



ТЕХНИЧЕСКИ УНИВЕРСИТЕТ – СОФИЯ
ФИЛИАЛ ПЛОВДИВ

**КАТЕДРА “МАШИНОСТРОИТЕЛНА ТЕХНИКА
И ТЕХНОЛОГИИ”**

маг. инж. ЕМИЛ ГЕОРГИЕВ ВЕЛЕВ

**Разработване и изследване на нови циклоидни
зъбни двойки за героторни хидромотори**

АВТОРЕФЕРАТ

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

Научна област 5. Технически науки
Професионално направление 5.1 Машинно инженерство
Специалност “Технология на машиностроенето”

Научен ръководител:
доц. д-р инж. Станислав Любенов Алексиев

ПЛОВДИВ 2015

Дисертационният труд съдържа 111 страници, от които 107 стр. е основен текст, 2 стр. съдържание, 4 стр. литература. Основният текст е оформен в 8 глави и има 108 фигури и 4 таблици. Използваните литературни източници са 102, от които 26– на кирилица, 76– на латиница.

Дисертантът е разработил дисертационния труд като редовен докторант към катедра “Технология на машиностроенето” на Технически университет – София, филиал Пловдив.

С помощта на докторантски проект към ТУ – София на тема “Разработване и изследване на геротор помпа за производствената техника”, договор № 122ПД0055-24.

Дисертационният труд е обсъден от разширен катедрен съвет на катедра “Технология на машиностроенето” на Технически университет – София, филиал Пловдив на Г.

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

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

Автор: маг. инж. Емил Георгиев Велев

Заглавие: Разработване и изследване на нови циклоидни зъбни двойки за героторни хидромотори

Обща характеристика на дисертационния труд.

Актуалност

През последните няколко десетилетия хидромоторите започнаха да навлизат все по-вече в съвременните машини. Хидравличните мотори (хидромоторите), както е добре известно, са двигателни обемни хидравлични машини, които преобразуват главно потенциалната енергия (налягането) на подведената към входа им работна течност в механична енергия на въртливо движение на изходното си звено – вала, на ъгъл по-голям от 360° или в рамките на 360° . Изработването на зъбната двойка е сложно и скъпо. Необходимостта от подобряване на конструкцията им и обуславя актуалността на разработката.

Обект на изследването

Обект на изследването са конструкциите на зъбните двойки на героторните хидромотори.

Предмет на изследването е изменението на въртящия момент на хидромотора с новата зъбна двойка.

Научна новост и практическа значимост

Конструиран е зъбна двойка за присъединяване към корпуса на произвеждан хидромотор от фирмата „М+С хидравлик“, гр. Казанлък.

Новата конструкция на статора се състои от гривна с проста цилиндрична форма и стандартизирани елементи, пасвани болтове и ролки. Това понижава себестойността на хидромотора и дава по-голяма възможност на производителя да разшири производствената си гама.

Апробация на резултатите

Основни резултати от дисертационния труд са докладвани, обсъдени и публикувани в:

1. Алексиев Ст., Е. Велев, „Разработване на различни видове зъбни двойки без сепаратор за хидромотори“, Сборник доклади от XXIII МНТК „АДП-2014“, Созопол, България, ISSN-1310-3946, стр. 163÷167.
2. Aleksiev S., E. Velev, „Chart analytical determination torque of gerotor hydraulic motor“, Journal of TEHNOMUS XVIII, „Stefan Cel Mare“ University of Suceava, Romania, page 137.
3. Е. Велев, „Изследване на изменението на налягането в героторенхидромор, чрез използване компютърна симулация“, Списание на технически Университет-София, Филиал Пловдив, България, ISSN-1310-8271, стр. 57÷60.

Публикации

Резултатите от научните изследвания са отразени в 3 публикации.

Обем и структура на дисертацията

Дисертационният труд съдържа 111 страници, от които 107 стр. е основен текст, 2 стр. съдържание, 4 стр. литература. Основният текст е оформен в 8 глави и има 108 фигури и 4 таблици. Използваните литературни източници са 102, от които 26 – на кирилица, 76 – на латиница.

Съдържание на дисертационния труд

ГЛАВА ПЪРВА: ЛИТЕРАТУРЕН ОБЗОР НА ХИДРОМОТОРИТЕ И ОПРЕДЕЛЯНЕ НА ДИСЕРТАЦИОННИТЕ ЗАДАЧИ

След направения обзор на съществуващите конструкции героторни хидравлични мотори са установени следните предимства и недостатъци.

Предимствата на героторните хидромотори са следните:

- малки габарити;
- големи въртящи моменти, които могат да развият;
- възможността за пускане в работа под товар.

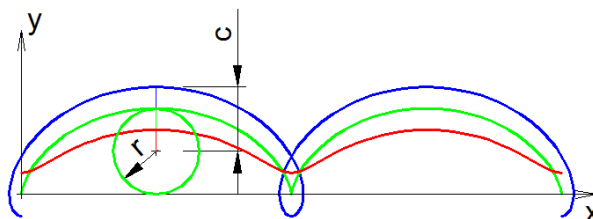
Като съществен недостатък на може да се отбележи много сложна и скъпа изработка на зъбна двойка.

За построяване на профила на зъбната двойка на героторния хидромотор се използват циклоидни криви. Циклоида (от гръцки: *κυκλος* — „окръжност“ и *εἶδος* — „породен от“, буквално „породена от окръжността“) е равнинна трансцендентна крива, описана с параметричното уравнение:

$$\begin{cases} x(t) = r * (t - c * \sin(t)) \\ y(t) = r * (1 - c * \cos(t)) \end{cases} \quad (1.1)$$

Циклоида се получава от точка лежаща на окръжност, която се търкаля по права без приплъзване.

На фиг. 1.1 обикновенната циклоида е показана със зелен цвят.



фиг. 1.1

Скъсена циклоида се получава, когато точка лежи вътре в търкалящата се окръжност на разстояние ($c < r$) от нейния център

На фиг.1.1 скъсената циклоида е изчертана с червен цвят.

Удължена циклоида се получава, когато точка лежи вън от търкалящата се окръжност на разстояние ($c > r$) от нейния център.

На фиг.1.1 удължената циклоида е изчертана със син цвят.

Съществуват следните видове циклоиди криви:

- епициклоидни;
- хипоциклоидни;
- перициклоидни.

По горе изброените циклоидни криви мога да бъдат:

- обикновенни;
- скъсени;
- удължени.

Обикновена епициклоида се получава от движението на точка М лежаща ($e = b$) по окръжност (образуваща) с радиус b който се търкаля по външната страна на друга окръжност (основна) с радиус a без приплъзване.

Обикновенната епициклоида се дефинира с уравнение (1.2):

$$\begin{cases} x(t) = R * \cos(t) - e * \cos((n + 1) * t) \\ y(t) = R * \sin(t) - e * \sin((n + 1) * t) \end{cases} \quad (1.2)$$

където:

t – ъгъл на търкаляне ($0 \div 360^\circ$);

$n = 3$ – брой на листата на фигурата;

$b = 1$ – радиус на образуващата окръжност;

$a = b * n = 3$ – радиус на основната окръжност;

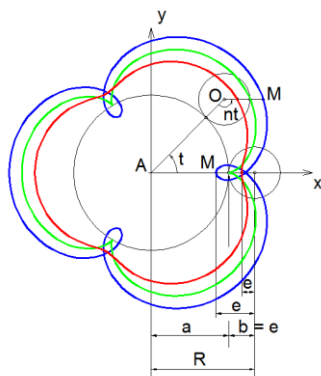
$R = a + b$;

$e = b = 1$ – ексцентрицитет (разстоянието от т.О до т.М).

На фиг.1.2 е показана обикновената епициклоида със зелен цвят.

Скъсена епициклоида се получава, когато точка М лежи вътре в търкалящата се окръжност на разстояние ($e < b$) от нейния център.

На фиг.1.2 е показана скъсена епициклоида с червен цвят.



Фиг. 1.2

Удължена епициклоида се получава, когато точка М лежи вън от търкалящата се окръжност на разстояние ($e > b$) от нейния център.

На фиг.1.2 е показана удължена епициклоида със син цвят.

За получаване на профила на зъбите на ротора на героторния хидромотор ще бъдат използвани епициклоидни криви.

Основна цел и задачи.

На базата на направения литературен обзор различните конструкции на героторни хидромотори бе формулирана **ОСНОВНАТА ЦЕЛ** на дисертационния труд: Да се конструира по-технологична за изработване зъбна двойка за героторен хидромотор за присъединяване към съществуващ хидромотор, което дава по-голяма възможност на производителя да разшири производствената си гама.

За постигане на поставената цел е необходимо да се решат следните **ЗАДАЧИ**:

1. Да се създаде методика за построяването на новата героторна зъбна двойка.
2. Да се разработят 3D модели на детайлите на новата зъбна двойка.
3. Да се създаде методика за дешифриране на циклоидни зъбни двойки.
4. Да се определи графо-аналитично въртящия момент на героторен хидромотор;
5. Да се направи компютърна симулация на новата зъбна двойка;
6. Да се изработи новата зъбна двойка и присъедини към тялото на съществуващ хидромотор.
7. Да се направят изпитания на хидромотора.

ВТОРА ГЛАВА: МЕТОДИКА ЗА ПОСТРОЯВАНЕ НА ЗЪБНА ДВОЙКА

За построяването на зъбната двойка се използва уравнението:

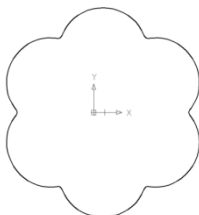
$$\begin{cases} x(t) = R * \cos(t) - e * \cos((n + 1) * t) \\ y(t) = R * \sin(t) - e * \sin((n + 1) * t) \end{cases}$$

Създадена е методика за построяването на зъбната двойка, която е съставена от ротор и статор. Статора е съставен от гривната с проста цилиндрична форма и стандартни елементи, пасвани болтове и ролки.

II.1. Методика за построяване на ротота.

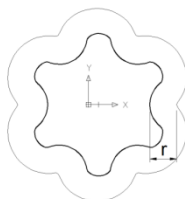
За построяване на ротора се използва следната методика:

1. Построява се точка с координати $(e,0,0)$, показано на фиг. 2.1. Това е точката около която ще бъде построен профила на ротора. Построява се скъсена епициклоидна крива (фиг. 2.1), използвайки уравнение (1.2).



Фиг. 2.1

2. За да се получи профила на ротора се построява еквилистантна крива на разстояния r , показано на фиг. 2.2.



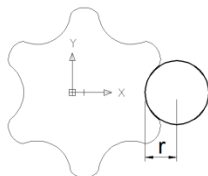
Фиг. 2.2

II.2. Методика за построяване на статора.

За построяване на статора се използва следната методика:

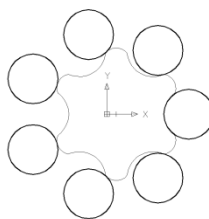
Използвайки методиката за получаване на ротора, следваща стъпка е построяване на статора.

1. За да се построи статора се построява окръжност с радиус r . Изчертаването на първата окръжност е показано на фиг.2.3.



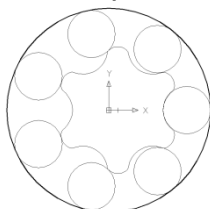
Фиг.2.3

2. Построяват се и останалите окръжности. Това става чрез завъртане на построена окръжност спрямо точка с координати $(e,0,0)$ на ъгъл $\alpha = \frac{360}{m}$, където m – общ брой на окръжностите.



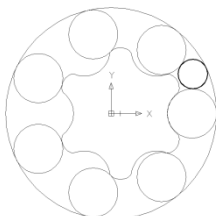
Фиг. 2.4

3. Построяват се окръжност, която е тангенциална на построените окръжности. На фиг.2.5 е показана вече изчертана окръжността. Това е вътрешния диаметър на новопроектирания статор.



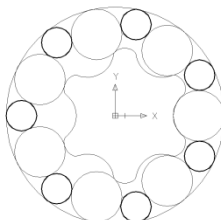
Фиг. 2.5

4. Построява се окръжност, тангираща на три от вече построените окръжности (фиг.2.6)



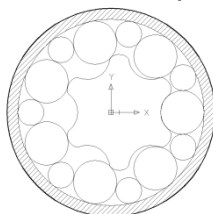
Фиг. 2.6

5. Построяват се и останалите окръжности, чрез завъртане на построена окръжност спрямо точка с координати (0,0,0) на ъгъл α (фиг. 2.7).



Фиг. 2.7

6. За определяне размера на външния диаметър на статора е необходимо да се направят необходимите якостни пресмятания (фиг. 2.8).



Фиг. 2.8

Изводи от втора глава

Съставена е методика за проектиране на зъбни двойки, профила на вътрешното зъбно колело и диаметрите на цилиндричните детайли, изграждащи статора на хидромотора при следните входни данни:

- при известни габарити на работната двойка;
- при известен брой и диаметър на стандартни ролки.

Чрез използване на този вид зъбна двойка се цели да се намалят производствените разходи за изработката на статора, а от там и на хидромотора.

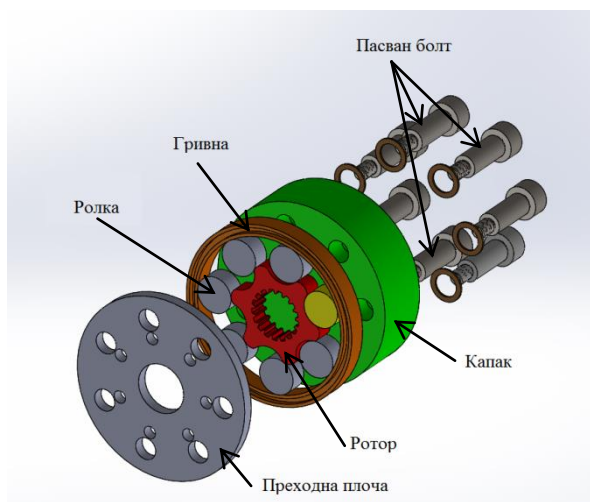
Тези методика може да бъде използвана в производствени предприятия за изработване на героторни хидравлични мотори.

ГЛАВА ТРЕТА: КОНСТРУКТИВНА РАЗРАБОТКА НА НОВАТА ЗЪБНА ДВОЙКА

За разработката на предлаганата зъбна двойка се използва програмния продукт SolidWorks. Той позволява лесно създаването на 3D модели на детайли, работна документация, както и извършване на симулации.

Разработени са 3D модели на следните детайли:

- ролка;
- пасван болт;
- гривна
- ротор;
- пеходна плоча;
- капак.



Фиг.3.1

Ролките са подбрани стандартни по диаметър. Пасваните болтове изпълняват следните функции:

- да не позволи на ролките да се разместят по време на въртене на ротора;
- заедно с ролките оформят статора;
- да закрепят новопроектираният възел към тялото на съществуващия хидромотор.

В гривната има канали за „о“ пръстени за уплътняване. Тя обхваща ролките и пасваните болтове, като по този начин се образува статора на хидромотора.

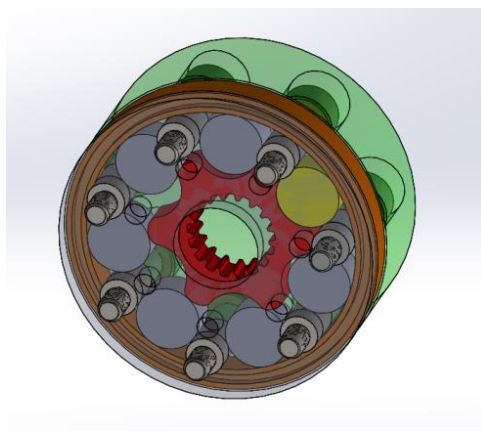
В зависимост от вътрешния диаметър на гривната могат да се получат хидромотори с различно предназначение.

Преходната плоча има няколко задачи:

- да пропусне хидравлична течност, идваща от каналите в тялото на хидромотора;
- да намали триенето на ротора, защото тялото на хидромотора е от чугун и би се износил много бързо;
- да фиксира пасваните болтове.

Капакът, който затваря зъбната двойка има отворите преминават пасваните болтове, които закрепват новопроектираният възел към съществуващото тяло на хидромотора.

На фиг.3.2 е показан новопроектираният възел, който е съобразен за присъединяване към съществуващия хидромотор. Разположението на пасваните болтове е съобразено да не пречат на отворите за преминаване на хидравличната течност.



Фиг.3.2

Изводи от трета глава:

Разработена е нова зъбна двойка за безсепараторен геролков хидромотор. При новата конструкция статора се заменя от ролки със стандартни диаметри, пасвани болтове и гривна. Това дава следните предимства на новата конструкция пред съществуващите до сега:

- премахва се необходимостта от изработването на статор със сложен профил;
- намалена е себестойността на зъбната двойка;
- подобрена е възможността за ремонтни работи, като при износване се заменят или ролките или ротора.

ГЛАВА ЧЕТВЪРТА: МЕТОДИКА ЗА ДЕШИФРИРАНЕ НА ЦИКЛОИДНА ЗЪБНА ДВОЙКА.

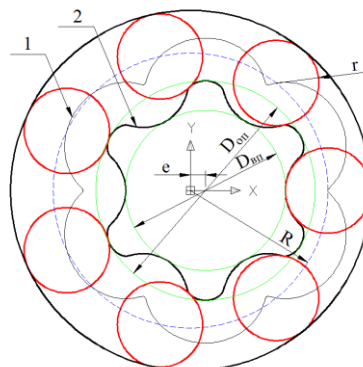
Дешифрирането на съществуваща зъбна двойка на героторен хидромотор се налага, когато се извършат ремонтни работи.

Дешифрирането се състои в определяне на размерите на детайлите, необходими за тяхното изработване.

За да се дешифрира зъбната двойка е необходимо да се снемат геометричните и конструктивни параметри. С тези параметри се съставят параметричното уравнение (2.1), които са основата за получаване на профила на работната двойка. По получените криви на профила на зъбната двойка се съставят управляващи програми за изработването им на металоурежащи машини с ЦПУ .

Необходимите параметри за построяването на зъбната двойка, показана на фиг.4.1, са:

- r – радиусът на ролката;
- $D_{оп}$ – диаметърът на описаната окръжност;
- $D_{вп}$ – диаметърът на вписаната окръжност;
- R – радиусът на който лежат центровете на ролките.



Фиг 4.1

Профилът на зъбите на статора представлява части от дъги от окръжности, разположени по окръжност с радиус R (фиг.4.1). Профилът на зъбите на ротора представлява крива 2, еквилидистантна на епициклоидната крива 1 (фиг.4.1), отместена на разстояние r (радиуса на ролките).

Епициклоидната крива, минаваща през центровете на дъгите от окръжности, се построява с параметричното уравнение.

За да се дешифрира зъбната предавка, е необходимо да се получат числени стойности на изброените по-горе параметри, изобразени на схемата, показана на фиг.4.1.

Необходимо е да се спази следната методика:

1. Чрез измервателна машина да се измерват:

- r – радиусът на ролката;
- $D_{оп}$ – диаметърът на описаната окръжност;
- $D_{вп}$ – диаметърът на вписаната окръжност;
- R – радиусът на който лежат центровете на ролките.

2. Определя се ексцентрицитета e чрез формулата:

$$e = \frac{D_{оп} - D_{вп}}{4} [\text{mm}] \quad (4.1)$$

3. Пресмята се радиуса на основната окръжност:

$$a = \frac{D_{вп}}{2} [\text{mm}] \quad (4.2)$$

4. Получените стойности замества в уравнение.

5. Построяване на еквилидистантна крива на епициклоидата на разстояние r . По този начин се получава профила на ротора.

6. Построяват се необходимия брой окръжности с радиус r , с център разположен на окръжност с радиус R .

Всички измервания са направени на измервателна машина Discovery II показана на фиг. 4.2.



Фиг 4.2

За да се определи диаметъра на отвора в които се поставят ролките и къде лежат центровете им, е необходимо да се направят измервания по четири точки от всяка една от дъгите. Четвъртото измерване се извършва с цел проверка за отклонение от цилиндричност. С направените измервания може да бъде построена окръжност и да се намери нейният център. Следващ етап е определяне на диаметъра на, който лежат тези отвори. Необходимо е да се повторят същите измервания за четири отвора. С намирането на техните центрове може да се построи окръжността, на която лежат центровете на отворите. Радиусът на тази окръжност представлява R от фиг.4.1.

След извършването на измервания на вътрешното зъбно колело се определят вписаната $D_{вп}$ и описаната $D_{оп}$ окръжности на колелото. Като заместим техните стойности в уравнение (4.1) се намира ексцентрицитетът – e .

От направените измервания в т. 4.1 и т. 4.2, получените стойности за параметрите R и e се заместват с техните числени стойности в параметричните уравнения (2.1). С тях се начертава епициклоидна крива (крива 1 от фиг.4.1). Като се построи еквилифантна крива на епициклоидата, отместена на разстояние r навътре, се получава дешифрираният профил на зъбите на вътрешното зъбно колело.

Изводи от глава четвърта.

Създадена е методика за дешифрирането на зъбната двойка на съществуващ хидромотор. Тази методика може успешно да бъде прилагана както за ремонт на хидромотори така и изследователска дейност с цел промяна на параметрите на хидромотора.

ГЛАВА ПЕТА. ГРАФО-АНАЛИТИЧНО ОПРЕДЕЛЯНЕ НА ВЪРТЯЩИЯ МОМЕНТ НА ГЕРОТОРЕН ХИДРОМОТОР.

Преди да започне производство на хидромотора е необходимо да може да се пресметне предварително въртящ момент, който би генерирал. Този момент може да бъде определентеоритично чрез графо-аналитичния подход.

Въртящия момент, който генерира може да се определи от уравнението:

$$M = F * e, [\text{daNm}] \quad (5.1)$$

където:

F – силата $[\text{daN}]$;

e – разстоянието, на което е приложена силата $[\text{m}]$;

Силата може да се пресметне посредством формулата:

$$F = pS, [\text{daN}] \quad (5.2)$$

където:

p – налягането, което се генерира от флуида [bar];

S – площ, върху която действа флуида [cm²].

Площа S може да се изчисли посредством формулата:

$$S = b * l, [\text{cm}^2] \quad (5.3)$$

където:

b – ширината на ротора;

l – проекцията на ротора.

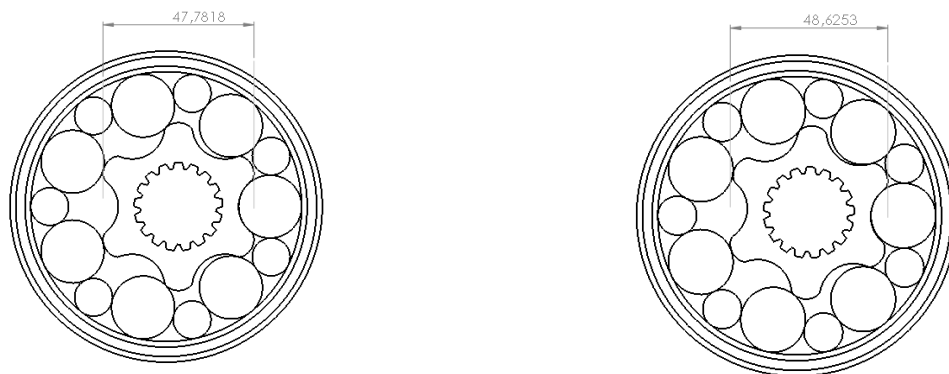
В това уравнението за определяне на действашата сила площ е тази величина, която можем да променяме, за да получим необходимия момент при проектирането на хидромотора.

Методиката, която е необходимо да се приложи, за да се определи площ върху която действа флуида е следната:

1. Избира се ексцентрицитетата;
2. Чрез уравнение за скъсена епициклоида (2.1) се получава профила на ротора;
3. Избират се ролките, които оформят статора.
4. Посредством програмен продукт се генерират 3D модели на всички детайли участващи в зъбната двойка. Задават се необходимите връзки чрез, които ще се извърши симулацията. Целта на тази симулация е да се определят площите върху които хидравличната течност действа;
5. Извършват се необходимите замервания с цел намиране на минималната и максималната проекция на ротора.

За да изчисли площ, върху която действа флуида, е необходимо да се симулира действието на хидромотора. Това е реализирано с програмата Solidworks. Изчертани са всички детайли, които съставляват героторната зъбна двойка. Зададени са всички необходими връзки, така че ротора да изпълнява едновременно завъртане както спрямо собствената си ос, така и около оста изместена на ексцентрицитетата спрямо оста на статора. Чрез завъртане на стъпка от 0.02 rad са получени стойностите от Таблица 5.1. Стъпката е така подбрана, че да ни осигури минималната и максимална площ.

На фиг.5.1 е илюстрирана част от симулациите, показващи как се изменя дължината на проекцията на ротора, характеризираща площ.



В Таблица 5.1 са показани всички дължини, получени при завъртане на ротора на съответния ъгъл. Тези дължини преставляват проекцията на площ, върху която действа хидравличната течност. Тази площ е условна, защото за

дадения профил на ротора тя е различна. Реалната площ ще трябва да се намери като съотношение на проекцията към реалната дължина на контура.

Табл. 5.1.

N	α, rad	l, mm
1	0.00	47.7818
2	0.02	48.2119
3	0.04	48.6253
4	0.06	49.0218
5	0.08	49.4015
6	0.10	49.7641
7	0.12	50.1097
8	0.14	50.4380
9	0.16	50.7490
10	0.18	51.0427
11	0.20	51.3190
12	0.22	51.5778
13	0.24	51.8190
14	0.26	52.0427
15	0.28	52.2486
16	0.30	52.4369
17	0.32	52.6073
18	0.34	52.7599
19	0.36	52.8946
20	0.38	53.0114
21	0.40	53.1103
22	0.42	53.1912
23	0.44	53.2512
24	0.46	53.2992
25	0.48	53.3262
26	0.50	53.3353
27	0.52	53.3262
28	0.54	53.2992
29	0.56	53.2512
30	0.58	53.1912
31	0.60	53.1103
32	0.62	53.0114
33	0.64	52.8946
34	0.66	52.7599
35	0.68	52.6073
36	0.70	52.4369
37	0.72	52.2486
38	0.74	52.0427
39	0.76	51.8190
40	0.78	51.5778
41	0.80	51.3190
42	0.82	51.0427
43	0.84	50.7490
44	0.86	50.4380
45	0.88	50.1097
46	0.90	49.7641
47	0.92	49.4015
48	0.94	49.0218
49	0.96	48.6253

50	0.98	48.2119
51	1.00	47.7818
52	1.02	48.2119
53	1.04	48.6253
54	1.06	49.0218
55	1.08	49.4015
56	1.10	49.7641
57	1.12	50.1097
58	1.14	50.4380
59	1.16	50.7490
60	1.18	51.0427
61	1.20	51.3190
62	1.22	51.5778
63	1.24	51.8190
64	1.26	52.0427
65	1.28	52.2486
66	1.30	52.4369
67	1.32	52.6073
68	1.34	52.7599
69	1.36	52.8946
70	1.38	53.0114
71	1.40	53.1103
72	1.42	53.1912
73	1.44	53.2512
74	1.46	53.2992
75	1.48	53.3262
76	1.50	53.3353
77	1.52	53.3262
78	1.54	53.2992
78	1.56	53.2512
79	1.58	53.1912
80	1.60	53.1103
81	1.62	53.0114
82	1.64	52.8946
83	1.66	52.7599
84	1.68	52.6073
85	1.70	52.4369
86	1.72	52.2486
87	1.74	52.0427
88	1.76	51.8190
89	1.78	51.5778
90	1.80	51.3190
91	1.82	51.0427
92	1.84	50.7490
93	1.86	50.4380
94	1.88	50.1097
95	1.90	49.7641
96	1.92	49.4015
97	1.94	49.0218
98	1.96	48.6253

99	1.98	48.2119
100	2.00	47.7818

Изводи от глава пета.

Чрез графо-аналитичното определяне на въртящия момент на героторенхидромотор може лесно и бързо да се определи теоритичния въртящ момент, който ще генерира от така проектирания хидромотор. Това улеснява проектирането на хидромотори.

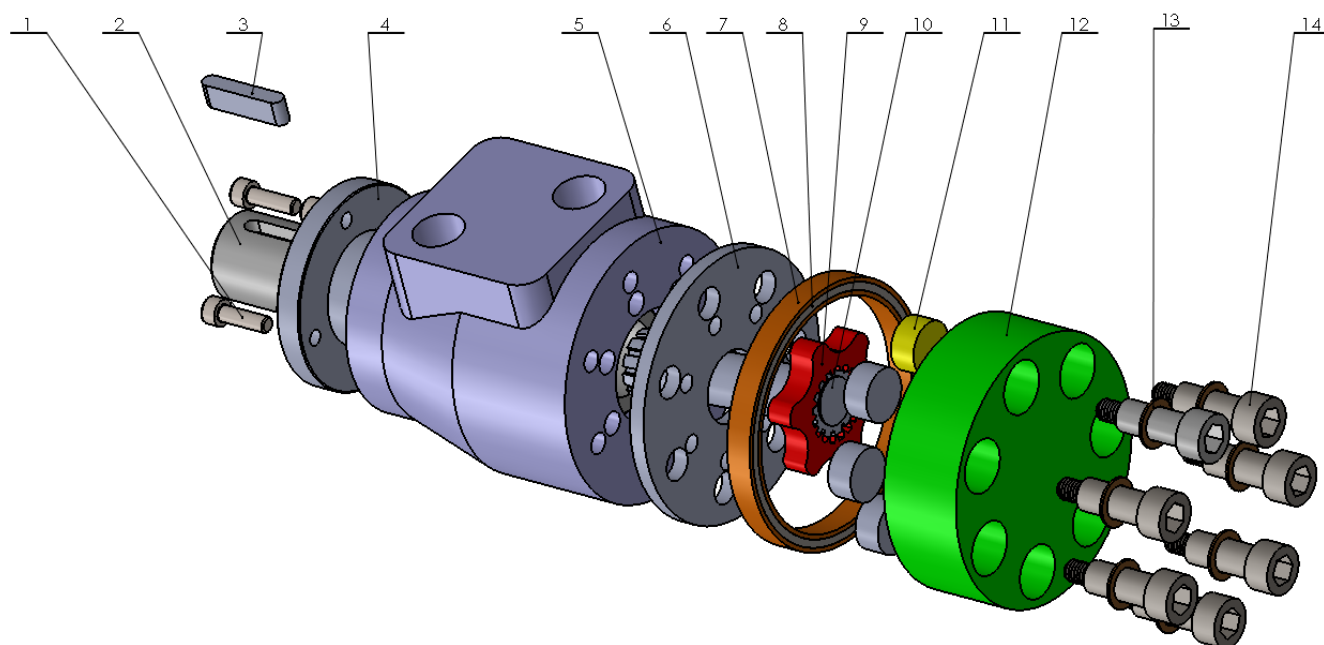
ГЛАВА ШЕСТА: КОМПЮТЪРНА СИМУЛАЦИЯ НА НОВОПРОЕКТИРАНАТА ЗЪБНА ДВОЙКА

Преди да бъде изработена зъбната двойка, бяха направени редица компютърни симулации.

Кинематичните симулации бяха направени на програмата SolidWorks, а друга част се извършиха на програмата Pumlinox на фирмата Simerics.

За симулациите на програма SolidWorks се направиха 3D модели на всички детайли изграждащи зъбната двойка и бяха сглобени в сборна единица.

На фиг. 3.1 е показан новопроектирания възел, присъединен към тялото на хидромотора произвеждан от фирма „М+С Хидравлик“ АД, гр. Казанлък.



Фиг. 6.1

Съставните детайли на хидромотора са:

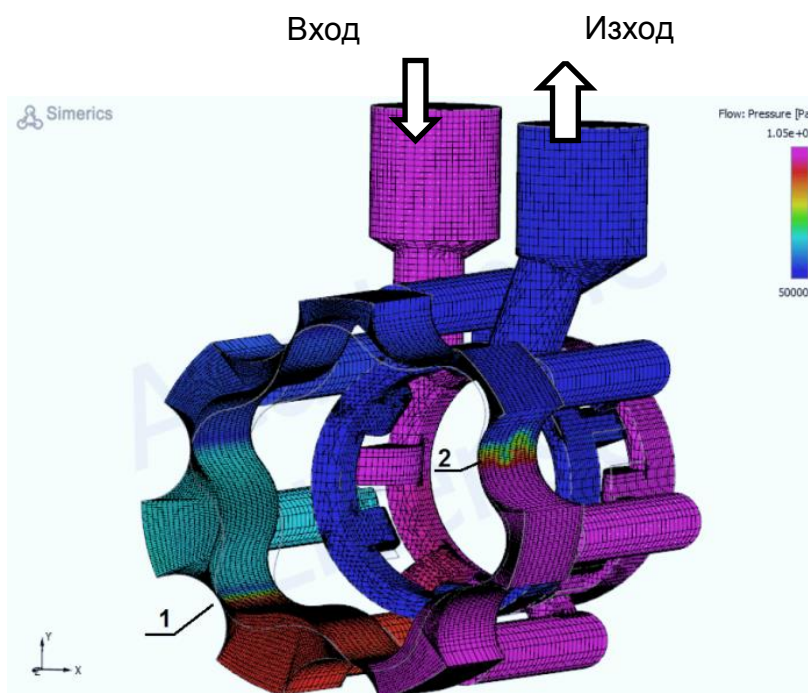
- тяло – поз. 5;
- фланец – поз. 4;
- шпонка – поз. 3;
- скрепителни болтове – поз.2;
- съединител - поз.10;
- изходящ вал – поз. 1;

Кухината, която се образува между тялото на хидромотора, преходната плоча, пасваните болтове, ролките и съединителя образува пространство в което действа работната течност и може да го наречен хидравлично поле.

На фиг. 6.2 е показано изменението на хидравличното поле, което се получава в хидромотора по време на работа. В зоните, означени с 1 и 2, се вижда момента на контакт между вътрешното колело, което изпълнява сложно кинематично движение и външното колело, което е неподвижно. По този начин се изолират входа и изхода на героторния хидромотор и се оформят зоните с ниско и високо налягане.

Направена е компютърна симулация на работата на хидромотора с помощта на програмата PumpInхна фирмата Simerics, която е една от водещите в компютърната симулация на хидравлични машини.

Хидравличното поле се променя в зависимост от въртенето на изходящия вал. В него има канали, свързващи входа и изхода на хидромотора. Във всеки един момент зоната на пада на налягането, което се формира в хидромотора е различна.



Фиг.6.2

Тази разлика в наляганията, между входа и изхода, принуждава ротора на героторния хидромотор да се завърти като по този начин се преобразува налягането от хидравличната помпа във въртеливо движение на изходящия вал на хидравличния двигател.

За пресмятане на изходящия въртящ момент се използва следната формула:

$$M = spe[\text{Nm}], \quad (6.1)$$

където:

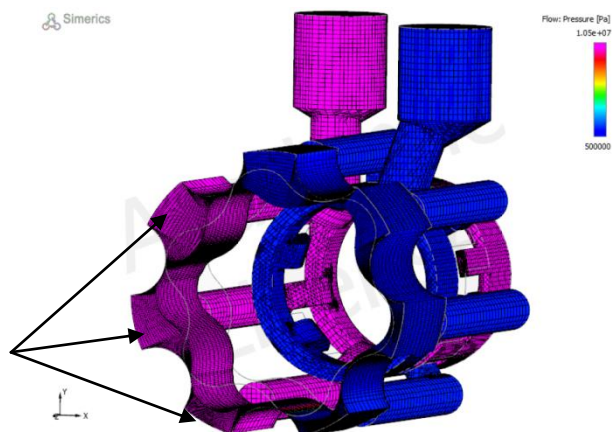
s – площта върху, която действа флуида[cm²];

p – налягането[kPa];

e – ексцентрицитетата[cm].

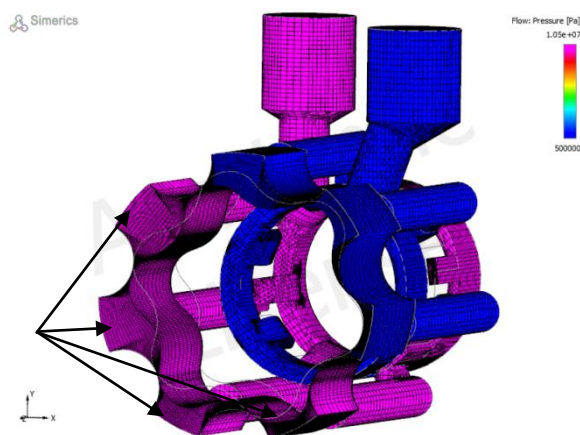
Видно е, че при входно налягане от 10MPa на изхода се получава зона с налягане от 0.5MPa.

На фиг. 6.3 е показан случая, при който само три от седемте камери генерират въртящ момент. Това е минималния брой камери при героторен хидромотор, който има шест зъба на ротора и седем на статора.



Фиг.6.3

На фиг. 6.4 е показан случая, при който само три от седемте камери генерират въртящ момент. Това е минималния брой камери при героторен хидромотор, който има шест зъба на ротора и седем на статора.



Фиг.6.4

Показаните процеси, протичат циклично в работата на героторния хидромотор. Те обуславят колебанията на въртящия момент, който се генерира от така проектирания хидромотор.

Намаляването на тези колебания ще доведат до по-плавна работа на героторния хидромотор.

На фиг. 6.5 е показано изменението на мощността във времето. От графиката се вижда, че мощността също изменя по време на работа на хидромотора. Това се дължи на факта, че мощността зависи от обема на камерите, в които се получава пада на налягането на работната течност.

Мощността на хидромотор може да се изчисли чрез формулата:

$$P = \frac{p \cdot V \cdot \text{cyl}}{600000}, [\text{kW}] \quad (6.4)$$

където:

p – налягането на работната течност, [bar];

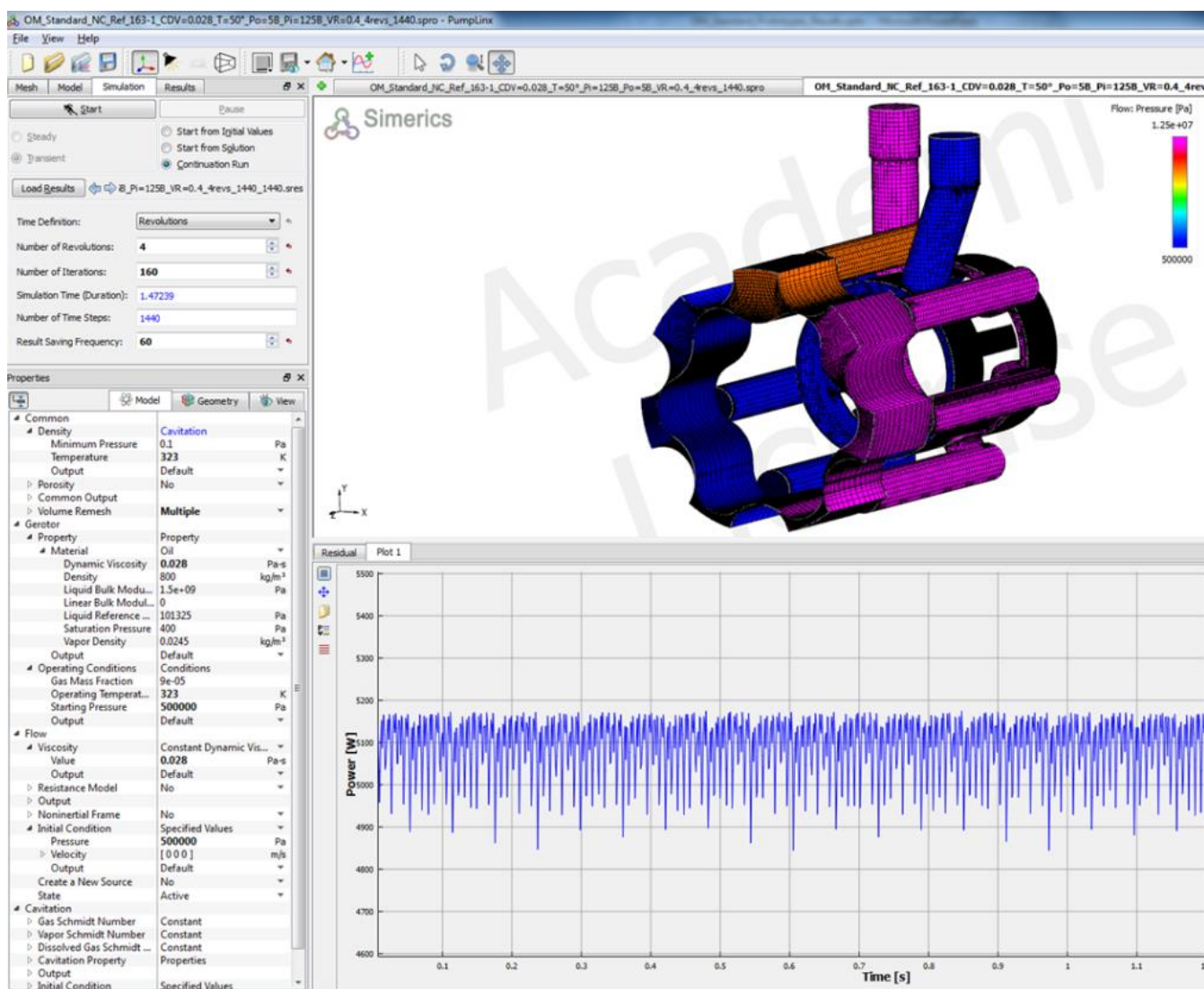
V – скоростта на въртене, [tr/min];

cyl – обема на камерите за един оборот на изходящия вал, [cm³/tr].

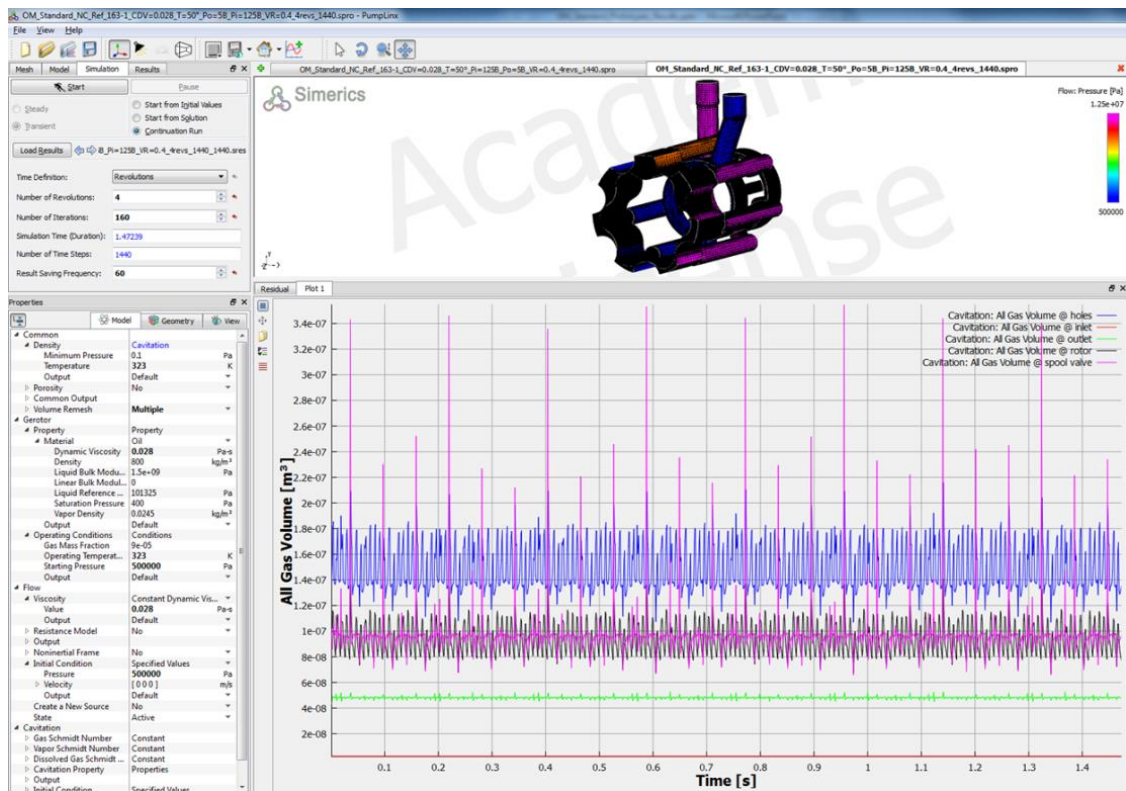
При постоянни обороти и налягане, единственото, което се променя това е обема на камерите, които генерират мощността.

Програмата PumpLinx, предоставя възможност за множество симулации, които могат да се направят. На фиг. 6.6 и фиг. 6.7 са показани част от възможните симулации:

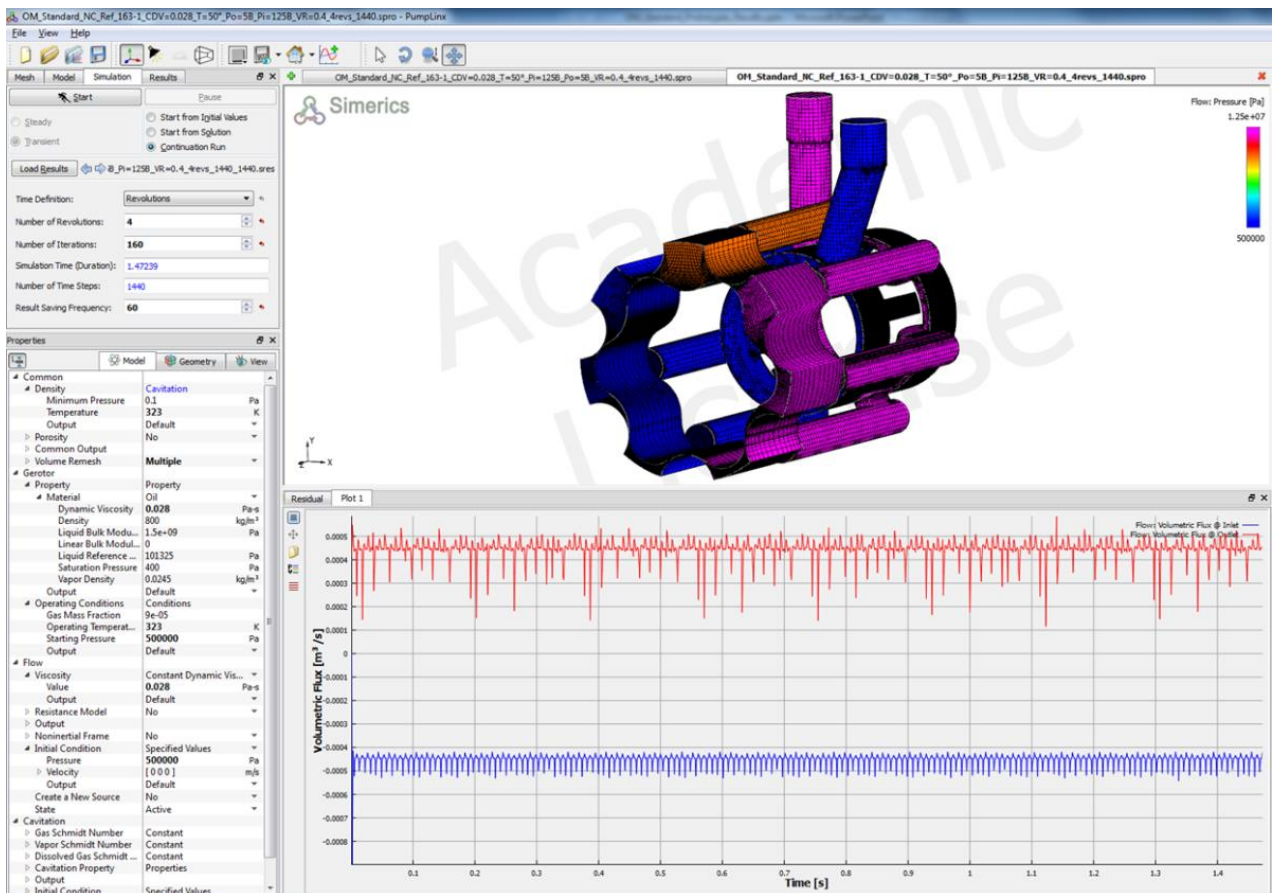
- изследване на кавитацията – фиг. 6.6. С различни цветове са показани в различните зони как се изменя обема на кухините във зависимост от времето:
 - със син цвят е показано образуването на кухини;
 - с червен цвят е показано в зоната на входа;
 - със зелен цвят е показано в зоната на изхода;
- изследване на изменението на дебита на входа и на изхода – фиг.6.7.
 - с червен цвят е изменението на дебита на изхода;
 - с червен цвят е изменението на дебита на входа;



Фиг. 6.5



Фиг. 6.6



Фиг. 6.7

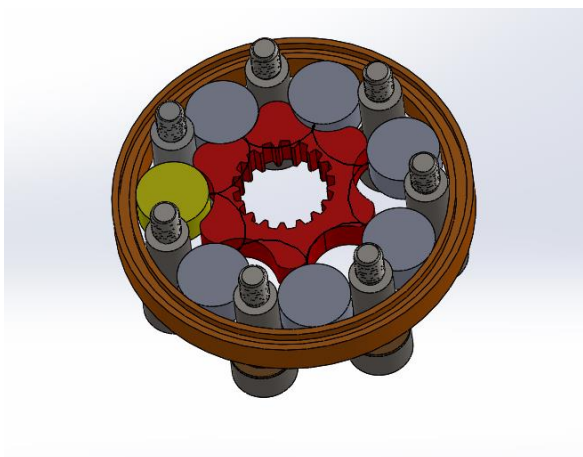
Използвайки компютърната симулация може да се оптимизират колебанията на въртящия момент, или чрез изменение на профила или чрез промяна на броя на зъбите на зъбната двойка.

Друг тип симулации могат да бъдат направени с помощта на модула Motion с параметри:

- време – 1 sec;
- ъгъл на завъртане – 360° .

На фиг.6.8 е показана новопроектираната зъбна двойка, оформена от гривната, пасватите болтове, ролките и ротора.

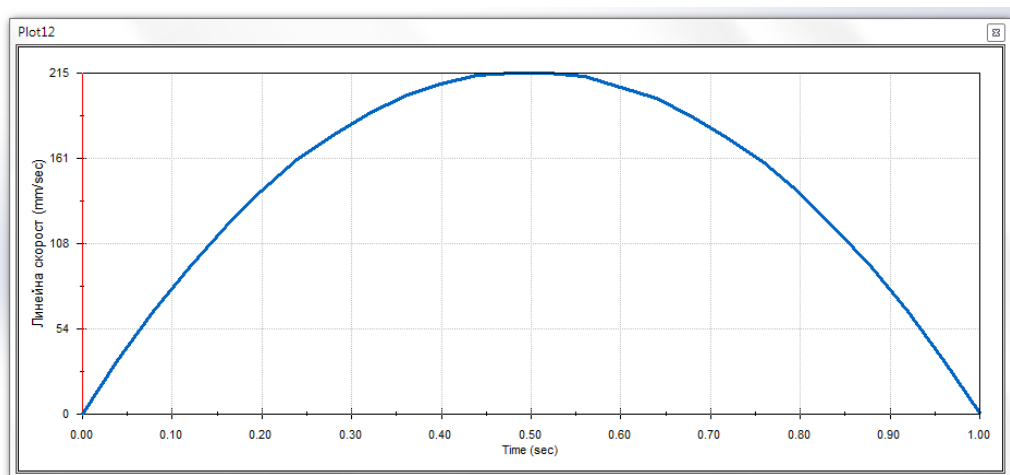
Кривата представя траекторията на точка от ротора. Точката за която е построена траекторията е точката на контакт между ротора и ролката. Чрез тази траектория може да се провери, че няма колизии между ротора и ролките.



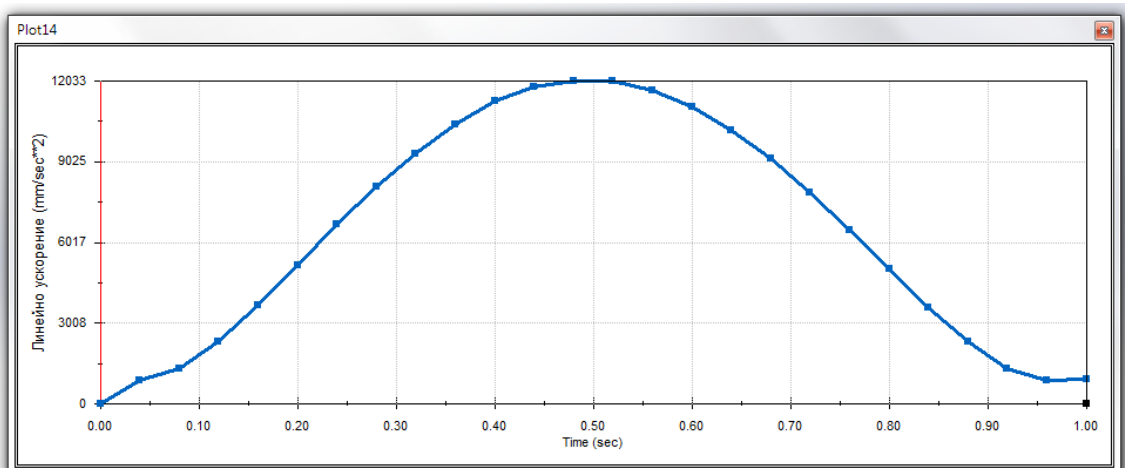
Фиг. 6.8

На фиг. 6.9 до фиг. 6.11 са показана част от възможните кинематични изследвания, които могат да бъдат направени чрез модула Motion на програмата SolidWorks, които са:

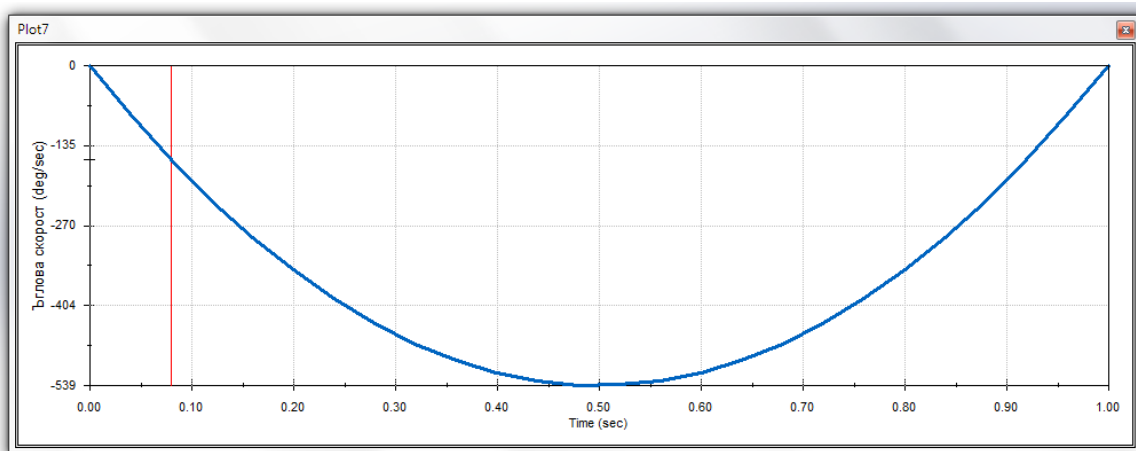
- фиг. 6.9 – линейната скорост на точка от ротора;
- фиг. 6.10 – линейната ускорение на точка от ротора;
- фиг. 6.11 – ъгловата скорост на точка от ротора;



Фиг. 6.10



Фиг. 6.11



Фиг. 6.12

Изводи от глава шеста

Въз основа на анализа на графиките показаните на фигурите могат да се направят следните изводи:

- ъгловата скорост и ускорение на ротора преминават от нула и достигат максимум. Това се дължи на факта, че ротора изпълнява сложно движение, което се състои в две ротации, веднъж около собствената си ос и в същото време по ос, която е изместена на разстояние равно на ексцентрицитета. В точката, когато скоростта и ускорение са равни на нула, се извършва смяна на посока на движение. В тази точка има контакт на вдлъбната част на ротора със статора.
- центърът на тежестта на ротора също има колебания, които обославят и вибрациите на хидромотора.
- Използвайки компютърната симулация е възможно да се изследва изменение на налягането в зъбната двойка като по този начин се подобрява работата и ефективността.
- С получените резултати ще могат да се намалят колебанията във въртящия момент, които се получава от така проектирания героторен хидромотор.

ГЛАВА СЕДМА: ИЗРАБОТВАНЕ НА НОВОПРОЕКТИРАНАТА ЗЪБНА ДВОЙКА И ПРИСЪЕДИНЯВАНЕТО ѝ КЪМ СЪЩЕСТВУВАЩ ХИДРОМОТОР.

След като беше проектирана и направена компютърна симулация на нова зъбна двойка се пристъпи към изработване на всички детайли.

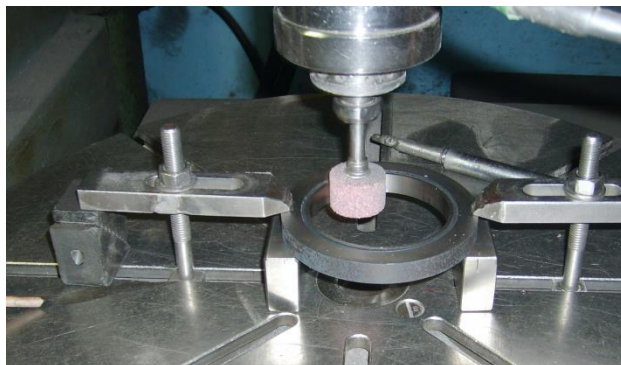
В настоящата глава ще бъдат представени само част от операциите, необходими за изработването на възела за присъединяване към съществуващ хидромотор, произвеждан от фирма „М+С Хидравлик“, гр. Казанлък, показан на фиг. 3.1

При едно бъдещо производство, пасваните болтове и ролките могат да бъдат закупвани готови, защото те са подбрани да бъдат стандартни.

За всички детайли се използва стомана 1.2080 защото може да бъде закалявана до 62÷65 HRC и има много добри износоустойчиви характеристики.

За гривна е използвана цилиндрична заготовка, която първоначално е обработена на струг. Изработени са каналите за „о“ пръстените. След закалка, вътрешния отвор се дообработен на координатшлайф машина. Това е необходимо, защото ако се обработи на шлайф машина, можеше да се получи грешка във формата, поради факта че закрепването на заготовката се извършва в патронник.

На фиг. 7.1 е показано установяването на гривната на координат-шлайф машина.



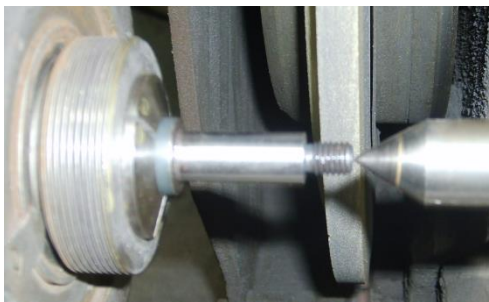
Фиг. 7.1

На Фиг. 7.2 е показано преходната плоча. След струговане на външния и вътрешния диаметри се пробиват на отворите за преминаване на пасваните болтове и отворите за преминаване на хидравличната течност. След закалка се шлайфа за достигане на необходимите размери и грапавост.



Фиг. 7.2

На фиг.7.3 е показано довършителната обработка на пасваните болтове. След струговите операции, пасваните болтове се закалиха. На обемноерозийна машина се направиха шестостени за имбосен ключ.



Фиг. 7.3

На фиг.7.4 е показана заготовката от която бяха нарязани ролките на нишкова ерозийна машина.



Фиг. 7.4

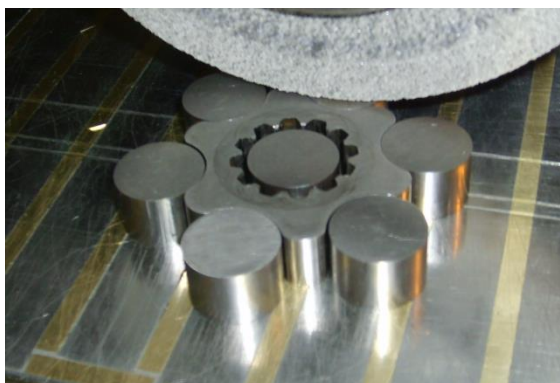
На фиг.7.5 е показано шлифването на гривната, ролките и ротора. Чрез тази операция се постигат еднакви размери на всички детайли.



Фиг. 7.5

На фиг. 7.6 е показано шлифването на ротора и ролките. Целта на тази операция е :

- роторът да бъде с 0.05 мм по-малък за да не трие в капака или преходната плоча при въртенето си;
- при въртенето си, зъбите на роторът контактуват с ролките. Намалени с 0.05мм те се превъртат, като по този начин се намалява триенето между ролката и ротора. По този начин се увеличава ресурса на зъбната двойка.



Фиг. 7.6

Изводи от глава седма.

Изработена е новия възел и е присъединен към тялото на съществуващ хидромотор произвеждан от фирма „М+С Хидравлик“ АД, гр. Казанлък, което показва, че направената теоретична постановка е изпълнима.

ГЛАВА ОСМА: ИЗПИТАНИЯ НА ПРЕДЛАГАНАТА ЗЪБНА ДВОЙКА

Изпитанията се проведеха в уникалната за България изпитателна лаборатория на „М+С Хидравлик“ АД – Казанлък. Тя извърша изпитания и на хидромотори, произведени в Германия и Италия.

В лабораторията могат да се извършват следните тестове:

- развъртане на хидромотора за 60 000 msec с цел проверка на загуби породени от течове. Тези течове на хидравлична течност могат да бъдат както радиални така и аксиални;
- развъртане на хидромотора при различни налягания и за по дълък период от време. При тези изпитания се снемат характеристиките на хидромотора;
- изпитания за надежност. При него хидромотора се оставя да работи денонощно так се замерват температурата на загряване на хидромотора, акто се симулира продължителна работа.
- Измерване на максималната и минималната скорост на въртене на хидромотора.

Определянето на обема е важно, за да се направят сравнение на получените резултати с тези от произвеждан от фирма „М+С Хидравлик“ ООД, гр. Казанлък, хидромотор.

За се определи обема на изпитвания хидромотор се използва следната формула:

$$q = \frac{Q n}{1000}, [cm^3] \quad (8.1)$$

където:

- Q – дебит[l/min];
- q – обема на хидромотора;
- n – обороти на хидромотора.

На фиг.8.1 е показан сглобеният хидромотор и измерване на оборотите, с който той се върти при известен дебит на помпата. Това позволява да се определи действителната кубатура на хидромотора, отчитайки вътрешните загуби в конструкцията му.



Фиг. 8.1

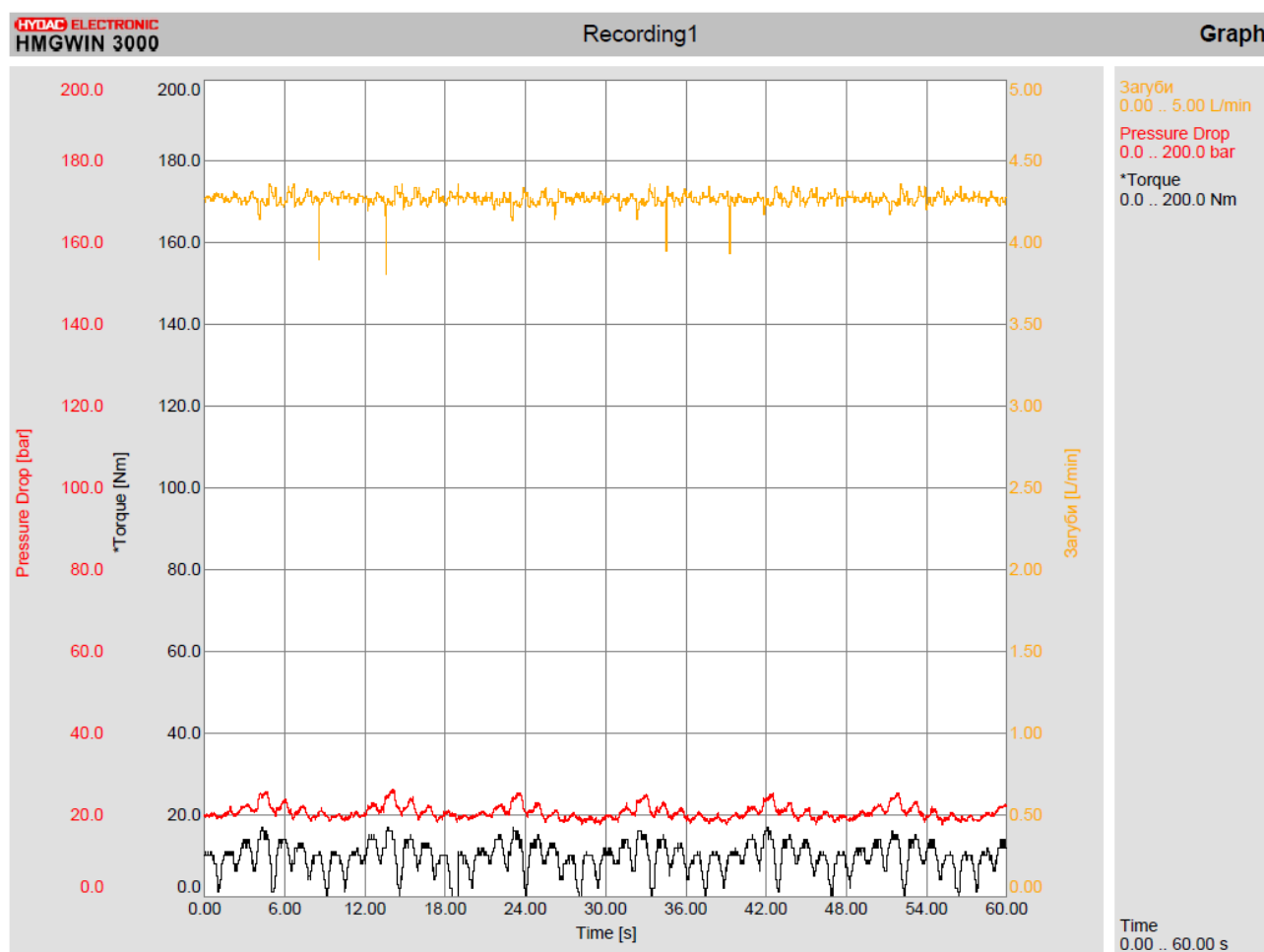
На фиг.8.2 е показано хидромотора установен на стенда за провеждане на изпитанията. Стенда позволява автоматичен запис на въртящ момент, загубите и пада на налягането в хидромотора. Като се реверсира движението на хидромотора, се проверява дали са еднакви параметрите и двете посоки на въртене.



Фиг.8.2

Резултатите от изпитанията са направени по заводската нормала N02.009, във фирма „М+С Хидравлик“ АД – Казанлък, са показани на фигурите по-долу.

От показаната диаграма на фиг.8.3 се вижда, че течовете са преобладаващи. Това се дължеше на тънкия капак и в следствие на налягането създавано от хидравличната помпа, той се деформира.

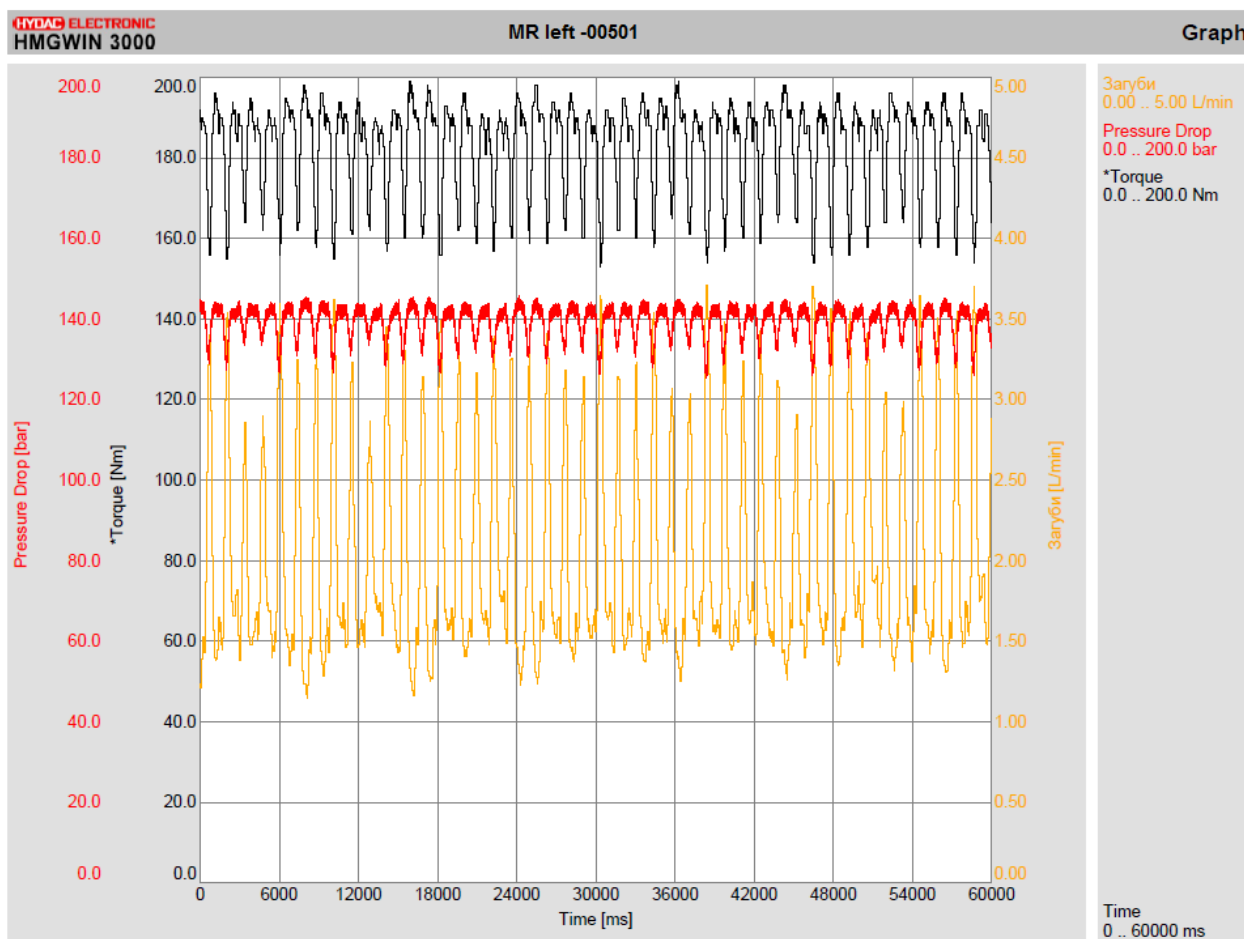


Фиг. 8.3

Хидромоторът може да се ползва в машини, изискващи по-високи обороти и малки въртящи моменти – примерно за въртене на вентилаторни перки в охлаждащи системи. Това са всички приложения при които се изисква високи обороти и малък въртящ момент.

За предаване на по-голям въртящ момент, хлабините в зъбното колело и ролките трябва да са в рамките на $0.01 \text{ mm} \div 0.02 \text{ mm}$. Когато хидромоторът се ползва за предаване на въртящ момент и в същото време за спирачка, в зъбната двойка няма хлабина а стегнатост, която коствено се определя с въртене на зъбната двойка с динамометричен ключ.

На фиг.8.4 с показани диаграмите на изменението на въртящия момент, хидравличните загуби и пада на налягането в хидромотора след като беше заменена гривна. Новата гривна е с по-малък диаметър, като по този начин се постига по-голяма стегнатост.



Фиг. 8.4

Изводи от осма глава.

От изпитанията могат да се направят следните изводи:

- Така проектирана зъбна двойка, може да се използва в системи изсикващи големи обороти и малък въртящ момент;
- Чрез промяна на вътрешния диаметър на гривна може да се постигат различни хлабини между ротора и статора, като по този начин могат да се използват или като високооборотни и с малък въртящ момент или нискооборотни и голям въртящ момент;
- Предложената конструкция може да изпълнява своето предназначение, т.е. да преобразува хидравлично налягане и дебита на помпата във въртящ момент и обороти на хидромотора.

Изводи и постигнати резултати.

1. Направен е литературен обзор и анализ на съществуващите конструкции хидромотори, като са установени следните предимства и недостатъци. Предимствата:
 - пускане в работа под товар;
 - незначително изменение на въртящия момент на вала от честотата на въртене;
 - смяна на посоката на въртене (реверсивност);

- изменение на честотата на въртене в широк диапазон при достатъчно висок коефициент на полезно действие (КПД);
- малки размери;
- обратимост (работа като помпи).

Недостатъци:

- много сложна и скъпа изработка на работната зъбна двойка;
 - невъзможност за взаимозаменяемост;
2. Създадена е методика за построяването на зъбна двойка при различни входни параметри.
 - при известни габарити на работната двойка;
 - при известен брой и диаметър на ролките.
 3. Създадена е методика за дешифриране на съществуващ хидромотор.
 4. Разработена е нова конструкция на зъбната двойка за присъединяване към корпус на съществуващ хидромотор. Новата конструкция има следните предимства:
 - Премахва се необходимостта от изработването на статора със сложен профил. Това се постига като съставния статор се изработва от гивна и стандартни елементи, ролки и пасвани болтове.
 - Улеснени и с намалена себестойност ремонтни дейности по зъбната двойка като при възникнали дефекти в работната двойка се заменят само стандартните елементи.
 5. Направена е компютърна симулация на хидравличните параметри на новоразработената конструкция.
 6. Изработена е зъбна двойка за присъединяване към съществуващ хидромотор.
 7. Създадена е технология за изработването и онагледяване на прототип на зъбна двойка за присъединяване към корпуса на съществуващ хидромотор произвеждан от фирмата „М+С хидравлик“ АД, гр. Казанлък;
 8. Изпитана е новата зъбна двойка във фирма „М+С хидравлик“ АД, гр. Казанлък.

Предимства на новия хидромотор:

1. Технологичност на конструкцията, защото се използват стандартизирани елементи изграждащи статора;
2. Намаляване на производствените разходи;
3. Увеличаване на производствената гама;
4. Лесна ремонтна пригодност.

Заклучение.

На базата на изброените по горе изводи и резултати може да се направи заключението, че е изпълнена поставената цел:

1. Създадена е по-технологична за изработване зъбна двойка;
2. Създадена е възможност на производителя да разшири производствената си гама като се създават хидромотори с различно предназначение:
 - високи обороти нисък въртящ момент;
 - ниски обороти висок въртящ момент;
 - ниски обороти – спирачка;

Приноси.

Научно-приложни приноси:

1. Създадена е методика за построяването на героторна зъбна двойка при известни габарити на корпуса към който ще се присъединява;
2. Създадена е методика за построяването на героторна зъбна двойка при известен брой и диаметър на ролките;
3. Създадена е методика за дешифриране на съществуваща зъбна двойка.

Приложни приноси:

1. Разработена е нова по-технологична конструкция безсепараторна зъбна двойка за присъединяване към корпус на съществуващ хидромотор.
2. Чрез промяна на допусковото поле на ролките, пасваните болтове и размерите на ротора могат да се постигат различни хлабини като по този начин могат да се създадат хидромотори с различно предназначение:
 - високи обороти нисък въртящ момент;
 - ниски обороти висок въртящ момент;
 - ниски обороти – спирачка;
3. Ново проектираната зъбна двойка има следните предимства:
 - Съставния статор се изработва от стандартни елементи, ролки и пасвани болтове и цилиндрична по форма гривна.
 - Улеснени и с намалена себестойност ремонтни дейности по зъбната двойка като при възникнали дефекти в работната двойка се заменят само стандартните елементи.
4. Направена е компютърна симулация на хидромотора с новата зъбна двойка и са посочени предполагаемите параметри: мощност, дебит и изменение на хидравличното поле по време на работа на хидромотора;
5. Изработени са прототипи за присъединяване към корпуси на хидромотори произвеждани от фирмата „М+С хидравлик“ АД, гр. Казанлък.

Публикации по дисертационния труд.

1. Алексиев Ст., Е. Велев, “Разработване на различни видове зъбни двойки без сепаратор за хидромотори“, Сборник доклади от XXIII МНТК „АДП-2014“, Созопол, България, ISSN-1310-3946, стр. 163÷167.
2. Aleksiev S., E. Velev, “Chart analytical determination torque of gerotor hydraulic motor”, Journal of TEHNOMUS XVIII, “Stefan Cel Mare” University of Suceava, Romania, page 137.
3. Е. Велев, “Изследване на изменението на налягането в героторен хидромотор, чрез използване компютърна симулация”, Списание на технически Университет-София, Филиал Пловдив, България, ISSN-1310-8271, стр. 57÷60.

Annotation.

Over the past few decades motors began to enter more and more now in modern machines. Hydraulic motors, as is well known, they are driven by volume hydraulic machines that convert mainly potential energy (pressure) to mislead the entrance to their working fluid into mechanical energy of rotation of the baseline unit - shaft angle greater 360 ° or within 360 °. Development of gear pair is complicated and expensive. The need to improve their design and determines the timeliness of development.

The subject are the shapes of the gear pairs of gerotor motors.

The study is the change of torque hydraulic motor with the new gear pair.

Developed a new gear pair of gerotor hydraulic motor. Under the new shape the stator is replaced by rollers with standard diameters resp bracelet. This gives the following advantages of the new structure:

- removes the necessity of elaboration of the stator complex profile;
- reduced is the cost of gear pair;
- Improved ability for repairs as wear are replaced or rollers or rotors.

Perform simulations to study a newly designed hydraulic paramerite is important in order to optimize and improve its features.