



ТЕХНИЧЕСКИ УНИВЕРСИТЕТ – СОФИЯ
ФИЛИАЛ ПЛОВДИВ

КАТЕДРА “МАШИНОСТРОЕНЕ И
УРЕДОСТРОЕНЕ”

маг. инж. ДИМИТЪР НИКОЛОВ ДИМИТРОВ

МЕХАНИЧНА ПРЕДАВКА С РЕГУЛИРУЕМА
ЪГЛОВА ХЛАБИНА

АВТОРЕФЕРАТ

на дисертация за получаване на образователна и научна степен
“ДОКТОР”

Научна област 5. Технически науки
Професионално направление 5.1 Машинно инженерство
Специалност “Машинознание и машинни елементи”

Научни ръководители:
Доц.д-р инж. Ангелина Зекова
доц. д-р. инж. Васко Ковачев

ПЛОВДИВ 2015



ТЕХНИЧЕСКИ УНИВЕРСИТЕТ – СОФИЯ
ФИЛИАЛ ПЛОВДИВ

КАТЕДРА “МАШИНОСТРОЕНИЕ И
УРЕДОСТРОЕНИЕ”

маг. инж. ДИМИТЪР НИКОЛОВ ДИМИТРОВ

МЕХАНИЧНА ПРЕДАВКА С РЕГУЛИРУЕМА
ЪГЛОВА ХЛАБИНА

АВТОРЕФЕРАТ

на дисертация за получаване на образователна и научна степен
“ДОКТОР”

Научна област 5. Технически науки
Професионално направление 5.1 Машинно инженерство
Специалност “Машинознание и машинни елементи”

Научни ръководители:
Доц.д-р инж. Ангелина Зекова
доц. д-р. инж. Васко Ковачев

Рецензенти:
Проф. д-р инж. Васко Желев Тенчев
Доц. д-р инж. Николай Стоянов Петришки

ПЛОВДИВ 2015

Дисертационният труд съдържа 126 страници, от които 113 страници е основен текст, 4 страници съдържание, 5 страници литература. Основният текст е оформен в 4 глави и има 85 фигури и 16 таблици. Използваните литературни източници са 126, от които 65 – на кирилица, 61 – на латиница.

Дисертантът е разработил дисертационния труд като свободен докторант към катедра “Машиностроене и уредостроене“ на Технически университет – София, филиал Пловдив.

Дисертационният труд е обсъден от катедрен съвет на катедра “МУ“ на Технически университет – София, филиал Пловдив на 21.01.2015 г.

Защитата на дисертационния труд ще се състои на 29.04.2015 г. от 15.00 часа в зала 4425 на ТУ – София, филиал Пловдив на заседание на научното жури.

Материалите са на разположение на интересуващите се във факултетната канцелария на ФМУ.

1. Обща характеристика на дисертационния труд

1.1 . Актуалност на изследвания проблем

Анализът на техническото състояние при производството на механични предавки сочи, че повишаването на носещата способност на механичните предавки, работещи чрез зацепване се осигурява чрез усъвършенстване на следните направления:

- подобряване на конструкциите на традиционните предавки,
- увеличаване на твърдостта на работните повърхнини на зъбите,
- използване на планетни предавки с разделяне на силовия поток.

1.2 . Цел и задачи на дисертационния труд

Във връзка с направените изводи от глава първа, може да се постави следната цел на настоящата работа:

Синтез на схеми, проектиране и изследване на предавки с регулируема ъглова хлабина.

Целта ще бъде постигната с решаването на следните основни задачи:

- **Избор на кинематична схема съставена от базови модули на механична предавка с регулируема хлабина в зацепването.**
- **Създаване на методика за пресмятане на изходящия безхлабинен модул.**
- **Проектиране, изработване и изследване на предавки с оглед потвърждаване правилността на избора на схемата и методиката за проектиране.**

1.3 . Обект, предмет и място на изследване

Обекта на изследване в дисертационния труд са кинематични схеми на зъбни предавки и конструктивни решения за компенсиране на страничната хлабина в зацепването и увеличаване на ъгловата им коравина. Така също и

критериите и възможностите за компановане на безхлабинни зъбни предавки на модулен принцип.

Предмет на това изследване са:

- Колко и какви степени ще съдържа синтезираната зъбна предавка?
- Как ще се разпредели предавателното отношение по отделните степени?
- Какви методи и конструктивни решения за регулиране на страничната хлабина ще се използват и в кои степени?

Място на изследванията по дисертационния труд: лаборатория по „Машинни елементи“ 3117 към катедра МУ на ФМУ при ТУ София-филиал Пловдив, производствената база на фирма “Радина М“ООД, гр. Пловдив.

1.4.Методи на изследване

Изследователската работа е изградена на теоретико-експериментална основа.

Използвани са модели за извеждане на формули, определящи сумарния мъртъв ход и общата ъглова коравина в многостепенна зъбна предавка. Направени са обобщени изводи относно факторите и степента на тяхното влияние върху двете величини. Обоснована е необходимостта последната степен в редовата зъбна предавка да се изпълнява като планетна 2К-Н зъбна предавка.

Прилагайки експериментални методи на измерване, регистриране и анализиране на количествените стойности на величините - „мъртъв ход“ и „ъглова коравина“, са установени количествени стойности на двете величини за безхлабинни предавки, проектирани и изпълнени по предложените кинематични схеми. Получените стойности са сравнени с техническите параметри на аналогични образци прецизни зъбни предавки от реномирани световни производители.

1.5. Научна новост на получените резултати

Предложена е модулна схема за компановане на различни кинематични схеми зъбни предавки.

Разработен е МБ2-безхлабинен модул с използване на ЕКЗК в планетна 2К-Н предавка и модифицирано равноизместено зацепване.

Създадена е методика за генериране на 3D модели на ЕКЗК с линейно изменящ се коефициент на изместване по дължината на зъба.

Разработен е МБ2-безхлабинен модул с използване на сдвоени сателитни колела в планетна 2К-Н предавка, свързани с торсионни пружини.

1.6. Практическа ползност и приложимост

Създадена е методика за проектиране на модулна зъбна предавка състояща се от два модула –МБ1 и МБ2 с регулиране на страничната хлабина в зацепването.

По разработената методика е създадена работна документация на зъбната предавка от два модула-МБ1 и МБ2. Модул МБ2 е проектиран и изпълнен в два варианта-с торсионни и с тарелчати пружини.

По работната документация са изпълнени в метал опитни образци за експериментално изпитване на предавките.

1.7. Реализация на резултатите

Разработената методика за проектиране, стендовете за изпитване, както и основни резултати от дисертационния труд ще бъдат внедрени в учебния процес в бакалавърския и магистърски курс на специалностите „МУ“ и „Мехатроника“.

1.8. Аprobация на резултатите

Основни части от дисертационния труд, са представени в четири публикации, три от които в съавторство и една самостоятелна. Списък на публикациите е приложен в края на автореферата. Цялостно, дисертационната работа е докладвана пред катедрен съвет, на катедра МУ при ТУ София, филиал Пловдив, състоял се на 21. 01. 2015 г.

1.9. Структура на дисертацията

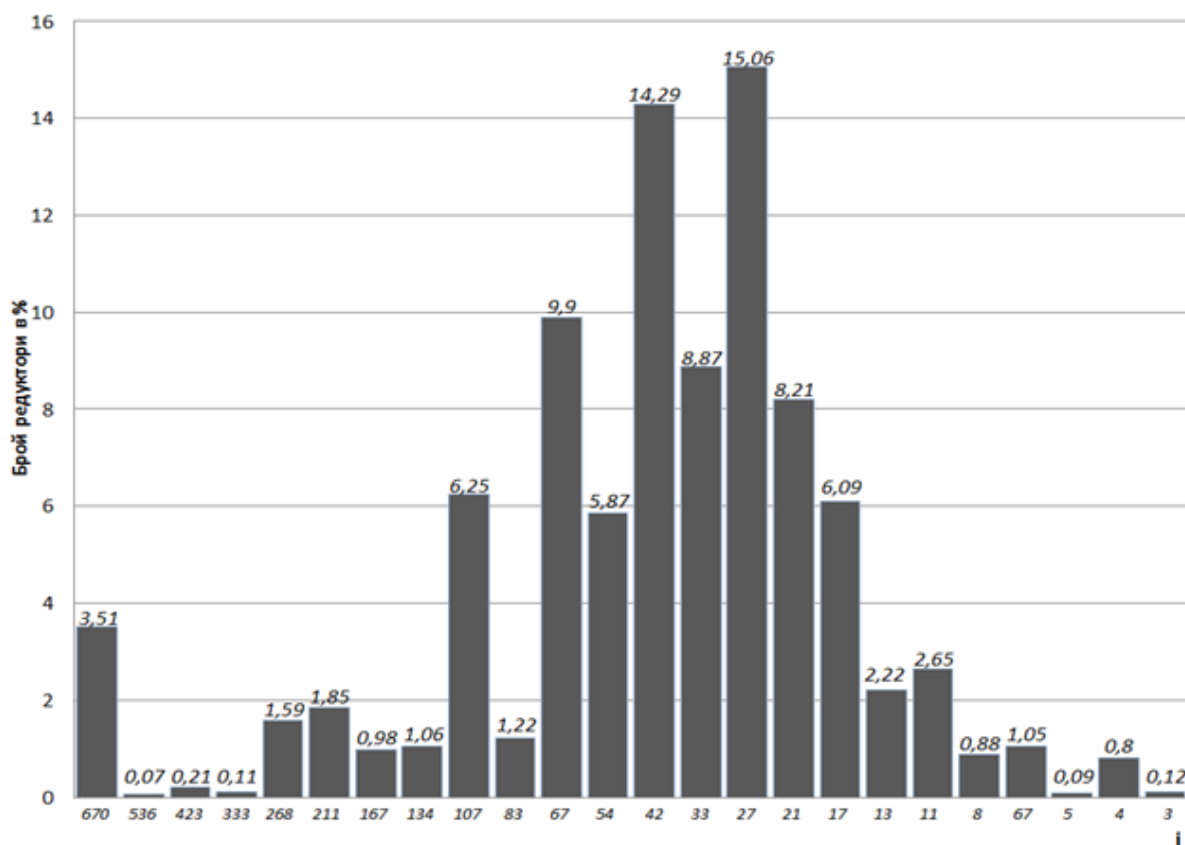
Дисертационният труд се състои от увод, четири глави, заключение (приноси) и е в обем 126 страници съдържащи текст, 85 фигури, 16 таблици, списък с 126 цитирани литературни източника, от които 65 на кирилица и 61 на латиница.

Номерата на отделните глави, фигури и формули съответстват на тези в дисертацията.

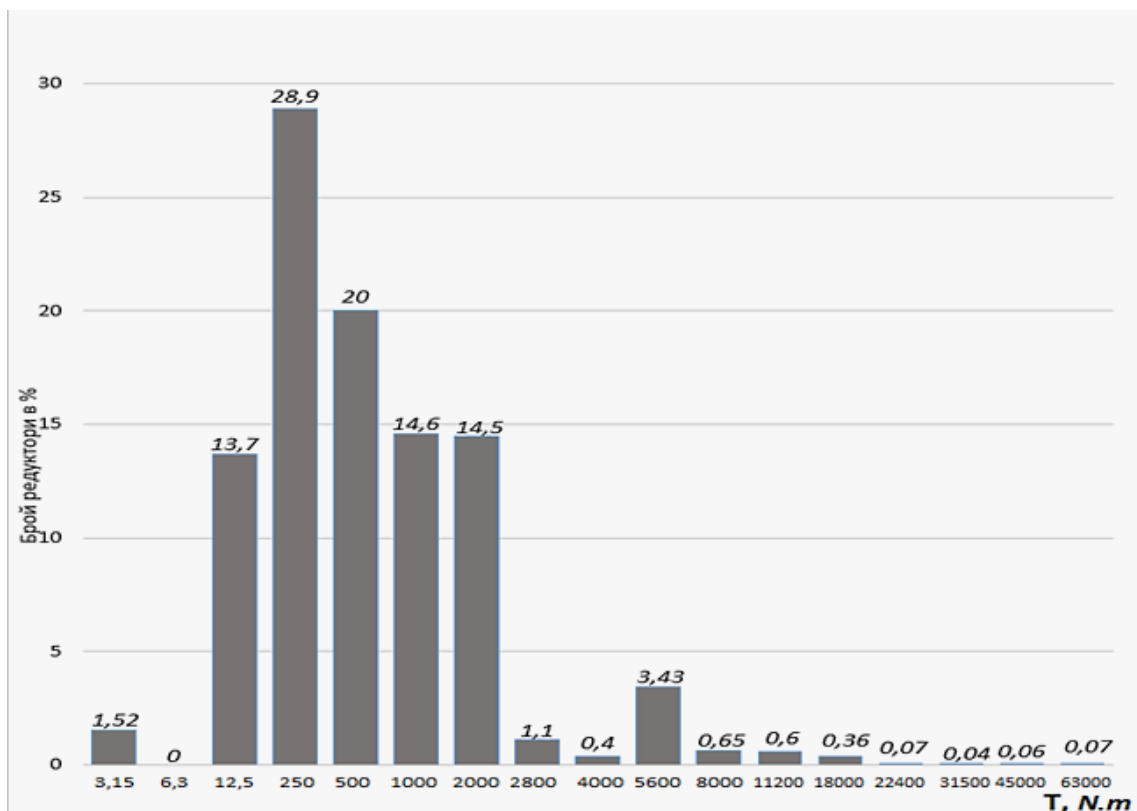
2. Основно съдържание на дисертационния труд

2.1. Глава първа

Направен е подробен анализ на състоянието на зъбните предавки /фиг.1.1/ като е обърнато внимание на мястото, потребностите и изискванията към „безхлабинните“ зъбни предавки. За тази цел подробно са анализирани възможностите за възникване на грешки при проектирането, изработването и монтажа на такива предавки.



Фиг.1.1. (а.) Разпределение на потребностите от редуктори [11].



Фиг.1.1. (б.) Разпределение на потребностите от редуктори [11].

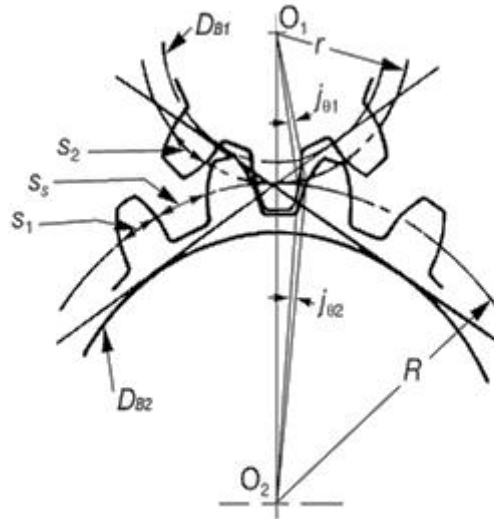
- Точност на зъбните предавки.

Въпросите свързани с точността на зъбните колела и предавки са от фундаментална важност за развитието им и възможността да отговорят на предявените съвременни изисквания към тях.

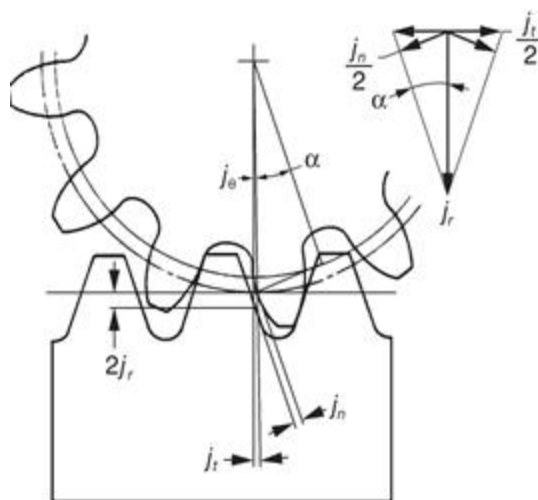
Зъбните колела, като геометрични обекти са твърде сложни поради съчетанието на множество функционални повърхнини в тях. Класическите технологии за изработване на зъбни колела (метални) се характеризират с няколко стружкоотнемащи операции, поне една свързана с термообработка и поне една финишна. Това предполага наличието на определена технологична наследственост при формообразуването на изделиято и в частност при постигането на размерите със зададената им точност [39,56].

Въпросите свързани с функционалната и геометрична точност на зъбните колела и предавки са регламентирани в няколко стандарта по БДС [4,5,6], хармонизирани със съответните международни такива.

Според БДС 10072-80 най-малката предписана нормирана според вида на сдружаване странична хлабина се отбелязва с j_{nmin} е зададена по общата нормала към сдружените работни профили на зъбите и се нарича гарантирана странична хлабина - j_{nmin} .



Фиг.1.5. (а) Странична хлабина и „мъртъв ход“ в зъбното зацепване.

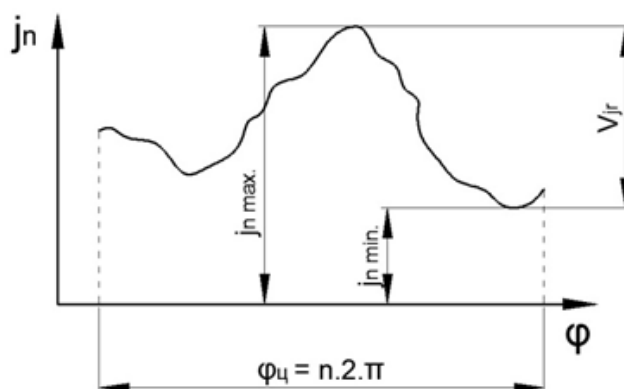


Фиг.1.5. (б) Странична хлабина и „мъртъв ход“ в зъбното зацепване.

$$\Delta\varphi_{\text{м.х.}} = \frac{j}{r} = \frac{j_n}{r \cdot \cos\alpha}, \quad (1.3)$$

Разликата между най-голямата и най-малката страничната хлабина в предавката за пълен цикъл на изменение на относителното положение на

зъбните колела [БДС 10072-80], се нарича колебание на страничната хлабина в предавката - V_{jr} .

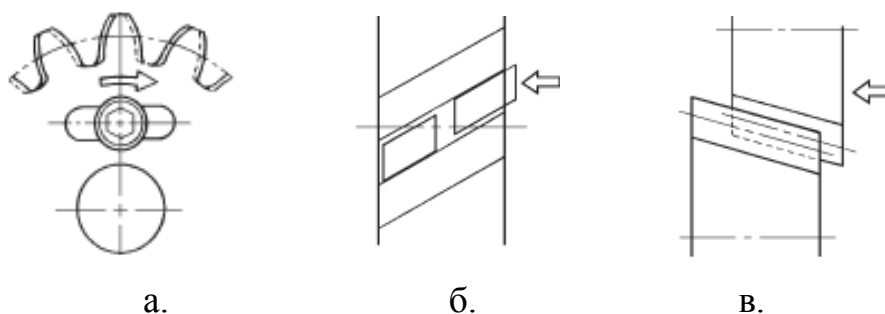


Фиг.1.9.Колебание на страничната хлабина- V_{jr} .

- Типови схеми на задвижвания

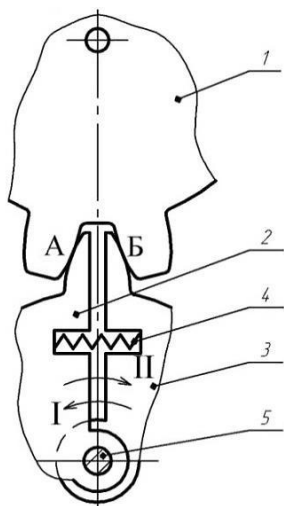
Задвижванията със зъбни предавки в зависимост от степента на влияние и необходимостта от регулиране на страничната хлабина в зацепването се класифицират като:

- 1) Предавки без регулиране на страничната хлабина.
- 2) Предавки с регулиране на страничната хлабина.
- 3) Предавки с пасивно (статично) регулиране на страничната хлабина.
- 4) Предавки с активно (динамично) регулиране на страничната хлабина.



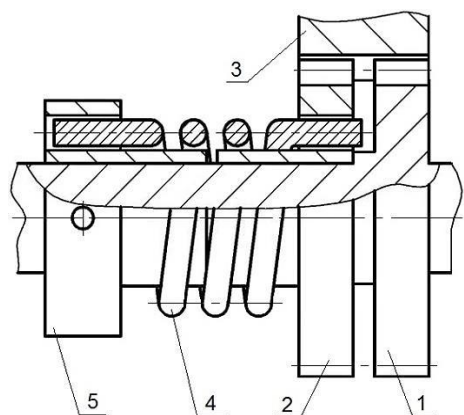
Фиг.1.12. Начини за намаляване на мъртвия ход при фиксирано междуосово разстояние и регулируем размер в зъбния механизъм:

- а. – Регулиране чрез завъртане;
- б. – Регулиране чрез паралелно преместване;
- в. - Регулиране чрез аксиално преместване.



Фиг.1.17. Съставно зъбно колело с цилиндрични винтови пружини.

Регулирането чрез аксиално изместване на зъбните колела е много перспективно направление за пасивно регулиране на страничната хлабина в зацепването. При зъбни и червячни предавки се постига чрез модифициране на зъбите (навивките) в осево направление – промяна на дебелината им. В някои литературни източници [47, 66, 69, 116] са предложени т.н. еволвентно-конусни зъбни колела-ЕКЗК.

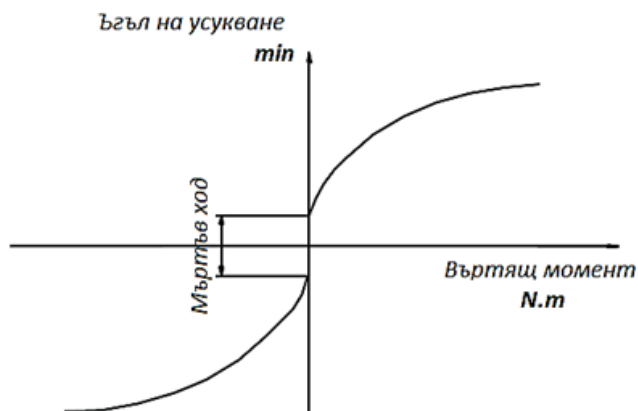


Фиг.1.18. Съставно зъбно колело с торсионна пружина.

- Изисквания към предавките за автоматизирани задвижвания

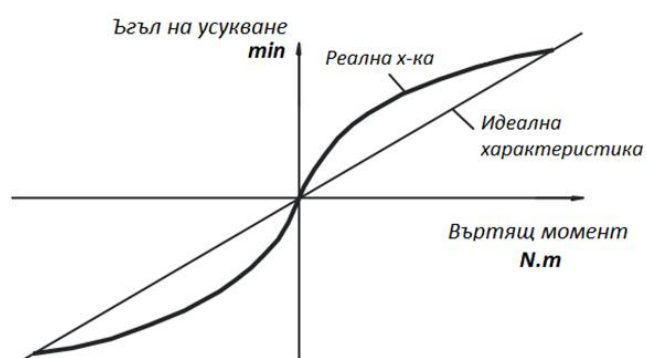
Тези изисквания, зададени чрез количествени показатели, определят точността и бързодействието на една автоматизирана система. Те са:

- 1) Мъртъв ход;



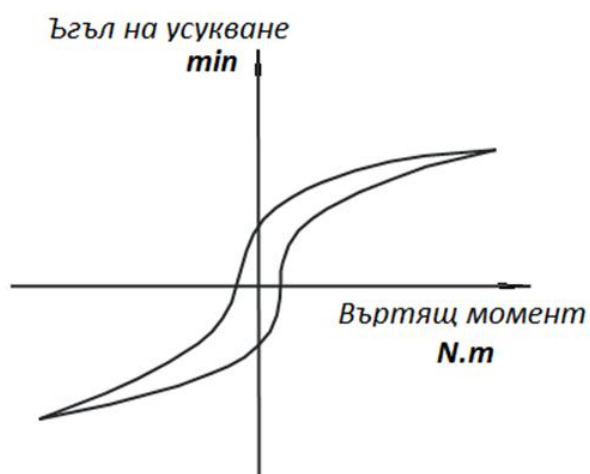
фиг.1.20.Мъртъв ход на зъбна предавка.

2) Коровина;

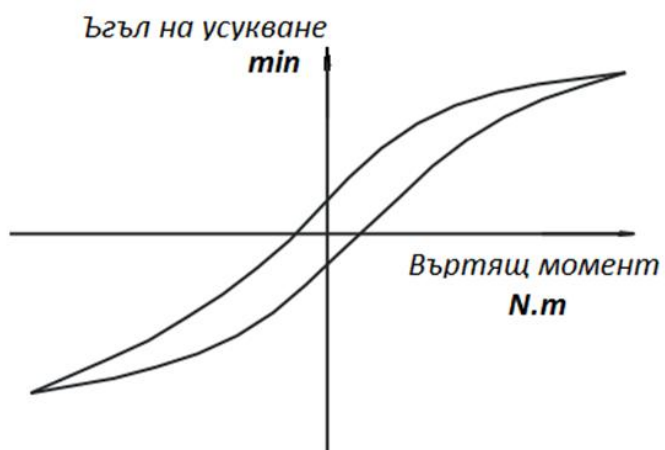


фиг.1.22.Ъглова коравина на зъбна предавка.

3) К.п.д. и хистерезис;



фиг.1.23.а. Хистерезисни криви при зъбни предавки.



фиг.1.23.б. Хистерезисни криви при зъбни предавки.

4) Динамика, маса и инерционни характеристики.

Количествените показатели мъртъв ход и ъглова коравина на някои водещи фирми производителки на прецизни предавки са показани в табл.1.1 и 1.2.

Technische Daten:  **STÖBER**

Getriebe- typ	Typen- bezeichnung	Getriebe- übersetzung i	Eingangs- drehzahl max. n ₁ (min ⁻¹)	Nenn- dreh- moment M _{2,Nom} (Nm)	Impuls- dreh- moment M _s (Nm)	Dreh- flanken- spiel (Grad)	Dreh- steifigkeit Nm/rad
P40-1	P40-0300-NK P40-0500-NK P40-0600-NK P40-0900-NK P40-1100-NK	3 5 6 9 11	3000	50	100	≤ 0,03	2,5 x 10 ⁴
P50-1	P50-0300-NK P50-0400-NK P50-0500-NK P50-0700-NK P50-1000-NK	3 4 5 7 10	3000	75	150	≤ 0,03	2,5 x 10 ⁴
P50-2	P50-1500-NK P50-2000-NK P50-2500-NK P50-3500-NK P50-5000-NK P50-5500-NK P50-7700-NK P50-9900-NK	15 20 25 35 50 55 77 110	3000	100	200	≤ 0,03	2,5 x 10 ⁴

Табл.1.1. Мъртъв ход и ъглова коравина при гама планетни редуктори на фирма "STÖBER".

Производител	Nanotec	Alpha	Aisele	Neugart	Stober	Uzimec	CYCLO
модел	GPLe 80	SPK 075	EPL-E 84	PLE 80	P50-2	2S- R84/0	SERVO 100
м.ход-backlash, min	< 12	< 7	< 14	< 9	< 1,62	< 1,2	< 3
ъглова коравина, (Nm/min)		8	4,8	6,5	7,26		
М ном(Nm)	110	70	80	110	100	120	110
брой степени/пред.отн.-i	/2/15	/2/14	2/12	/2/15	/2/15	/2/16	/1/17

Табл.1.2. Обобщени показатели на някои водещи фирми производители на прецизни предавки.

След направения анализ в глава първа естествено произтичат целта и задачите на дисертационния труд:

Цел: Синтез на схеми, проектиране и изследване на предавки с регулируема ъглова хлабина.

- Задачи:

- Избор на кинематична схема съставена от базови модули на механична предавка с регулируема хлабина в зацепването.

- Създаване на методика за пресмятане на изходящия безхлабинен модул.

- Проектиране, изработване и изследване на предавки с оглед потвърждаване правилността на избора на схемата и методиката за проектиране.

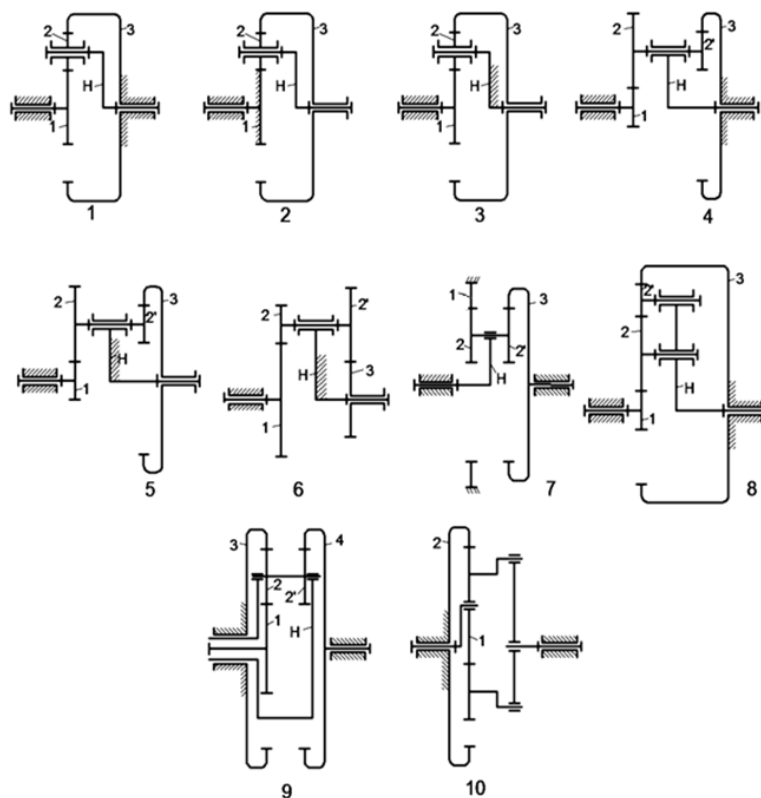
2.2. Глава втора

Синтез на кинематична схема и конструиране на зъбна предавка с регулируема хлабина в зацепването.

На базата на литературния обзор в глава втора са определени критерии за синтез на кинематични схеми на прецизни предавки.

След определяне на критериите, на които трябва да отговаря кинематичната схема на търсената предавка е направен подробен анализ на обикновени и планетарни зъбни предавки по основни кинематични и качествени показатели според фиг.2.1. и табл.2.2.

От анализа на схемите на зъбни предавки (фиг.2.1, табл.2.2.), съобразно приетите критерии /кинематични, геометрични и к.п.д./ са избрани две схемни решения на зъбни механизми наречени по-надолу в изложението модул 1 - МБ1 и модул 2 - МБ2.

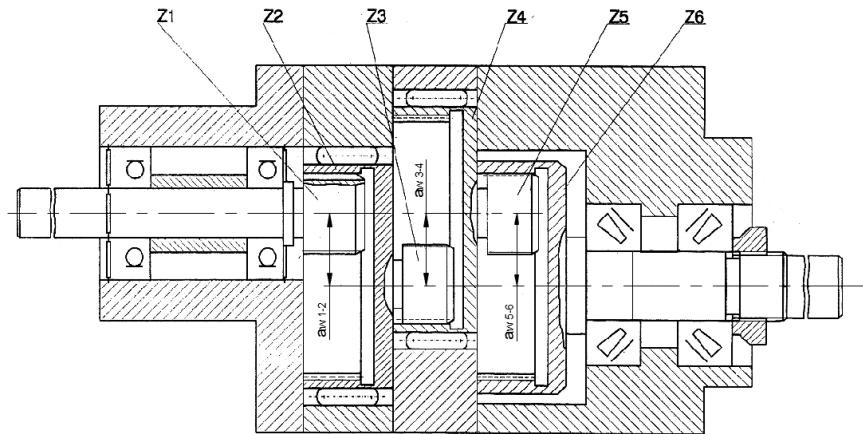


фиг.2.1. Кинематични схеми на планетни и обикновени предавки към табл.2.2.

Табл.2.2.

№ схема (фиг. 2.1.)	Обозначение	Диапазон на предавателни отношения	КПД	Диапазон на въртящи моменти, N.m
1.(2K-h)	i_{1H}^3	2,29 – 10,0	0,96 - 0,99	$(1,2 - 1,55) \cdot 10^6$
2.	i_{H3}^1	1,1 - 1,7	(0,99 - 0,996)	
3.	i_{13}^H	1,29 - 9	0,975 - 0,985	$(880 - 1,43) \cdot 10^6$
4.	i_{1H}^3	5 - 30	0,95 - 0,97	$(20 - 1,43) \cdot 10^6$
5.	i_{31}^H	6,3 - 30	-	до $1,28 \cdot 10^6$
6.	i_{13}^H	1 - 8 (30)	0,985	$3,58 \cdot 10^6$
7.	i_{H3}^1	26 – 2500- 13000	0,92 - 0,15	2,5 - 5000
8.	i_{H1}^3	40 - 180	0,85 - 0,90	143 - 3940
9. (3K)	i_{14}^3	1,5 - 1875	(0,90 - 0,80) за диапазона $i = 20 \dots 500$	7 - 11300
10.(K - h - v)	i_{Hv}^2	9 - 87	0,9 - 0,92	3,5 - 16500

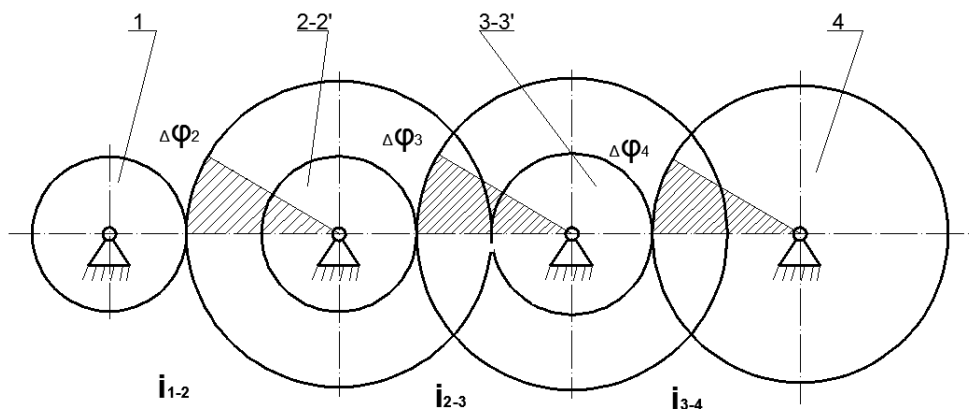
МБ1 е елементарна зъбна предавка с вътрешно зацепване изпълнена със еволвентни зъбни колела с прави зъби с възможност за регулиране на страничната хлабина в зацепването чрез промяна на междусеовото разстояние за всяка отделната степен. Една такава кинематична схема на редова тристепенна предавка е показана на фиг.2.2.



Фиг.2.2. Кинематична схема на тристепенна редова зъбна предавка с вътрешно зацепване.

Направен е анализ на редова тристепенна зъбна предавка по критерия „мъртъв ход“,

$$\Delta\varphi_{\text{мх}4} = \Delta\varphi_4 + \frac{\Delta\varphi_3}{i_{3,4}} + \frac{\Delta\varphi_2}{i_{2,3} \cdot i_{3,4}} = \frac{1}{i_{1,4}} (\Delta\varphi_2 \cdot i_{1,2} + \Delta\varphi_3 \cdot i_{1,2} \cdot i_{2,3} + \Delta\varphi_4 \cdot i_{1,2} \cdot i_{2,3} \cdot i_{3,4}), \quad (2.2)$$

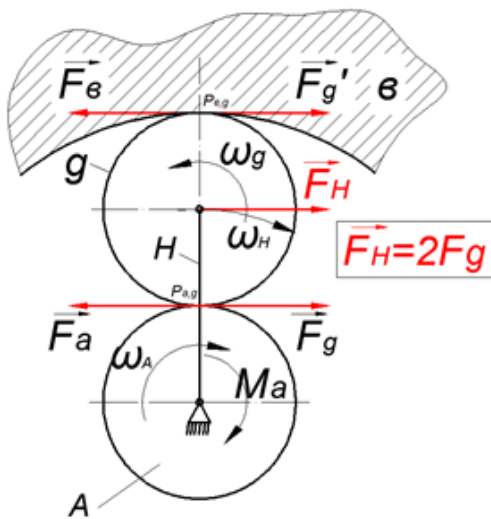


Фиг.2.3 Мъртъв ход в тристепенна зъбна предавка – редуктор.

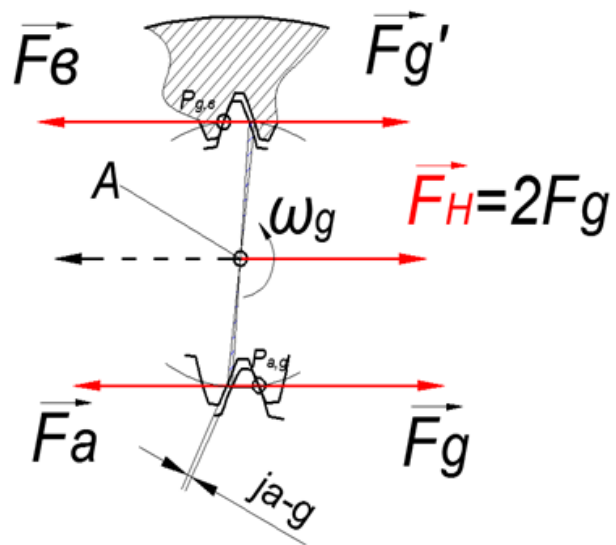
както и анализ на редова тристепенна зъбна предавка по критерия „ъглова коравина“.

4) Ако последното стъпало в схемата от фиг.2.8 е изпълнено като планетна предавка – (модул МБ2) това ще увеличи както ъгловата коравина поради паралелно сумиране на коравини през сателитите, така и предавателното отношение на степента - $i_{1,H}^3 > i_{1,2}$.

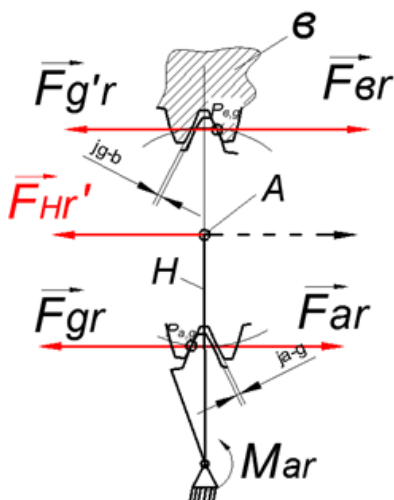
Направен е анализ на планетна 2К-Н редова предавка с вътрешно зацепване по критерия „мъртъв ход“ с цел да се определи влиянието на страничните хлабини в зацепванията върху сумарния мъртъв ход върху водилото-Н.



Фиг.2.5. Сили в зъбното зацепване на 2К-Н редова планетна предавка.



Фиг-2.6. Зони на контакт и странични хлабини в зацепвания а-g, g-



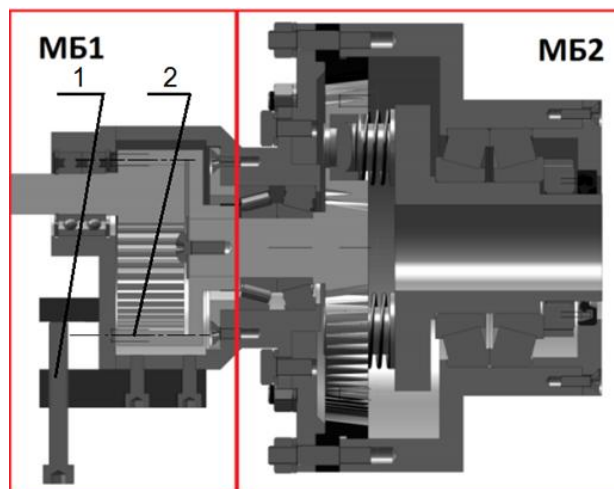
Фиг.2.7. Сателитното колело 2-g след спиране на колело 1и завъртане на водилото Н.

За общия мъртъв ход на водилото имаме:

$$\Delta\varphi_H = \frac{J}{r_3} + \frac{J \cdot \frac{r_3 - r_1}{r_3}}{2 \cdot (r_1 + r_2)}, \quad (2.10)$$

$$\Delta\varphi_H = \frac{J}{r_1 + r_2} = \frac{J}{r_H}, \quad (2.12)$$

От избраните кинематичните схеми на два модула означени като **МБ1** и **МБ2** са описани четири различни варианта на модулни зъбни предавки с регулируема хлабина в зацепването. Четирите варианта са посочени в табл.2.4, като основен вариант се явява схема А.



Фиг.3.1.б Двустъпална безхлабинна предавка-схема А.

Табл.2.4.

Кинематична схема	Предавателно отношение
МБ2	2,29 - 10
МБ1+МБ2 - схема А	2,5 - 35
МБ1+МБ1+МБ2 - схема В съосна	2,77 - 122
МБ1+МБ2+МБ2 - схема С	5,76 - 350

Предавателните отношения в табл.2.4. се постигат с референтните стойности за двата модула посочени по-долу:

$$\text{-за МБ1- } i_{1,2} = [1,1 - 3,5]$$

$$\text{-за МБ2- } i_{1,H}^3 = [2,29 - 10,0]$$

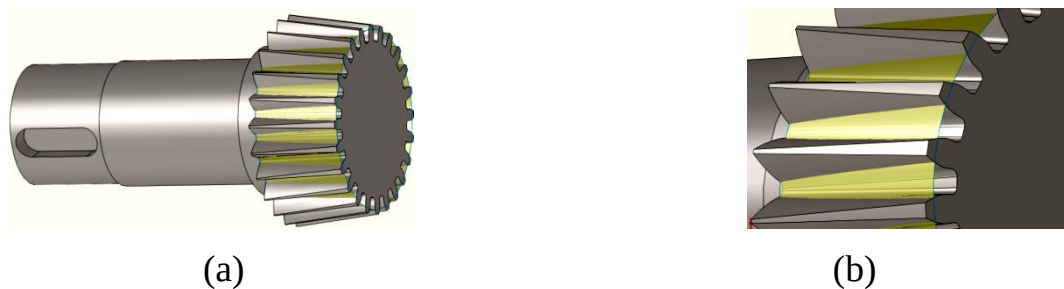
2.3. Глава трета.

Методика за проектиране на модулите-МБ1 и МБ2. Синтез на изместено еволвентно зацепване при еволвентно-конишни зъбни колела-ЕКЗК. Качествени показатели и характеристики.

Тъй-като изходящ модул е винаги МБ2, а това е 2К-Н планетна предавка с редово разположение на сателитните колела, то геометричните, кинематични и якостни изчисления за модул безхлабинен 2-МБ2/ не се отличава от

класическата методика за пресмятане на планетна 2К-Н редова предавка. Спазени са всички ограничителни условия-за съосност, монтаж и съседство, както и за отсъствие на интерференции от 1-ви и 2-ри род.

В методика за проектиране е отделено специално внимание само на частта, отнасяща се до еволвенто коничните зъбни колела-ЕКЗК (фиг.3.5.) и динамичното регулиране на хлабините в зацепването чрез тарелчати и торсионни пружини.



Фиг.3.5. 3D модел на вал-зъбно колело:

(a) - вал, (b) – зъби от „слънчевото” зъбно колело.

Разгледан е алгоритъм за определяне на коефициентите на корекция за всяко от трите зъбни колела в планетната предавка. При избрано модифицирано равноизместено зацепване – МРИЗ за 2К-Н планетната предавка са приведени зависимости за определяне на коефициентите на корекция при спазване на ограничителните условия:

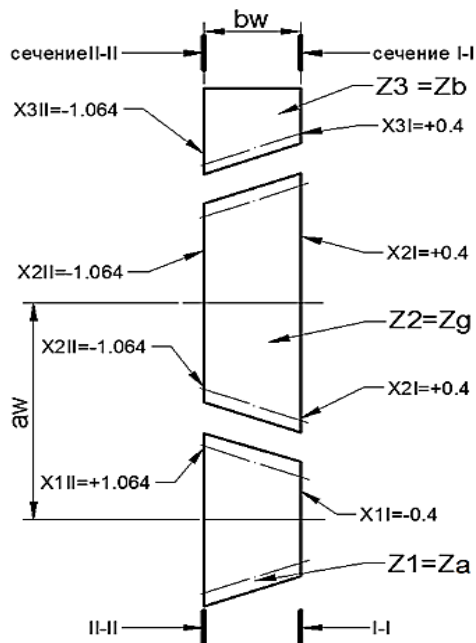
- срещу подрязване,
- срещу заостряне,
- срещу интерференция от 1 и 2-ри род.

За двете контролни /челни/ сечения са определени конкретни числени стойности за коефициентите на изместване.

Резултатите са илюстрирани със схемата на фиг.3.4.

Като част от общата методика за пресмятане е приведен алгоритъм за модифициране на зъбните профили с цел понижаване на ϵ_{α} в зацепването венец-сателит-фиг.3.15. Чрез височинната модификация на зъбите на зъбен

венец-3 се понижава стойността на коефициента на челно припокриване от $\varepsilon_\alpha = 2,38$ до $\varepsilon_\alpha = 1,90$.

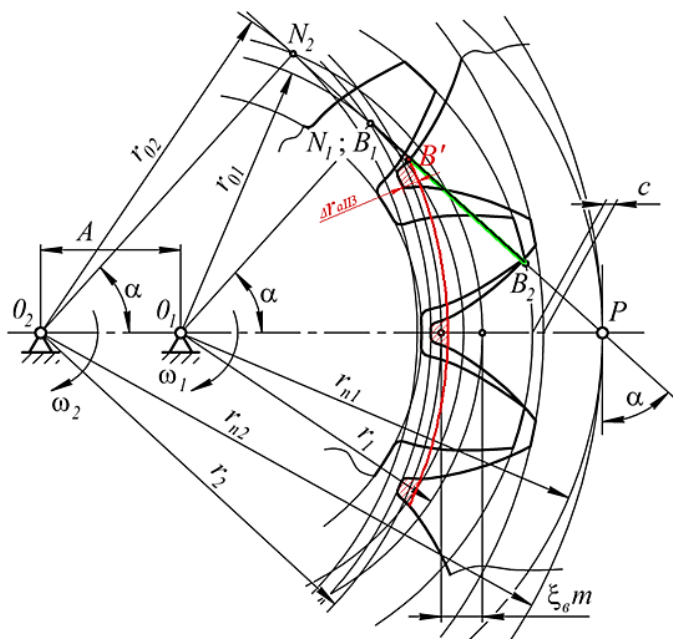


фиг.3.4. Схема на коефициентите на корекция в сечения I-I и II-II.

В методиката е разработен алгоритъм за проектиране на елементите за динамично компенсиране на страничните хлабини в зацепванията на планетната предавка.

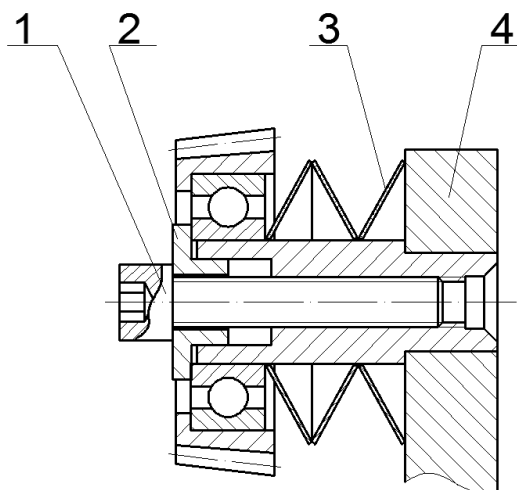
Разгледани са два варианта:

- компенсиране с тарелчати /белвилиеви/ пружини,
- компенсиране с торсионни пружини.



Фиг.3.15. Скъсяване на отсечката на зацепване чрез височинна модификация на зъбите на зъбен венец- $z_3 = 96$ зъба.

На фиг.3.20 са показани компоноване на пружинния пакет и проверка на механичната характеристика на пакета пружини - фиг.3.21.

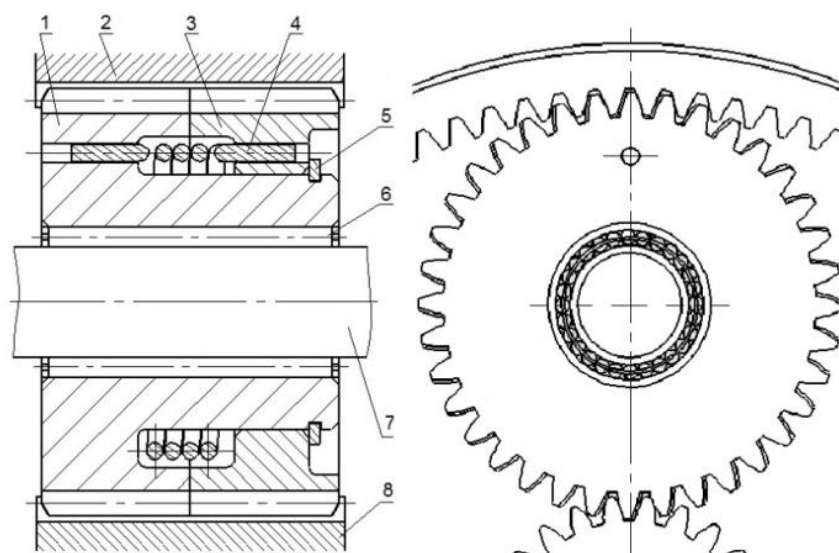


Фиг.3.20. Регулиране на предварителната деформация на пакета тарелчати пружини.



Фиг.3.21. Измерване на сила и деформация на пакет тарелчати пружини с динамометър и измервателна глава за линейни премествания.

Създаден е и алгоритъм за проектиране на модул МБ2 с цилиндрични зъбни колела и торсионни пружини. На фиг.3.22 е показано съставно двуделно сателитно зъбно колело с вградена торсионна пружина в него. Ъгловата хлабина в зацепването се компенсира чрез завъртане на двете части на сателитното зъбно колело едно спрямо друго.



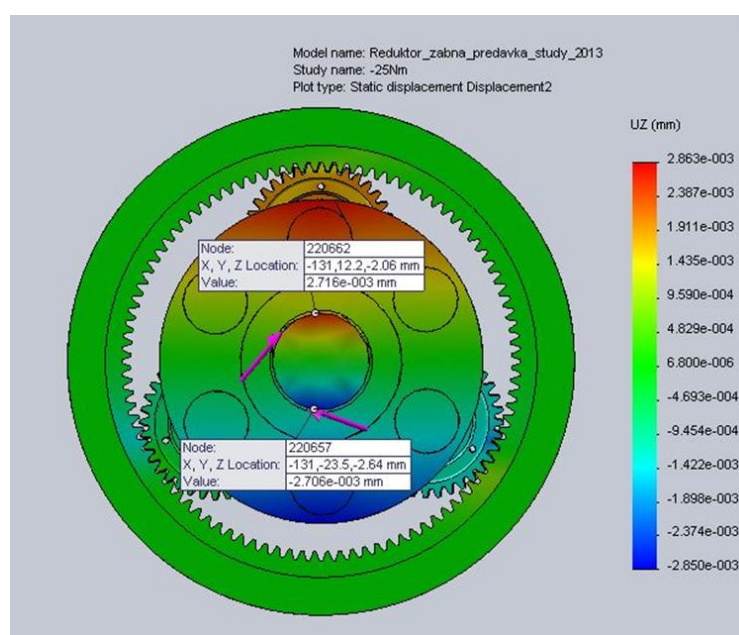
Фиг.3.22. Съставно зъбно колело с вградена торсионна пружина.

2.4. Глава четвърта.

Експериментални изследвания на зъбни предавки изпълнени с модулите МБ1 и МБ2.

В глава четвърта са направени симулационни и експериментални изследвания на зъбни предавки изпълнени с модулите МБ1 и МБ2.

В табл.4.2, 4.3, 4.4 са приведени данни за ъгловата коравина на всяка от трите изследвани предавки. На фиг.4.2. са показани ъгловите деформации на една от предавките при натоварване от 25, Nm.



Фиг.4.2. $M_H=25, \text{ Nm}$.

МБ2	М _Н (N.m)	ΔZi (mm)	Θi (min)	Ci (N.m/min)
1	25	2,71x10 ⁻³	0,516'	48,4
2	50	4,81x10 ⁻³	0,92'	54,4
3	80	7,31x10 ⁻³	1,37'	58,4
4	100	9,0x10 ⁻³	1,72'	58,1

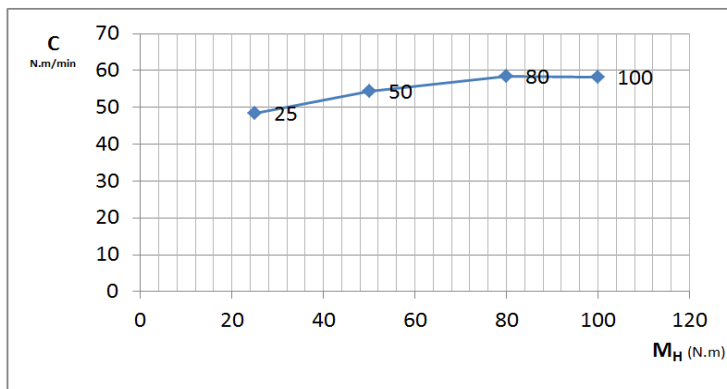


Табл.4.2.Натоварване, ъглова деформация и коравина на образец-1/МБ2 с торсионни пружини/ чрез симулационно изследване.

МБ2	М _Н (N.m)	ΔZi (mm)	Θi (min)	Ci (N.m/min)
1	25	2,448x10 ⁻³	0,74'	33,78
2	50	4,887x10 ⁻³	1,48'	35,71
3	80	8,268x10 ⁻³	2,37'	33,75
4	100	1,033x10 ⁻²	2,96'	33,78

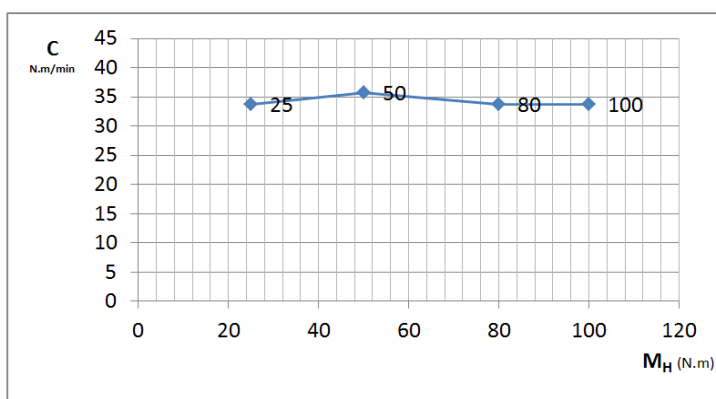


Табл.4.3.Натоварване, ъглова деформация и коравина за образец-2/МБ2 с тарелчати пружини/ чрез симулационно изследване.

МБ2+МБ1	М _Н (N.m)	ΔZi (mm)	Θi (min)	Ci (N.m/min)
1	25	7,788x10 ⁻³	3,15'	7,94
2	50	1,69x10 ⁻²	6,87'	7,28
3	72	2,065x10 ⁻²	8,35'	8,6
4	100	3,567x10 ⁻²	14,43'	6,93

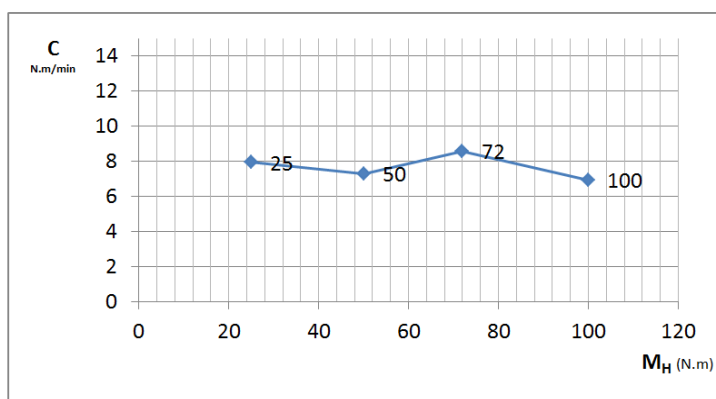
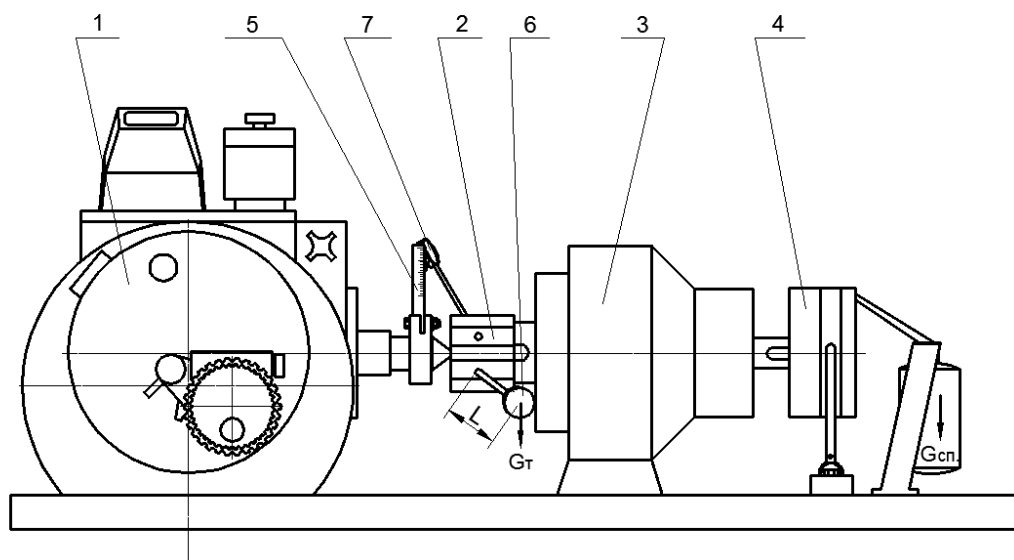


Табл.4.4.Натоварване, ъглова деформация и коравина за образец-3/схема А с тарелчати пружини/ чрез симулационно изследване.

За провеждане на статични измервания на ъгловата коравина е разработен и описан стенд показан на фиг.4.11 и фиг.4.15.а. Ъгловите интервали на отместване /деформация/ се измерват на стенда с избираема дискретност от 5 до 10 ъглови секунди.



Фиг.4.11.Схема на стенд за статични измервания на ъглова коравина.



Фиг.4.15.а Стенд за статични измервания на ъглова коравина.

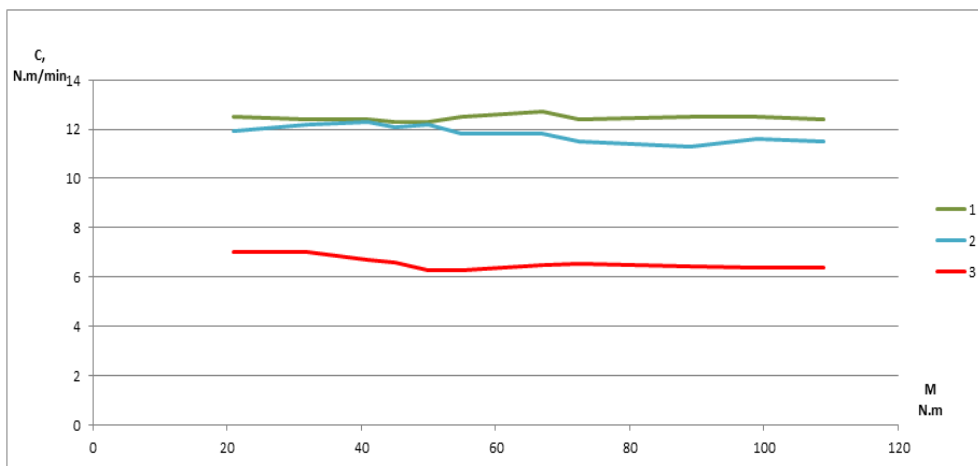
Резултатите от проведените статични измервания на ъгловата коравина на предавките са обобщени на фиг.4.16.

Като база за сравнение в табл.4.6. са приведени каталожни данни на фирми производителки на прецизни предавки.

На фиг.4.24÷ 4.27 са приведени резултати от измерване на мъртъв ход на предавките извършени в динамичен режим по кинематичния метод чрез двукратно измерване на кинематичната грешка на предавките, на стенд компанован по отворен силов контур.

Резултатите от проведените измервания на трите образци безхлабинни зъбни предавки са обобщени в изводите към глава четвърта и общите изводи.

	M, N.m	21	32	41	45	50	55	67	72,5	89	99	109
1	C, N.m/min	12,5	12,4	12,4	12,3	12,3	12,5	12,7	12,4	12,5	12,5	12,4
2	C, N.m/min	11,9	12,2	12,3	12,1	12,2	11,8	11,8	11,5	11,3	11,6	11,5
3	C, N.m/min	7	7	6,7	6,6	6,3	6,3	6,49	6,55	6,46	6,4	6,4



- 1 - МБ2 (2К-Н с торсионни пружини едностъпален), $i=5,0$
 2 - МБ2 (2К-Н с тарелчати пружини едностъпален), $i=5,0$
 3 - МБ1 + МБ2 (2К-Н с тарелчати пружини двустъпален), $i=15,0$

фиг. 4.16. Ъглова коравина при трите безхлабинни редуктора в статичен режим.

Производител	Nanotec	Alpha	Aisele	Neugart	Stober	Uzimeх	CYCLO
модел	GPLE 80	SPK 075	EPL-E 84	PLE 80	P50-2	2S- R84/0	SERVO 100
м.ход-bachlash, min	< 12	<7	<14	< 9	< 1,62	< 1,2	< 3
Ъглова коравина, (Nm/min)		8	4,8	6,5	7,26		
М ном(Nm)	110	70	80	110	100	120	110
брой степени/пред.отн.-i	/2/15	/2/14	2/12	/2/15	/2/15	/2/16	/1/17

Табл.4.6. Обобщени каталожни данни на прецизни предавки на водещи производители /мъртъв ход и ъглова коравина при двустъпални прецизни предавки /.



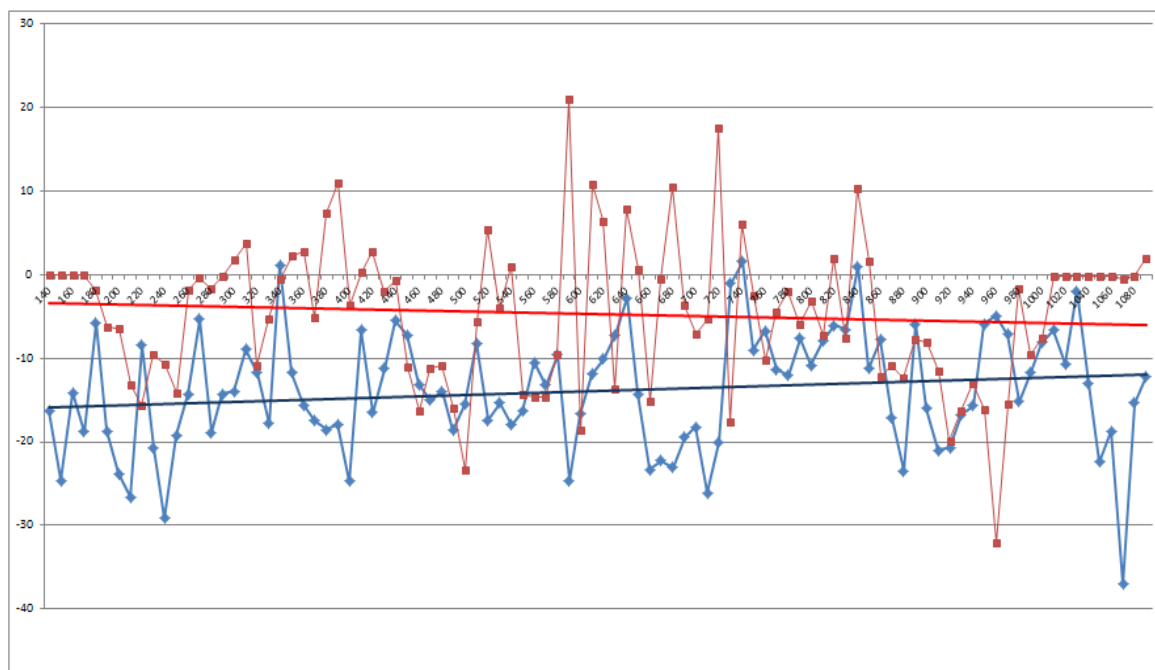
Фиг. 4.24. образец-2.Предавка с тарелчати пружини.



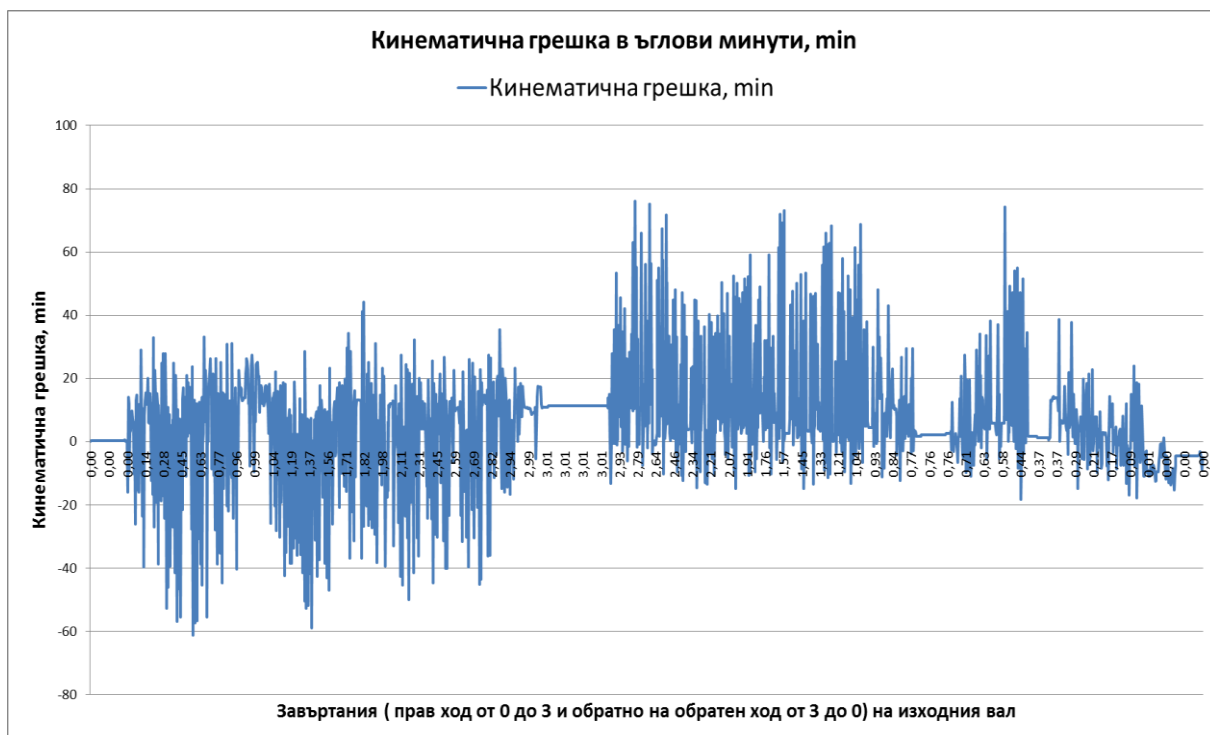
Фиг.4.25.образец-3.Предавка двустъпална с тарелчати пружини/схема А/.



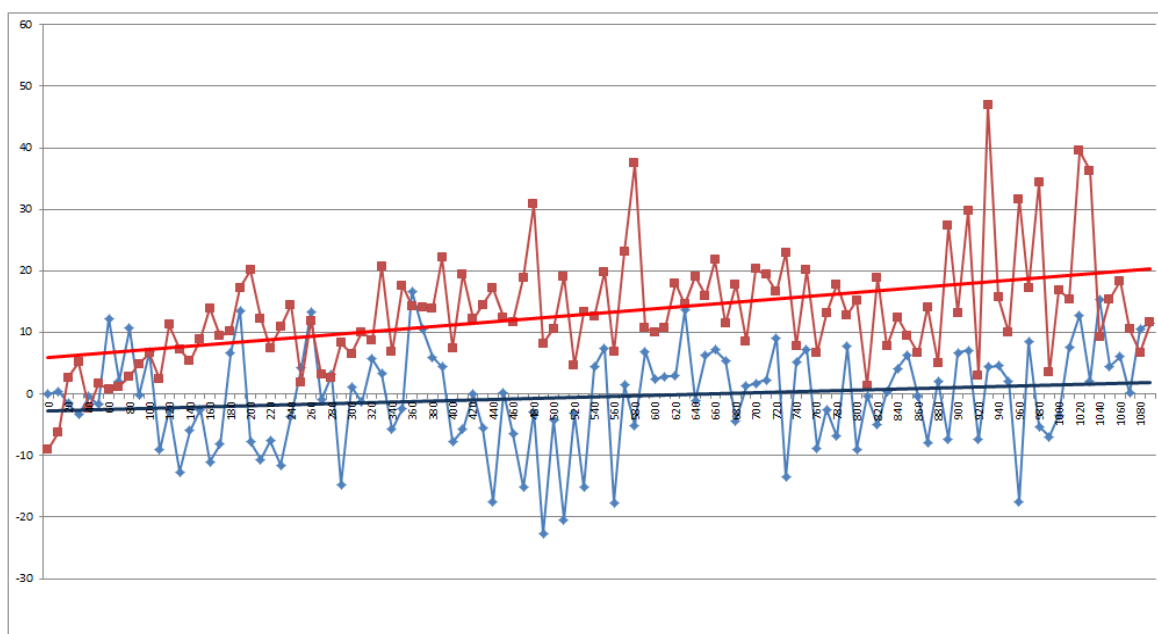
Фиг.4.26.(а) Кинематична грешка за МБ2.



Фиг.4.26.(б) $[\Delta\varphi_{\max}=9,4\pm4,32,min.]$.



Фиг.4.27.(а) Кинематична грешка за схема А-(МБ2+МБ1).



Фиг.4.27.(б) [$\Delta\varphi_{\max}=16,6\pm4,32, \text{ min.}$].

2.5. ОБЩИ ИЗВОДИ

Заклучение

1. За целия диапазон на натоварване ъгловата коравина на предавките е относително постоянна величина.

2. Симулационните изследвания на ъглова коравина на предавките се нуждае от допълнителна настройка на компютърните модели за по-добра съпоставимост на резултатите с тези от експерименталните изследвания.

3. Измерените стойности на мъртвия ход при проведените измервания с наличната измервателна система определят референтната рамка на величината при изследваните безхлабинни предавки.

4. Опитните резултати, постигнати за ъглова коравина и мъртъв ход на изследваните зъбни предавки, могат да се използват като отправно ниво при бъдещи аналогични изследвания и при проектиране и създаване на нови схеми и конструкции на безхлабинни предавки.

3. Приноси в дисертационния труд

3.1. Научно-приложни приноси:

1. На базата на литературния обзор са определени критерии за избор на кинематична схема и конструиране на разработваните зъбни предавки.

2. Предложени са четири варианта за компоноване на модулна схема на зъбните предавки по тези критерии.

3. Разработена е методика за проектиране на безхлабинен модул- МБ2 с използване на еволвентно конични зъбни колела и модифицирано равноизместено зацепване.

3.2. Приложни приноси:

1. Създадена е методика за генериране на 3D модели на еволвентно конични зъбни колела с линейно изменящ се коефициент на изместване по дължината на зъба.

2. Създаден е алгоритъм за височинна модификация на зъбите с цел коригиране на коефициента на челно припокриване в зацепването венесателит.

3. На базата на създадената методика са проектирани, изработени и изпитани:

- безхлабинен модул МБ2 с ЕКЗК и тарелчати пружини,
- безхлабинен модул МБ2 с ЦЗК с торсионни пружини,
- безхлабинна зъбна предавка съставена от модул МБ2 с ЕКЗК и МБ1.

4.Първичните изпитвания на разработените предавки показват работоспособност на предавките и методиката за проектиране.

4. Публикации по дисертацията:

1. **Д. Димитров**, Н. Стратев Регулиране на страничната хлабина в цилиндрична зъбна предавка чрез използване на съставни зъбни козела, Национална студентска научно техническа конференция, Созопол, ISSN 1314-0442, 2011г., 289-294.

2. **Д. Димитров**, Н. Стратев Изследване деформациите и напреженията при работа на планетен редуктор с нулева хлабина в зъбното зацепване, Национална студентска научно техническа конференция, Созопол, ISSN1314-0442, 2012г., 241-246.

3. D. Petrov, **D. Dimitrov** CAD 3D MODELING OF SPUR GEAR WHEELS WITH LINEAR CHANGE OF THEIR PROFILE SHIFT COEFFICIENT ALONG THE TOOTH'S LENGTH , ISBN 978-86-7672-208-2, 2013, Zrenjanin, Serbia , 264-270.

4. **Д.Димитров**, Една кинематична схема на ЦЗ редуктор за точни задвижвания на модулен принцип, СУБ, Пловдив, ISSN1311-9192,2013г., 90-94.

Благодарности

Изказвам благодарност на фирма „РадинаМ“ ООД и лично на доц. д-р инж. Марин Памукчиев, за оказаната ми неоценима помощ при изработването на опитните образци на предавките.

Mechanical gear with adjustable angle slack

Eng. Dimitar N. Dimitrov

Abstract

This dissertation is based on both theory and experiment dedicated to precision gears. The inferences made are related to gear backlash as well as general rotational stiffness in three piece/multiple piece gears. A block scheme, explaining the process of building the multi-grade gears of module MB2 and MB1, is presented.

Constructive solutions for both static and dynamic compensation of angle slack are encompassed into the two modules.

The values of “backlash” and “rotational stiffness” for the experimental designs of the gears have been measured experimentally.