѝ осигуряват достатъчна дълготрайност, или да има по-дълга износоустойчивост.

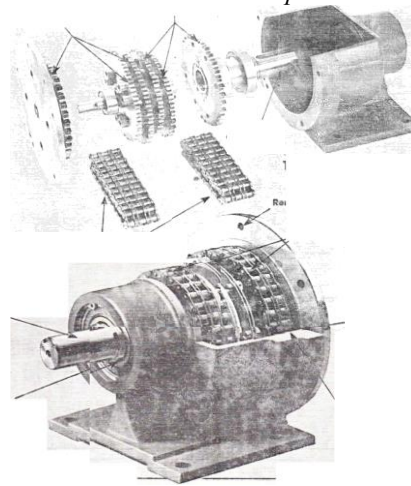
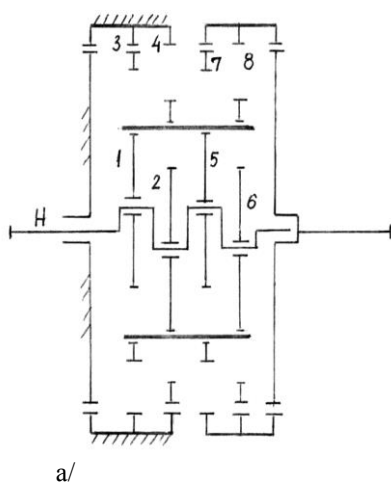
Важен момент при проектирането на верижно-циклоидната предавка е търсенето на лесно изпълними и сигурни конструктивни решения за установяване на веригата. В зависимост от вида на използваната кинематична схема и верига се прилагат различни конструктивни решения.



Фиг. 5. Кинематични схеми с различно изпълнение на верижното колело



Фиг. 6. Конструктивно изпълнение на схема а/ и схема в/ от фиг. 5.



*Фиг. 7. Кинематична схема – а/ и изработен двустепенен планетен редуктор б/
с верижно-циклоидна предавка*

На фиг. 7 е показана оригинална кинематична схема, осигуряваща голямо предавателно число и компактна конструкция. С оглед увеличаване на допустимата двигателна сила, предавана от веригата, изпълнението е с триредна верига.

ИЗВОДИ:

1. Създадената методика и помощни таблици дават възможност за бързо и лесно избиране и пресмятане на геометричните размери на верижно-епициклоидната предавка, както и за проектиране на редуктори.

2. Използването на стандартен елемент- верига, на мястото на цевното колело води до намаляване на предавателните елементи и възли в редуктора.

3. Стандартният елемент-верига, определя по-ниска цена на верижно-циклоидния редуктор, по-голяма съобразност на използване и по-малки разходи за ремонт и техническо обслужване.

Литература:

1. Долчинков, Р., Дисертация, Бургас, 2001
2. CYCLO-Getriebe. Prospekt der Firma CYCLO-Getriebebau, Lorenz Brareu KG/BRD
3. Hamegak, K., Das Cyclo-geribe-eine geniale idee und ihre technische Verwicklung. Technik heute, 1979
4. Долчинков, Р., Верижно-циклоидна предавка с високо предавателно отношение, НТК ”Транспорт, екология- устойчиво развитие”, Варна, 2002.
5. БДС 6211-82 Вериги предавателни ролкови и втулковки , Официално издание, София, 1983
6. Долчинков, Р., Хараланова В., Редуктор с хипоциклоидно-верижно зацепване и голямо предавателно отношение, Годишник на БСУ, 2004.
7. Долчинков, Р., Геометрични пресмятания на верижно-епициклоидна предавка, Механика на машините, №84,2009.