



ТЕХНИЧЕСКИ УНИВЕРСИТЕТ – СОФИЯ

Филиал Пловдив

Факултет Машиностроене и уредостроене

Катедра Машиностроене и уредостроене

Маг. инж. Асен Димитров Вергов

**ИЗСЛЕДВАНЕ НА ИМПУЛСНИ ВАРИАТОРИ С ЛОСТОВИ
МЕХАНИЗМИ**

А В Т О Р Е Ф Е Р А Т

на дисертация за придобиване на образователна и научна степен
"ДОКТОР"

Област: 5. Технически науки

Професионално направление: 5.1. Машинно инженерство

Научна специалност: (02. 01. 04.) Теория на механизмите машините и
автоматичните линии

Научни ръководители:

Доц. д-р инж. Милчо Ташев

Доц. д-р инж. Пепо Йорданов

ПЛОВДИВ, 2018 г.

Дисертационният труд е обсъден и насочен за защита от Катедрения съвет на катедра „МУ“ към Факултет „ФМУ“ на ТУ-София филиал Пловдив на редовно заседание, проведено на 19.03.2018 г.

Публичната защита на дисертационния труд ще се състои на 10.07.2018 г. от 15,00 часа в лекционна зала №4425 на ТУ-София филиал Пловдив на открито заседание на научното жури, определено със заповед № ОЖ-101 / 29.03.2018 г. на Ректора на ТУ-София в състав:

1. Проф. д-р инж. Вълчо Николов – председател
2. Доц. д-р инж. Милчо Ташев – научен секретар
3. Проф. д-р инж. Васил Златанов
4. Доц. д-р инж. Калоян Ангелов
5. Доц. д-р инж. Марин Памукчиев

Рецензенти:

1. Проф. д-р инж. Васил Златанов
2. Доц. д-р инж. Марин Памукчиев

Материалите по защитата са на разположение на интересуващите се в канцеларията на Факултет „ФМУ“ на ТУ-София филиал Пловдив, корпус №4, кабинет № 4239.

Дисертантът е в самостоятелна форма на обучение към катедра „МУ“ на факултет „ФМУ“. Изследванията по дисертационната разработка са направени от автора, като някои от тях са подкрепени от научноизследователски проекти.

Автор: маг. инж. Асен Вергов

Заглавие: Изследване на Изследване на импулсни вариатори с лостови механизми

I. ОБЩА ХАРАКТЕРИСТИКА НА ДИСЕРТАЦИОННИЯ ТРУД

Актуалност на проблема

Научната и изследователска дейност свързана с механичните импулсни предавки (МИП), непрекъснато се развива в цял свят. Известни са разработки на проекти и докторантски тези в области: в които се използва мускулната сила на човека (велосипеди, веломобили, велорикши, колички за инвалиди, тренажори и др.); при добив на енергия от възобновяеми енергийни източници; при технологични машини изискващи много големи предавателни отношения и променливи предавателни отношения в рамките на един цикъл, също и където е необходимо голям диапазон на регулиране; в автомобилостроенето все още се търсят подходящи конструкции на трансмисии, включително и МИП; - в системи за акумулиране на енергия в кинетични акумулатори.

Въпросът относно голямата неравномерност на изходната скорост на МИП е от голяма важност при повечето им приложения, а въпросът с динамичните натоварвания в момента на заклиняване (зацепване) на механизма със свободен ход (МСХ) е важен за всички импулсни предавки, заради късият експлоатационен живот на това звено.

Цел на дисертационния труд, основни задачи и методи за изследване

Целта на настоящата работа е да се изследват аналитично и виртуално различни схемни решения, и експериментално изследване на ново схемно решение на импулсен вариатор.

От тази цел произтичат следните основни задачи:

1. Проучване в литературните източници различните видове предавки, в частност импулсни предавки;
2. Анализ и оценка на различни схемни решения за импулсни предавки;
3. Аналитично изследване на избрани импулсни предавки;
4. Моделно изследване на избрани импулсни предавки в среда на CAD/CAE система;
5. Анализ на получените резултати;
6. Проектиране на експериментален стенд.
7. Изработка на експериментален стенд.
8. Експериментално изследване върху реален стенд.
9. Сравнение на получените резултати.

Научна новост

Създадена е методика за оценка възможността на МИП за работа в режим на вариатор при моделен анализ в CAD/CAE система. Предложен е нов

интегрален коефициент за оценка на неравномерността на МИП. Предложен е нов интегрален коефициент за оценка на равномерността на МИП. Разработен е показател характеризиращ разположението на екстремните стойности на скоростта на изхода при импулсни предавки. Разработен е показател характеризиращ запълването на зоната между екстремалните стойности на скоростта на изхода при импулсни предавки.

Практическа приложимост

Проектиран и изработен е лабораторен стенд на вариаторна МИП, с възможност за използване в други аналогични случаи.

Проектиран и изработен е двигателен тензодинамометричен модул. Модулът има възможност за самостоятелно използване или в други стендове за изследване на механични предавки.

Проектиран и изработен е спирачен тензодинамометричен модул. Модулът има възможност за самостоятелно използване или в други стендове за изследване на механични предавки.

Проектиран и изработен е лабораторен стенд за изследване на МСХ (виж в приложения).

По предложения модел на МИП-вариатор фиг.133, може да се проектира бутална хидравлична помпа за хранително-вкусовата промишленост, с плавно регулируем дебит, без да има необходимост от регулиране на скоростта на мотора и.

По горе посоченият модел може да се проектират дозиращи устройства с безстепенно прецизно регулиране на дозирането. Областта на приложение е в дозирането на насипни и течни стоки по обемен критерий в опаковачни линии.

Показаните кинематична схема и модел на МИП-вариатор фиг.157 и фиг.158, могат да служат като база за разработването на безстепенни скоростни предавки (включително автоматични) в строителни и селскостопански машини.

Апробация

Основни постижения и резултати от дисертационния труд са публикувани и дискутирани в:

1. Сборник доклади от XXIV Международна научно-техническа конференция „АДП-2015“, Созопол, 2015, Издателство на ТУ-София.
2. Сборник доклади от Пета международна научна конференция “Техника, технологии и системи” ТЕХСИС 2016, 2016, Пловдив, Издателство на ТУ – София Филиал ПЛОВДИВ
3. Сборник доклади от XXV Международна научно-техническа конференция „АДП-2016“, Созопол, 2016, Издателство на ТУ-София.

4. Сборник доклади от XXV Международна научно-техническа конференция „АДП-2017“, Созопол, 2017, Издателство на ТУ-София.

Публикации

Някои постижения и резултати от дисертационния труд са публикувани в 7 бр. научни статии от които 3 бр. самостоятелни. Статиите са публикувани в следните сборници:

1. Сборник доклади от XXIV Международна научно-техническа конференция „АДП-2015“, Созопол, 2015, Издателство на ТУ-София.
2. Сборник доклади от Пета международна научна конференция “Техника, технологии и системи” ТЕХСИС 2016, 2016, Пловдив, Издателство на ТУ – София Филиал ПЛОВДИВ
3. Сборник доклади от XXV Международна научно-техническа конференция „АДП-2016“, Созопол, 2016, Издателство на ТУ-София.
4. Сборник доклади от XXV Международна научно-техническа конференция „АДП-2017“, Созопол, 2017, Издателство на ТУ-София.

Структура и обем на дисертационния труд

Дисертационният труд е в обем от 129 страници, като включва въведение, 4 глави за решаване на формулираните основни задачи, списък на основните приноси, списък на публикациите по дисертацията и използвана литература. Цитирани са общо 80 литературни източници, като 3 са на латиница и 40 на кирилица, а останалите са интернет адреси. Работата включва общо 183 фигури и 16 таблици. Номерата на фигурите и таблиците в автореферата съответстват на тези в дисертационния труд.

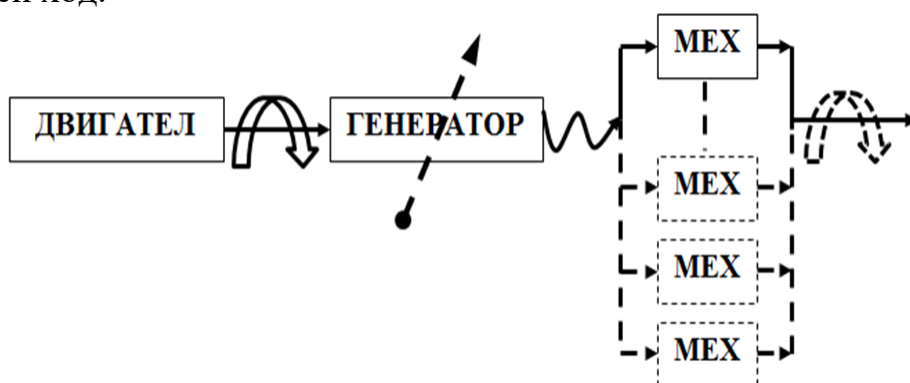
II. СЪДЪРЖАНИЕ НА ДИСЕРТАЦИОННИЯ ТРУД

ГЛАВА I. Механични импулсни предавки, импулсни вариатори

1. Механични импулсни предавки

При преобразуване на въртливо движение лостовите механични предавки са намерили ограничено приложение. Срещат се варианти на комбинирани лостово-зъбни и лостово гърбични предавки. Характерно за тези предавки е че въртеливото движение на входящия вал се преобразува в колебателно движение. Поради тази причина тези предавки се наричат още импулсни предавки (ИП) или механични импулсни предавки (МИП).

Най-кратко описание на структурата на МИП може да се направи, като в състава на предавката влиза генератор на трептения с регулируема или нерегулируема амплитуда и механизъм за еднопосочен ход (MEX), преобразуващ трептенията на водещия вал в еднопосочно пулсиращо движение на водения вал фиг.3. Както показва и името им, МИП предават въртящия момент на импулси (отделни порции). Импулсите се променят по амплитуда и продължителност във времето. Честотата на импулсите е постоянна за отделната предавка и зависи от входящата честота на въртене. МИП са пулсиращи, еднопосочни и необратими (не е възможно да се смени мястото на входа и изхода). При различна посока на въртене на входящият вал, изходящия вал винаги се върти в една и съща посока, която може да се промени, само ако се смени посоката на заклиняване на механизма за еднопосочен ход.



фиг.3 Структурата на МИП

В импулсните предавки (в това число и импулсни вариатори), за разлика от останалите известни механични предавки въртящият момент на изхода се подава под формата на периодични импулси. Това колебателно движение се трансформира в еднопосочно въртливо движение на изходящия вал. За тази цел се използват механизми със свободен ход. Един вариант на механизъм със свободен ход са еднопосочните съединители.

В [21] автора дефинира понятието импулсен механизъм. Това е механизъм, предназначен за получаване на едностранно прекъснато постъпателно или въртливо движение чрез използване на вибрации.

Имайки предвид всичко това е необходимо да се преобразува колебателното движение в еднопосочно въртливо или постъпателно движение.

До момента в редица изследвания и научни разработки са показани разнообразни конструкции на импулсни предавки [9, 10, 11, 24, 25, 26, 27, 30, 31, 38, 39 и др.] Според същите източници в конструкцията на импулсните предавки влизат генератор на колебания (преобразуващ механизъм) и механизъм със свободен ход. Характерно е, че повечето импулсни предавки са предназначени за понижаване честотата на въртене. Този извод е направен също и в [37]. Според същият източник повечето автори разглеждат генератори на колебания, преобразуващи въртливото движение на водещото звено в изходящо колебателно движение, твърдо свързано с механизъм за

свободен ход. За намаляване кинематичната неравномерност на изхода на импулсна предавка се използват дефазирани механизми и маховик. Последният акумулира и отдава енергия в определени моменти.

1.2. Преобразуващ механизъм

Механизмът за преобразуване на въртеливото движение на входящият вал в колебателно движение на звено (свързано с еднопосочен съединител) се нарича преобразуващ механизъм [30]. В същият източник авторът класифицира преобразуващите механизми на лостови, зъбно-лостови и гърбични механизми. Според същият източник известни са и механизми с хидравлично или електрическо действие. Последните се класифицират като „други“. На фиг.4 е показана класификация според типа на преобразуващият механизъм.



фиг.4 Класификация според типа на преобразуващият механизъм

1.2.1. Лостови преобразуващи механизми

Лостови импулсни механизми са такива, в чиято структура влизат само лостови механизми и при завъртане на входящото звено на 360° , изходящото извършва възвратно постъпателно или възвратно въртливо движение.

1.2.2. Гърбични механизми

Гърбичните механизми се използват от древността. Разделят се на две големи групи – равнинни и пространствени.

Зъбно-лостови механизми

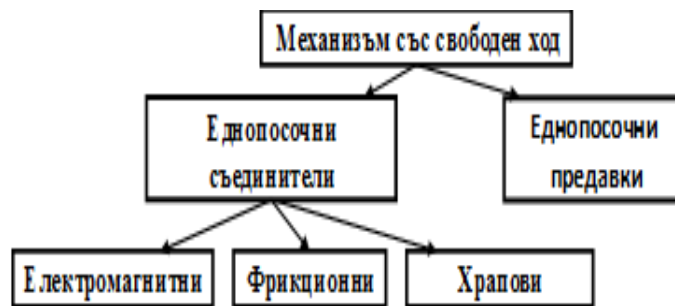
Под зъбно-лостови механизми (в някои публикации се използва термина лостово-зъбен механизъм или предавка) се разбира механизъм (предавка) в чиято структура влизат лостови и зъбни механизми.

1.2.3. Други преобразуващи механизми

Както беше вече споменато известни са също и механизми с хидравлично или електрическо действие. Последните тук са възприети под общо название „други“.

1.3. Механизъм със свободен ход

Механизмът със свободен ход служи за преобразуването на знакопроменливия въртящ момент в еднопосочен. Като такива се използват еднопосочни съединители и много по-рядко предавки предаващи въртящ момент еднопосочно.



фиг.29 Класификация на механизми със свободен ход

1.3.1. Еднопосочни съединители

В импулсните предавки приложение намират еднопосочни съединители с ролки (цилиндрични или ексцентрични), зъбни (храпови), с ексцентрични пръстени, пружинни, клинови и други. Един от съществените проблеми е надеждността на еднопосочните съединители. По принципа на действие еднопосочните съединители (съединители със свободен ход) се разделят на такива използващи силите на триене (фрикционни) и съединители използващи зацепване (храпови). Принципа на действие, конструкцията и техническите възможности на еднопосочните съединители се разглеждат от много автори, в частност това е извършено и в [10, 26, 30].

Съединители използващи силите на триене

Ролкови еднопосочни съединители

Това са еднопосочните съединители получили приоритетно приложение в практиката. Използват се както цилиндрични, така и ексцентрични ролки.

Функционирането на ролковите еднопосочни съединители е свързано със заклиняване при една от посоките на движение и предаване на въртящ момент и превъртане на основните елементи на механизма без предаване на въртящ момент при въртене в противоположната посока (липсва заклиняване)

Съединители използващи зацепване

В основата на тези еднопосочни съединители лежи храповият механизъм.

Електромагнитни съединители

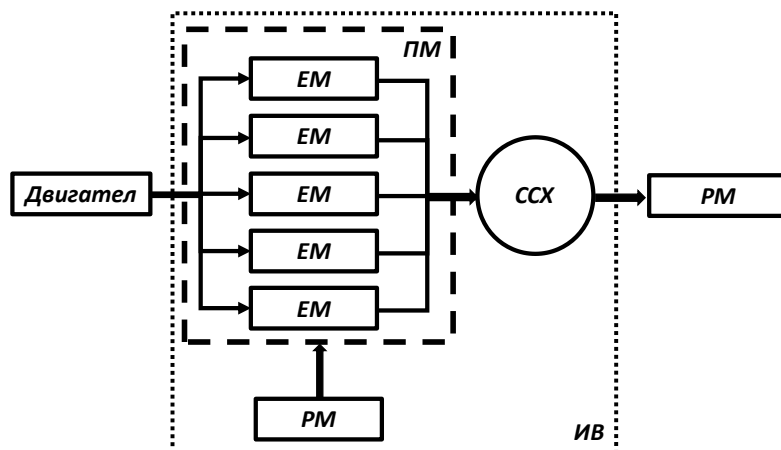
Използването на електромагнитни съединители е възможно поради факта, че същите са управляеми. При необходимост да се предаде въртящ момент се подава захранване. За тяхното управление може да се използва сензор следящ движението на дадено звено.

1.3.2. Предавки предаващи въртящ момент еднопосочно

При предавките предаващи въртящ момент еднопосочно е налице автоматично прекъсване на кинематичната верига и еднопосочно предаване на въртливо движение (момент).

2. Импулсни вариатори

В [22] автора, описва механизми на импулсни вариатори с висока товароносимост и голям жизнен ресурс. Дадени са препоръки за избора на схема и пресмятане на механизмите (преобразуващи, МСХ и регулиращи).



фиг.52 Задвижване с импулсен вариатор

2.1. Регулиращ механизъм

Предназначението на регулиращият механизъм е да се променя предавателното отношение на импулсния вариатор. Според [22], РМ включва механизма за изменения на дължината на дадено звено от ЕМ или промяна на местоположението на шарнир заедно със стойката. Оптимален обект за регулирането е водещото звено.

2.2. Разработени конструкции импулсни вариатори

Анализирани са различни конструкции МИП и изискванията към тях.

3. Цели и задачи

На базата на направеното проучване в различни информационни източници за МИП е формулирана целта на настоящата работа. Тя е да се проучат и предложат нови коефициенти и показатели за неравномерност. Да се изследват аналитично и виртуално различни схемни решения, експериментално изследване на ново схемно решение на МИП-вариатор.

От тази цел произтичат следните основни задачи:

1. Анализ и оценка на коефициенти и показатели за неравномерност;
2. Предложение за нови коефициенти и показатели за неравномерност и сравнение с известните;
3. Анализ и оценка на различни схемни решения за импулсни предавки;
4. Аналитично изследване на избрани импулсни предавки;
5. Моделно изследване на избрани импулсни предавки в среда на CAD/CAE система;
6. Анализ на получените резултати;

7. Проектиране на експериментален стенд.
8. Изработка на експериментален стенд.
9. Експериментално изследване върху реален стенд.
10. Сравнение на получените резултати.

ГЛАВА II. Неравномерност при движение на механизми

Разгледани са понятия и показатели за неравномерност при движение. Дефинирани са предложения за нови коефициенти и показатели за неравномерност и същите са сравнени с известните. Част от дадените в тази част материали се базира на [7], и е неразделна част от задачата за предложение за нови коефициенти и показатели за неравномерност и сравнение с известните.

1. Общи сведения

Работата на механизмите е свързана с механично движение на подвижните звена. Наличието на движение обуславя и наличие на кинетична енергия. При развъртане на даден механизъм кинетичната енергия расте, достига определено ниво и намалява до нула при спиране. Ако се наблюдава монотонно нарастване или намаляване на кинетичната енергия, то механизмът се намира в преходен режим. Ако кинетичната енергия се изменя периодично или е постоянна, налице е установен (стационарен) режим.

Практически скоростта на водещото звено на даден механизъм, при установено движение е променлива величина във времето. Това води до наличие на колебания в скоростите на всички звена от кинематичната верига.

1.1. Периодични колебания на скоростта

Периодични колебания на скоростта на механизма се наричат такива колебания, при които скоростите на всички звена от механизма имат напълно определена цикличност във времето. Поради това през определен период скоростите приемат своите първоначални стойности.

1.2. Непериодични колебания на скоростта

Освен периодичните колебания на скоростите, в механизма може да възникнат и неперидични колебания, причинени от различни причини, като внезапна промяна в полезни или вредни съпротивления, включване в механизма на допълнителни маси и други. Тези колебания на скоростите в някои случаи нямат определена цикличност и се наричат неперидични.

1.3. Средна скорост

За изучаването на периодичните колебания на скоростта по време на установено движение на механизма автора [7] използва понятието средна скорост на началното звено и времето за един цикъл на началното звено.

Действителната средна скорост $(v_{\text{ср}})_\text{д}$ е скоростта на такова равномерно движение, при което началното звено извършва един цикъл за време t (6).

$$(v_{cp})_d = \frac{S}{\int_{S_i}^{S_k} \frac{dS}{v}} \quad (6)$$

Артоболевский и други автори предлагат действителната средна скорост $(v_{cp})_d$ да се замени със средна скорост за един цикъл v_{cp} (7).

$$v_{cp} \approx \frac{v_{max} + v_{min}}{2} \quad (7)$$

За механизми с малка неравномерност на движение получените резултати за $(v_{cp})_d$ и v_{cp} са много близки и затова в този случай се препоръчва използването на определената по (7) средна скорост.

1.4. Коефициент на неравномерност

Показатели за кинематичната неравномерност при импулсни предавки

В публикацията-[42], авторът е представил оценка на кинематичната неравномерност на изхода на импулсна предавка.

Дефинирани са следните показатели за кинематичната неравномерност:

- разлика между максимална и минимална стойност на моментната изходяща ъглова скорост $\Delta\omega_{изх}$;
- средна изходяща скорост $\omega_{изхср}$ (определя се като средно аритметично на максималната и минималната стойност на моментната изходяща ъглова скорост $\omega_{изх}$);
- разликата между максималната и минималната стойност на моментното предавателно отношение;
- относителната кинематична неравномерност представлява отношението на $\Delta\omega_{изх}$ към средната ъглова скорост $\omega_{изхср}$;
- максималната стойност на изменението на моментното предавателното отношение;
- отношението на $\Delta\omega_{изх}$ към $\omega_{изхср}$, наречено относителна кинематична неравномерност;
- отношението на големината на максималното ускорение, отнесено към средната скорост, като това съотношение е наречено кинематичен коефициент на изменение на изходящата скорост.

2. Интегрален показател за кинематична неравномерност при импулсни предавки

В резултат на направеното проучване и анализ се предлага нов вариант за определяне кинематичната неравномерност при импулсни предавки. За да се различава от представените варианти до момента е наречен интегрален коефициент на неравномерност - $\delta_{инт}$.

В най-общия случай законът на движение на изходящото звено е във вида показан със зависимост (25).

$$\psi = \psi(\varphi) \quad (25)$$

Предлага се интегралният коефициент на неравномерност - $\delta_{\text{инт}}$ да се определя от зависимост (27).

$$\delta_{\text{инт}} = \frac{F_{\text{max}} - F_{\text{fun}}}{F_{\text{max}}} \quad (27)$$

По аналогия може да бъде дефиниран и интегрален коефициент на равномерност $\rho_{\text{инт}}$, който се определя с помощта на (28).

$$\rho_{\text{инт}} = \frac{F_{\text{fun}}}{F_{\text{max}}} \quad (28)$$

Между двата коефициента съществува връзка. Два варианта на връзките между двата коефициента са показани със зависимости (30) и (31).

$$\delta_{\text{инт}} = 1 - \rho_{\text{инт}} \quad (30)$$

$$\rho_{\text{инт}} = 1 - \delta_{\text{инт}} \quad (31)$$

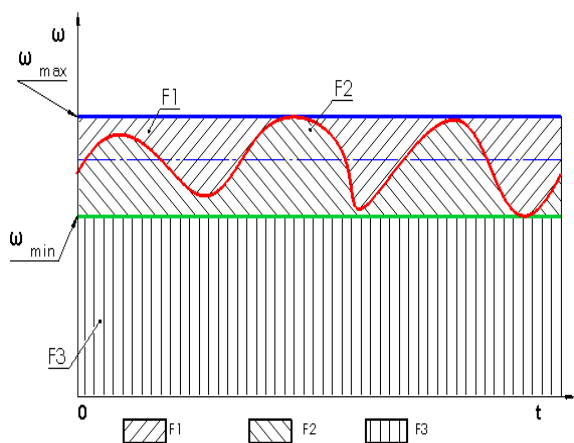
Определянето на площта означена с F_{fun} ограничена от горе от графиката на функцията $\omega'(\varphi)$ за един период, от долу от абсцисата φ , от ляво и дясно от вертикални прави минаващи през началото и края на един цикъл, става при интегриране на функцията $\omega'(\varphi)$ за един период, както е показано с (35).

$$F_{\text{fun}} = \int_0^{\varphi_{\text{цикл}}} \omega'(\varphi) d\varphi \quad (35)$$

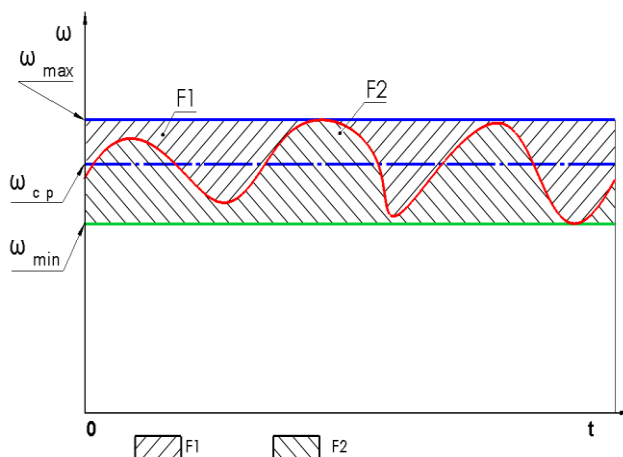
Определянето на площта означена с F_{max} ограничена от горе от права, от долу от абсцисата φ , от ляво и дясно от вертикални прави минаващи през началото и края на един цикъл, става както се определя площ на правоъгълник. За целта трябва да бъде определена стойността на $\omega'(\varphi)_{\text{max}}$.

3. Показател характеризиращ разположението на екстремните стойности на скоростта на изхода при импулсни предавки

На фиг.81 е показана диаграма на изходящата ъглова скорост за един примерен вариант. Зоната на колебания е ограничена от две успоредни хоризонтални прави допирателни към екстремалните стойности. Площта между тези две прави е сума между две площи, а именно площта F1 и площта F2. Площта F1 е заключена между правата минаваща през максималната стойност и самата крива. Площта F2 е заключена между правата минаваща през минималната стойност и самата крива.



фиг.81 Характерни площи



фиг.82 Характерни площи за определяне на k_s

Като показател характеризиращ разположението на екстремалните стойности на скоростта на изхода при импулсни предавки може да се използва отношението дадено с зависимост (36), която дава съотношението между зоната на колебанията и постоянната съставляваща (зона F3).

$$k_e = \frac{F_1 + F_2}{F_3} \quad (36)$$

Като друг вариант може да се използва зависимост (37), която дава съотношението между зоната на колебанията и цялата площ на определена от зоната на колебания ($F_1 + F_2$) и постоянната съставляваща (зона F3).

$$k'_e = \frac{F_1 + F_2}{F_1 + F_2 + F_3} \quad (37)$$

4. Показател характеризиращ запълването на зоната между екстремалните стойности на скоростта на изхода при импулсни предавки

Интерес представлява относителното положение на средната изходяща скорост в зоната на колебания. Зависимост (38), дава съотношението между запълнената част от зоната на колебания (зона F2) и цялата площ на тази зона (площта на зоната на колебанията е определена от сумата $F_1 + F_2$). На фиг.82 са показани характерни площи използвани за определяне на k_s .

$$k_s = \frac{F_2}{F_1 + F_2} \quad (38)$$

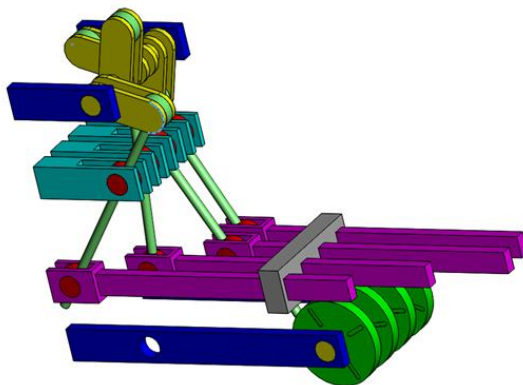
При близки стойности на двете площи показателят k_s клони към 0.5, при което средната изходяща скорост се намира по средата между максималната и минималната изходяща скорост.

$$k_e = \frac{F_1 + F_2}{F_3}$$

ГЛАВА III. Изследване на механизми на различни МИП

1. МИП с успоредни геометрични оси

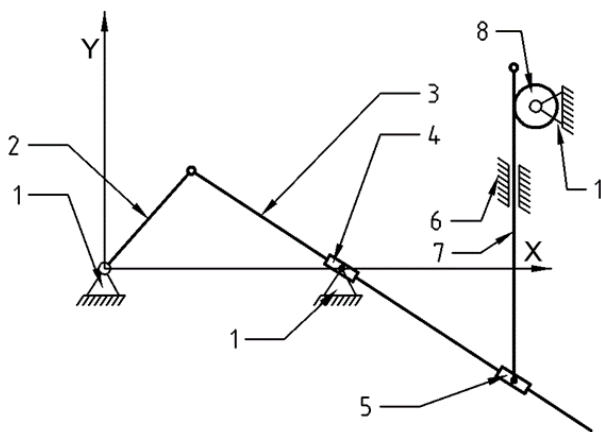
При преобразуването на въртливо движение във въртливо лостовите механични предавки са намерили известно, но ограничено приложение. На фиг.83 е показан модел на една комбинирана лостово зъбна предавка, с успоредни геометрични оси на входящия и изходящия валове.



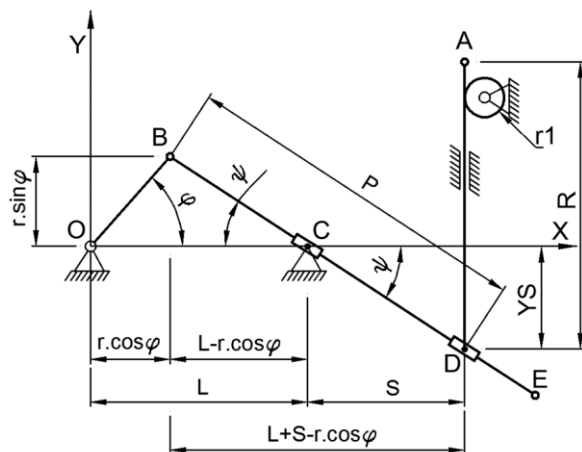
фиг.83 Модел на лостово-зъбна предавка

Целта на този кинематичен анализ е аналитично и моделно да се определи моментната стойност на изходящата ъглова скорост и моментната стойност на предавателното отношение. Механизма е изграден от четири секции. При аналитичното изследване е разгледана само една секция. След това получените резултати се прилагат за различен брой секции, например две и/или четири, равномерно дефазирани.

Апроксимацията, която е с възможност за приложение в среда на CAD/CAE система, на изследвания МИП е показана на фиг.84.



фиг.84 Кинематична схема



фиг.85 Помощна геометрична схема

На фиг.84 с 1 са обозначени стойките, с 2 коляно, с 3 мотовилка, с 4 и 5 плъзгачи, с 6 направляваща, с 7 зъбна рейка и с 8 цилиндрично зъбно колело.

За апроксимирания зъбно-лостов механизъм са определени аналитично и в среда на CAE система:

- моментната стойност на изходящата ъглова скорост;
- скоростта на звеното 7 по ос Y.
- моментната стойност на предавателното отношение.

1.1. Аналитично решение на задачата

За решението на задачата се използват методите на аналитичната геометрия. Направена е помощната геометрична схема, показана на фиг.85.

Изведен е закона за движение на точка D (56).

$$YS(\varphi) = S \cdot \frac{r \cdot \sin(\varphi)}{L - r \cdot \cos(\varphi)} \quad (56)$$

Диференцира се зависимостта (56), спрямо променливата φ и се получава зависимостта (57), която е първа преводна функция на точка D.

$$VS(\varphi) = \frac{dYS(\varphi)}{d\varphi} = \frac{S \cdot r \cdot \cos(\varphi)}{L - r \cdot \cos(\varphi)} - \frac{S \cdot r^2 \cdot \sin^2(\varphi)}{(L - r \cdot \cos(\varphi))^2} \quad (57)$$

Определена е моментната скорост на звеното 7 (59).

$$V_A = V_D = VS(\varphi) \cdot \omega_1 \quad (59)$$

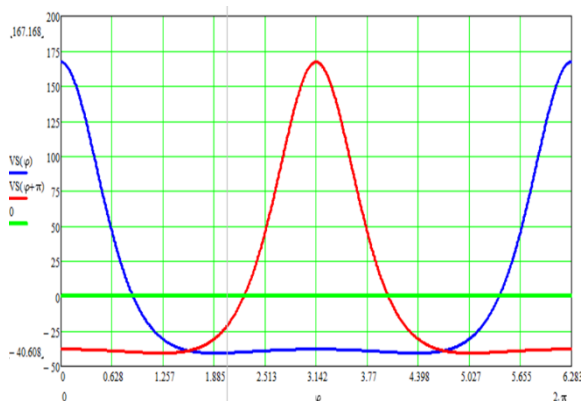
Ъгловата скорост на звеното 8 се определя от зависимост (60). Моментната стойност на предавателното отношение $i(\varphi)$ се определя от (61).

$$\omega_2 = V_A \cdot r_1 \quad (60)$$

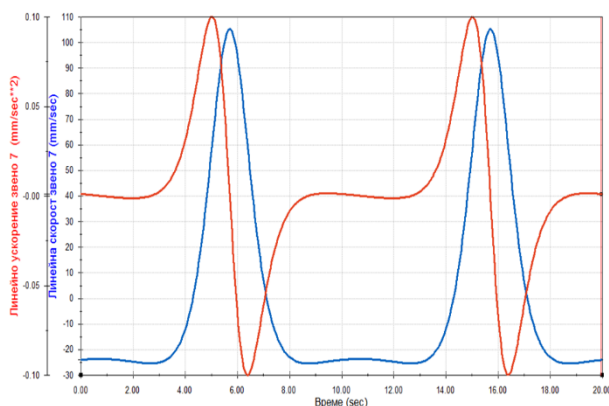
$$i(\varphi) = \frac{\omega_2}{\omega_1} \quad (61)$$

Изведената зависимост (61) дава представа за изменението на предавателното отношение в зависимост от положението на водещото звено. Вижда се, че предавателното число е променлива величина.

В среда на Mathcad е изследван вариант на разглежданата предавка. На фиг.86 са показани получените графики за $VS(\varphi)$ и $VS(\varphi+\pi)$, чрез които може да се придобие представа за изменението стойността на скоростта на звено 7. На фиг.87 са показани получените графики за линейната скорост и ускорение на звено 7.



фиг.86 Графична визуализация в среда на Mathcad



фиг.87 Графична визуализация в среда на Mathcad

Целта на това изследване е да се определи коефициента на интегрална неравномерност и равномерност.

1.1.2. Изследване в режим вариатор при задаване съотношението BC/CD

Направеното до момента изследване е в режим на работа вариатор, при променлив параметър L . При работа се променя мястото на точка C , като размерите на механизма остават постоянни. Положението на точката C се определя от размера L . За работа в режим на вариатор е от значение съотношението BC/CD , което оказва влияние върху моментното предавателно число.

Изпълнено е решение в среда на MathCad при следните входни параметри:

$$r:=50$$

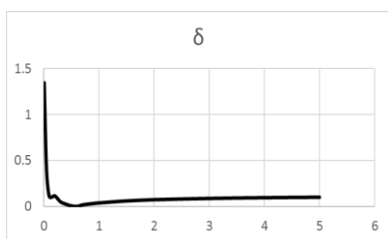
$$\omega_1:=6$$

$$LS:=0.177$$

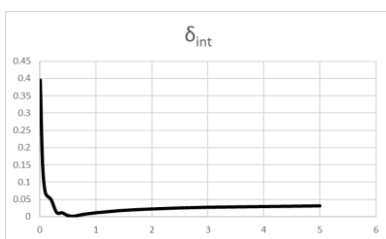
$$X:=1$$

$$r_2:=0.05$$

Резултатите от направеният числов експеримент са показани под формата на диаграми - фиг.123, фиг.124 и фиг.125.



фиг.123 Диаграма δ -X



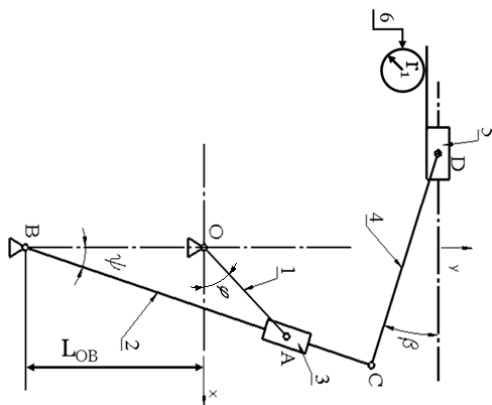
фиг.124 Диаграма δ_{int} -X



фиг.125 Диаграма ρ_{int} -X

1.2. МИП на базата на симетричен кулисен механизъм

На фиг.126 е показана кинематичната схема на МИП на базата на симетричен кулисен механизъм. Звено 1 е водещото звено. С 2 е обозначена кулисата, с 3 плъзгач предаващ движението от звено 1 към звено 2. Позиция 4 е мотовилка свързана с плъзгач позиция 5, движещ се по направляваща показана символно с осева линия. Към плъзгача е закрепена зъбна рейка, предаваща движение на зъбно колело позиция 6. Зъбно колело 6 извършва възвратно ротационно движение. На вала на зъбното колело е монтиран еднопосочен съединител, предаващ движението само в една посока.



фиг.126 МИП на базата на симетричен кулисен механизъм

1.4.1. Аналитично изследване

Изведена е зависимост (69) от която се определя координатата X на точка D , във функция на ъгъл φ .

$$X_D(\varphi) = X_C(\varphi) - L_{CD} \cdot \cos(\beta(\varphi)) \quad (69)$$

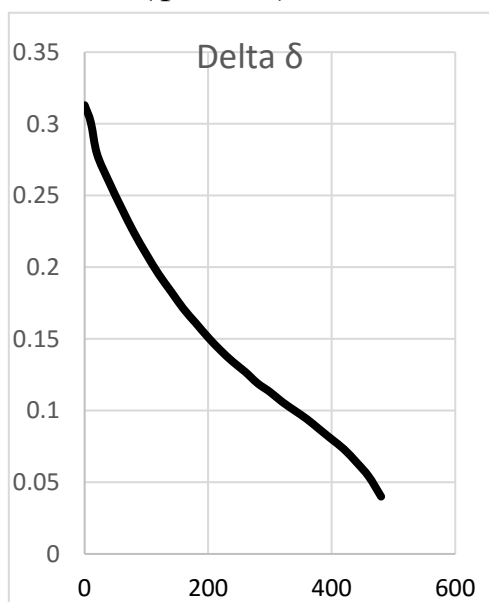
Първата и втората преводна функция за точка D са определени при диференциране на (69).

$$V_D(\varphi) = \frac{dX_D(\varphi)}{d\varphi} \quad (70)$$

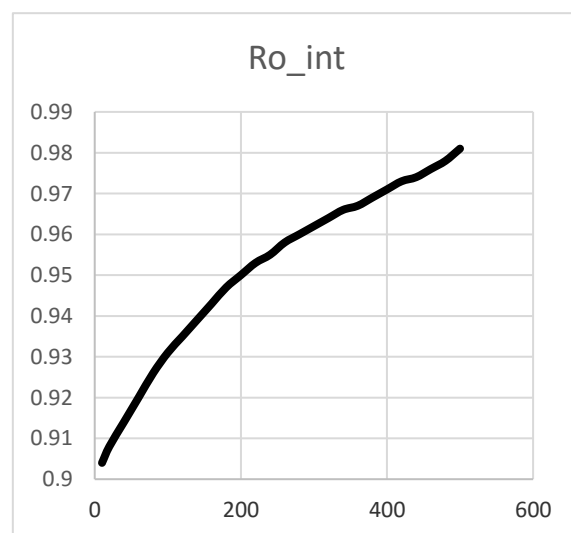
$$\varepsilon_D(\varphi) = \frac{d^2X_D(\varphi)}{d\varphi^2} \quad (71)$$

1.4.2 Изследване в режим вариатор с променлив параметър r

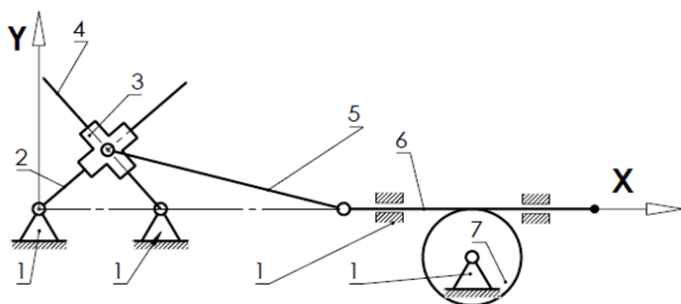
Изследването е в режим на работа вариатор, при което променлив параметър е размерът $r = L_{oa}$. Същият се променя с дискретни стойности в интервала от 0 до 520 mm. Избраните дискретни стойности за r са 60, 80, 100, 110, 120, 130, 140, 150, 160 и 170 mm. За останалите размери са приети следните стойности: $r_1=100$ mm; $L_{ob}=700$ mm; $L_{bc}=1500$ mm; $Y_D=800$ mm, $L_{cd}=500$ mm (фиг.126). Входящата ъглова скорост е $\omega_1 = 1.04719755 \text{ rad.s}^{-1}$.



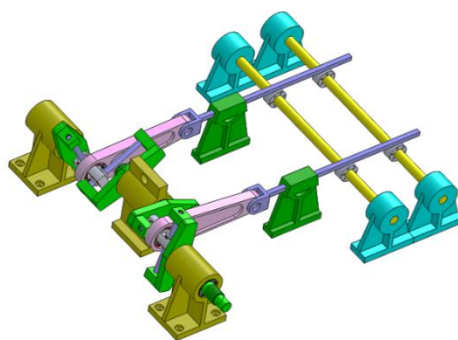
фиг.127



фиг.128



фиг.133 Кинематична схема



фиг.134 Модел на лостово-зъбна предавка

На фиг.133 с 1 са обозначени стойките, с 2 и 4 съответно ляв и десен лост, с 3 кръстатата кулиса, с 5 мотовилка, с 6 зъбна рейка, с 7 цилиндрично

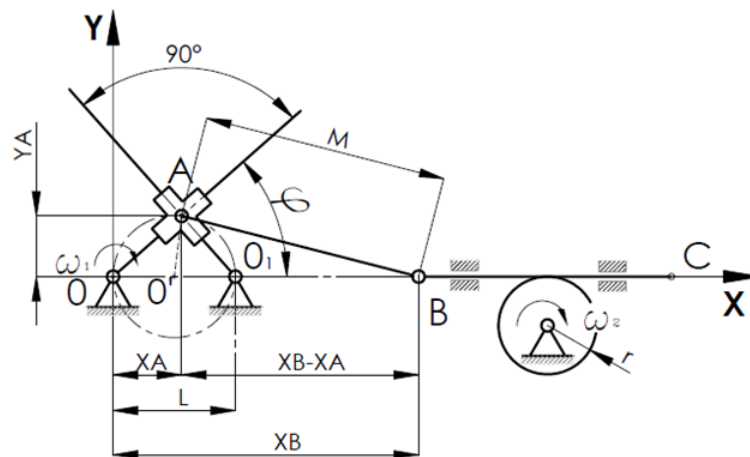
зъбно колело. Променяйки L (фиг.135) се променят изходящите кинематични параметри и механизма може да работи като вариатор на базата на МИП.

На фиг.134 е показан модел изграден на база на модифицираният механизъм. Целта е аналитично да се определи моментната стойност на изходящите кинематични параметри (скорост и ускорения):

- моментната стойност на координатата X на точка B ;
- моментната стойност на изходящата ъглова скорост;
- скоростта на звеното 6 по ос X .
- моментната стойност на предавателното отношение.

1.5.1. Аналитично решение на задачата

За решението на задачата се използват методите на аналитичната геометрия. За целта е направена помощна геометрична схема, показана на фиг.135, която е свързана с едно произволно положение на апроксимирания механизъм.



фиг.135 Помощна геометрична схема

Изведена е функцията на закона за движение $XB(\varphi)$ – зависимост (78).

$$XB(\varphi) = \sqrt{M^2 - \left(\frac{L \sin 2\varphi}{2}\right)^2} + L \cos^2 \varphi \quad (78)$$

Получена е зависимостта (79), която е първа преводна функция на точка B .

$$VB(\varphi) = \frac{dXB(\varphi)}{d\varphi} = -\frac{L^2 \sin 4\varphi}{4\sqrt{M^2 - \frac{L^2 \sin^2 4\varphi}{4}}} - L \sin 2\varphi \quad (79)$$

След математическа обработка е изведена зависимост (81), която определя моментната скорост на звеното 6.

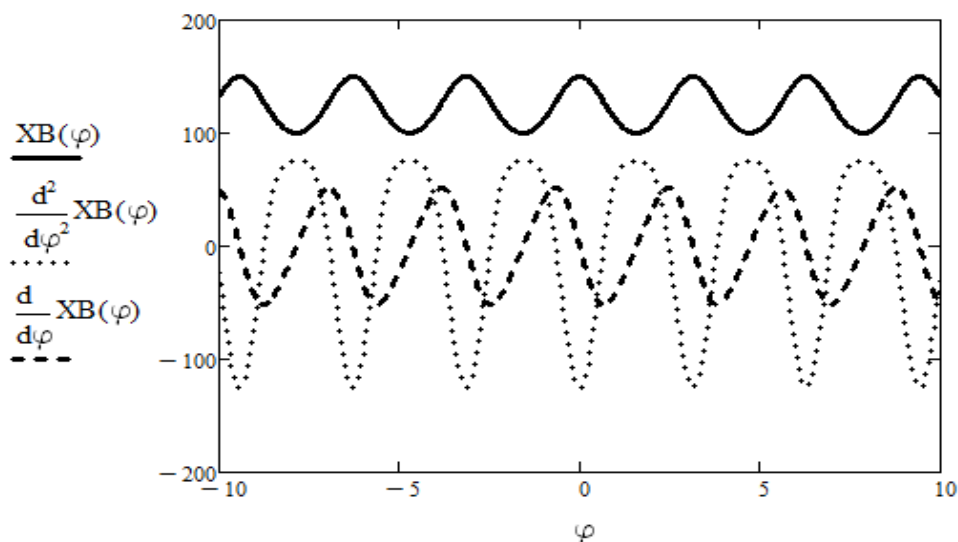
$$V_B = V_C = VB(\varphi) \cdot \omega_1 \quad (81)$$

Ъгловата скорост на звеното 7 е определена с зависимост (82).
Определена е и моментната стойност на предавателното отношение $i(\varphi)$.

$$r \cdot \omega_2 = V_B \quad (82)$$

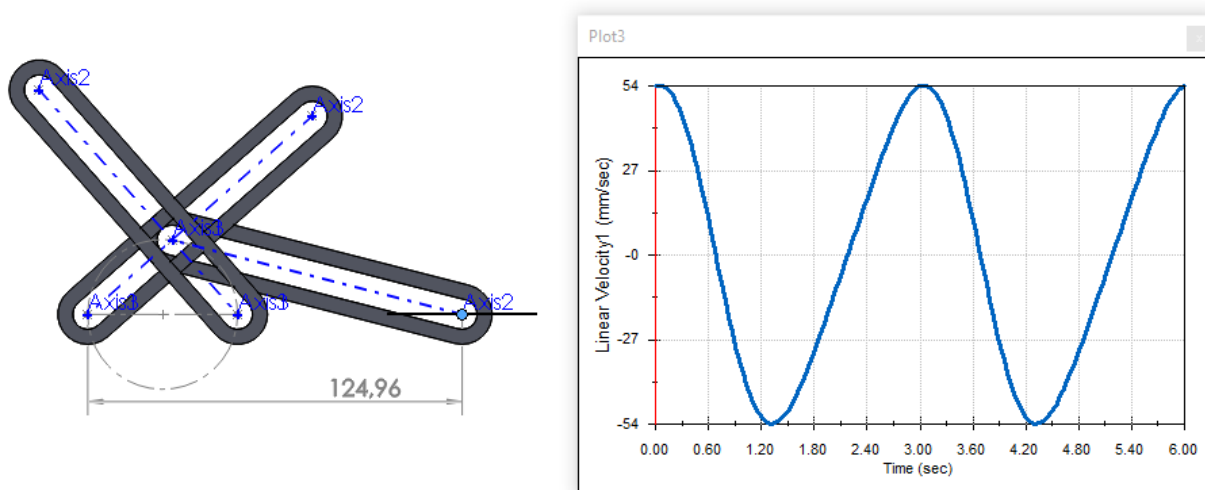
$$i(\varphi) = \frac{\omega_2}{\omega_1} \quad (83)$$

В среда на Mathcad е изследван вариант на разглежданата предавка. Зададени са следните стойности: $r=20$ mm, $L=50$ mm, $M=100$ mm, $\omega_1=3.14$ rad.s⁻¹ (30 RPM). На фиг.136 са показани получените графики за $X_B(\varphi)$, $dX_B/d\varphi$ и $d^2X_B/d\varphi^2$, чрез които може да се придобие представа за изменението на преместването, скоростта и ускорението на звено 6.

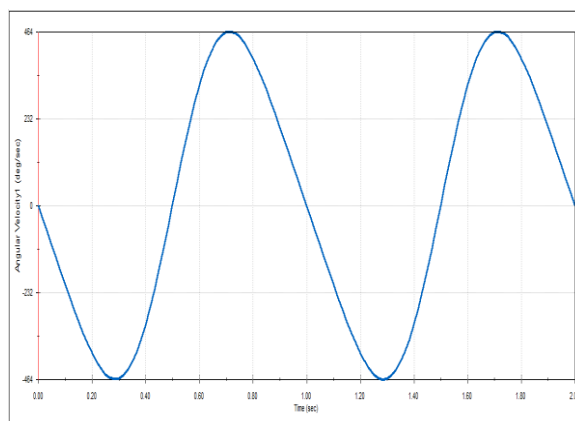
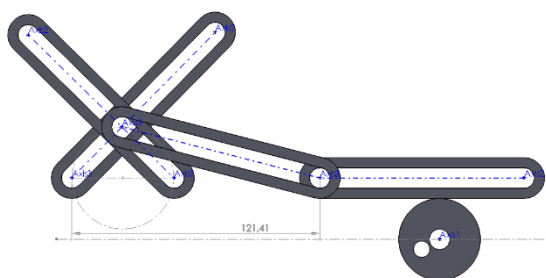


фиг.136 Графична визуализация в среда на Mathcad

1.5.2. Моделно решение на задачата



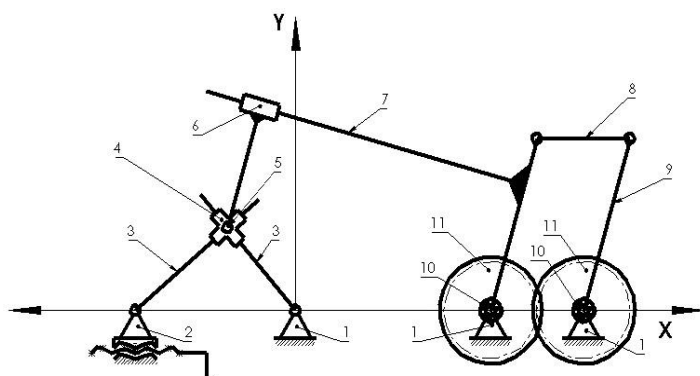
фиг.154 Апроксимиран модел и диаграма на скоростта



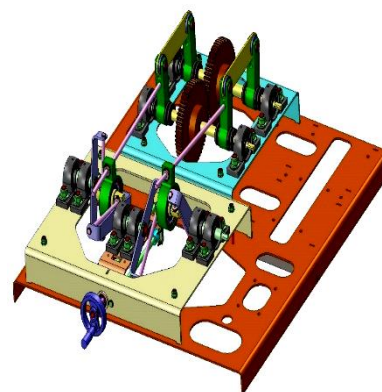
фиг.155 Апроксимиран модел и диаграма на скоростта

1.3. МИП на базата на модифициран коляно мотовилков механизъм

Технологично по-лесно изпълнима е модификацията на МИП изпълнена по кинематичната схема показана на фиг.158. Тя всъщност е вариант на предавката показана на фиг.133. Виртуалният модел на тази предавка е показан на фиг.159.



фиг.158 Кинематична схема на МИП

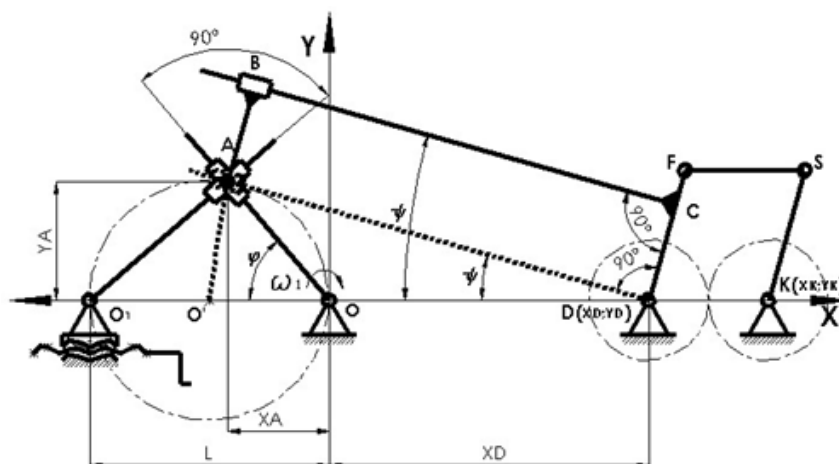


фиг.159 Виртуален модел на МИП

Основните елементи на МИП са: с 1 е обозначена стойка, с 2 подвижна стойка(вариаторна), с 3 кулиса, с 4 кръстат плъзгач, с 5 шарнир, с 6 плъзгач, с 7 кулиса-коляно, с 8 мотовилка, с 9 коляно, с 10 МЕХ и с 11 зъбно колело. Механизмът, съставен от звената 1, 2, 3, 4, 5, 6 и 7, представлява по същество симетричен кулисен, който е генератор на колебания. Междучентовото разстояние на звената 1 и 2 определя големината на амплитудата на колебанието на генератора. Механизмът, съставен от звената 1, 7, 8, 9 и 10, представлява шарнирен четиризвенник, като едноръчните съединители 10 са с противоположни посоки на включване. Зъбните колела 11 са зацепени помежду си и са твърдо свързани с изходните валове, като по този начин се използва и обратният ход на симетричния кулисен механизъм за предаване на енергия към изхода на вариатора.

1.6.1. Аналитично решение на задачата

Задачата е решена, като се използват методите на аналитичната геометрия.



фиг.160 Помощна геометрична схема

Получени са следните зависимости:

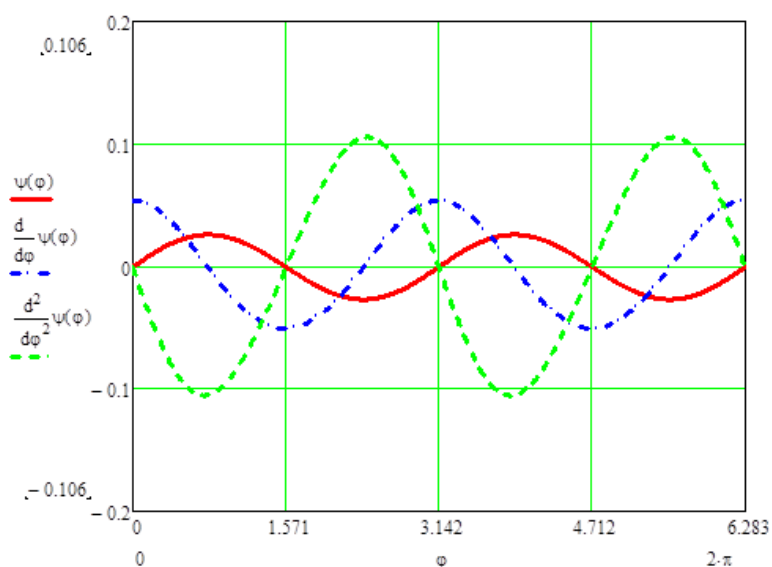
Моментната стойност на ъгъл ψ във функция на ъгъл φ – зависимост (94).

$$\psi(\varphi) = \arctg \left(\frac{L \cdot \sin \varphi \cdot \cos \varphi}{XD + L \cdot (\cos \varphi)^2} \right) = \arctg \left\{ \frac{L \cdot \sin 2\varphi}{2[XD + L \cdot (\cos \varphi)^2]} \right\} \quad (94)$$

Диференцира се зависимостта (94), спрямо променливата φ . Полученият израз (95) е първа преводна функция на звено 7.

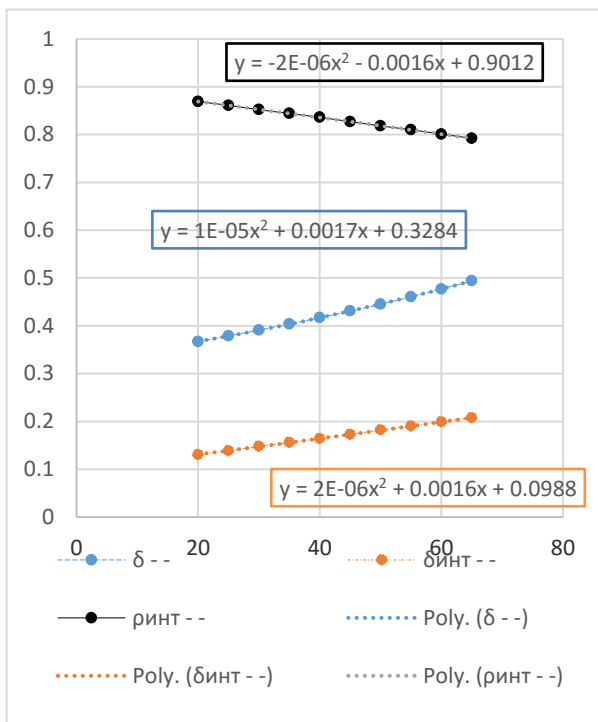
$$\frac{d\psi(\varphi)}{d\varphi} = \frac{\frac{L^2 \sin \varphi \sin 2\varphi \cos \varphi}{(XD + L \cdot \cos^2 \varphi)^2} + \frac{L \cdot \cos 2\varphi}{XD + L \cdot \cos^2 \varphi}}{\frac{L^2 \sin^2 2\varphi}{4(XD + L \cdot \cos^2 \varphi)^2} + 1} = A_{\omega 7} \quad (95)$$

В среда на Mathcad е изследван вариант на разглежданата предавка. Зададени са следните стойности: $L=50$ mm, $XD=292$ mm, $\omega_1=3.14$ rad.s⁻¹ (30 RPM). На фиг. 161 са показани получените графики за $\psi(\varphi)$, $d\psi/d\varphi$ и $d^2\psi/d\varphi^2$.

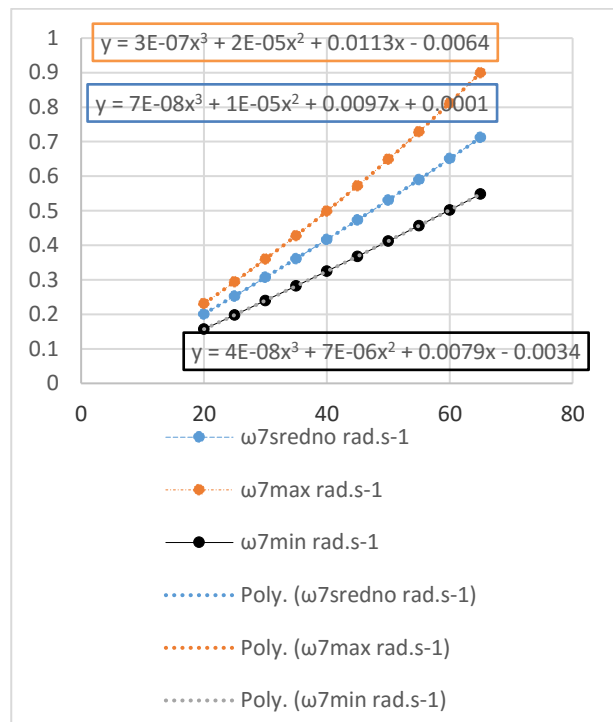


фиг. 161 Графична визуализация в среда на Mathcad

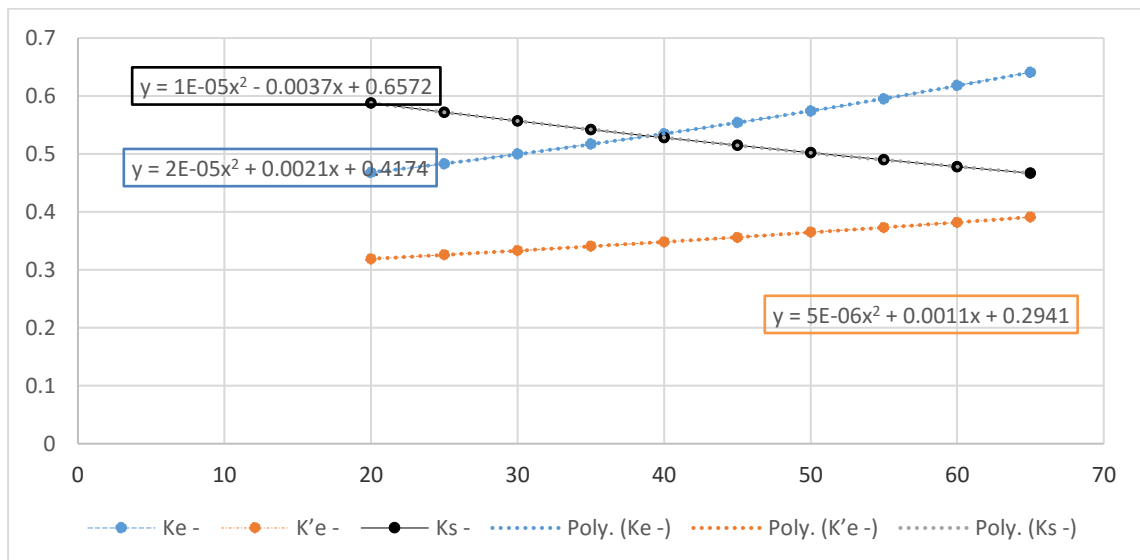
Вариант с два механизма, дефазирани на 45° и обратен ход



фиг.166 Изменение на коэффициента на равномерность($\rho_{\text{инт}}$) и неравномерность(δ , $\delta_{\text{инт}}$) под влиянието на параметра L



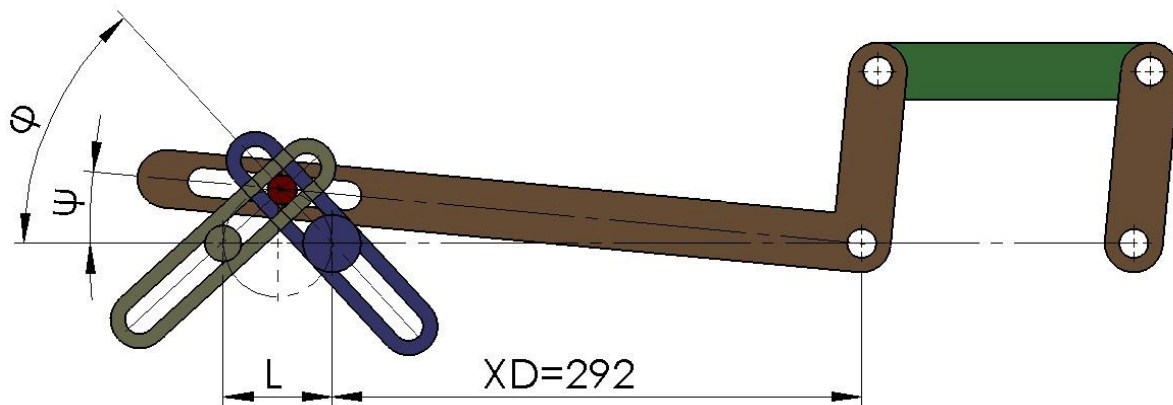
фиг.167 Изменение на ъгловите скорости $\omega_{7\text{sredno}}$, $\omega_{7\text{max}}$ и $\omega_{7\text{min}}$ в зависимост от големината на параметра L



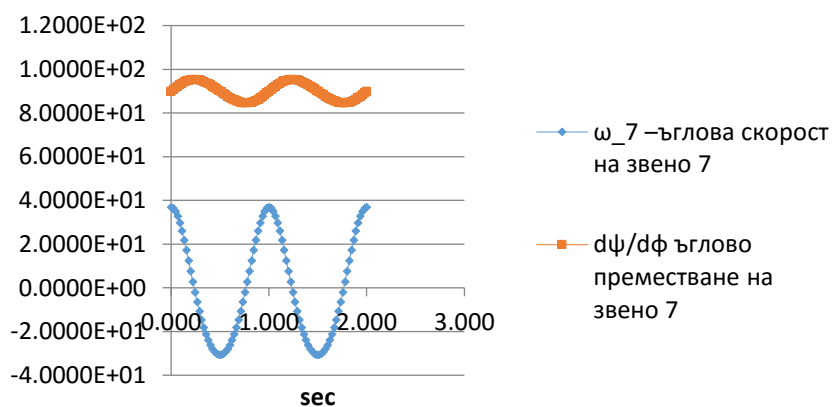
фиг.167 Изменение на коэффициента k_e , k'_e и k_s в зависимост от големината на параметра L

1.6.2. Моделно решение на задачата

В среда на SolidWorks е създаден апроксимиран модел на МИП фиг.169. По кинематичната схема показана на фиг.158, а на фиг.170 е показана диаграмата на скоростта и преместването на звено 7.

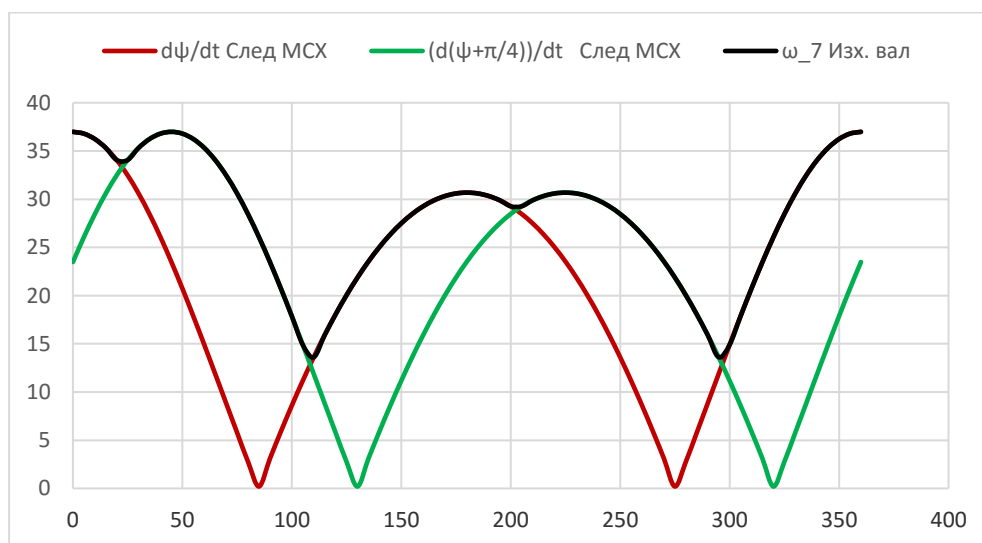


фиг.169 Апроксимиран модел



фиг.170 Диаграма на скоростта и преместването преди МСХ

На фиг.171 са показани в графичен вид диаграмите на скоростта и преместването на изходния вал на МИП с два дефазирани механизма на 45° един спрямо друг. Същите са получени при симулация в среда на SolidWorks.

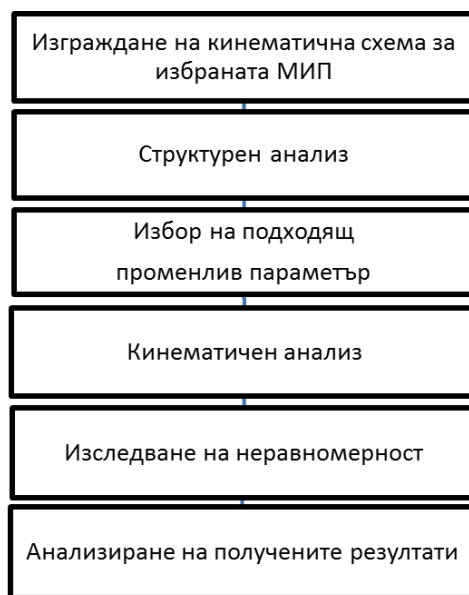


фиг.171 Диаграма на скоростта и преместването на изходния вал на МИП с два дефазирани механизма на 45°

1.4. Методика за оценка възможността на МИП за работа в режим на вариатор при моделен анализ в CAD/CAE система

Методика за оценка възможността на МИП за работа в режим на вариатор е алгоритъм от последователни действия, които трябва да се изпълнят за да се постигне зададена цел. В случая целта е оценка възможността на МИП за работа в режим на вариатор.

За постигне на целта (при избран механизъм) е необходимо да се изпълни алгоритъма показан на фиг.172.



фиг.172 Методика

1.5. Анализ на получените резултати

На базата на проведените числени експерименти в среда на CAD/CAE системи с различни варианти на МИП-вариатор с успоредни геометрични оси, могат да се направят следните изводи:

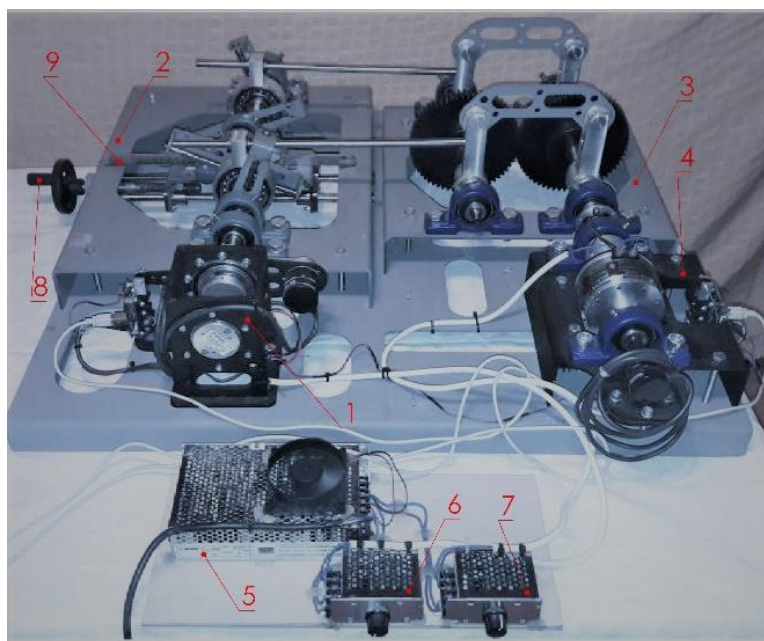
1. С увеличаване на броя на дефазираните механизми в МИП равномерността на движение на изходния вал се повишава;
2. С увеличаване размера на параметъра L (S) стойностите на коефициентите на неравномерност се увеличават, а на равномерността намаляват;
3. С увеличаване размера на параметъра L (S) стойностите на максималната, минималната и средна изходни скорости се увеличават.

ГЛАВА IV. Експериментален стенд, резултати от експерименталните изследвания

1. Експериментален стенд

Описание

Експерименталните изследвания са показател за реалността на всеки процес и позволяват да бъдат оценявани и сравнявани резултатите от теоретичните изследвания, точността и приложимостта на даден математичен модел. МИП могат да се изпитват само на стенд, работещ по отворен контур, понеже те са необратими предавки, поради наличието на МЕХ.



фиг.173 Стенд на МИП-вариатор

Стендът показан на фиг.173, е проектиран по кинематичната схема показана на фиг.133 и е изграден на модулен принцип. Модулите от които е изграден стенда са: тензодинамометричен двигателен модул(ТДМ) (1); модул на генератор за механични колебания (2) изпълнен с два механизма дефазирани на 45° , с възможност за промяна на амплитудата на колбанията чрез ръкохватката (8) и отчитане на параметъра L фиг.160 по скалата (9); модул на шарнирния четиризвенник с МСХ (3); тензодинамометричен спирачен модул(ТСМ) (4); токозахранващ модул (5) и широчиноимпулсни регулатори на ток (6 и 7), съответно регулиращи изходната скорост на ТДМ и спирачния момент на ТСМ. Интерфейса на специализираната програма - chartApplication_v7 е показан в Приложение?.

2. Резултати от експерименталните изследвания на МИП - вариатор

Резултатите от експерименталните изследвания са получени при провеждане на серия измервания на МИП - вариатор върху стенда, описан в предходната точка. Измерванията са извършени при една и съща постоянна,

входна, ъглова скорост $\omega_1=6,22 \text{ rad/s}$, с отклонение в рамките на 1% и с различни стойности на регулиращия параметър L. Големината на стойностите на L са задавани с стъпка от 5mm. в интервала от 20mm. до 65mm.

2.1. Експериментални резултати

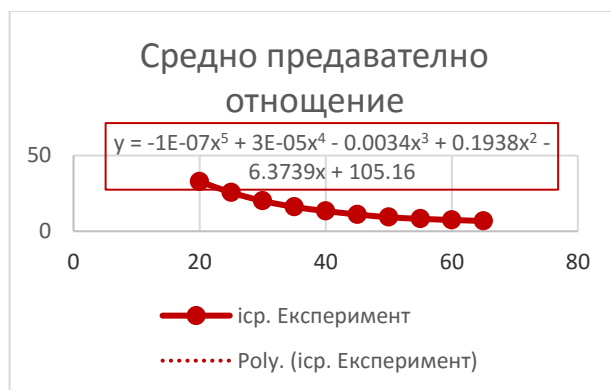
Целта на това изследване е да се проследи изменението на средната стойност на кинематичното предавателното отношение $i_{\text{ср.}}$, средната стойност на изходната скорост $\omega_{7\text{ср.}}$, интегралната неравномерност $\delta_{\text{инт.}}$, интегралната равномерност $\rho_{\text{инт.}}$ и показателите за кинематична неравномерност $K'e$ и K_s в зависимост от големината на регулировъчния параметър L, при една и съща входна честота на въртене, и при един и същ съпротивителен момент.

2.2. Обобщаване и изводи на резултатите от експерименталните изследвания

1. С нарастване на стойността на параметъра L, големината на изходната скорост $\omega_{7\text{ср.}}$ расте по почти линеен закон фиг.177.

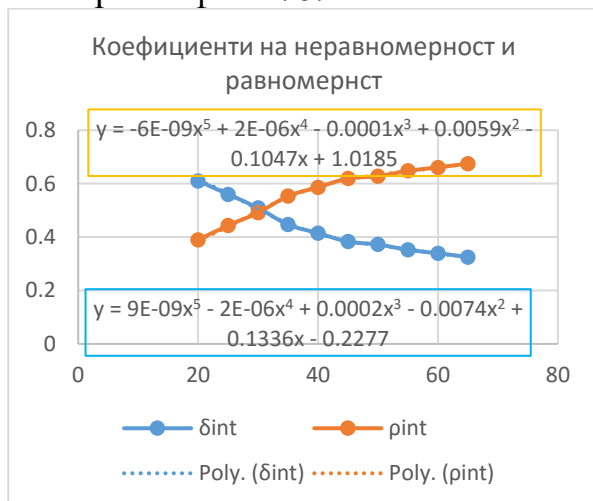


фиг.177

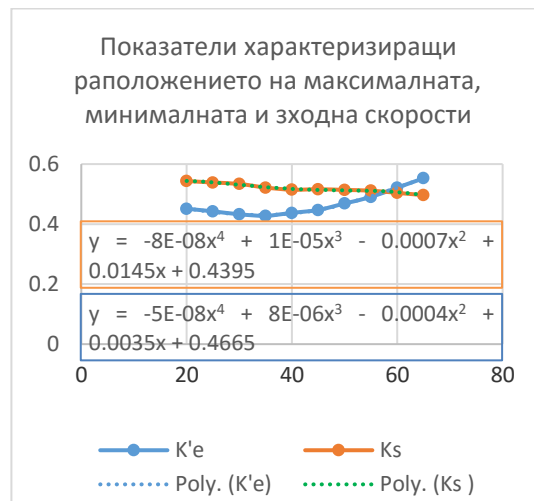


фиг.178

2. С нарастване на стойността на параметъра L, големината на средното, кинематично предавателно отношение $i_{\text{ср.}}$ намалява.
3. С увеличаване на големината на параметъра L, коефициента на неравномерност $\delta_{\text{инт.}}$ намалява, а коефициента на равномерност $\rho_{\text{инт.}}$ расте фиг.178.



фиг.179



фиг.180

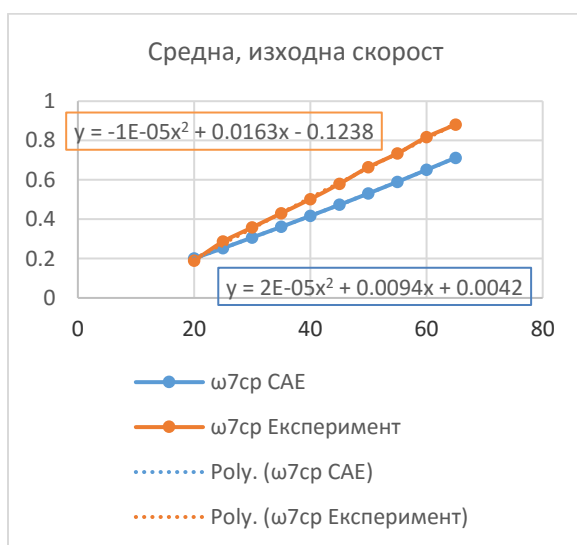
4. Стойностите на показателите за кинематична неравномерност k'_e и k_s се намират в сравнително тесен диапазон за целия интервал на изменение на параметъра L фиг.180. Големината на показателя k_s за всички стойности на L е близък до 0,5. Това показва, че средната изходна скорост на МИП-вариатора е приблизително равно отдалечена от максималната и минимална скорост на изхода.

2.3. Сравнение и анализ на резултатите между виртуалния и лабораторния експерименти. Изводи.

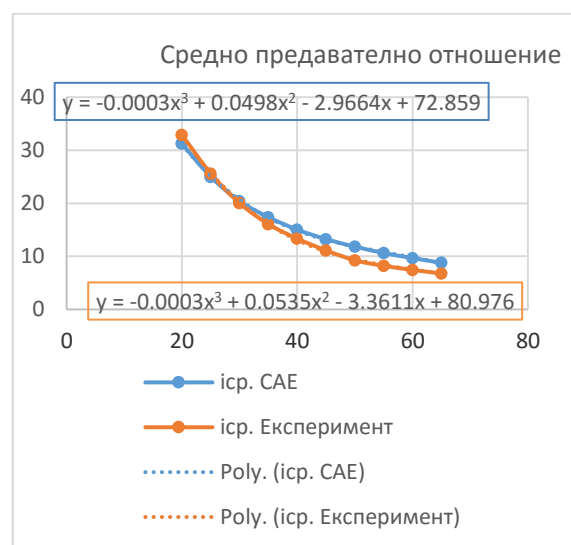
Сравненията в настоящата работа са направени по изходните кинематични параметри на МИП-вариатора за различни стойности на регулировъчния параметър L .

Сравненията и изводите от тях са:

1. На фиг.181 са показани диаграмите на средната изходна ъглова скорост, получени виртуално и експериментално. От сравнението между двете диаграми се вижда, че средната изходна ъглова скорост при лабораторния експеримент е по-голяма от тази на виртуалния за всички стойности на параметъра L . Изключение прави само случая когато $L=20\text{мм}$. Причината за тази разлика е, че, при лабораторния експеримент влияе инертността на масата на движещите се детайли на експерименталния стенд. Това е положителен ефект, който следва да се отчита при предварителни аналитични изследвания.



фиг.181



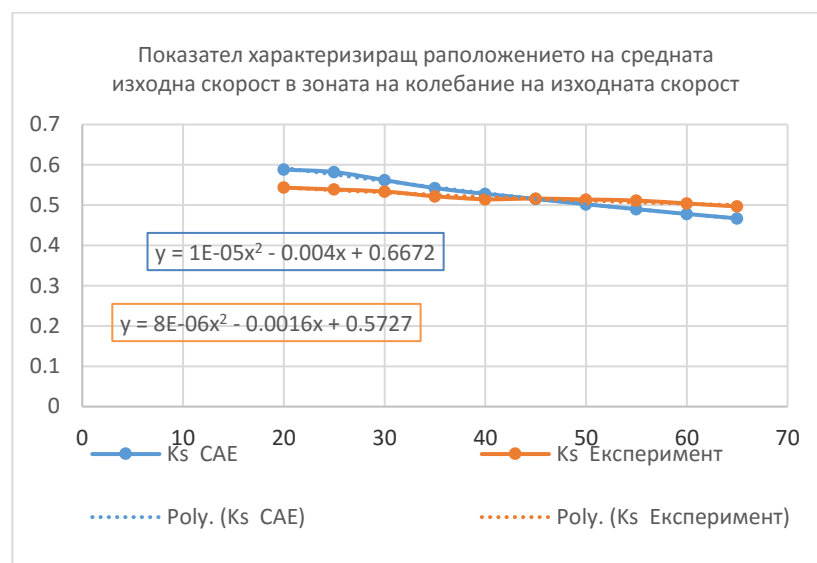
фиг.182

2. На фиг.182 са показани диаграмите на средното предавателно отношение, получени виртуално и експериментално. Разликите в стойностите между $i_{cp,CAE}$ и $i_{cp,Експеримент}$ за една и съща стойност на параметъра L се дължат на:

- хлабините в кинематичните двойци на стенда;

- отклоненията на геометричните и монтажни размери на детайлите на стенда от номиналните размери;
- еластичните деформации на детайлите и възлите на стенда причинени от съпротивителния въртящ момент създаван от ТСМ.

3. На фиг.183 са показани диаграмите на показателя характеризиращ разположението на средната изходна скорост в зоната на колебание на изходната скорост на МИП-вариатора.



фиг.183

Вида и на двете диаграми е близък до линейния. Диаграмата получена от лабораторния експеримент е с по-малки отклонения от стойността на показателя $k_s=0.5$. Причина за това е, че при лабораторния експеримент влияе инертността на масата на движещите се детайли на експерименталния стенд.

Обобщеният извод който може да се направи от сравнението и анализа на виртуалния с лабораторния експерименти е, че кинематичната схема, показана на фиг.160 е подходяща база за проектиране на МИП-вариатор.

НАУЧНО-ПРИЛОЖНИ И ПРИЛОЖНИ ПРИНОСИ

Научно приложни:

1. Създадена е методика за оценка възможността на МИП за работа в режим на вариатор при моделиран анализ в CAD/CAE система.
2. Предложен е нов интегрален коефициент за оценка на неравномерността на МИП.
3. Предложен е нов интегрален коефициент за оценка на равномерността на МИП.
4. Разработен е показател характеризиращ разположението на екстремалните стойности на скоростта на изхода при импулсни предавки.
5. Разработен е показател характеризиращ запълването на зоната между екстремалните стойности на скоростта на изхода при импулсни предавки

Приложни:

1. Проектиран и изработен е лабораторен стенд на вариаторна МИП, с възможност за използване в други аналогични случаи.
2. Проектиран и изработен е двигателен тензодинамометричен модул. Модулът има възможност за самостоятелно използване или в други стендове за изследване на механични предавки.
3. Проектиран и изработен е спирачен тензодинамометричен модул. Модулът има възможност за самостоятелно използване или в други стендове за изследване на механични предавки.
4. Проектиран и изработен е лабораторен стенд за изследване на МСХ (виж в приложения).
5. По предложения модел на МИП-вариатор фиг.134, може да се проектира бутална хидравлична помпа за хранително-вкусовата промишленост, с плавно регулируем дебит, без да има необходимост от регулиране на скоростта на мотора и.
6. По горе посоченият модел може да се проектират дозиращи устройства с безстепенно прецизно регулиране на дозирането. Областта на приложение е в дозирането на насипни и течни стоки по обемен критерий в опаковачни линии.
7. Показаните кинематична схема и модел на МИП-вариатор фиг.157 и фиг.158, могат да служат като база за разработването на безстепенни скоростни предавки (включително автоматични) в строителни и селско-стопански машини.

СПИСЪК НА ПУБЛИКАЦИИТЕ ПО ДИСЕРТАЦИОННИЯ ТРУД

1. Вергов А., Кинематичен анализ на лостово-зъбен преобразувател на движение, Сборник доклади от XXIV Международна научно-

- техническа конференция „ АДП-2015“, Созопол, 2015, Издателство на ТУ-София.
2. Вергов А., Изследване на лостово-зъбен преобразувател на движение в среда на САЕ система, Сборник доклади от XXIV Международна научно-техническа конференция „ АДП-2015“, Созопол, 2015, Издателство на ТУ-София.
 3. Вергов А., Учкунов Г., Кинематичен анализ на лостовозъбен преобразувател на движение, Сборник доклади от Пета международна научна конференция “Техника, технологии и системи” ТЕХСИС 2016, 2016, Пловдив, Издателство на ТУ – София Филиал Пловдив
 4. Учкунов Г.,Вергов А., Кинематично изследване задвижващ механизъм на едностранен книговезки нож, Сборник доклади от XXV Международна научно-техническа конференция „ АДП-2016“, Созопол, 2016, Издателство на ТУ-София.
 5. Учкунов Г.,Вергов А., Показатели за кинематичната неравномерност при механични предавки, Сборник доклади от XXV Международна научно-техническа конференция „ АДП-2016“, Созопол, 2016, Издателство на ТУ-София.
 6. Вергов А., Кинематичен анализ на импулсен лостов-зъбен вариатор с използване на обратния ход, Сборник доклади от XXVI Международна научно-техническа конференция „ АДП-2017“, Созопол, 2017, Издателство на ТУ-София.
 7. Вергов А., М. Ташев, Кинематична неравномерност при импулсен лостово-зъбен механизъм, Сборник доклади от XXVI Международна научно-техническа конференция, „ АДП-2017“, Созопол, 2017, Издателство на ТУ-София.

SUMMARY

Title of dissertation: **Research of impulse variators with lever mechanisms**

By **Mag. Eng. Asen Vergov**

Plovdiv, 2018.

Dissertation thesis relates to the research of impulse variators with lever mechanisms.

There are known project developments and PhD thesis in areas: in which the muscle power of a human is used; in production of energy from renewable energy sources; in technology machines requiring very large variable transmission ratios within a single cycle; where large adjustment range is required; in energy storage systems; in kinetic accumulators.

The question of the large unevenness of the output velocity of the mechanical impulse gears is of great importance in most of their applications, and the issue of

the dynamic loads at the moment of engagement of the freewheeling mechanism is important for all pulse gears because of the short lifetime of this unit.

The aim of the present work is to analyze analytically and virtually different circuit solutions, and experimental study of a new pulse variation circuit solution. It has been achieved by solving the following tasks: analysis and evaluation of various pulse gears solutions; analytical analyze of selected impulse gears; model study of selected impulse gears in CAD/CAE system environment; analysis of the results obtained; experimental analyze on a real stand; comparison of the obtained results;

Scientific novelty

A methodology has been created to access the capability of mechanical impulse gear to work in a variation mode on model analysis in a CAD/CAE system. New coefficients for estimating the unevenness of mechanical pulse gears are proposed. An indicator is developed to characterize the location of the extreme values of the speed of the output at impulse gears. An indicator is developed to characterize the filling of the zone between the extreme values of the speed of the output at impulse gears.