



МИННО-ГЕОЛОЖКИ УНИВЕРСИТЕТ „СВ. ИВАН РИЛСКИ”

МИННОЕЛЕКТРОМЕХАНИЧЕН ФАКУЛТЕТ

КАТЕДРА: „МЕХАНИЗАЦИЯ НА МИНИТЕ”

маг. инж. Гергана Запрянова Тонкова

**ИЗСЛЕДВАНЕ НА ВЛИЯНИЕТО НА ОГЪВАЩИ И
УСУКВАЩИ ТРЕПТЕНИЯ НА ВАЛОВЕ, ИЗПОЛЗВАНИ
В ТЕЖКАТА МИННА МЕХАНИЗАЦИЯ**

А В Т О Р Е Ф Е Р А Т

на дисертация за присъждане на образователната и научна степен

„ДОКТОР”

Научна област на висшето образование: 5. Технически науки

Професионално направление: 5.8 Проучване, добив и
обработка на полезни изкопаеми

Научна специалност: 02.08.05. „Механизация на мините”

София, 2017



МИННО-ГЕОЛОЖКИ УНИВЕРСИТЕТ „СВ. ИВАН РИЛСКИ”

Минноелектромеханичен факултет

Катедра: „Механизация на мините”

маг. инж. Гургана Запрянова Тонкова

**ИЗСЛЕДВАНЕ НА ВЛИЯНИЕТО НА ОГЪВАЩИ И
УСУКВАЩИ ТРЕПТЕНИЯ НА ВАЛОВЕ, ИЗПОЛЗВАНИ В
ТЕЖКАТА МИННА МЕХАНИЗАЦИЯ**

А В Т О Р Е Ф Е Р А Т

на дисертация за присъждане на образователната и научна степен

„ДОКТОР”

Научна област на висшето образование: 5. Технически науки

Професионално направление: 5.8 Проучване, добив и обработка на полезни изкопаеми

Научна специалност: 02.08.05. „Механизация на мините”

Научни ръководители:

1) проф. д-р Михаил Василев Вълков

2) доц. д-р Кристиан Христов Цветков

София, 2017

Дисертационната работа е представена и обсъдена на разширен катедрен съвет, съгласно Заповед на Ректор № Р-457/03.05.2017 год.

Докторантът е асистент в катедра „Техническа механика” към Минно-технологичен факултет на МГУ „Св. Иван Рилски” – София.

Експерименталните изследвания по темата на дисертационния труд са извършени в лабораторната база към катедра „Техническа механика” на МГУ „Св. Иван Рилски”.

Защитата на дисертационния труд ще се състои пред Научно жури от пет членен състав, утвърдено със заповед на Ректора на МГУ „Св. Иван Рилски” и ще се проведе на 19.09.2017 год. от 11.00 часа в зала 204 Б (ГЕОТЕХМИН) на МГУ „Св. Иван Рилски” – София.

Всички материали и документи по официалната защита са представени в Сектор „Следдипломна квалификация” на МГУ „Св. Иван Рилски, София, Студентски град, Ректорат, ет. 3 , стая 79, тел. 02/80 60 209.

Дисертационният труд е разработен в обем от 142 страници и обхваща:

- пет глави с ясно поставена цел и прецизно формулирани задачи, както и изложение, заключение и изводи по тях, със 175 фигури и 9 таблици;
- задачи за бъдещи изследвания, приноси, публикации и литературна справка с източници на кирилица, латиница и интернет адреси.

Утвърденото Научно жури по защитата на дисертационния труд е в състав:

Вътрешни специалисти:

1) Доц. д-р инж. Кристиан Христов Цветков - МГУ „Св. Иван Рилски”, р-л кат. „Механизация на мините”

2) Проф. д-р инж. Михаил Василев Вълков - МГУ „Св. Иван Рилски”, р-л кат. „Техническа механика”

Резервен член: доц. д-р инж. Стефан Николаев Пулев - МГУ „Св. Иван Рилски”, кат. „Техническа механика”.

Външни специалисти:

1) Проф. д-р инж. Матей Навинов Матеев – външен експерт

2) Проф. д-р инж. Светлана Велкова Лилкова-Маркова – р-л катедра „Техническа механика” - УАСГ

3) Доц. д-р инж. Чона Иванова Косева - външен експерт

Резервен член: проф. д-р Ангел Димитров Кинов – външен експерт.

Автор: ас. маг. инж. Гергана Запрянова Тонкова

Заглавие: „Изследване на влиянието на огъващи и усукващи трептения на валове, използвани в тежката минна механизация”.

Тираж: 25 броя

Излиза от печат на 10.06.2017 г.

Печатна база: ИК „Св. Иван Рилски” – НИС – МГУ.

Актуалност

Актуалността на работата се заключава в приложените методи за изследване на най-често срещаните трептения в практиката, възникващи при различни валове. Представен е алгоритъм за решаване на система от линейни диференциални уравнения в софтуерна среда, приложим при валове подложени на едновременно въздействие на огъващи и усукващи трептения. Проектиран е и е изработен авторски експериментален стенд, предназначен за използване в лабораторни условия. На него са проведени всички изпитвания на изследвания вал. Проведените експерименти потвърждават в голяма степен резултатите от софтуерното изследване, което говори за правилността на приложените методики.

Практична приложимост

Полезността на използваните в дисертационната работа CAD програми се състои във възможността за бързо и многовариантно оптимизиране на проектираните изделия по различни критерии. Представените CAD софтуерни продукти и описаните техни възможности биха били полезни за всички специалисти и студенти в техническата област. Информацията може да се използва в учебния процес.

Изработен е експериментален стенд за якостно и деформационно изпитване на динамично натоварени валове, при които се изследват възникващите в процеса на работа променливи усукващи и огъващи трептения.

Реализация по дисертационната работа

Основните дейности по постигнатите резултати са извършени както следва:

През първата година от зачисляването в свободна докторантура през (2014-2015 г.), успешно са положени изпитите от докторантския минимум, съгласно индивидуалния план.

През втората година (2015-2016 г.) е актуализиран и разширен литературният обзор. Аналитично са определени характеристиките на огъващите и усукващи трептения. Разработен е софтуерен алгоритъм за изследване на трептенията и е завършена в окончателен вид втората глава от дисертацията.

През третата година (2016-2017 г.) е конструиран експериментален стенд, на който са извършени и продължават да се извършват лабораторни изпитвания. Оформена е трета и се работи по завършването на последната четвърта глава от дисертацията. Излязла е от печат една статия и са подготвени за публикуване още три научни публикации.

Апробация на дисертационния труд

Основните резултати от дисертационния труд са докладвани, обсъждани, рецензирани и публикувани на следните места:

1. **Тонкова Г.** *Якостна оценка при симулация на еквивалентни натоварвания на механични детайли по детерминистичен метод и при статични променливи и случайни променливи циклични режими. I-част: Определяне на възникващите напрежения при симулация на статични, циклични и динамични натоварвания на конзолно запъната греда и греда на две опори.* 10 МНТК по Авангардни материали и обработки, сборник доклади 2010, ISSN: 1313-4264, стр. 273-285.

2. Вълков М., **Г. Тонкова.** *Определяне товароносимостта на вал от конструкцията на експериментален стенд.* XV Международна научна конференция ВСУ'2015, сборник доклади, ISSN: 1314-071X, стр. 71-76.

3. **Тонкова Г., К. Цветков, Г. Тонков.** *Избор и анализ на специализиран софтуер за изследване на състоянието на силово натоварени елементи в конструкцията на машините.* Списание „Българска наука“, бр. 98, ISSN: 1314-1031, май-2017, стр. 123-147.

4. Пулев С., Г. Тонкова. *Усукващи трептения на вал при кинематично смущение от четиризвенен механизъм*. Научно списание „Индустиални технологии“, ISSN: 1314-9911, том IV (1) 2017.

5. Пулев С., Г. Тонкова. *Усукващи трептения на вал вследствие неточности в предавателния механизъм*. Научно списание „Известия на Технически университет-Габрово“, бр. 55, ISSN: 1310-6686 © 2017.

6. Пулев С., Г. Тонкова. *Изследване на напречните трептения на валове, използвани в тежката минна механизация*. Специализирано периодично списание „Геология и минерални ресурси“, ISSN: 1310-2265, стр. 19-22, 2017.

7. Тонкова Г., Г. Тонков. *Изследване на якостно-деформационното състояние на силово натоварен вал в софтуерната среда на Inventor*. Научно списание „Индустиални технологии“, ISSN: 1314-9911, том IV (1) 2017.

Одобрение на дисертационния труд

Дисертационният труд е докладван и одобрен от разширен катедрен съвет на катедра „Механизация на мините“ при Минно-електромеханичен факултет на МГУ „Св. Иван Рилски“ – София на 09.05.2017 г.

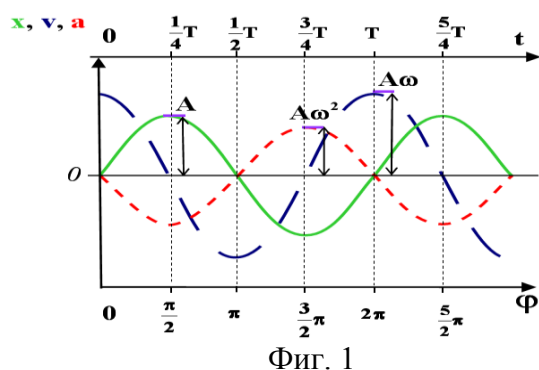
Въведение и обща характеристика на дисертационния труд

Трептенията са най-разпространените видове движения в техниката (фиг. 1). Срещат се при динамично натоварени съоръжения:

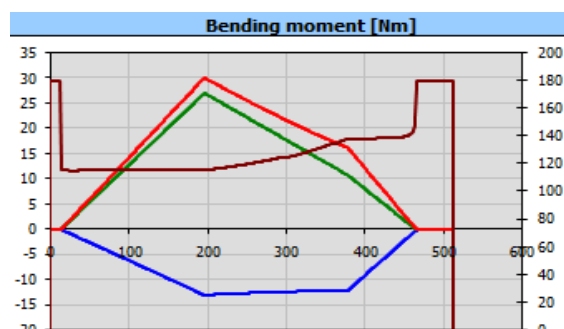
- ✓ в минната механизация;
- ✓ в транспортната техника;
- ✓ при механичните предавки;
- ✓ при вибрационните уредби.

В повечето случаи трептенията предизвикват негативни ефекти със значими последствия:

- ❖ влияят неблагоприятно върху състоянието на материалите;
- ❖ довеждат до саморазхлабване на разглобяемите съединения;
- ❖ свързани са с явлението резонанс, водещо до разрушаване на детайлите.



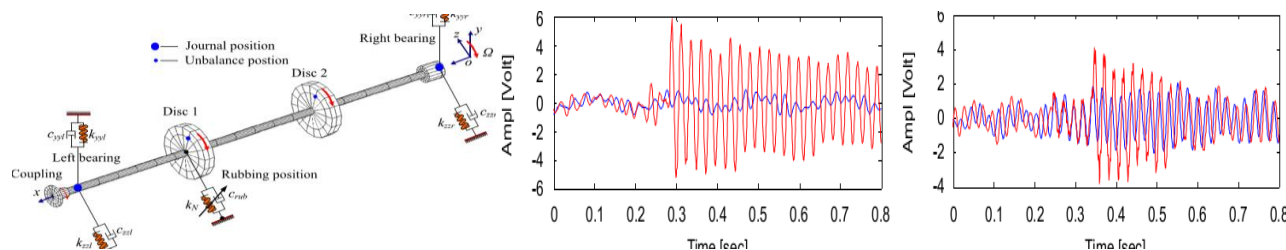
Фиг. 1



Фиг. 2

Голяма част от трептенията са свързани с валове на машините (фиг. 2). Тези трептения са разгледани в отделните глави на дисертацията.

В глава 1 са обхванати най-често срещаните механични трептения при динамично натоварени валове. Представена е класификация на видовете натоварвания. Описани са най-разпространените методи за якостен анализ на трептящи системи валове–маси (фиг. 3).



Фиг. 3

В глава 2 е направено проучване на възможностите на специализиран софтуер, приложим за решаване на поставените в дисертацията задачи.

В глава 3 аналитично са изследвани:

- усукващите трептения на вал при кинематично смущение от четиризвенен механизъм;
- усукващите трептения на вал вследствие неточности в предавателния механизъм;
- огъващите трептения на вал, възникващи под действието на периодично смущение от наличието на неуравновесени маси.

В глава 4 е изследвано якостното - деформационното поведение на вал при различни силово-кинематични натоварвания в софтуерна среда.

В глава 5 е проектиран и изработен **експериментален стенд** за изследване влиянието на огъващите и усукващите трептения при динамично натоварени валове в минните машини.

ГЛАВА 1

АНАЛИЗ НА СЪСТОЯНИЕТО НА РАЗГЛЕЖДЕНИЯ ПРОБЛЕМ

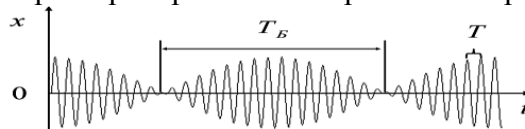
ВЪВЕДЕНИЕ И ОБЩА ХАРАКТЕРИСТИКА НА ДИСЕРТАЦИОННИЯ ТРУД

1. Видове трептения

Трептенията на механичните системи се пораждат от деформацията на звената, предизвикана от:

- промяна на натоварването в следствие от неуравновесени маси на подвижни звена,
- променливи двигателни и съпротивителни сили,
- променливо инерционно натоварване, свързано с неравномерното движение и други.

Механичните трептения се характеризират с многократна повтаряемост във времето (фиг. 4).



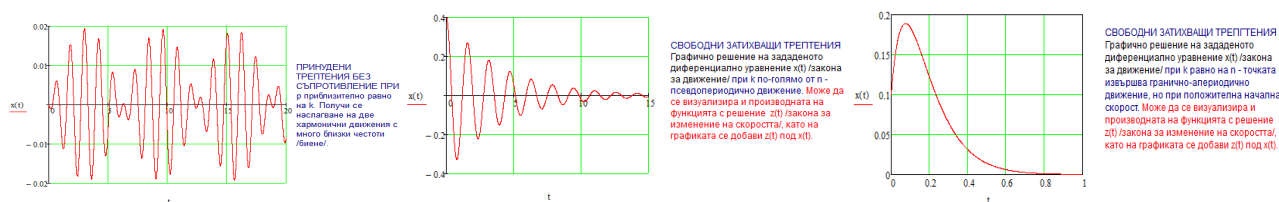
Фиг. 4

В зависимост от източника на появата, в техниката са обособени следните трептения:

Механични трептения – променя се положението на тялото в пространството под действие на даден силово-кинематичен източник (фиг. 5).

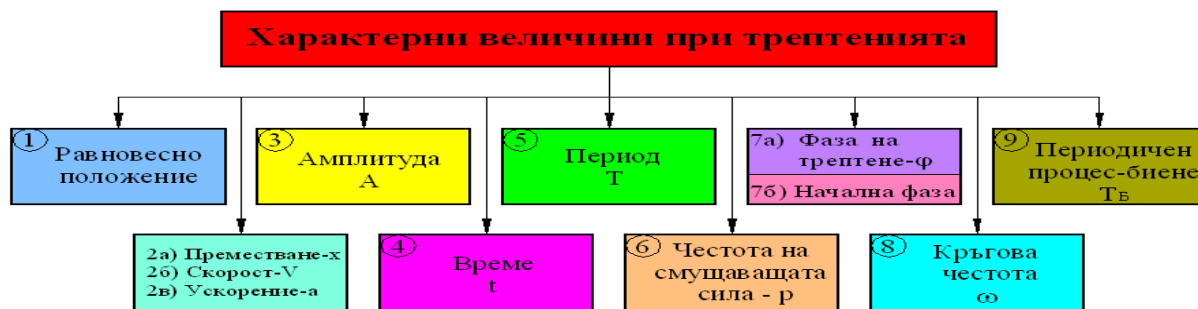
Електромагнитни трептения - променя се интензитетът на електричното и на магнитното поле.

Електромеханични трептения - променя се интензитетът на електричното поле. Обект на изследване в дисертацията представляват **механичните трептения** (фиг. 5).



Фиг. 5

На фиг. 6 са представени основните величини, характеризиращи механичните трептения.



Фиг. 6

Според характера на въздействието, механичните трептения се разделят на:

- ✓ **свободни (собствени) трептения;**
- ✓ **принудени трептения;**
- ✓ **автотрептения (самовъзбуждащи се трептения);**
- ✓ **параметрични трептения.**

2. Видове трептящи механични системи вал-маси

1) В зависимост от броя на степените на свобода:

- системи с една степен на свобода;
- системи с краен брой степени на свобода;
- системи с безкраен брой степени на свобода.

2) В зависимост от еластичните свойства:

- линейни и - нелинейни системи.

3) В зависимост от уравненията на връзките:

- стационарни системи и нестационарни системи.

4) В зависимост от характера на източниците на енергия:

- автономни системи и неавтономни системи.

5) В зависимост от константността на механичната енергия:

- консервативни системи и неконсервативни системи

На фиг. 7 е представена класификация на механичните трептения, към които се отнасят и изследваните в дисертацията **трептящи системи вал-маси**.



Фиг. 7

2.1 Фактори, обуславящи механичните трептения

- ☐ натоварващи източници;
- ☐ кинематични смущения;
- ☐ точност на изработка и монтаж.

Механичните въздействия на трептящите системи включват:

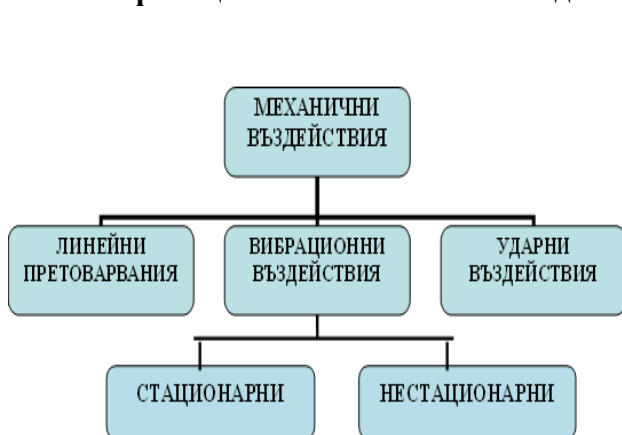
- силови въздействия;
- кинематични въздействия.

Механичните въздействия са налични при (фиг. 8):

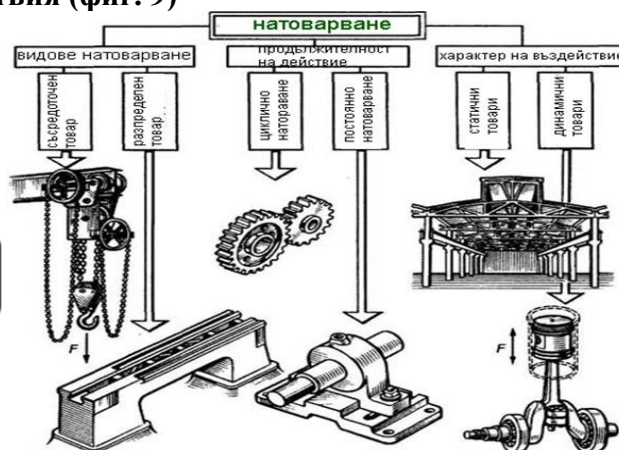


Фиг. 8

2.2 Класификация на механичните въздействия (фиг. 9)



Фиг. 9



Фиг. 10

2.3 Видове натоварвания, действащи върху валовите

1) Работни натоварвания (фиг. 10)

- ❖ статични;
- ❖ динамични.

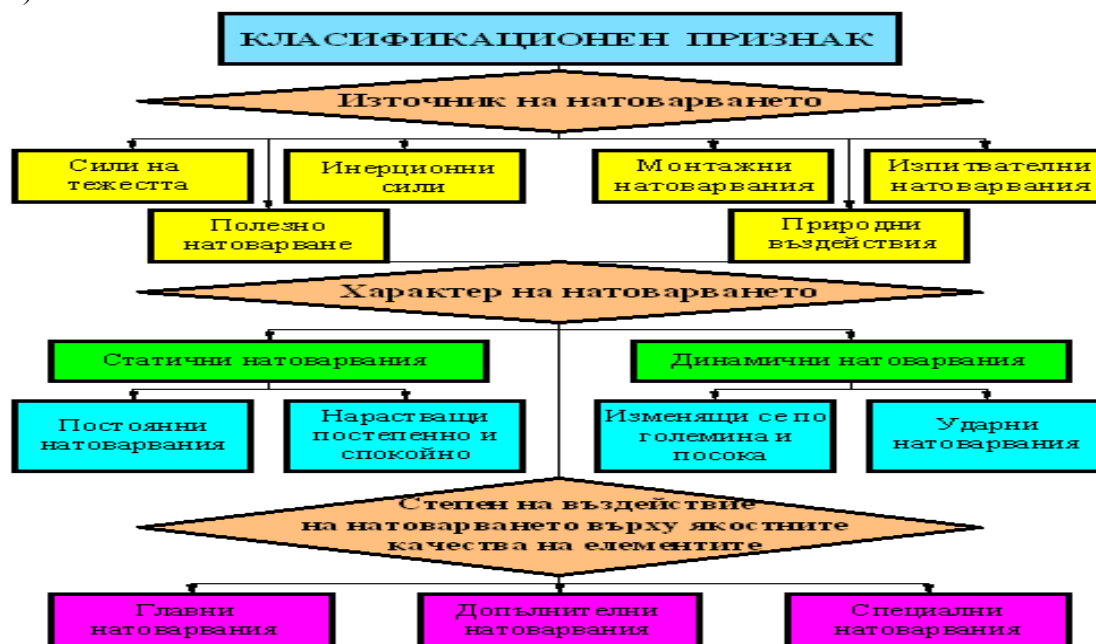
Динамичните натоварвания се разделят на:

- ✓ периодични;
- ✓ неперидични.

2) Аналитични натоварвания

- номинално;
- еквивалентно;
- изчислително.

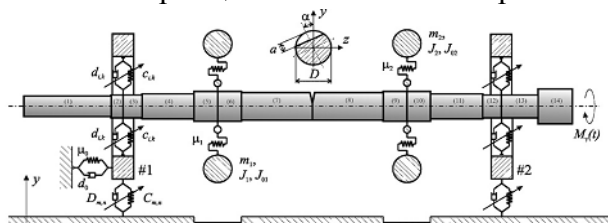
2.4 Класификация на експлоатационните натоварвания върху механичните системи (фиг. 11)



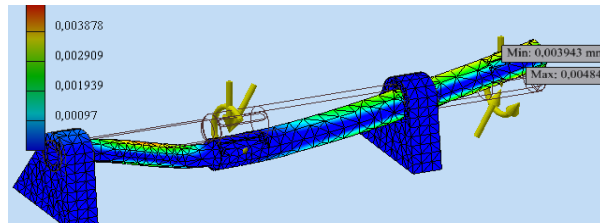
Фиг. 11

2.5 Методи за якостен анализ, приложими при изследване на статично и динамично натоварени валове

- Силев метод (фиг. 12).
- Метод на еластичните премествания.
 - ✓ Енергетични методи;
 - ✓ Теория на еластичността - напрегнато състояние;
 - ✓ Принцип на възможните премествания.



Фиг. 12



Фиг. 13

- Метод на крайните елементи (фиг. 13)
 - ✓ Принцип на възможните премествания в МКЕ.
 - ✓ Деформационна работа на външните сили.
 - ✓ Потенциална енергия на деформациите.

3. Същност на проблемите, свързани с механичните трептения и влиянието им върху валове на минните машини

3.1 В нашата страна

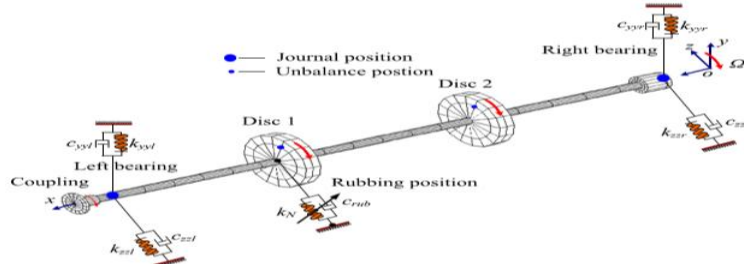
В България, по проблемите свързани с изследване на огъващи и усукващи трептения, са известни трудовете на различни автори, публикувани в съответните научни области:

- в областта на трибологията – Н. Манолов, М. Кандева, Ал. Янков, С. Кавалджиев;
- в областта на „Матричната механика” – Илия Ангелов;
- в областта на класическата механика – Вълков, Пулев, Писарев, Белниколовски, Максимов, Чернева;
- в областта на минните машини – *Цветков, Минин, Янева*;
- в областта на съпротивление на материалите – Ст. Стефанов, Л. Лазов, Маринова;
- в областта на информационните и комуникационните технологии – Станислав Стойков (БАН).

3.2 В чужбина

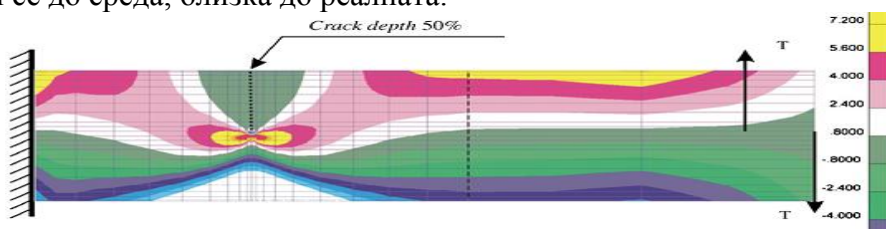
От световната литература са проучени множество заглавия, в които се използват съвременни методи за изследване на огъващи и усукващи трептения, които са обобщени в следните групи:

1 група: Публикации, обхващащи динамичното поведение на роторни системи. При изследването на тези механични системи е установено, че върху тях по време на работа действат едновременно напречни трептения в две направления и усукващо в едно (фиг. 14).



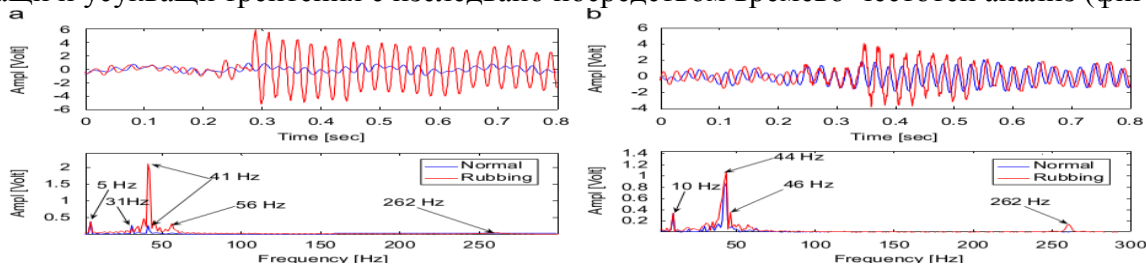
Фиг. 14

2 група: Публикации, в които се използва МКЕ за изследване на огъващи и усукващи трептения, като в основата на метода стои тримерен модел, позволяващ симулиране на деформации вследствие на виртуално приложени натоварвания (фиг.15). Резултатите, получени с този метод позволяват по-ясно онагледяване на възникващите напрежения, доближаващи се до среда, близка до реалната.



Фиг. 15

3 група: Публикации, в които вибрационното поведение на механичните системи при огъващи и усукващи трептения е изследвано посредством времево-честотен анализ (фиг. 16).



Фиг. 16

4. Общи изводи от глава 1

След извършения анализ на литературния обзор, по темата на дисертацията могат да се направят следните обобщени изводи:

1) Голяма част от изследваните огъващи и усукващи трептения са разглеждани само аналитично.

2) Известните числени решения на трептенията са ограничени най-често до рамката на теоретичното визуализиране на част от техните характеристики.

3) Там където са използвани тримерни модели, например при симулации с крайни елементи, резултатите почти никъде не се сравняват с подобни от експериментални стендови изследвания.

4) Не са открити актуални софтуерни алгоритми за изчисляване на динамично натоварени валове.

5) Практични решения от извършените изследвания на огъващи и усукващи трептения не е известно да са прилагани на по-съвременен етап в експлоатационната работа на минните машини.

4. Изводи от глава 1

1. Установено е, че най-неблагоприятните натоварвания върху работоспособността на валовете са цикличните натоварвания, при които е налице сложно напрегнато състояние.

2. Деформационното състояние на валовете зависи в най-силна степен от динамичните натоварвания (вида на силовото натоварване и кинематичните режими при работа).

3. При изследване на различни конфигурации вал-маси най-удобни за сравнение и анализ на резултатите е МКЕ.

4. Изследването на едновременно действащи върху валовете усукващи и огъващи трептения е сложна задача, която изисква ресурс от време, умения и не малко средства.

5. Цел на дисертацията

Да се изследва влиянието на възникващите трептения и якостно - деформационното състояние на динамично натоварен вал при различни силово - кинематични параметри и режими на работа.

6. Основни задачи

ЗАДАЧА №1

Да се извърши избор на подходящ софтуер за проектиране и изследване на огъващи и усукващи трептения на валове, ориентиран към създаване на експериментален стенд за потвърждаване на получаваните резултати.

ЗАДАЧА №2

Да се състави механо-математичен модел на механична система вал-маси, за която аналитично да се изследват възникващите огъващи и усукващи трептения и да се определи влиянието им върху вала.

ЗАДАЧА №3

Да се изследва в подходяща софтуерна среда якостно-деформационното състояние на вал в следствие на възникващите механични трептения.

ЗАДАЧА №4

Да се конструира експериментален стенд за изпитване на динамично натоварени валове.

ГЛАВА 2

ИЗБОР, АНАЛИЗ И ОБОСНОВКА НА СПЕЦИАЛИЗИРАН СОФТУЕР ЗА ИЗСЛЕДВАНЕ НА СЪСТОЯНИЕТО НА СИЛОВО НАТОВАРЕНИ ВАЛОВЕ

1. Обзор

В тази глава са разгледани три актуални CAD програми:

- *Inventor*, *AutoCAD*, *MathCAD* и два съвременни софтуера:

- *MITCalc* и *LabView*, специализирани за проектиране и изследване в областта на техниката.

В дисертацията, с помощта на компютърните програми са решени конкретни задачи в съответните научни области – *механика*, *минна механизация*, *машинознание*.

2. Задачи на „Механиката”, поставени при решаване на конкретни научни проблеми

На фиг. 17 са дадени основните задачи, които науката „Механика” изучава и съответно областите на тяхното приложение.



Фиг. 17

Теоретичната постановка на проблемите, разглеждани в дисертационния труд могат да бъдат частично отнесени към следните направления (съгласно фиг. 17):

- направление 2 – обхваща задачите, свързани с процесите на триене, износване и дълготрайност на машините, механизмите и съставните им елементи;
- направление 4 – разглежда задачите, свързани с механиката на твърдото тяло, якостта на материалите и оптимизацията при проектиране на различни конструкции;
- направление 5 – занимава се със задачите, свързани с разрушаването на материалите, надеждността на конструкциите и предвиждането на определени физични процеси;
- направление 6 - обхваща задачите, свързани с умората на материалите в зависимост от цикличните натоварвания, на които те са подложени.

3. Избор на специализиран софтуер за решаване на поставените в дисертацията задачи

След анализиране на възможностите на различни софтуерни програми, акцентът за използването падна върху следните пет (фиг. 18):

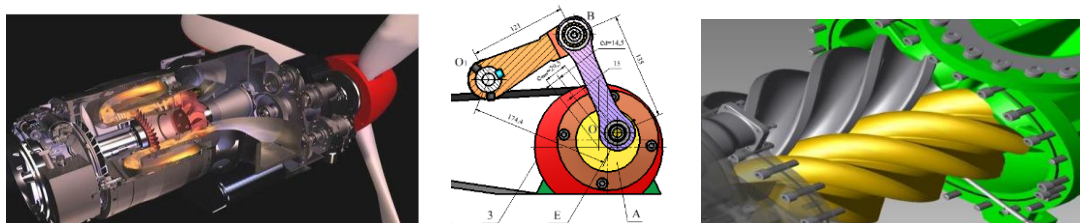
- *Inventor* на фирмата Autodesk;
- *MathCAD*, развиван от PTC (Pro Engineer);
- *LabView* на National Instruments;
- *AutoCAD* (*AutoCAD Mechanical*, *Mechanical Desktop*) - на фирмата Autodesk;
- *MITCalc*.



Фиг. 18

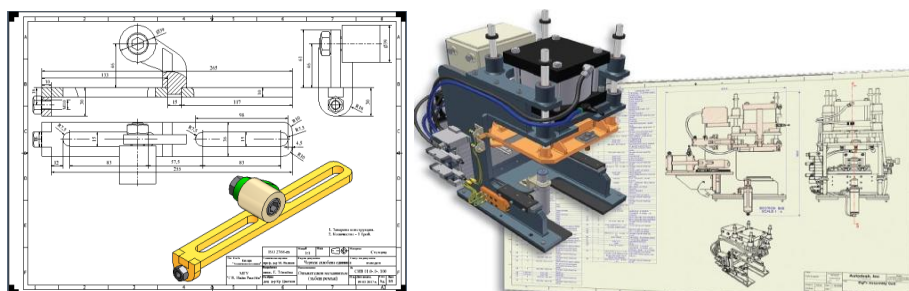
3.1 Inventor

Inventor е специализирана в машиностроенето CAD система. Използва се за моделиране, дизайн и проектиране на машини, трансмисии, метални конструкции (фиг. 19).



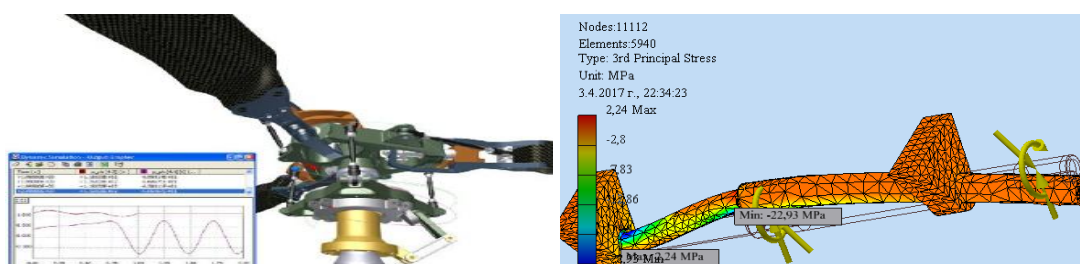
Фиг. 19

Inventor позволява симулиране на динамични процеси в условия, близки до реалните. *Inventor* обхваща всички етапи от идейния проект до техническата документация (фиг. 20).



Фиг. 20

Якостна и динамична симулация-*Inventor* притежава интегрирани функции за симулиране на движенията и натоварванията и анализ на напреженията и деформациите (фиг. 21).

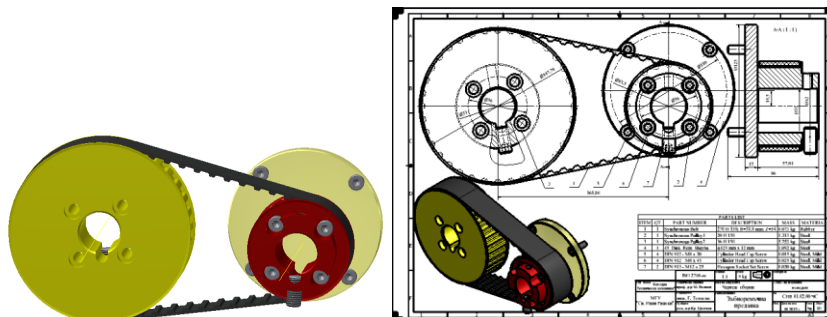


Фиг. 21

Резултатите от динамичната симулация се използват за интегриран анализ по МКЕ:

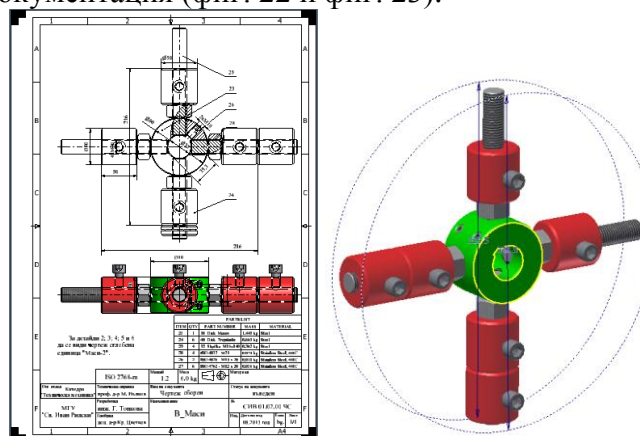
- установява се опасното сечение;
- определя се големината на възникващите напрежения;
- получават се стойности за ъгловите и линейни деформации.

Inventor позволява точно и бързо генериране на механични трансмисии, окомплектовани със стандартни елементи, което му дава предимство пред останалите CAD системи (фиг. 22 и фиг. 23).



Фиг. 22

Inventor позволява директно извличане от модела на необходимата информация за създаване на пълна техническа документация (фиг. 22 и фиг. 23).

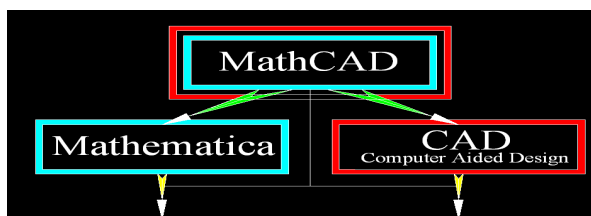


Фиг. 23

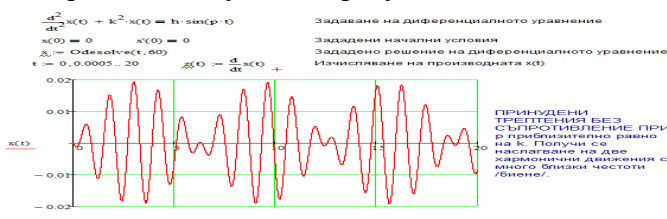
3.2 MathCAD

MathCAD - популярен програмен продукт, който се използва в областта на математиката и техническото проектиране.

MathCAD е асоцииран с някои CAD системи. С него се извършват сложни математични пресмятания и графично визуализиране на получените резултати.



Фиг. 24



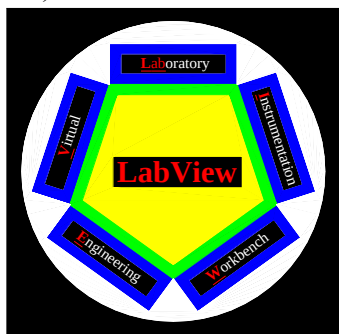
Фиг. 25

Наименование MathCAD е образувано от думата МАТЕМАТИКА и израза CAD, което е разяснено на фиг. 24. MathCAD е обвързан с CAD проектирането като се обхващат следните инженерни дейности (фиг. 25):

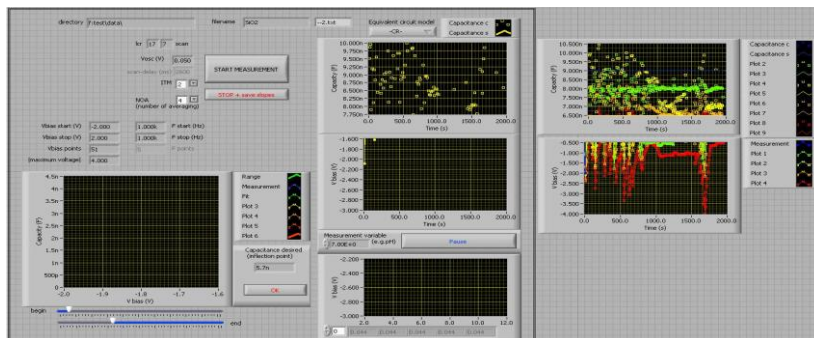
- якостно и кинематично изчисляване;
- CAD моделиране и геометрично оразмеряване;
- динамична симулация;
- оптимизация на проектираните изделия.

3.3 LabVIEW

LabVIEW представлява мощен програмен продукт за измерване от виртуални установки. Специализиран е в областта на контролно-измервателните системи (фиг. 26 и фиг. 27).



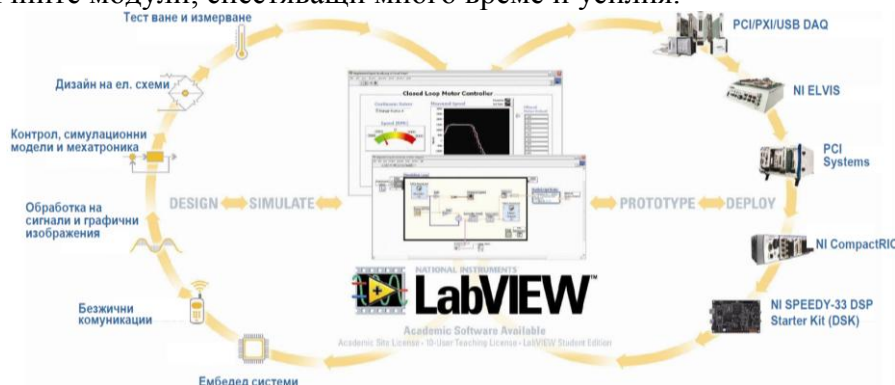
Фиг. 26



Фиг. 27

LabVIEW е образуван от думите: **L**aboratory–**V**irtual–**I**nstrumentation–**E**ngineering–**W**orkbench (показано на фиг. 27).

Предимство на LabVIEW е богатата поддръжка на инструменталната техника, към която се отнасят графичните модули, спестяващи много време и усилия.

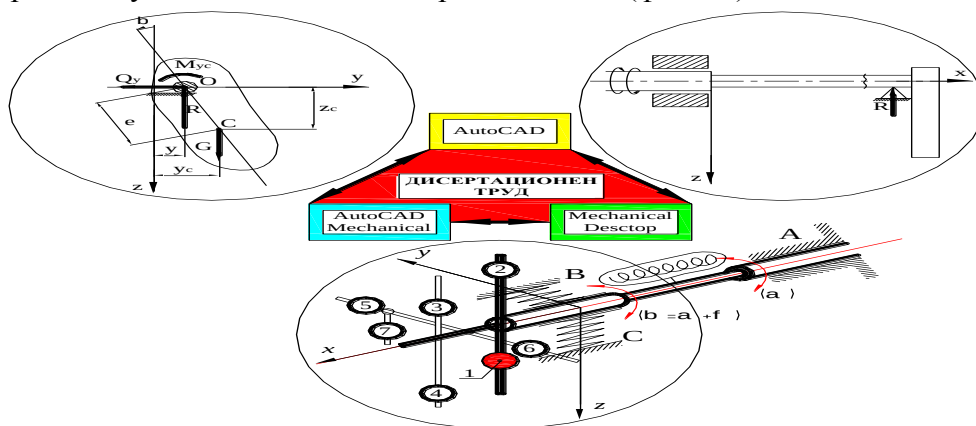


Фиг. 28

В графичната среда на LabVIEW се разработват приложения за: тестване; измерване и контрол на процеси. Системата позволява на инженери, които не са програмисти, да създават свои приложения (фиг. 28).

3.4 AutoCAD

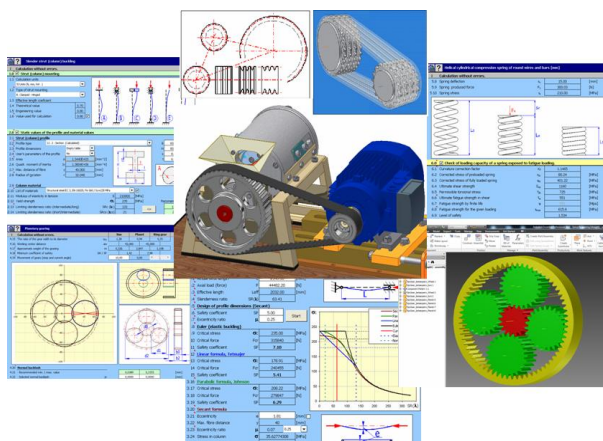
AutoCAD е най-разпространената CAD система. Използва се при изготвянето на конструкторски документации и схеми от различен вид (фиг. 29).



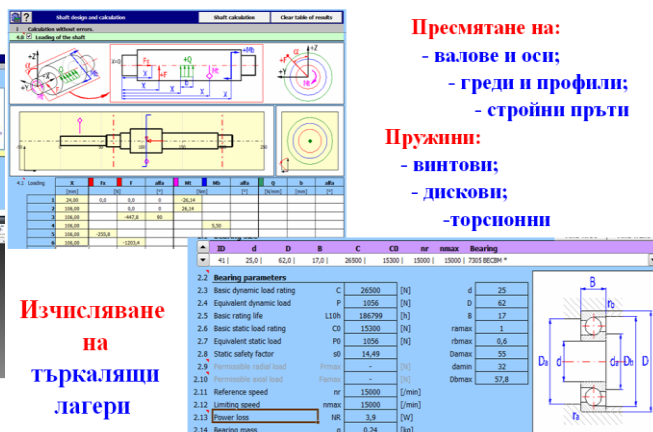
Фиг. 29

В **AutoCAD Mechanical** са вградени генератори за якостно пресмятане и оразмеряване на детайли, сглобени единици и механични предавки. Системата поддържа двустранен обмен на данни с Inventor.

3.5 MITCalc е специализирана софтуерна програма, която се използва за якостно изчисляване и геометрично оразмеряване в областта на – механиката, съпротивлението на материалите и машинните елементи (фиг. 30).



Фиг. 30



Изчисляване
на
търкалящи
лагери

Пресмятане на:

- валове и оси;
- греди и профили;
- стройни пръти

Пружини:

- винтови;
- дискови;
- торсионни

Фиг. 31

След извършеното пресмятане (фиг. 31 и фиг. 32), програмата дава възможност за автоматизирано генериране на модели и чертежи в CAD системи - **AutoCAD, Inventor, Solid Edge, Solid Works, CATIA, NX** и др.

4. Анализ на извършена дейност по глава 2

1. Проучени са множество софтуерни продукти за решаване на поставените в дисертацията задачи.

Направена е обосновка и е избран лицензиран CAD софтуер, характеризиращ се с прецизност на получаваните резултати.

2. Направена е класификация на основните задачи, решавани в механиката, както и на видовете трептения, при което е отразено мястото, вида и значението на изследваните в дисертацията такива.

Установено е, че възникващите трептения са сериозен проблем, изискващ сериозен подход при тяхното изследване.

5. ИЗВОДИ ОТ ГЛАВА II

1) Използването на специализиран софтуер изисква умения за работа с компютърните програми, за което е необходимо ресурс от време за тяхното усвояване и съвместим с тях мощен хардуер.

2) Владееенето на CAD системите улеснява работата на инженера като едновременно с това се постигат бързи и качествени резултати.

3) Прилагането на получените резултати в практиката е важна и отговорна задача с отговорности и бъдещи последствия както за „производителя“, така и за „ползвателя“.

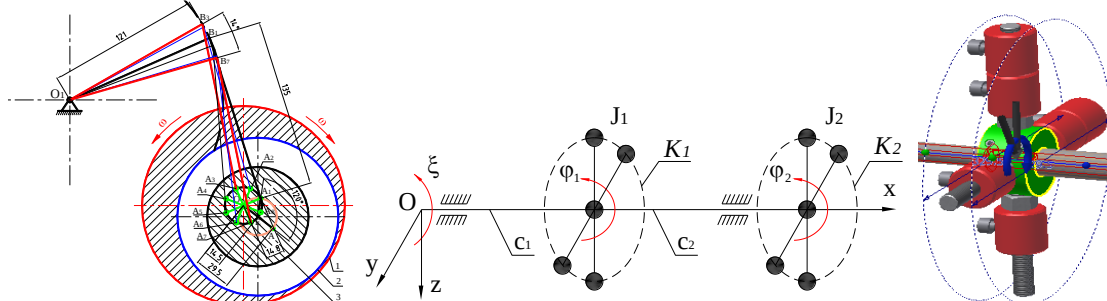
6. ЗАКЛЮЧЕНИЕ

Извършен е задълбочен анализ на най-често използваните специализирани технически и CAD софтуерни продукти. Изложени са техните възможности и предимства. От тях би трябвало да се възползва всеки специалист в техническата област. Извършеният по тях обзор би бил полезен за студенти с техническа насоченост. Информацията може да се ползва в учебния процес и от хора начинаещи или ползващи специализиран CAD софтуер.

ГЛАВА 3 **АНАЛИТИЧНО ИЗСЛЕДВАНЕ НА ВЪЗНИКВАЩИТЕ ОГЪВАЩИ И УСУКВАЩИ** **ТРЕПТЕНИЯ И ВЛИЯНИЕТО ИМ ВЪРХУ ДИНАМИЧНО НАТОВАРЕНИ ВАЛОВЕ**

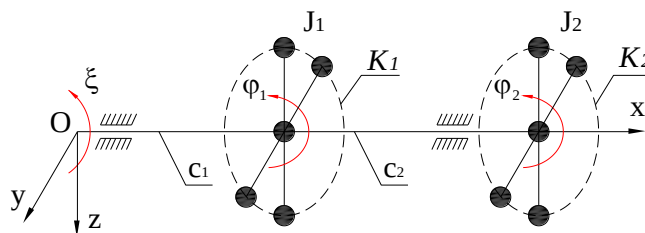
1. Същност на проблемите в решаваните задачи

Съгласно поставената цел, обект на изследване в дисертационната работа е влиянието на възникващите по време на работа огъващи и усукващи трептения на механична система вал-маси с две степени на свобода (фиг. 32).



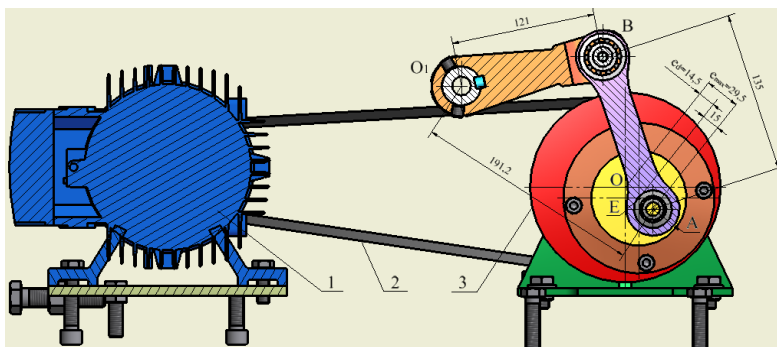
Фиг. 32

Разгледан е случай, при който стъпален кух вал е подложен на динамично натоварване. Дясната част на вала е конзолна (фиг.33). Върху вала са закрепени две регулируеми конфигурации от тежести – K_1 и K_2 . Едната конфигурация K_1 е разположена по средата между двете опори, а другата K_2 – в конзолния участък на вала. Валът получава задвижване от четиризвенеен механизъм. Въртенето на вала е реверсивно. Ъгълът на завъртане зависи от ексцентрицитета. Максималният ъгъл на завъртане на вала е $\varphi = \pm 29^\circ$.



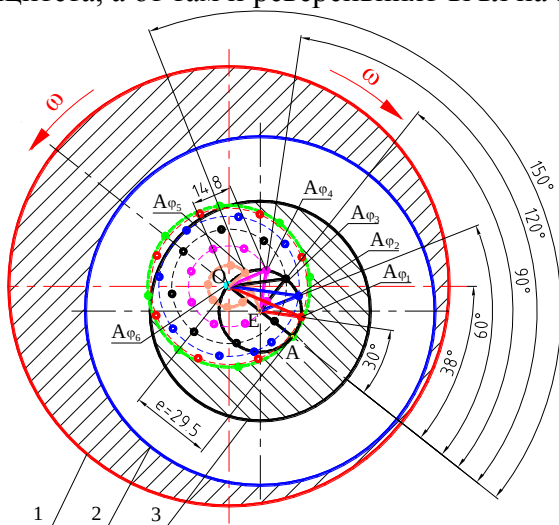
Фиг. 33

На фиг. 34 е показан начинът на задвижване на изпитвания вал върху експерименталния стенд. Електродвигател 1 с честота на въртене $n=1420 \text{ min}^{-1}$ работи в стационарен режим с постоянни обороти и предава въртеливо движение на фланец 3 посредством клиноремъчна предавка 2 с предавателно отношение $i=2,11$. На фланеца 3 с център O ексцентрично е монтиран диск с ексцентрицитет $e_d=14,5 \text{ mm}$, в чиято точка A ставно е закрепен единия край на мотовилка AB от четиризвенеен механизъм. Мотовилката AB е с дължина $b=135 \text{ mm}$. Другият край B на мотовилката AB е свързан чрез цилиндрична става към единия край B на коляно O_1B с дължина $a=121 \text{ mm}$. Вторият край на коляното O_1 е фиксиран към изпитвания вал, като оста на вала минава през точка O_1 .

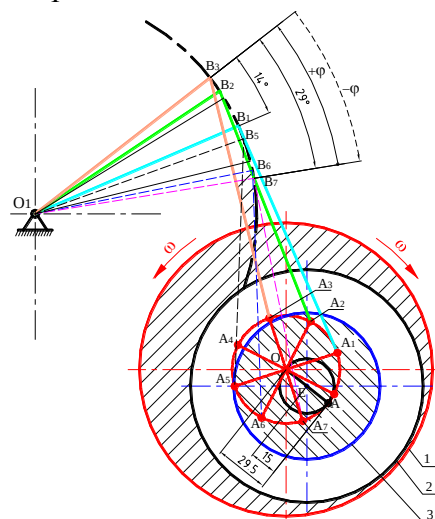


Фиг. 34

На фиг. 35 е показана постановката, при която дължината на входното рамо на четиризвения механизъм може да се променя, с което се променя големината на ексцентрицитета, а от там и реверсивният ъгъл на завъртане.



Фиг. 35

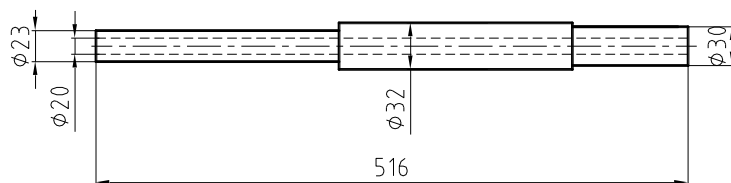


Фиг. 36

Когато четиризвения механизъм е настроен да работи при максимален ексцентрицитет, тогава рамото $OA = e_{\max} = 29,5 \text{ mm}$, фиг. 36. В този случай при завъртане на фланеца 3, изходното рамо се завърта спрямо т. O_1 , като описва максимален ъгъл $\varphi = 29^\circ$, след което се сменя посоката на ротация и рамото се завърта в противоположната посока на същия ъгъл.

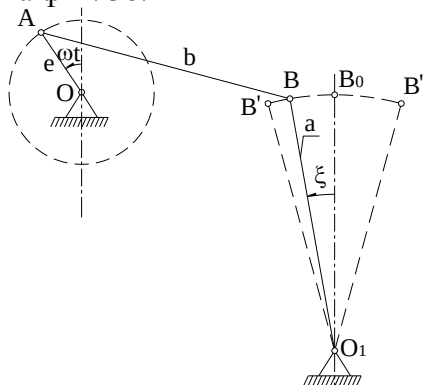
2. Първи аналитично изследван случай

Разглеждат се възникващите усукващи трептения на вал при кинематично смущение от четиризвения механизъм. Аналитично се изследва влиянието на свободните и принудени трептения на вал, който в конструктивно отношение е изяснен на фиг. 37.



Фиг. 37

Опростената кинематична схема на четиризвения механизъм, предаващ движението към изпитвания вал е показана на фиг. 38.



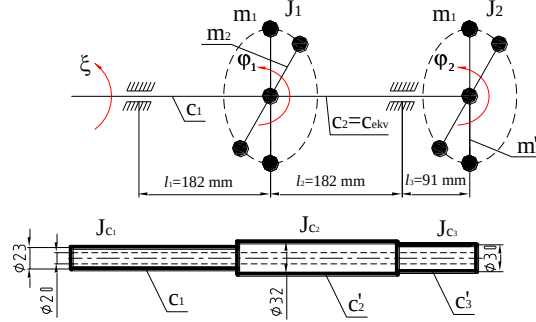
Фиг. 38

За този случай е изведен законът по който се изменя кинематичното смущение (1 и 2):

$$\xi = \lambda \cdot \sin \omega t \quad (1)$$

$$\xi = 0,244 \cdot \sin \omega t \quad (2)$$

Динамичният модел за изследване на усукващите трептения е показан на фиг. 39.



Фиг. 39

Уравненията на Лагранж от $\Pi^{\text{ри}}$ род са представени с израза (3):

$$\begin{cases} \frac{d}{dt} \left(\frac{\partial T}{\partial \dot{\phi}_1} \right) - \frac{\partial T}{\partial \phi_1} = - \frac{\partial \Pi}{\partial \phi_1} \\ \frac{d}{dt} \left(\frac{\partial T}{\partial \dot{\phi}_2} \right) - \frac{\partial T}{\partial \phi_2} = - \frac{\partial \Pi}{\partial \phi_2} \end{cases} \quad (3)$$

Кинетичната и потенциална енергия на изпитваната механична система се определя с:

$$T = \frac{1}{2} J_1 \dot{\phi}_1^2 + \frac{1}{2} J_2 \dot{\phi}_2^2 \quad (4)$$

$$\Pi = \Pi(\vec{F}_{e\phi_1}) + \Pi(\vec{F}_{e\phi_2}) = \frac{1}{2} c_1 (\phi_1 - \xi)^2 + \frac{1}{2} c_2 (\phi_2 - \phi_1)^2. \quad (5)$$

Диференциалните уравнения на движението са:

$$\begin{cases} J_1 \ddot{\phi}_1 + (c_1 + c_2) \phi_1 - c_2 \phi_2 = c_1 \lambda \sin \omega t \\ J_2 \ddot{\phi}_2 - c_2 \phi_1 + c_2 \phi_2 = 0. \end{cases} \quad (6)$$

Честотното уравнение на системата в развит вид е представено в (7):

$$J_1 J_2 k^4 - [J_2 (c_1 + c_2) + J_1 c_2] k^2 + c_1 c_2 = 0. \quad (7)$$

2.1 Определяне на първа и втора собствени честоти на системата

Собствените честоти на разглежданата механична система с две степени на свобода се дават от корените k_1 и k_2 на уравнението:

$$k_{1,2}^2 = \frac{1}{2} \left[\frac{c_2}{J_2} + \frac{c_1 + c_2}{J_1} \pm \sqrt{\left(\frac{c_2}{J_2} + \frac{c_1 + c_2}{J_1} \right)^2 - 4 \frac{c_1 c_2}{J_1 J_2}} \right] \quad (8)$$

За коефициентите на еластичност в двата участъка са получени следните стойности:

$$c_1 = 5117 \text{ N.m} \quad (9)$$

$$c_2 = c_{\text{екв.}} = 22594 \text{ N.m} \quad (10)$$

За инерционните моменти спрямо оста на вала в двата участъка се поучават:

$$J_1 = 0,0162876 \text{ kg.m}^2 \quad (11)$$

$$J_2 = 0,01760732 \text{ kg.m}^2 \quad (12)$$

Собствените честоти на трептящата механичната система вал-маси са както следва:

$$k_1 = 377 \text{ s}^{-1} \quad (13)$$

$$k_2 = 1686 \text{ s}^{-1} \quad (14)$$

Общото решение на системата **хомогенни диференциални уравнения** има вида:

$$\begin{cases} \phi_{1\text{хом.}} = B_1^{(1)} \sin k_1 t + B_1^{(2)} \sin k_2 t \\ \phi_{2\text{хом.}} = \mu_1 B_1^{(1)} \sin k_1 t + \mu_2 B_1^{(2)} \sin k_2 t. \end{cases} \quad (15)$$

2.2 Чисто принудени трептения. Амплитуди

Чисто принудените трептения на вала, които имат важно значение за практиката, се дават от частното решение на системата диференциални уравнения във вида (16):

$$\eta_1 = D_1 \sin \omega t, \quad \eta_2 = D_2 \sin \omega t. \quad (16)$$

Амплитудите на принудените усукващи трептения се записват с изрази:

$$D_1 = \frac{\Delta_1}{\Delta} = \frac{c_1 \lambda (c_2 - J_2 \omega^2)}{J_1 J_2 (\omega^2 - k_1^2) (\omega^2 - k_2^2)}; \quad (17)$$

$$D_2 = \frac{\Delta_2}{\Delta} = \frac{c_1 c_2 \lambda}{J_1 J_2 (\omega^2 - k_1^2) (\omega^2 - k_2^2)}.$$

Закона за движение на чисто принудените трептения на системата има вида:

$$\begin{cases} \varphi_1 = \eta_1 = \frac{c_1 \lambda (c_2 - J_2 \omega^2)}{J_1 J_2 (\omega^2 - k_1^2) (\omega^2 - k_2^2)} \sin \omega t; \\ \varphi_2 = \eta_2 = \frac{c_1 c_2 \lambda}{J_1 J_2 (\omega^2 - k_1^2) (\omega^2 - k_2^2)} \sin \omega t. \end{cases} \quad (18)$$

Ако бъде изпълнено условието:

$$\Delta_1 = 0 \Rightarrow D_1 = 0 \Rightarrow c_2 - J_2 \omega^2 = 0 \Rightarrow \omega = \sqrt{\frac{c_2}{J_2}} \quad (19)$$

се наблюдава явлението **антирезонанс**.

С помощта на изведения закон на принудените трептения могат да се определят динамичните моменти, натоварващи двата участъка на вала. Те се дават с изразите:

$$M_1 = c_1 (\varphi_1 - \xi) \quad (20)$$

$$M_2 = c_2 (\varphi_2 - \varphi_1) \quad (21)$$

При въртливо движение, зависимостта между ъгловата скорост и честотата на въртене е:

$$\omega = \frac{\pi \cdot n}{30 \cdot i} \quad (22)$$

Получената стойност за ъгловата скорост (принудената честота) е:

$$\omega = 70,5 \text{ s}^{-1} \quad (23)$$

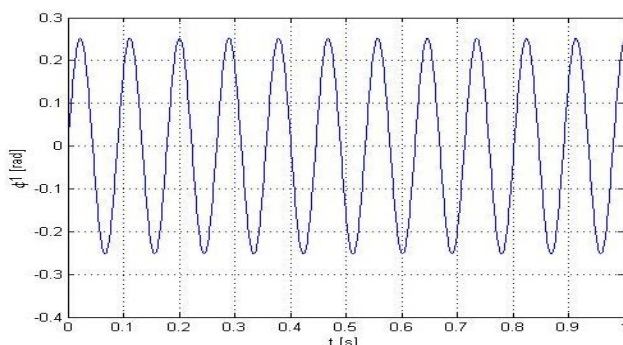
Окончателно за амплитудите се получават следните стойности:

$$D_1 = 0,251759266 \approx 0,252 \text{ m} \quad (24)$$

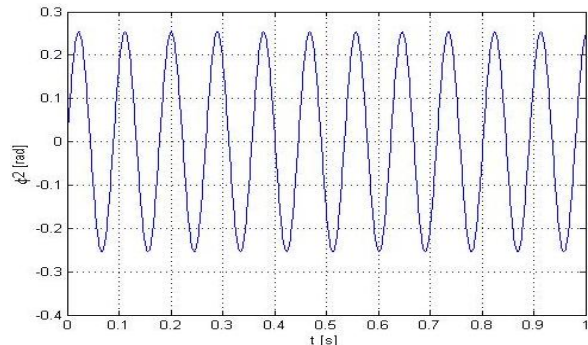
$$D_2 = 0,25273819 \approx 0,253 \text{ m}$$

2.3 Резултати от числения пример

Резултатите от числения пример са визуализирани графично на следващите фигури:



Фиг. 40 Закон на движението по първата обобщена координата



Фиг. 41 Закон на движението по втората обобщена координата

2.4 Виброскорости и виброускорения

Виброскоростите и виброускоренията в отделните участъци на изследвания вал имат стойности:

$$\dot{\phi}_1 = 17,78 \text{ s}^{-1} \quad (25)$$

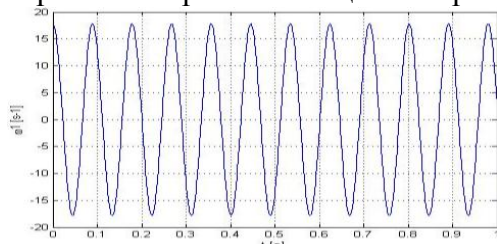
$$\dot{\phi}_2 = 17,85 \text{ s}^{-1}$$

$$\ddot{\phi}_1 = 1254 \text{ s}^{-2} \quad (26)$$

$$\ddot{\phi}_2 = 1260 \text{ s}^{-2}$$

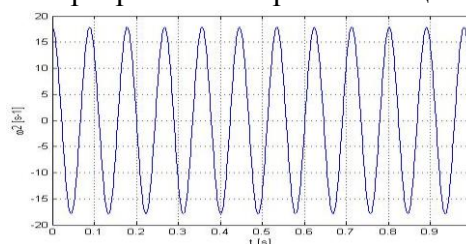
Обобщените скорости графично са визуализирани на фиг. 42 и фиг. 43.

Виброграма на първата обобщена скорост



Фиг. 42

Виброграма на втората обобщена скорост



Фиг. 43

2.5 Стойности на динамичните моменти

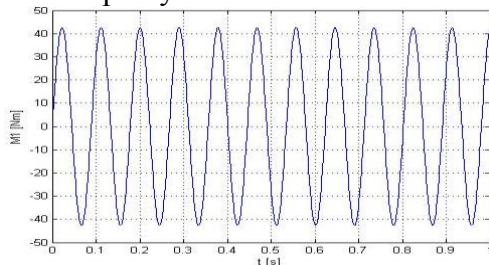
Максималните стойности на динамичните моменти в двата участъка на вала са определени по-долу. Изменението на моментите е показано на фиг. 44 и фиг. 45.

Отчетени са:

$$\max |M_1| = 42,6 \text{ N.m} \quad (27)$$

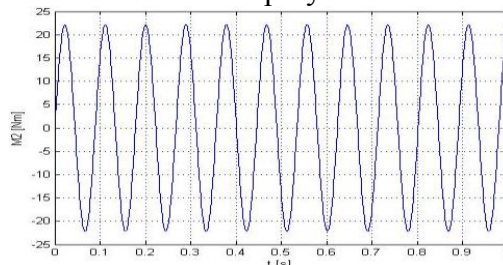
$$\max |M_2| = 22,2 \text{ N.m} \quad (28)$$

Изменение на динамичния момент в първи участък на вала



Фиг. 44

Изменение на динамичния момент във втори участък на вала



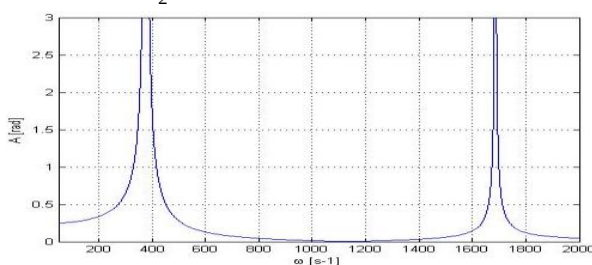
Фиг. 45.

2.6 Амплитудно-честотна характеристика на трептенията

Наблюдават се двете резонансни области около собствените кръгови честоти

$$k_1 = 376,55 \text{ s}^{-1} \quad (29)$$

$$k_2 = 1685,93 \text{ s}^{-1} \quad (30)$$



Фиг. 46

Получени са и стойностите на инерционните моменти в двата участъка на вала:

$$M_{\phi 1} = 20,425 \text{ N.m} \quad (31)$$

$$M_{\phi 2} = 22,185 \text{ N.m} \quad (32)$$

3. Изводи от първи аналитично изследван случай

1. Извършено е механо-математично моделиране на усукващи трептения на вал с две ротиращи маси. Изведена е формулата за кинематичното смущение, внасяно от четиризвенника.

2. Получени са диференциалните уравнения, описващи трептенията на вала. Аналитично е получен закона на възникващите чисто принудени усукващи трептения.

3. Определени са стойностите на периодично изменящите се динамични усукващи моменти в участъците на вала. Чрез тях могат да се решат различни задачи за оразмеряване или якостни проверки.

4. Представен е числен пример като е визуализиран законът за движение на изследваната трептяща механична система.

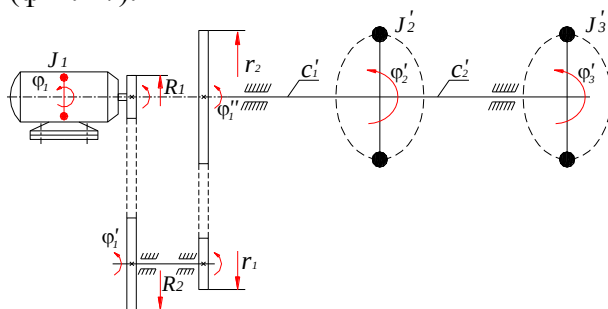
Изведени са стойности и графично са представени виброграмите на обобщените скорости и амплитудно-честотната характеристика на трептенията като са отчетени максималните динамични моменти, натоварващи двата участъка на изследвания вал.

4. Втори аналитично изследван случай

Във втория аналитично изследван случай са разгледани възникващите усукващи трептения на вал вследствие неточности в предавателния механизъм. В машините съществуват грешки от неточности при изработка и монтаж, които се изразяват в несъосност, отклонения в размерите, формата и качеството на повърхнините. Тези грешки причиняват вибрации и допълнително натоварване на валове в процеса на работа. При извършеното изследване е обхванат случая, при който усукващите трептения на вал се предизвикват от несъосност (ексцентрицитет) между геометричните оси на свързани ротиращи елементи, предаващи въртливо движение.

4.1 Механо-математичен модел

Създаден е механо-математичен модел, с който се разглеждат усукващите трептения, възникващи във вал с две съсредоточени ротиращи маси. Движението към изпитвания вал се подава от електродвигател посредством последователно свързани клиноремъчна и зъбноремъчна предавки (фиг. 47).

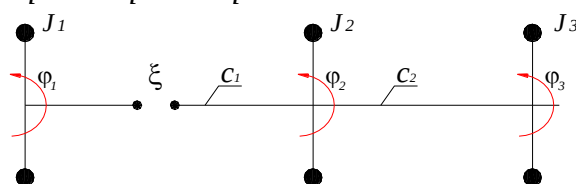


Фиг. 47 Модел за изследване на усукващите трептения на вал

4.2 Приведен динамичен модел

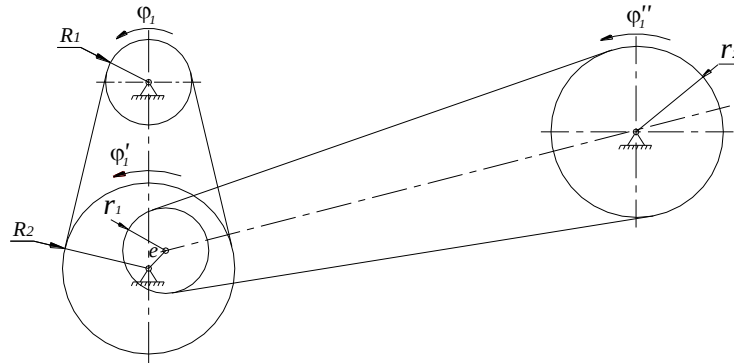
За изследване поведението на елементите на механичната система е извършено привеждане на инерционните и еластичните характеристики на ротиращите маси, както и на ъглите им на завъртане към оста на ротора на електродвигателя. Получена е приведената схема на вала (фиг. 48). Приведените параметри на системата са:

$$J_2 = \frac{J_2'}{i^2}; J_3 = \frac{J_3'}{i^2}; c_1 = \frac{c_1'}{i^2}; c_2 = \frac{c_2'}{i^2}; \varphi_1 = \varphi_1' \cdot i; \varphi_2 = \varphi_2' \cdot i; \varphi_3 = \varphi_3' \cdot i. \quad (33)$$



Фиг. 48 Приведен динамичен модел

Източник на смущението в трептящата система е наличието на ексцентрицитет между водимата шайба на клино-ремъчната предавка и водещата шайба на зъбно-ремъчната предавка (фиг. 49). Отместването е причина за промяна в предавателното число на предавките между електродвигателя и вала.



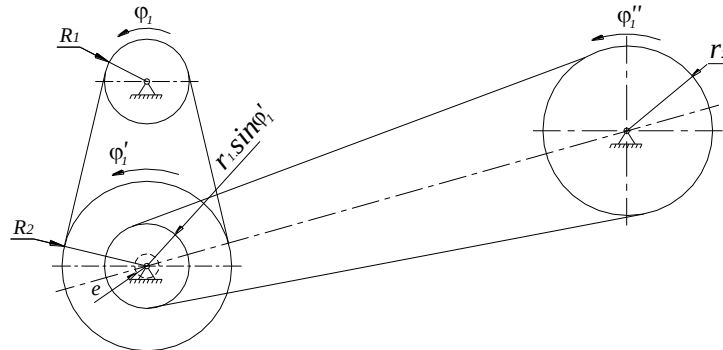
Фиг. 49 Ексцентрицитет в предавателния механизъм $e < 1.10^{-3} m$

Наличието на ексцентрицитет е моделирано посредством променлив радиус (34) на водещото колело на зъбно-ремъчната предавка (фиг. 50).

$$r_1 + e \sin \phi_1' \quad (34)$$

За предавателното число на привода се получава изразът (35):

$$\frac{\dot{\phi}_1}{\dot{\phi}_1 \cdot i} = \frac{R_2}{R_1} \cdot \frac{r_2}{r_1 + e \sin \phi_1'} \Rightarrow \frac{\dot{\phi}_1''}{\dot{\phi}_1} = \frac{1}{i} \left(\frac{R_1 \cdot r_1}{R_2 \cdot r_2} + \frac{R_1 \cdot e}{R_2 \cdot r_2} \sin \phi_1' \right) \Rightarrow \frac{\dot{\phi}_1''}{\dot{\phi}_1} = 1 + \frac{e}{r_1} \sin \phi_1' \quad (35)$$



Фиг. 50

Кинематичното смущение приема вида:

$$\xi = \frac{e}{r_1} \left(\sin \omega t + \frac{q_1}{i_1} \cos \omega t - \frac{q_1^2}{2 \cdot i_1^2} \sin \omega t + \dots \right) \quad (36)$$

$$\xi = \frac{e}{r_1} \sin \omega t \quad (37)$$

4.3 Диференциални уравнения на усукващите трептения на вала

$$T = \frac{1}{2} J_1 \dot{q}_1^2 + \frac{1}{2} J_2 \dot{q}_2^2 + \frac{1}{2} J_3 \dot{q}_3^2, \quad (38)$$

$$\Pi = \frac{1}{2} c_1 (q_2 - q_1 - \xi)^2 + \frac{1}{2} c_2 (q_3 - q_2)^2. \quad (39)$$

$$\begin{cases} J_1 \ddot{q}_1 + c_1 (q_1 - q_2 - \xi) = 0, \\ J_2 \ddot{q}_2 - c_1 (q_1 - q_2 - \xi) + c_2 (q_2 - q_3) = 0, \\ J_3 \ddot{q}_3 - c_2 (q_2 - q_3) = 0. \end{cases} \quad (40)$$

$$\begin{cases} J_1 \ddot{q}_1 + c_1 q_1 - c_1 q_2 = \frac{c_1 e}{r_1} \sin \omega t, \\ J_2 \ddot{q}_2 - c_1 q_1 + (c_1 + c_2) q_2 - c_2 q_3 = -\frac{c_1 e}{r_1} \sin \omega t, \\ J_3 \ddot{q}_3 - c_2 q_2 + c_2 q_3 = 0. \end{cases} \quad (41)$$

4.4 Честотно уравнение - собствени честоти

$$k^2 \left[k^4 - \left(\frac{c_1}{J_1} + \frac{c_1 + c_2}{J_2} + \frac{c_2}{J_3} \right) k^2 + c_1 c_2 \frac{(J_1 + J_2 + J_3)}{J_1 J_2 J_3} \right] = 0 \quad (42)$$

4.5 Закон на чисто принудените трептения. Динамични усукващи моменти

$$\begin{aligned} q_1 &= \frac{c_1 e \left[c_2 (J_2 + J_3) - J_2 J_3 \omega^2 \right]}{J_1 J_2 J_3 r_1 (\omega^2 - \kappa_1^2) (\omega^2 - \kappa_2^2)} \sin \omega t, \\ q_2 &= \frac{c_1 e (J_3 \omega^2 - c_2)}{J_2 J_3 r_1 (\omega^2 - \kappa_1^2) (\omega^2 - \kappa_2^2)} \sin \omega t, \\ q_3 &= \frac{-c_1 c_2 e}{J_2 J_3 r_1 (\omega^2 - \kappa_1^2) (\omega^2 - \kappa_2^2)} \sin \omega t. \end{aligned} \quad (43)$$

4.6 Закон на чисто принудените трептения. Динамични усукващи моменти

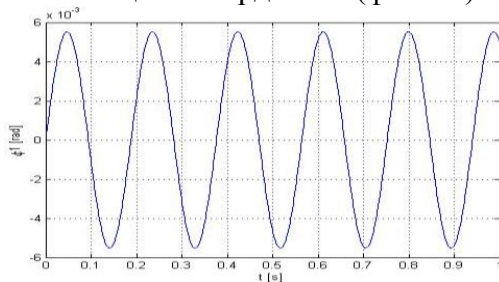
$$M_1 = c_1 (q_1 - q_2 - \xi); \quad M_2 = c_2 (q_2 - q_3) \quad (44)$$

Стойностите на собствените честоти са

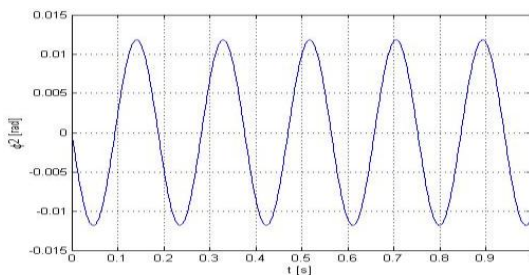
$$k_1 = 695 \text{ s}^{-1}; \quad k_2 = 1512,6 \text{ s}^{-1} \quad (45)$$

4.7 Виброграми от изследвания случай

Закон на движението по първата обобщена координата (фиг. 51) Закон на движението по втората обобщена координата (фиг. 52)



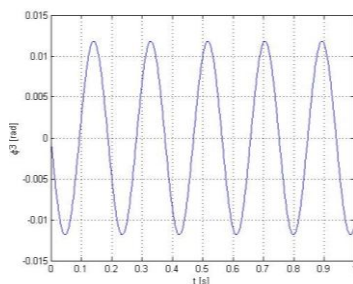
Фиг. 51



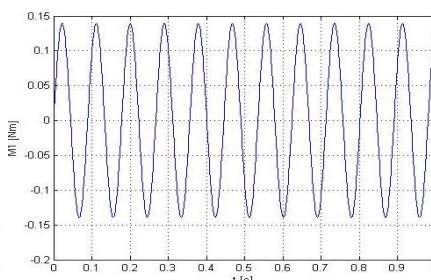
Фиг. 52

На следващите фигури графично са представени:

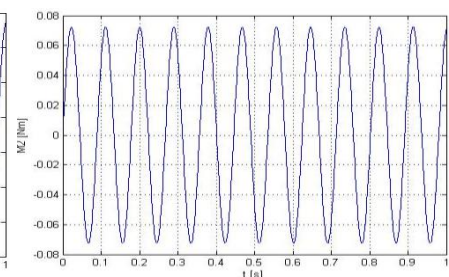
- закона на движението по трета обобщена координата (фиг. 53);
- изменение на динамичния момент в първи участък на вала (фиг. 54);
- изменение на динамичния момент във втори участък на вала (фиг. 55).



Фиг. 53



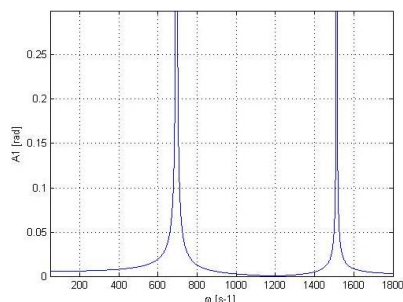
Фиг. 54



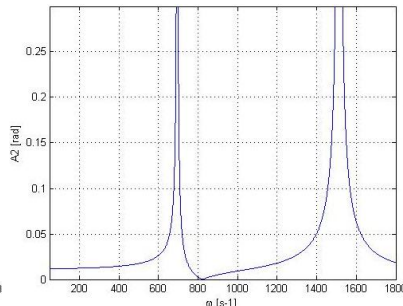
Фиг. 55

4.8 Амплитудно-частотни характеристики на трептенията

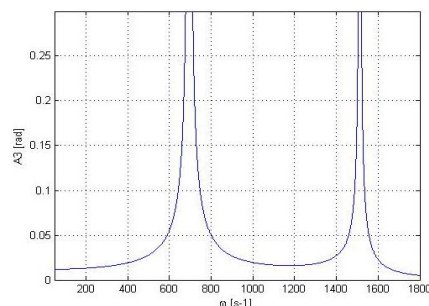
На следващите фигури са показани амплитудно-частотните характеристики на изследваните трептения: АЧХ за обобщената координата q_1 (фиг. 56); АЧХ за обобщената координата q_2 (фиг. 57); АЧХ за обобщената координата q_3 (фиг. 58).



Фиг. 56



Фиг. 57



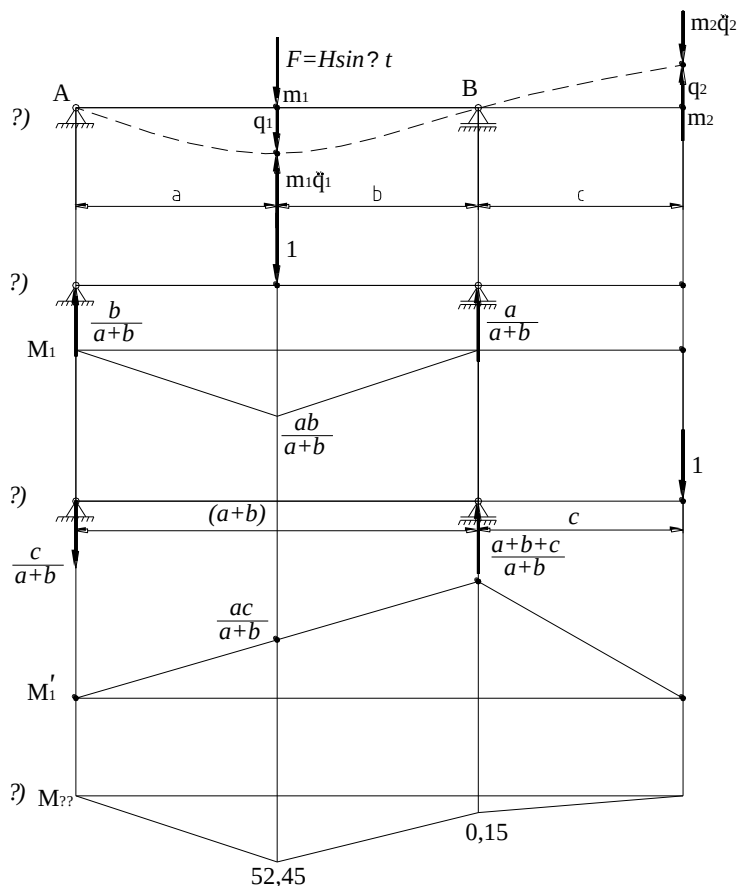
Фиг. 58

4.9 Изводи за втори случай

Въпреки, че неточността в привода има малка стойност, тя е причина за вибрационно натоварване на вала. При това е възможно настъпването на резонанс и неконтролируемо нарастване на амплитудите на усукващите трептения. Ако обаче стойностите на параметрите удовлетворяват определени условия, вредните ефекти биха били сведени до минимум.

5. Трети аналитично изследван случай

При този случай са изследвани напречни трептения на вал под действието на периодично смущение (фиг. 59). Валът е с дължина $l = a + b + c$, а отделните участъци са: $a = 182 \text{ mm}$, $b = 182 \text{ mm}$, $c = 91 \text{ mm}$. Върху вала са установени маси $m_1 = 6 \text{ kg}$ и $m_2 = 6,8 \text{ kg}$. Инерционният момент на напречното сечение на вала е $J = J_{c_1} = J_{c_2} = 4,127 \cdot 10^{-8} \text{ m}^4$. Модул на еластичност $E = 2,1 \cdot 10^{11} \text{ Pa}$.



Фиг. 59 Изследвана механична система вал-маси

Върху първата съсредоточена маса действа периодична смущаваща сила, изменяща се по закона:

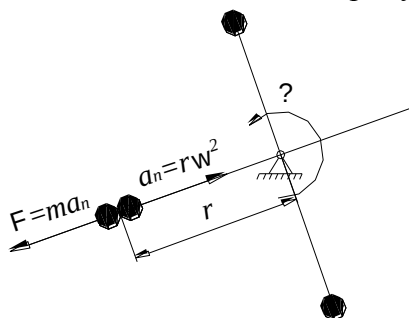
$$F = H \sin \omega t \quad (46)$$

Амплитудата зависи (фиг. 60):

- от неуравновесената маса;
- от нейното разстояние до оста на вала и
- от квадрата на ъгловата скорост, съгласно формулата:

$$H = mr\omega^2 \quad (47)$$

Затова е необходимо да се определи и законът на чисто принудените трептения.



Фиг. 60 Неуравновесени ротиращи маси

5.1 Диференциални уравнения на напречните (огъващите) трептения. Честотно уравнение. Собствени честоти

За да се съставят диференциалните уравнения на движение се използва принципа на Даламбер. Върху изследваната система вал-маси действат силите:

$$\bar{\Phi}_1^* = -m_1 \ddot{q}_1 + H \sin \omega t \quad (48)$$

$$\bar{\Phi}_2 = -m_2 \ddot{q}_2 \quad (49)$$

като е необходимо да бъдат намерени преместванията на приложните им точки:

$$\begin{aligned} q_1 &= \delta_{11} \bar{\Phi}_1^* + \delta_{12} \bar{\Phi}_2, \\ q_2 &= \delta_{21} \bar{\Phi}_1^* + \delta_{22} \bar{\Phi}_2. \end{aligned} \quad (50)$$

Коефициентите δ_{ik} се определят по правилото на Верещагин. След аналитични преобразувания се получават диференциалните уравнения на напречните трептения:

$$\begin{cases} m_1 \delta_{11} \ddot{q}_1 + m_2 \delta_{12} \ddot{q}_2 + q_1 = \delta_{11} H \sin \omega t \\ m_1 \delta_{21} \ddot{q}_1 + m_2 \delta_{22} \ddot{q}_2 + q_2 = \delta_{21} H \sin \omega t \end{cases} \quad (51)$$

Това е нехомогенна система и нейното решение е сума от решението на съответстващата хомогенна система и едно частно решение. Честотното уравнение на системата има вида:

$$(1 - m_1 \delta_{11} k^2)(1 - m_2 \delta_{22} k^2) - m_1 m_2 \delta_{12}^2 k^4 = 0 \quad (52)$$

$$\Rightarrow m_1 m_2 (\delta_{11} \delta_{22} - \delta_{12}^2) \omega^4 - (m_1 \delta_{11} + m_2 \delta_{22}) \omega^2 + 1 = 0 \quad (53)$$

Ако свободните трептения се извършват с честота k то честотното уравнение има два различни положителни корена:

$$k_{1,2}^2 = \frac{m_1 \delta_{11} + m_2 \delta_{22} \pm \sqrt{(m_1 \delta_{11} - m_2 \delta_{22})^2 + 4 m_1 m_2 \delta_{12}^2}}{2 m_1 m_2 (\delta_{11} \delta_{22} - \delta_{12}^2)}. \quad (54)$$

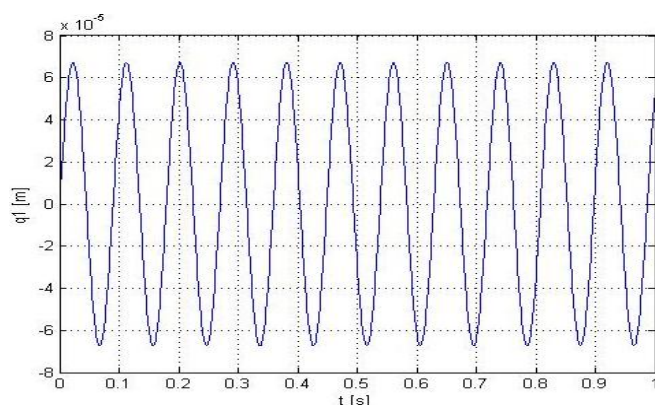
5.2 Закон на чисто принудените трептения на разглежданата механична система

$$\begin{cases} q_1 = \frac{H \left[\delta_{11} - (\delta_{11}\delta_{22} - \delta_{12}^2) m_2 \omega^2 \right]}{m_1 m_2 (\delta_{11}\delta_{22} - \delta_{12}^2) (\omega^2 - k_1^2) (\omega^2 - k_2^2)} \sin \omega t, \\ q_2 = \frac{\delta_{21} H}{m_1 m_2 (\delta_{11}\delta_{22} - \delta_{12}^2) (\omega^2 - k_1^2) (\omega^2 - k_2^2)} \sin \omega t. \end{cases} \quad (55)$$

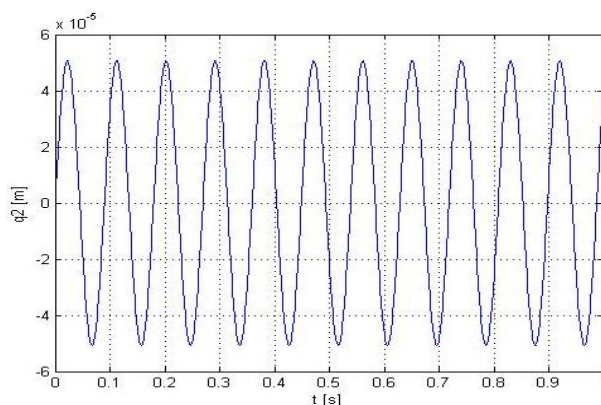
Анализът на формули показва, че е възможно амплитудата на трептенията на първата обобщена координата да стане равна на нула. Ако бъде изпълнено условието:

$$\Delta_1 = 0 \Rightarrow A_1 = 0 \Rightarrow \delta_{11} - (\delta_{11}\delta_{22} - \delta_{12}^2) m_2 \omega^2 = 0 \Rightarrow \omega = \sqrt{\frac{(\delta_{11}\delta_{22} - \delta_{12}^2) m_2}{\delta_{11}}}. \quad (56)$$

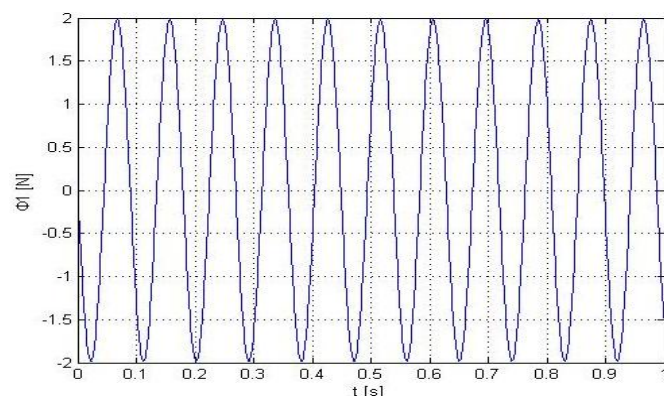
5.3 Графично представяне на резултатите



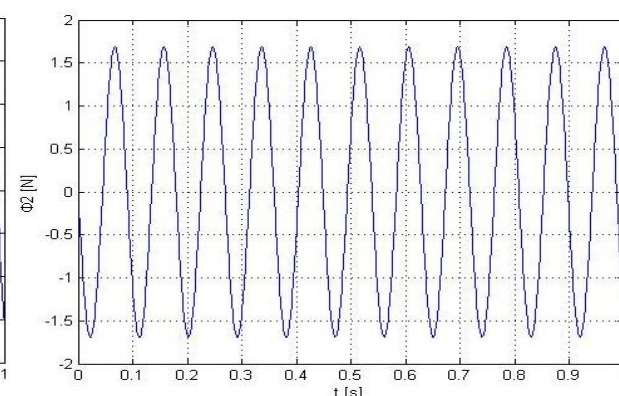
Фиг. 61 Закон на движението по първата обобщена координата



Фиг. 62 Закон на движението по втората обобщена координата



Фиг. 63 Изменение на инерционната сила F_1



Фиг. 64 Изменение на инерционната сила F_2

5.4 Изводи за трети случай

Построена е диаграмата на динамичния огъващ момент на вала. Тя може да се разглежда и като диаграма на огъващия момент вследствие статичното действие на силите, равни по големина на амплитудите на динамичните сили. Основание за това дава факта, че честотата и фазата на изменение на всички сили съвпадат и амплитудите им настъпват едновременно. Получения динамичен огъващ момент би могъл да послужи за оразмеряване и якостни проверки.

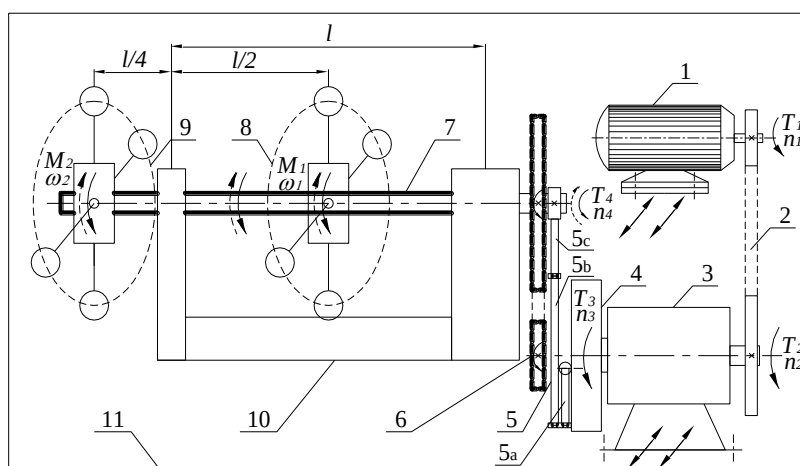
ГЛАВА 4

ИЗСЛЕДВАНЕ В СОФТУЕРНА СРЕДА НА ЯКОСТНО-ДЕФОРМАЦИОННОТО СЪСТОЯНИЕ НА ВАЛ СЪС ЗАДАДЕНА ГЕОМЕТРИЯ ПРИ ПРОМЕНЛИВО СИЛОВО-КИНЕМАТИЧНО НАТОВАРВАНЕ

Валове в транспортните средства и минните машини са тежко натоварени. Те работят в динамична среда при най-разнообразни условия и силово-кинематични режими на натоварване. Най-често те са подложени на циклични натоварвания, при които възникват вибрации с определена амплитуда и честота. Породените от тях динамични моменти и инерционни сили допълнително натоварват вала, което в съчетание с други неблагоприятни фактори и конструктивни особености довеждат до състояние на умора на материала на вала.

1. Ориентиране на разглеждания проблем към неговото решаване

Проблемът е ориентиран към изследване на якостно-деформационното състояние на вал със зададена геометрия. За целта е проектиран експериментален стенд, върху който се установява изпитваният вал (фиг. 65). Двигател с мощност $P=2,2 \text{ kW}$ и честота на въртене $n=1420 \text{ min}^{-1}$ задвижва вал с фланец (4) посредством клиноремъчна предавка (2) с предавателно отношение $i=2,11$.



Фиг. 65

Въртеливото движение на изпитвания вал може да бъде с постоянна или променлива скорост, еднопосочно или реверсивно, с ъгъл на завъртане с определена големина в двете посоки. Движението от (4) към (7) се трансформира по един от следните два начина:

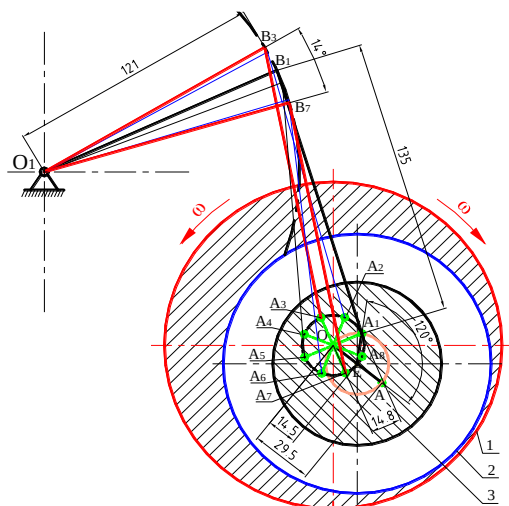
1 начин – чрез четиризвене шарнирен механизъм (5) с входно рамо (5а), мотовилка (5б) и изходно коляно (5с), който осигурява реверсивно въртеливо движение с ъгъл на завъртане в двете посоки $\varphi = \pm (0,5 \div 29)^\circ$.

2 начин – чрез зъбноремъчна предавка (6) с предавателно отношение $i=1,8$.

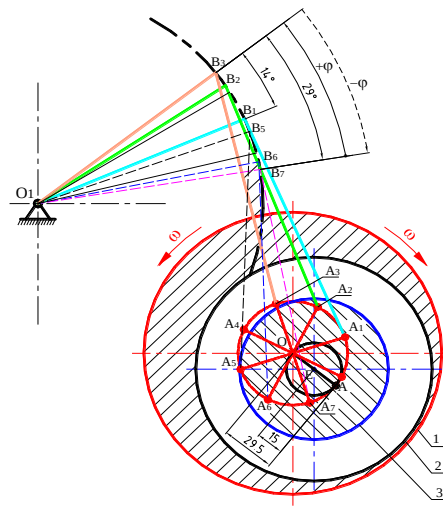
Използваният трифазен асинхронен електродвигател се управлява от честотен преобразувател, с което се постигат различни режими на работа. Когато връзката между вала (7) и фланца (4) е реализирана с шарнирен четиризвене, тогава движението на вала (7) представлява реверсивно завъртане на ъгъл $\pm\varphi$. Големината на ъгъла на завъртане може да се регулира посредством ексцентрична шайба в граници от $\pm(1^\circ \text{ до } 29^\circ)$.

В случая при изследването на вала е използван първият случай на задвижване.

На фиг. 66 и фиг. 67 е показана схематичната постановката, при която с промяна на дължината на входното рамо на четиризвения шарнирен механизъм се променя големината на ъгъла на завъртане на изпитвания вал.



Фиг. 66



Фиг. 67

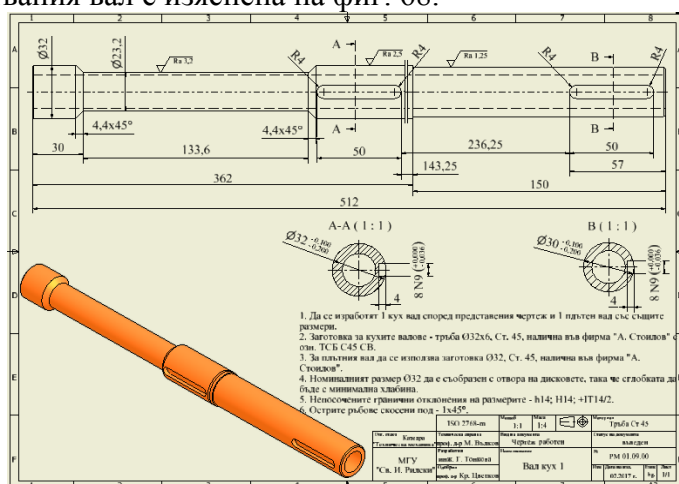
Честотата на въртене, постъпваща от електродвигателя към изпитвания вал може да се регулира по два начина:

1 начин – механично, чрез промяна на предавателното отношение на клиноремъчната предавка;

2 начин – чрез честотен преобразувател.

При съчетаването на двата начина се постига много широк диапазон на изменение на честотата на въртене – **от 0 до 7000 min⁻¹**.

Геометрията на изпитвания вал е изяснена на фиг. 68.



Фиг. 68

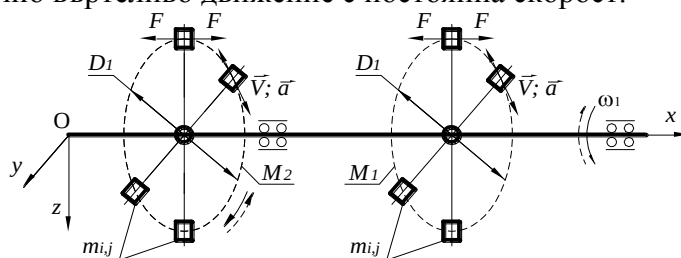
2. Аналитично определяне на силово-кинематичните зависимости при изпитвания вал

Валът с масите извършва въртеливо движение, като са възможни два случая на завъртане (фиг. 69):

I случай – периодично реверсивно въртене с максимален ъгъл на завъртане в двете посоки

$$\varphi_{\max} = \pm 29^\circ \text{ и изменение на скоростта от } 0 \div V_{\max}$$

II случай – еднопосочно въртеливо движение с постоянна скорост.



Фиг. 69

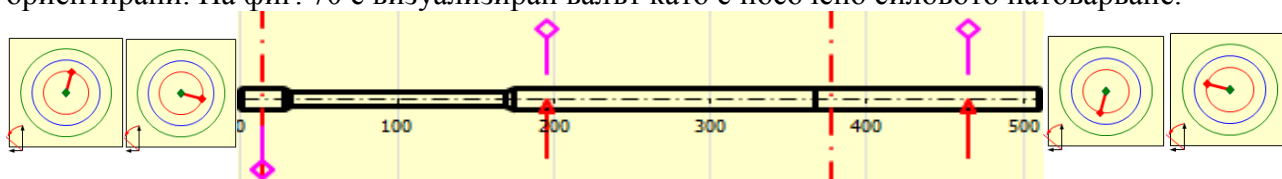
3. Изследване на якостно-деформационното състояние на вал в софтуерната среда на MITCalc

При извършеното софтуерно изследване са разгледани 12 случая на динамично натоварен вал при една и съща геометрия на вала. Софтуерните изследвания са извършени при два режима на работа с различни конфигурации от тежести.

С л у ч а й	Тежест 1 $G_1=57\text{ N}$ $r_1=D_1/2=0,135\text{ m}$ $r_2=D_2/2=0,110\text{ m}$	Тежест 2 $G_2=65\text{ N}$ $r_1=D_1/2=0,135\text{ m}$ $r_2=D_2/2=0,110\text{ m}$	$n = 673\text{ min}^{-1} (\omega = 70,5\text{ s}^{-1} - \text{от КТМ})$							
			Динамични компоненти на системата вал-маси							
			$M_1,$ Nm	$M_2,$ Nm	$\omega_1,$ s^{-1}	$\omega_2,$ s^{-2}	$\varepsilon_1,$ s^{-2}	$\varepsilon_2,$ s^{-2}	$F_{\Sigma 1},$ N	$F_{\Sigma 2},$ N
1		-----	42,6	---	17,8	---	1254	---	317	---
2	-----		---	22,2	---	17,9	---	1260	---	166
3		-----	42,6	---	17,8	---	1254	---	390	---
4	-----		---	22,2	---	17,9	---	1260	---	203
5			42,6	22,2	17,8	17,9	1254	1260	317	166
6			42,6	22,2	17,8	17,9	1254	1260	390	203

4. Шести случай на натоварване

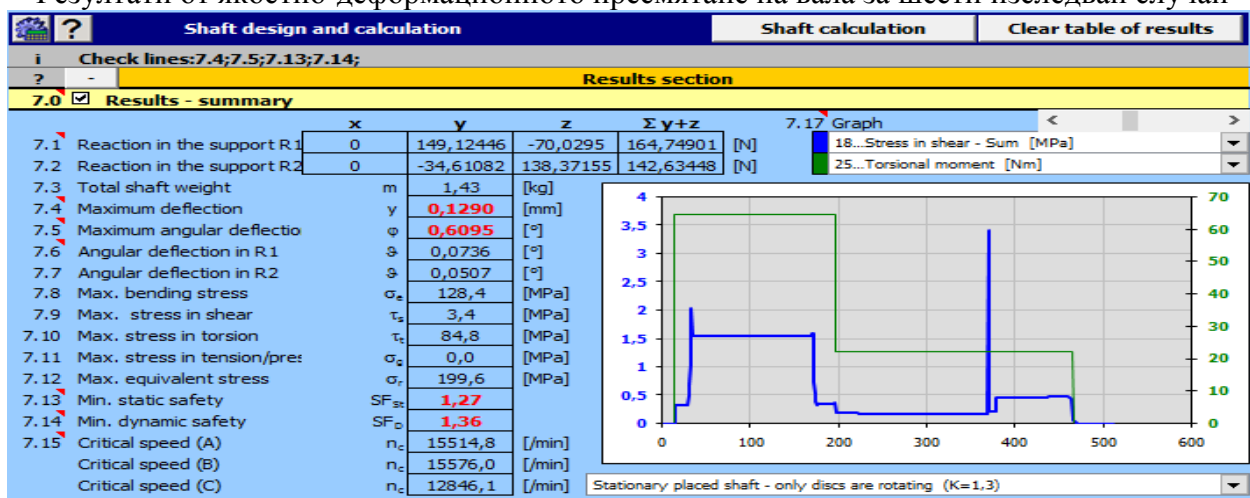
Върху вала са установени две тежести. Масите на двете тежести са срещуположно ориентирани. На фиг. 70 е визуализиран валът като е посочено силовото натоварване.



Фиг. 70

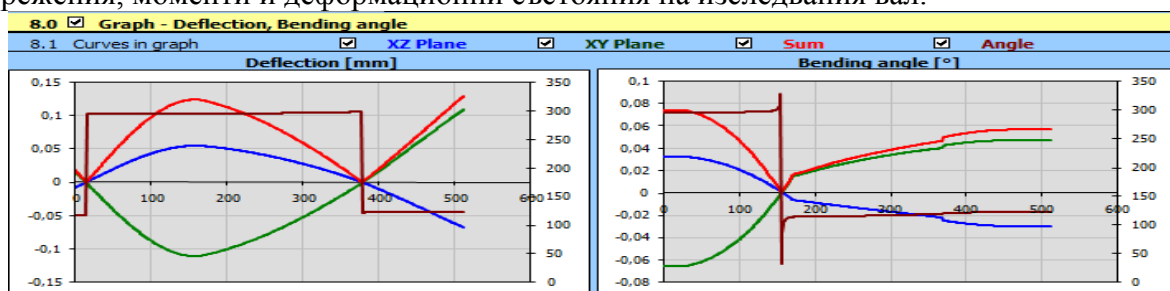
4.1 Loading	X [mm]	Fx [N]	F [N]	alfa [°]	Mt [Nm]	Mb [Nm]
1	14,00			0	42,60	0,00
2	196,00			0	-42,60	0,00
3	14,00			0	22,20	0,00
4	465,00		0,0	0	-22,20	0,00
5	196,00		195,0	-15		
6	196,00		195,0	-105		
7	465,00		101,5	-195		
8	465,00		101,5	-285		

Резултати от якостно-деформационното пресмятане на вала за шести изследван случай

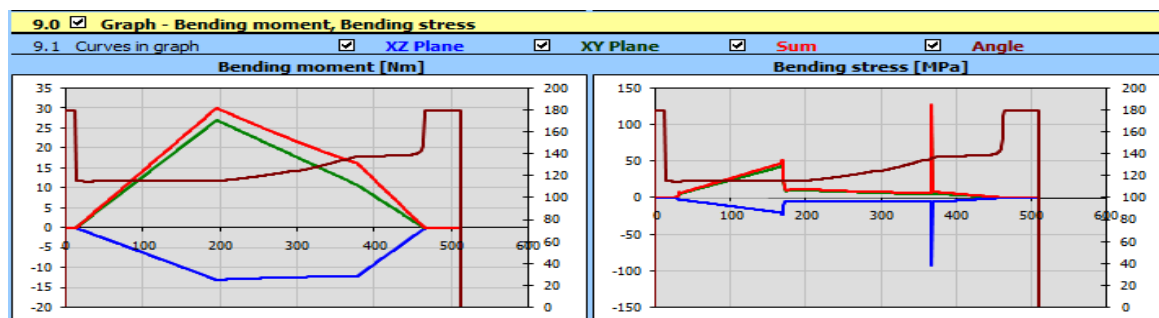


Фиг. 71

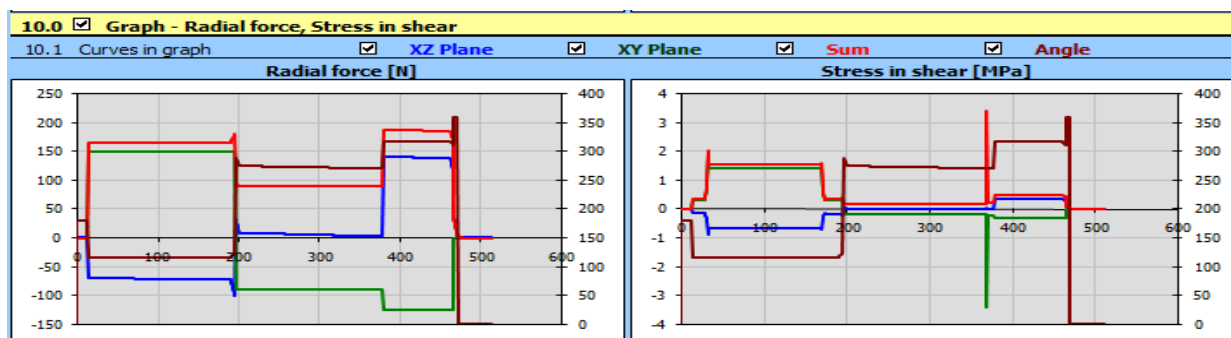
На следващите фигури са визуализирани графично диаграмите на по-характерните напрежения, моменти и деформационни състояния на изследвания вал.



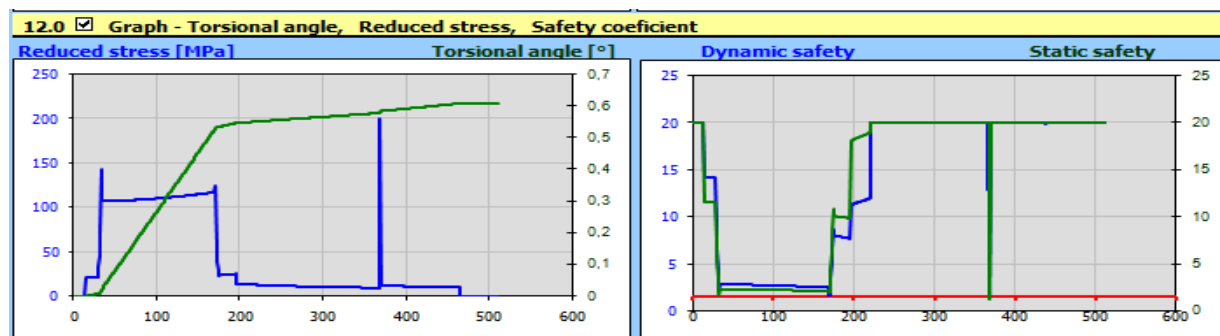
Фиг. 72 Графики на провисването и ъгъла на огъване на изпитвания вал



Фиг. 73 Графики на огъващите моменти и възникващите напрежения от огъване



Фиг. 74 Радиални усилия и срязващи напрежения, действащи върху вала



Фиг. 75 Диаграма на усукващия момент и графични зависимости на изменението на динамичния и статичния коефициент на сигурност

5. Анализ на получените резултати от софтуерното изследване на вал в MITCalc

От отчетените стойности при софтуерното пресмятане на вала са получени характерни графични зависимости, от които се вижда че:

- 1) Най-големите сили действат в местата под регулируемите тежести.
- 2) Максималните напрежения са съсредоточени в изгънения участък на вала.
- 3) Големините на предизвиканите деформации са най-големи в края на конзолния участък и в изгънения участък от вала.
- 4) Огъващи, усукващи, резултантни и еквивалентни моменти са с максимални големини и са разпределени в участъка между двете лагерни опори.
- 5) Коефициентите на сигурност – статичен и динамичен се изменят съгласно табл. като в определени случаи надвишават допустимите стойности.

7.4	Maximum deflection	y	0,0092	0,0092	0,0958	0,0456	0,0092	0,1290
7.5	Maximum angular deflection	φ	0,3600	0,2495	0,3600	0,2495	0,6095	0,6095
7.6	Angular deflection in R1	ϑ	0,0058	0,0058	0,0574	0,0198	0,0058	0,0736
7.7	Angular deflection in R2	ϑ	0,0004	0,0004	0,0338	0,0167	0,0004	0,0507
7.8	Max. bending stress	σ_b	42,2	42,2	47,2	80,9	42,2	128,4
7.9	Max. stress in shear	τ_s	1,9	1,9	4,6	1,7	1,9	3,4
7.10	Max. stress in torsion	τ_t	52,7	84,8	52,7	84,8	84,8	84,8
7.11	Max. stress in tension/pre	σ_c	0,0	0,0	0,0	0,0	0,0	0,0
7.12	Max. equivalent stress	σ_r	91,7	156,0	94,4	170,2	156,0	199,6
7.13	Min. static safety	SF_{st}	2,69	1,59	2,61	1,47	1,59	1,27
7.14	Min. dynamic safety	SF_D	3,01	1,88	2,27	1,66	1,88	1,36
7.15	Critical speed (A)	n_c	15514,8	15514,8	15514,8	15514,8	15514,8	15514,8
	Critical speed (B)	n_c	15576,0	15576,0	15576,0	15576,0	15576,0	15576,0
	Critical speed (C)	n_c	12846,1	12846,1	12846,1	12846,1	12846,1	12846,1

6) От диаграмите и графичните зависимости става ясно поведението на вала като зависимост между геометрия, лагуване и натоварване.

7) Изведени са числено и графично всички най-важни резултати от якостно-деформационното състояние на изследвания вал.

6. Изводи от софтуерното изследване на вал в MITCalc

1) Изследваният вал при зададената геометрия няма да издържи приложените натоварвания.

2) След анализ на получените резултати се установи, че най-неблагоприятно е натоварен валът, при който тежестите са с несиметрична конфигурация на масите. Това довежда до появата на допълнителни неуравновисени периферни сили.

3) Най-застрашени са сеченията в: изтънения участък; конзолния участък и в мястото на стъпалните преходи. Такива участъци следва да се избягват или да се уякчават чрез допълнителни мерки от конструктивен и технологичен характер.

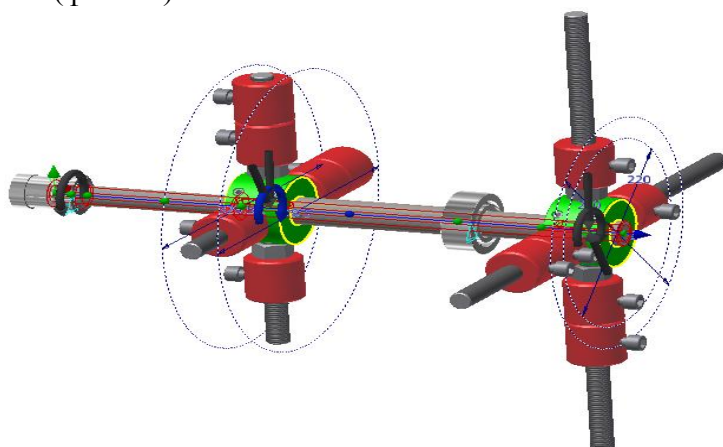
7. Заключение

При дадената геометрия и приложеното силово натоварване се установява, че в повечето от изпитваните случаи валът няма да издържи на действащите напрежения. Също така в тези случаи и възникващите деформации са по-големи от допустимите. Необходимо е да се предприемат следните мерки за подобряване на състоянието на вала:

- 1) Намаляване големината на действащите усилия.
- 2) Увеличаване на напречните сечения (диаметрите на вала).
- 3) Подходящ избор на материал и подходяща химикотермична обработка.
- 4) Избягване и намаляване на концентраторите на напрежение.
- 5) Минимални дължини на конзолните участъци.
- 6) Промяна на натоварващите режими на работа.

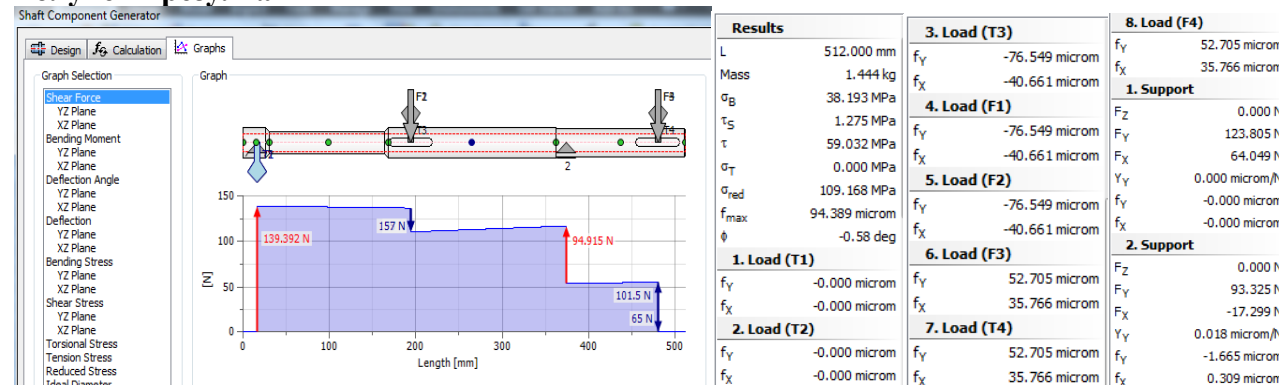
8. Изследване на вал в софтуерната среда на Inventor

По логиката на програмата е създаден **CAD** модел на изпитвания вал. Валът е установен в предвидени за целта опори и е натоварен според възникващите в процеса на работа сили и моменти (фиг. 76).



Фиг. 76

Получени резултати



Фиг. 77

Calculation Properties

Include		
Yes	Density	ρ 7860 kg/m ³
Yes	Shear Displacement Ratio	β 1.800 ul
	Number of Divisions	673 ul
	Mode of reduced stress	HMH

Material

Material	Steel
Modulus of Elasticity	E 206000 MPa
Modulus of Rigidity	G 80000 MPa
Density	ρ 7860 kg/m ³

Loads

Index	Location	Radial Force				Bending Moment				Continuous Load				Axial Force	Torque	Deflection				Deflection Angle
		Y	X	Size	Direction	Y	X	Size	Direction	Y	X	Size	Direction			Y	X	Size	Direction	
T1	16 mm														-22.200 N m	-0.000 microm	-0.000 microm	0.000 microm	180.00 deg	0.06 deg
T2	16 mm														-42.600 N m	-0.000 microm	-0.000 microm	0.000 microm	180.00 deg	0.06 deg
T3	194 mm														42.600 N m	-76.549 microm	-40.661 microm	86.678 microm	207.98 deg	0.02 deg
F1	194 mm	168.875 N	97.500 N	195.000 N	30.00 deg											-76.549 microm	-40.661 microm	86.678 microm	207.98 deg	0.02 deg
F2	194 mm	57.000 N		57.000 N												-76.549 microm	-40.661 microm	86.678 microm	207.98 deg	0.02 deg
F3	480 mm	65.000 N		65.000 N												52.705 microm	35.766 microm	63.695 microm	34.16 deg	0.04 deg
T4	480 mm														22.200 N m	52.705 microm	35.766 microm	63.695 microm	34.16 deg	0.04 deg
F4	480 mm	-87.902 N	-50.750 N	101.500 N	-150.00 deg											52.705 microm	35.766 microm	63.695 microm	34.16 deg	0.04 deg

Supports

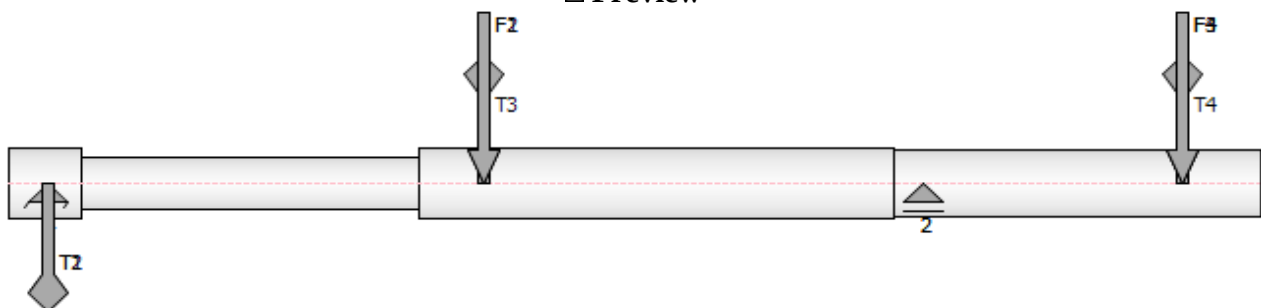
Index	Type	Location	Reaction Force					Yielding	Type	Deflection				Deflection Angle
			Y	X	Size	Direction	Axial Force			Y	X	Size	Direction	
1	Fixed	16 mm	123.805 N	64.049 N	139.392 N	27.35 deg			User	-0.000 microm	-0.000 microm	0.000 microm	180.00 deg	0.06 deg
2	Free	374 mm	93.325 N	-17.299 N	94.915 N	349.50 deg		0.018 microm/N	Deep Groove Ball Bearings	-1.665 microm	0.309 microm	1.693 microm	169.50 deg	0.03 deg

Results

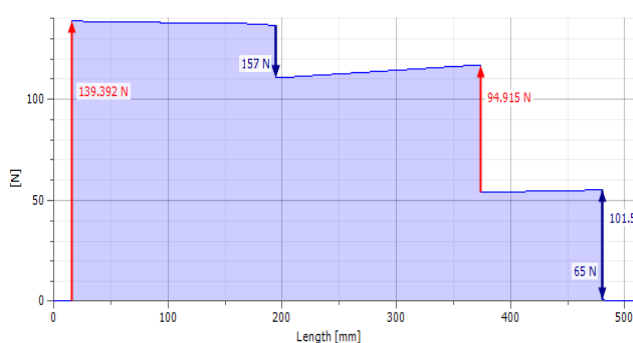
Length	L	512.000 mm
Mass	Mass	1.444 kg
Maximal Bending Stress	σ_B	38.193 MPa
Maximal Shear Stress	τ_S	1.275 MPa
Maximal Torsional Stress	τ	59.032 MPa
Maximal Tension Stress	σ_T	0.000 MPa
Maximal Reduced Stress	σ_{red}	109.168 MPa
Maximal Deflection	f_{max}	94.389 microm
Angle of Twist	φ	-0.58 deg

Фиг. 78

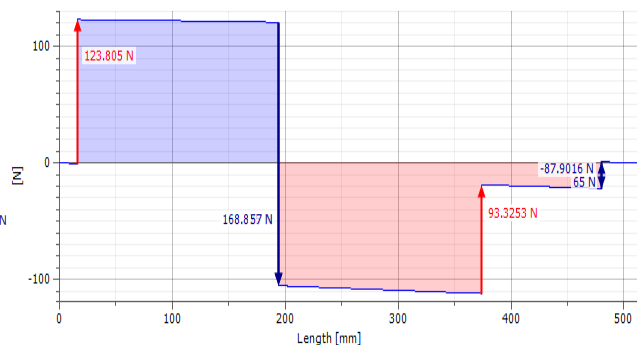
Preview



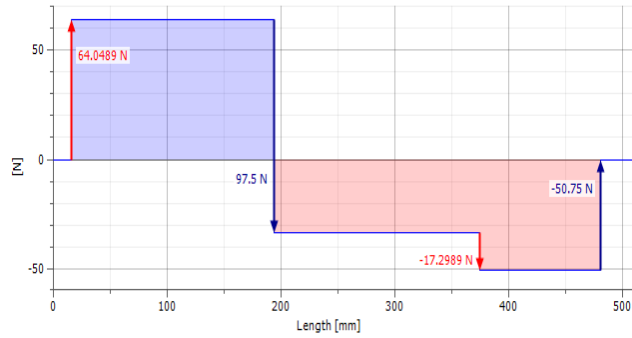
Shear Force



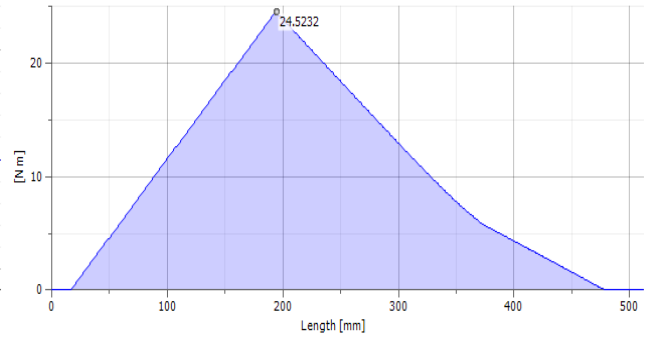
Shear Force, YZ Plane



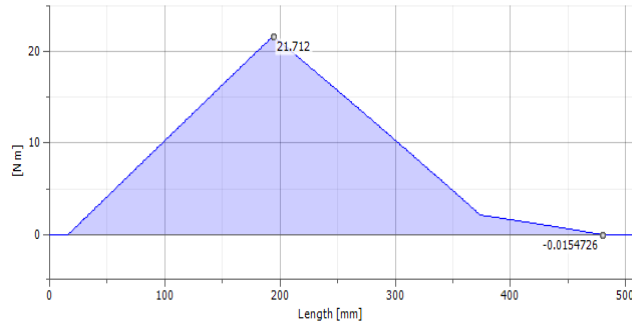
Shear Force, XZ Plane



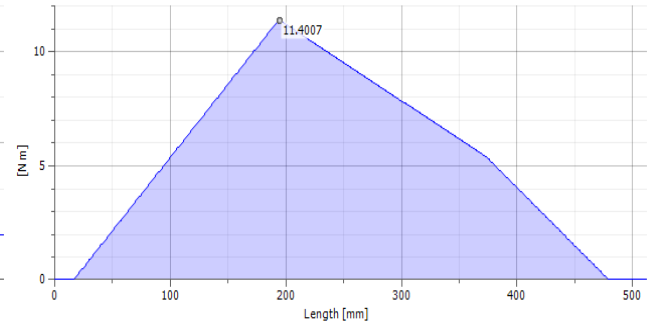
Bending Moment



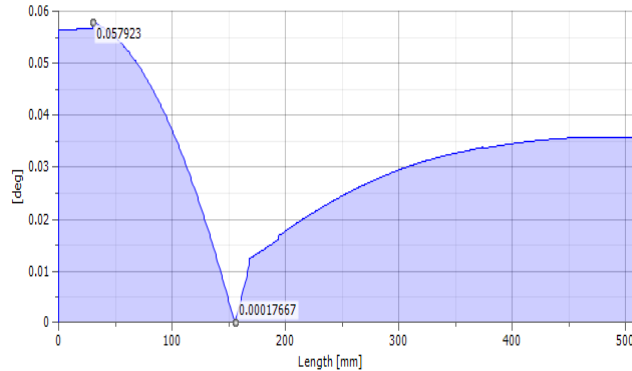
Bending Moment, YZ Plane



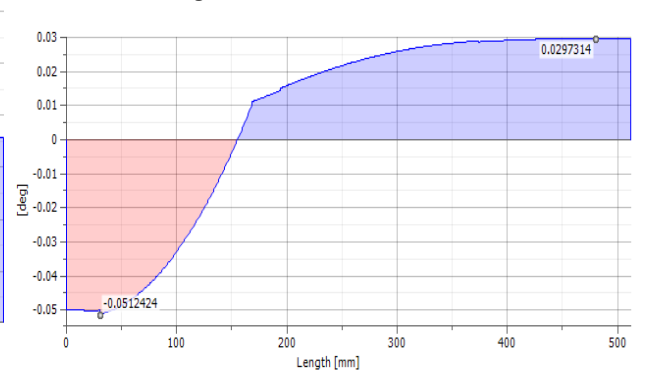
Bending Moment, XZ Plane



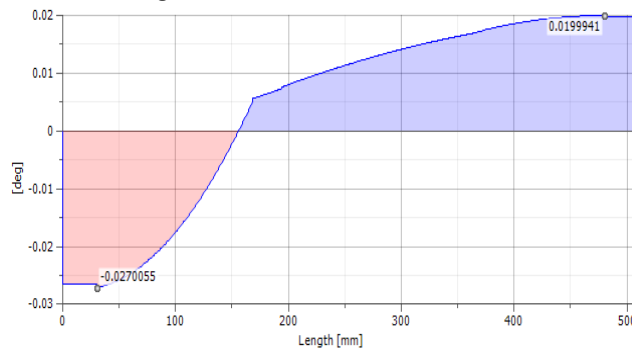
Deflection Angle



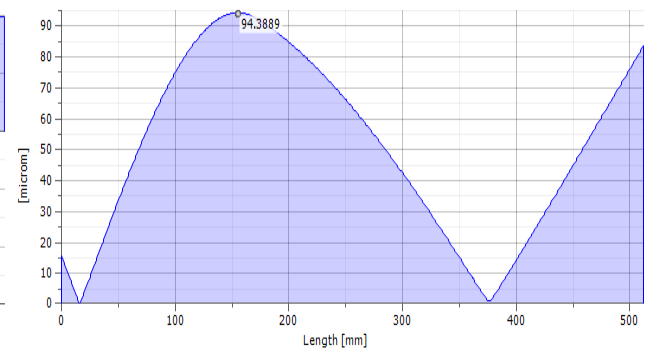
Deflection Angle, YZ Plane



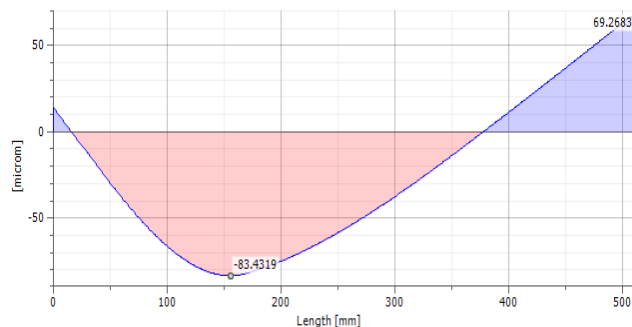
Deflection Angle, XZ Plane



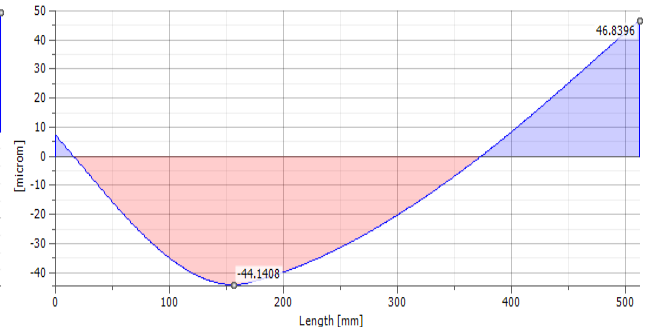
Deflection



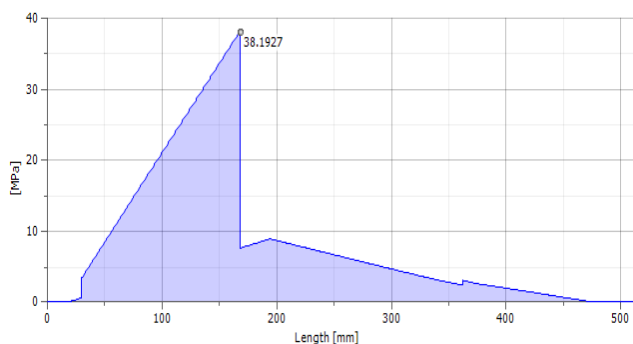
Deflection, YZ Plane



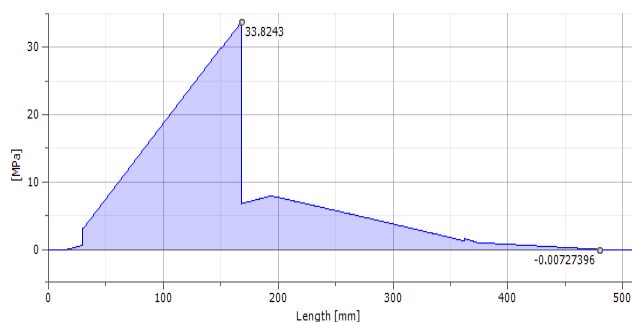
Deflection, XZ Plane



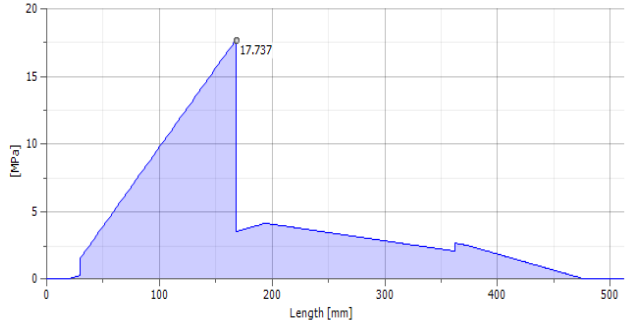
Bending Stress



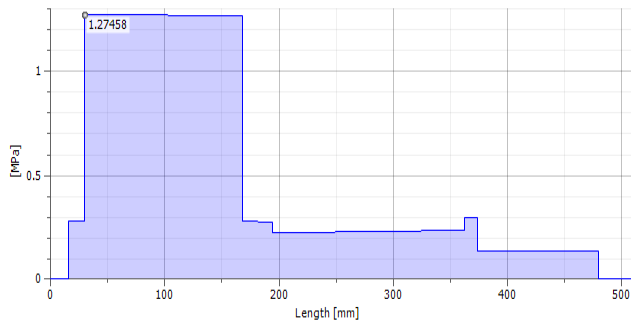
Bending Stress, YZ Plane



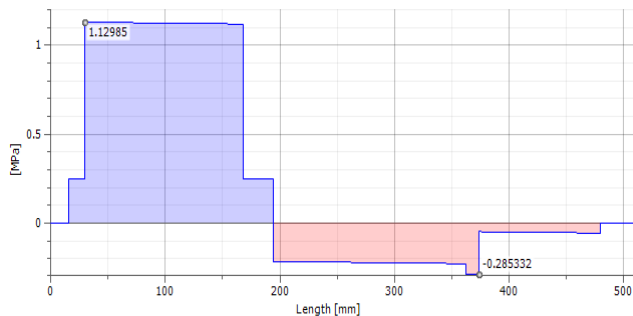
Bending Stress, XZ Plane



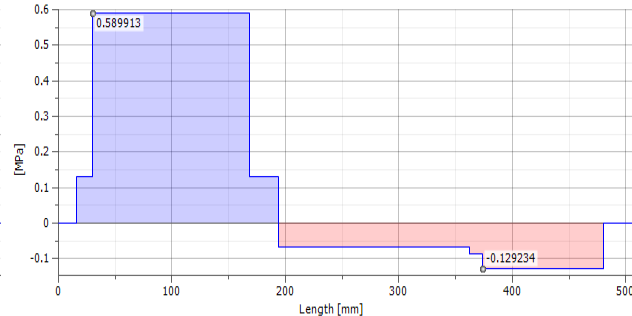
Shear Stress



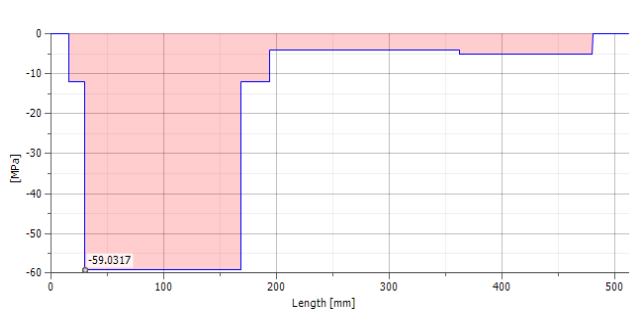
Shear Stress, YZ Plane



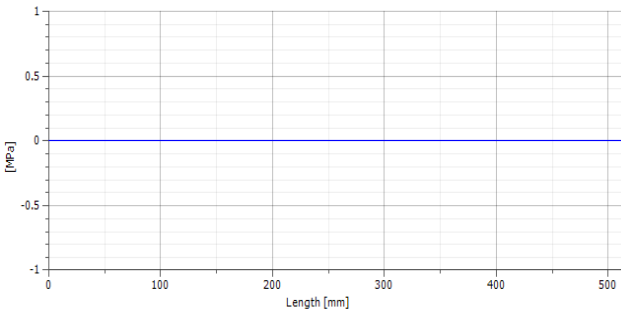
Shear Stress, XZ Plane



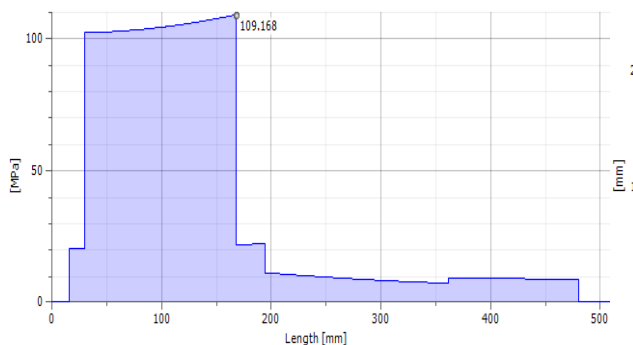
Torsional Stress



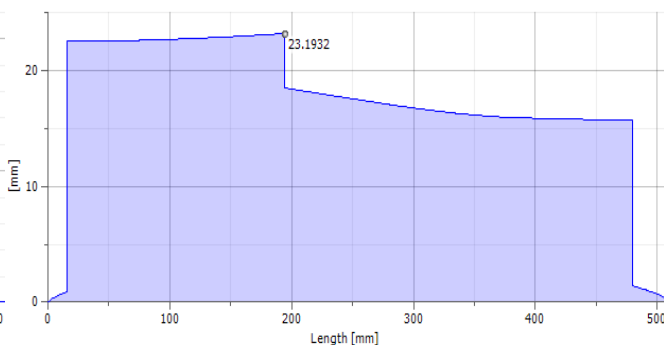
Tension Stress



Reduced Stress



Ideal Diameter



Фиг. 79 Диаграми, получени от софтуерното изчисляване на изпитвания вал в софтуерната среда на Inventor

9. Анализ на получените резултати

След анализиране на резултати от пресмятането на вала в софтуерната среда на **Inventor** се установи:

1) Най-натоварен е изтънения участък на вала от опората, в която получава задвижване до първата приложена сила.

2) Най-голямо провисване се получава под приложените сили между двете опори и в края на конзолния участък. Те съответстват на максималните амплитуди на възникващите в процеса на експлоатация огъващи и усукващи трептения.

3) Изчислените резултати до голяма степен съвпадат с резултатите, получени от пресмятането на вала в MITCalc.

10. Изводи

1) Резултатите получени от двата независимо използвани софтуера потвърждават верността на извършеното изследване.

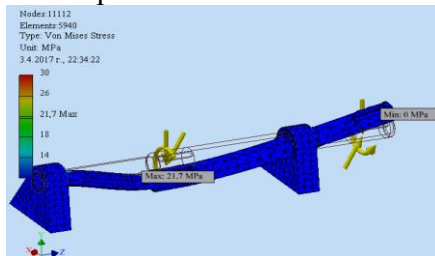
2) Възникващите в процеса на работа механични трептения на изследваната система вал-маси допълнително натоварват вала. В следствие на това значително се увеличават вътрешните напрежения, което намалява работоспособността и живота на вала.

3) Отслабването на сечението на вала оказва неблагоприятно въздействие върху неговата товароносимост.

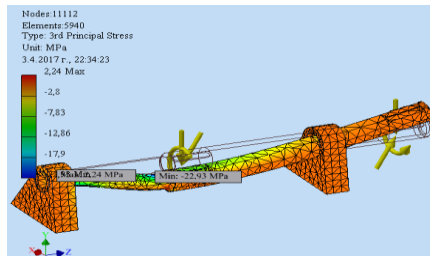
4) В конзолния участък от вала се получават еластични деформации по-големи, отколкото в участъка между двете опори при условие, че той е почти два пъти по-слабо натоварен и е с дължина два пъти по-малка от междуопорната, а така също е и с по-голямо напречно сечение.

11. Резултати от извършения якостно-динамичен анализ в **Inventor**

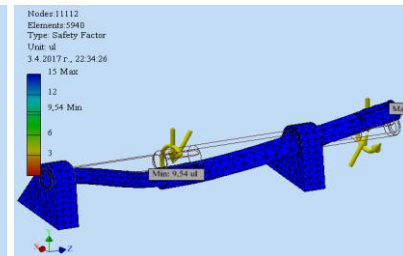
На следващите фигури са графично визуализирани якостно-деформационното състояние на вала, възникващите напрежения и коефициентите на сигурност при зададено натоварване.



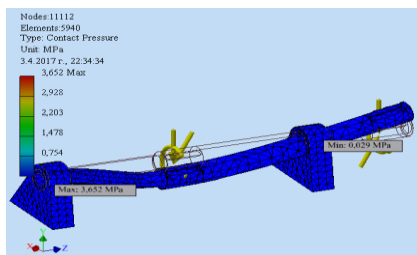
Фиг. 80 Напрежения по “Von Mises”



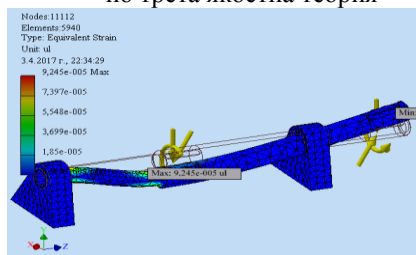
Фиг. 81 Възникващи напрежения по трета якостна теория



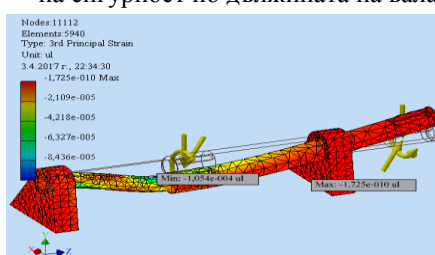
Фиг. 82 Изменение на коефициента на сигурност по дължината на вала



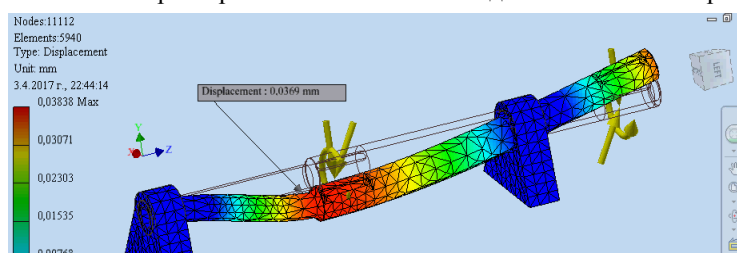
Фиг. 83 Контактно налягане в на вала в натоварените зони



Фиг. 84 Еквивалентна деформация характерните зони по неговата дължина



Фиг. 85 Деформация на вала по трета якостна теория



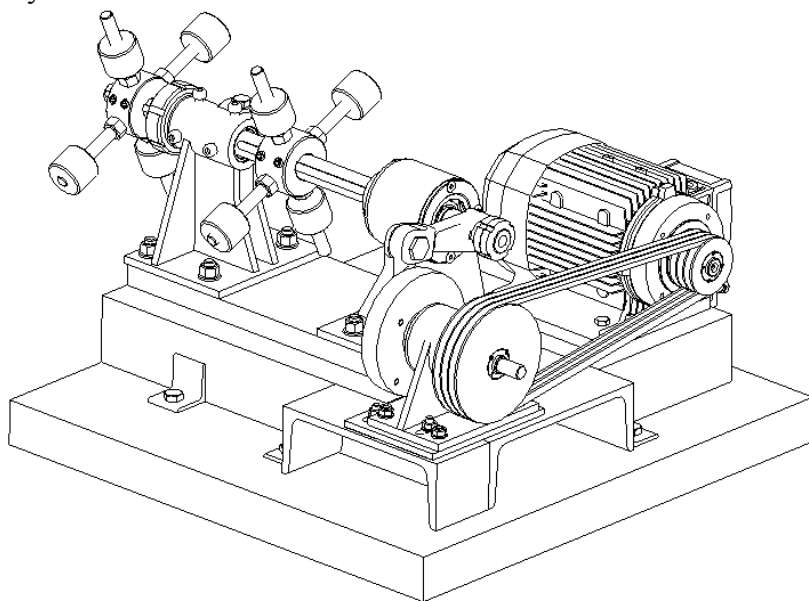
Фиг. 86 Големина на линейното провисване (линейна деформация) на вала в милиметри

ГЛАВА 5

ПРОЕКТИРАНЕ НА ЕКСПЕРИМЕНТАЛЕН СТЕНД ЗА ИЗСЛЕДВАНЕ ВЛИЯНИЕТО НА ОГЪВАЩИТЕ И УСУКВАЩИТЕ ТРЕПЕНИЯ ПРИ ДИНАМИЧНО НАТОВАРЕНИ ВАЛОВЕ

1 Относно проектиране на експериментален стенд

В пета глава е извършено проектиране на експериментален стенд за изпитване на валове (фиг. 87). Разработен е прецизен 3D CAD модел на стенда, по който е изготвената пълна техническа документация. По изготвената документация е изработен изпитателен стенд, който позволява в определено отношение да бъде надграждан с цел разширяване на функционалните му възможности.



Фиг. 87 Стенд за изпитване на динамично натоварени валове

Със стенда е предвидено да бъдат изпитвани якостно и деформационно динамично натоварени валове. Също така с него се цели да бъдат изследвани възникващите усукващи и огъващи трептения и да се установи влиянието им върху валовите.

Върху стенда могат да бъдат установявани валове с различна конфигурация – гладки, стъпални, плътни, кухи, с различни размери и произволни концентратори на напрежение, каквито са: технологичните и функционални канали; отвори; остри ръбове на цилиндрични, сферични и равнинни съставни повърхнини от формата на изследвания вал.

Стендът е проектиран в софтуерна среда, което позволява валовите да бъдат първоначално софтуерно изпитани и след това резултатите да бъдат сравнени с тези, получени от експерименталните изследвания.

В използваната софтуерна среда моделите на валовите могат да бъдат установени върху проектирания стенд статично - чрез отнемане на произволен брой степени на свобода или чрез налагане на ставни връзки – цилиндрични, сферични, плъзгащи или заварки, каквито се срещат на практика в механичните конструкции на машините и съоръженията. Проектираният 3D CAD модел на стенда и използваният специализиран софтуер позволяват натоварване на валовите със задаване на мястото, направлението, посоката и големината на моментите и силите, които могат да бъдат равнинни, пространствени, съсредоточени или равномерно разпределени. Възникващите напрежения и деформации се отчитат в зависимост от характера на натоварването, като техните диаграми и идеалната форма на вала се представят автоматизирано в графичен вид. В разглеждания случай, интерес представлява динамичната симулация на изпитваната механична система, при която се получава реална представа за възникващите напрежения и деформации и характеристиките на параметрите, които се изследват на дадения елемент.

2 Устройство и принцип на работа на стенда

Експерименталният стенд (фиг. 88) е съставен от:

1) **Механична част**, която обхваща трансмисионни предавки (клиноремъчна и зъборемъчна), КТМ, четиризвенник, приспособления за разширяване възможностите на проектирания стенд, фиксатори, регулируеми конзоли и други.

2) **Електрическа част** - за автоматизирано задвижване и осигуряване на съответните движения на изпълнителното звено.

3) **Електронна част** за управление, защита и контрол на електричната система и съответно за постигане на желани кинематични параметри на движенията при изпълнителните звена.

4) **Измервателна апаратура** – включва АЦП, виброметър, тензометрия.

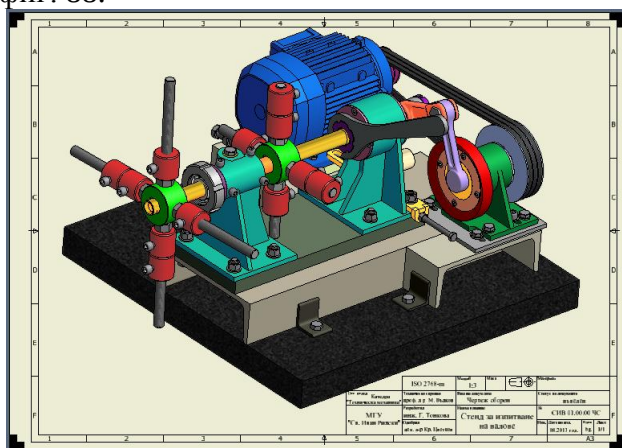
Към електрическата част се отнася задвижващият електродвигател. В случая е избран трифазен асинхронен електродвигател (ТАЕД), който се установява на лапи и е с мощност $P=2,2 \text{ kW}$, честота на въртене $n=1420 \text{ min}^{-1}$ и въртящ момент $T_{\text{де}}=9550 \cdot P/n \text{ [Nm]}$. Критерии за избора на такъв двигател са:

- възможност за управление с честотен регулатор, който да се включва към монофазната мрежа и едновременно с това чрез нея да се управлява двигател с максимална мощност;

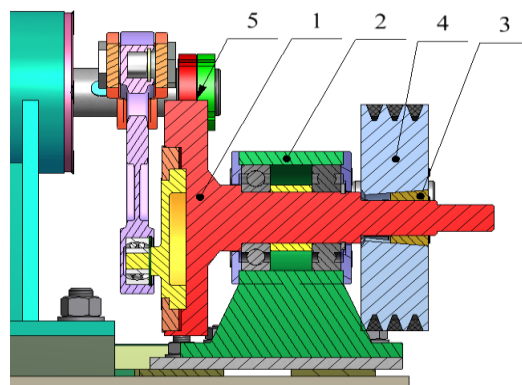
- възможност за лесно регулиране на междуосовото разстояние, което е необходимо при натягане на ремъците в клиноремъчната предавка;

- двигателят да е по възможност с по-големи обороти и по-голям въртящ момент при сравнително по-ниска цена и по-малко тегло.

Към механичната част на стенда се отнася конструкцията (без двигателя), показана на фиг. 88.



Фиг. 88 Документиран CAD модел на експериментален стенд



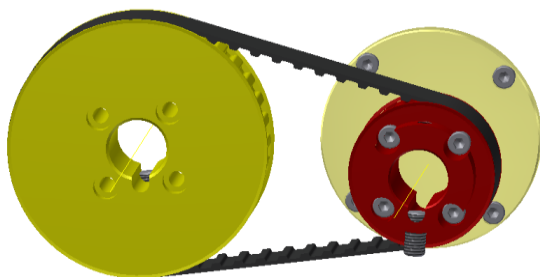
Фиг. 89 Кинематичен трансформиращ механизъм (КТМ)

В механичната част, един от най-натоварените елементи се явява валът 1, установен в междинния възел 2 на КТМ (фиг. 89). Той е предназначен да предава движението от електродвигателя към изпълнителното звено посредством механични предавки (ремъчни – клино и зъборемъчни) и механизми (коляно-мотовилков с регулируем ексцентрицитет).

На входящия край на вала се монтира чрез бързосменна втулка 3 ремъчна шайба 4 с определен диаметър d_p . Ремъчната шайба може да бъде заменяна в зависимост от желаната честота на въртене на изходящото звено на стенда (изпитвания образец). Изследваният вал е двустранно лагуеруван в междинния възел на експерименталния стенд. Изходящия край на вала завършва с масивен фланец 5. От фланеца движението се предава към изпитвания върху стенда образец по два начина:

- Чрез зъборемъчна предавка (фиг. 90). Тя осигурява при промяна на местата на ремъчните шайби - степенно изменение на предавателно отношение i . Също така

постигането на различни предавателни отношения може да стане чрез използване на комплект сменни зъбноремъчни шайби с различен диаметър. Предавката се използва за предаване на еднопосочно ротационно движение с постоянна ъглова скорост.



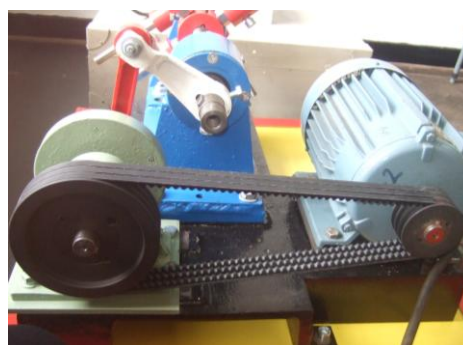
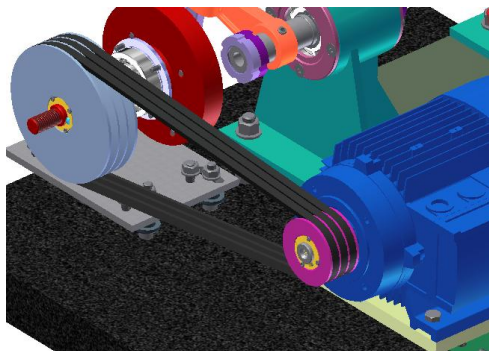
Фиг. 90 Зъбноремъчна предавка, трансформираща въртливо движение от КТМ към изпитвания вал

➤ Чрез четиризвене шарнирен механизъм с регулируем ексцентрицитет на едното коляно (фиг. 91). Чрез него се постига реверсивно ъглово завъртане с определена големина на ъгъла на завъртане и променлива ъглова скорост за един цикъл на завъртане.



Фиг. 91 Шарнирен четиризвене механизъм

Друго звено от механичната част е клиноремъчната предавка (фиг. 92). Тя е пресметната в софтуерната среда на MITCalc и е моделирана в Inventor.

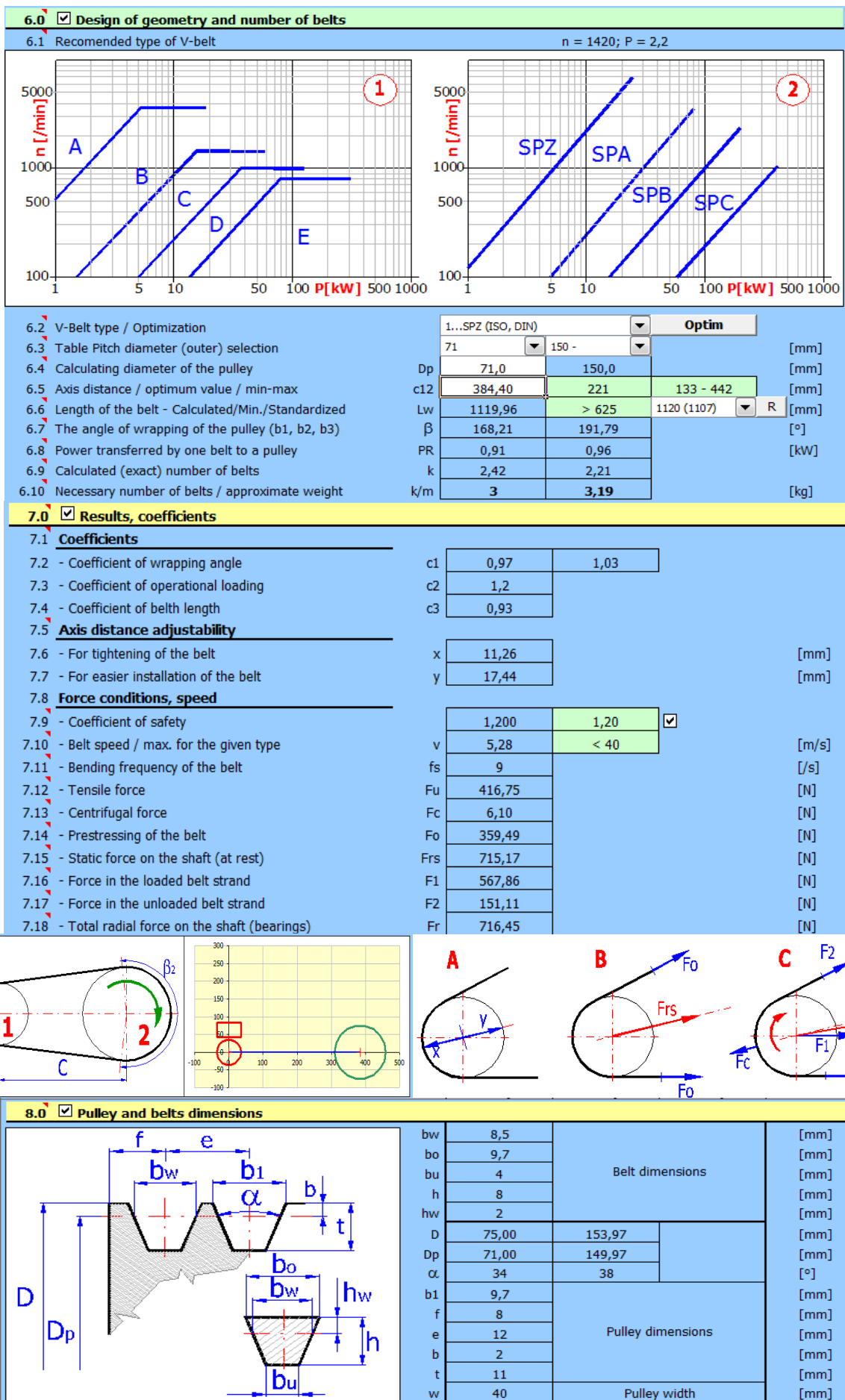


Фиг. 92 Модел на проектирана клиноремъчна предавка

3 Софтуерно пресмятане на клиноремъчна предавка

Резултати от пресмятането на предавката са показани на фиг. 93.

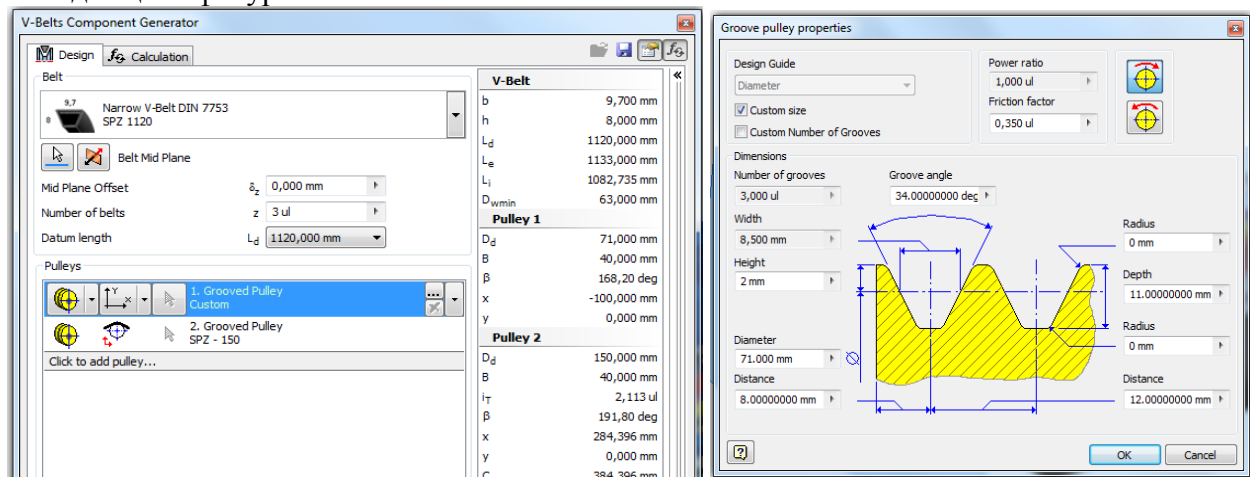
V-Belts, 2 Pulleys				
5.0 ☒ Manner of loading, operational parameters				
5.1 Transferred power / power distributed to pulleys	P	2,2	2,12	[kW]
5.2 Speed of pulleys	n	1420,0	665,2	[/min]
5.3 Transmission ratio	i		2,135	
5.4 Torque	Mk	14,80	30,45	[Nm]
5.5 Type of driving units (loading)		B...Moderate shocks		
5.6 Types of driven machine (loading)		B...Medium duty		
5.7 Daily loading of the transmission		A...Less then 8 hours		
5.8 Belt slip coefficient		1,06	1,06	☒ [%]
5.9 Transmission efficiency		96,4	96,4	☒ [%]
5.10 Automatic design - press the button		Automatic design		



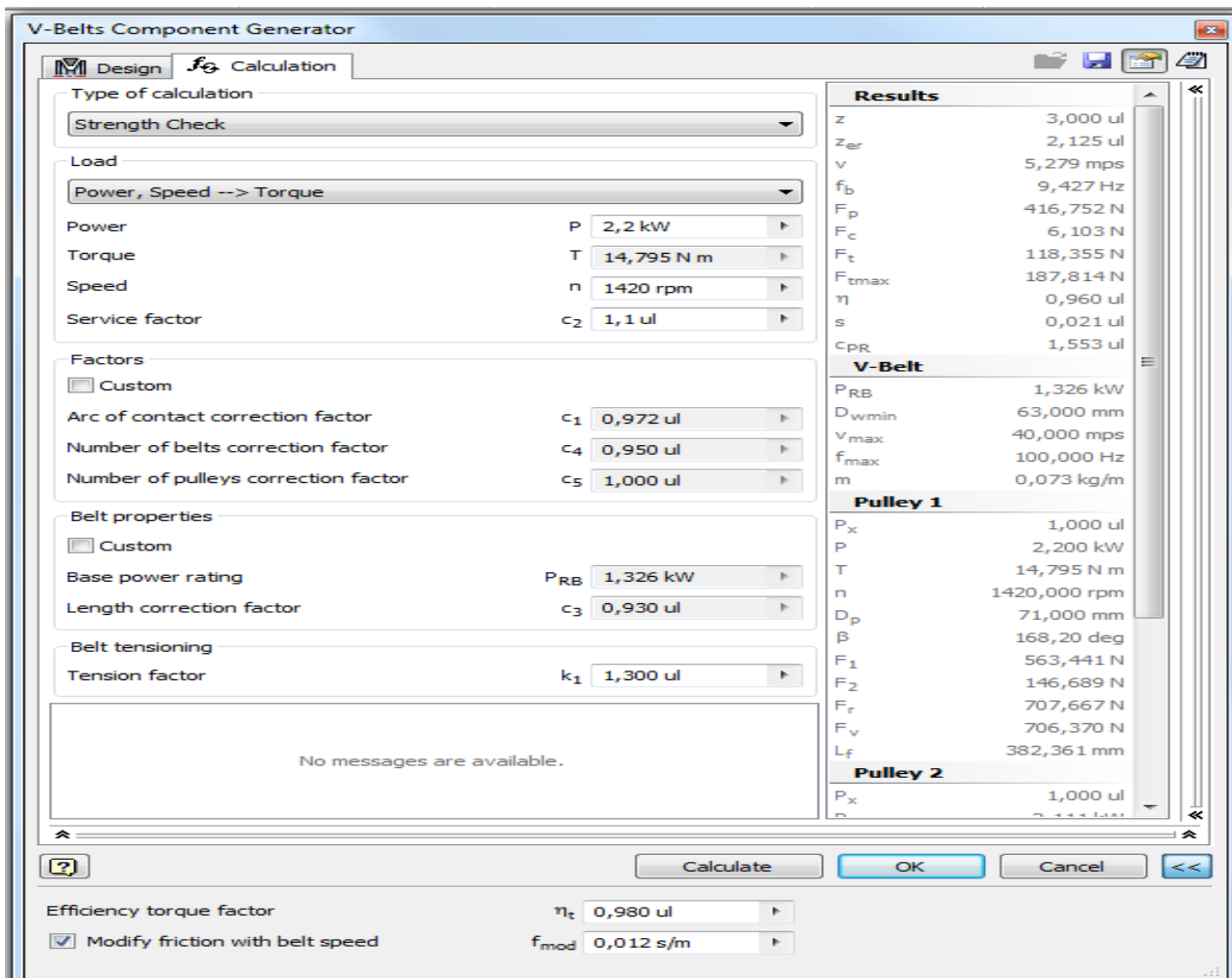
Фиг. 93 Резултати от пресмятането на клиноремъчна предавка

4. CAD моделиране на клиноремъчната предавка

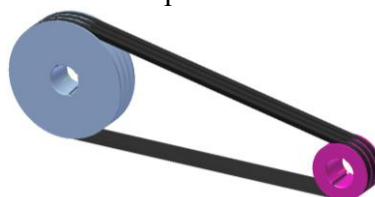
Моделирането на ремъчната предавка е извършено в Inventor. Резултатите са показани на следващите фигури.



Фиг. 94 Якостно пресмятане и геометрично оразмеряване на клиноремъчна предавка



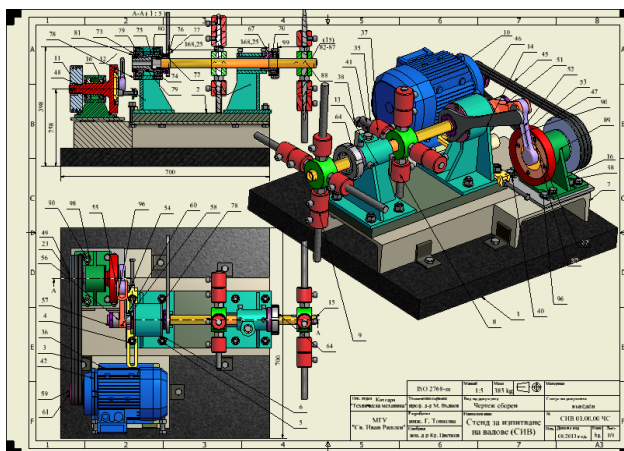
Фиг. 95 Кинематично и силово пресмятане на клиноремъчна предавка



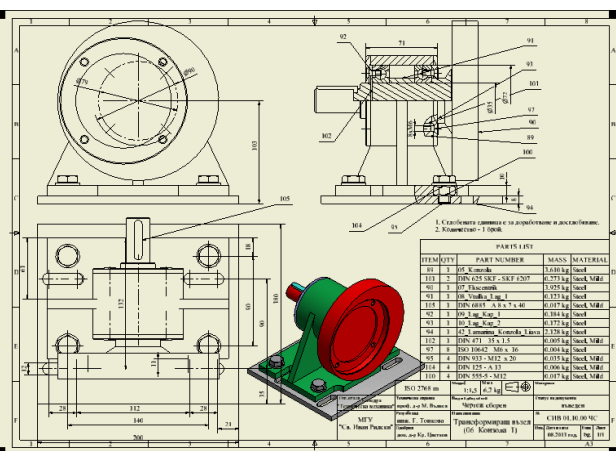
Фиг. 96 CAD модел на ремъчна предавка

5. Документация от проектирания стэнд

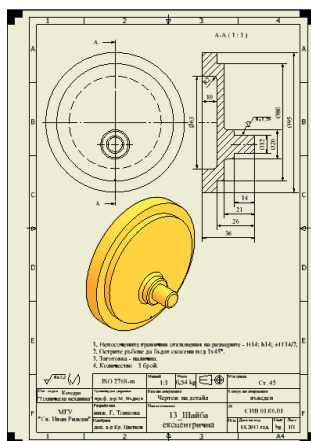
На следващите фигури е представена част от конструктивната документация на експерименталния стэнд.



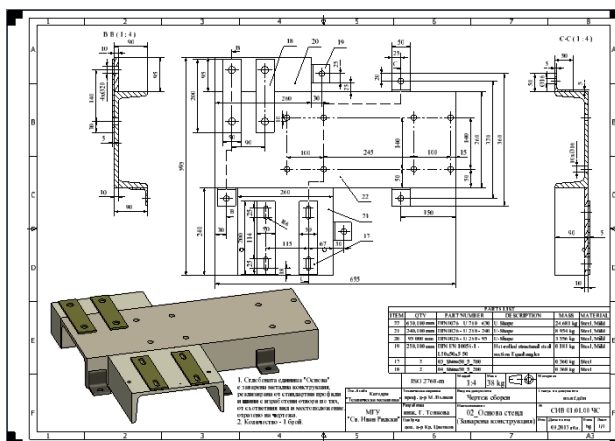
Фиг. 97



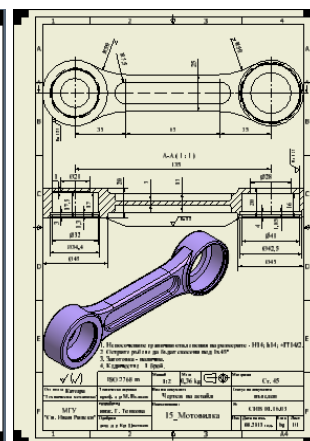
Фиг. 98 KTM



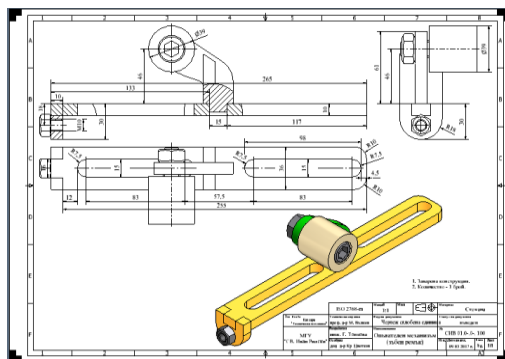
Фиг. 99 Ексцентрична шайба



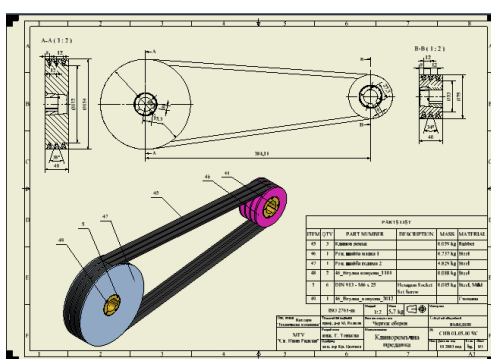
Фиг. 100 Основа



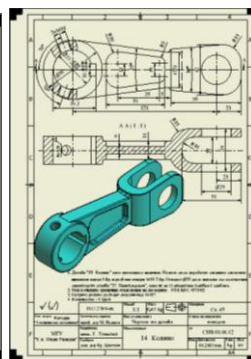
Фиг. 103 Мотовилка от KTM



Фиг. 101 Опъвателен механизъм



Фиг. 102 Клиноремъчна предавка

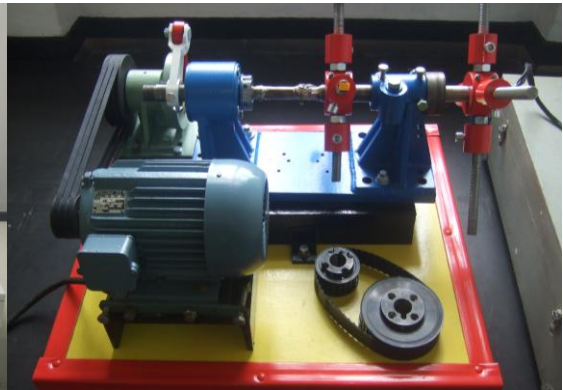


Фиг. 104 Коляно от KTM

6. Снимков материал на изработения стенд



Фиг. 105



Фиг. 106



Фиг. 107



Фиг. 108



Фиг. 109



110



Фиг. 111



Фиг. 112



Фиг. 113

7. Резултати от извършени дейности по глава 5

Основните дейности по работата в глава 5 в систематизиран вид са дадени по-долу.

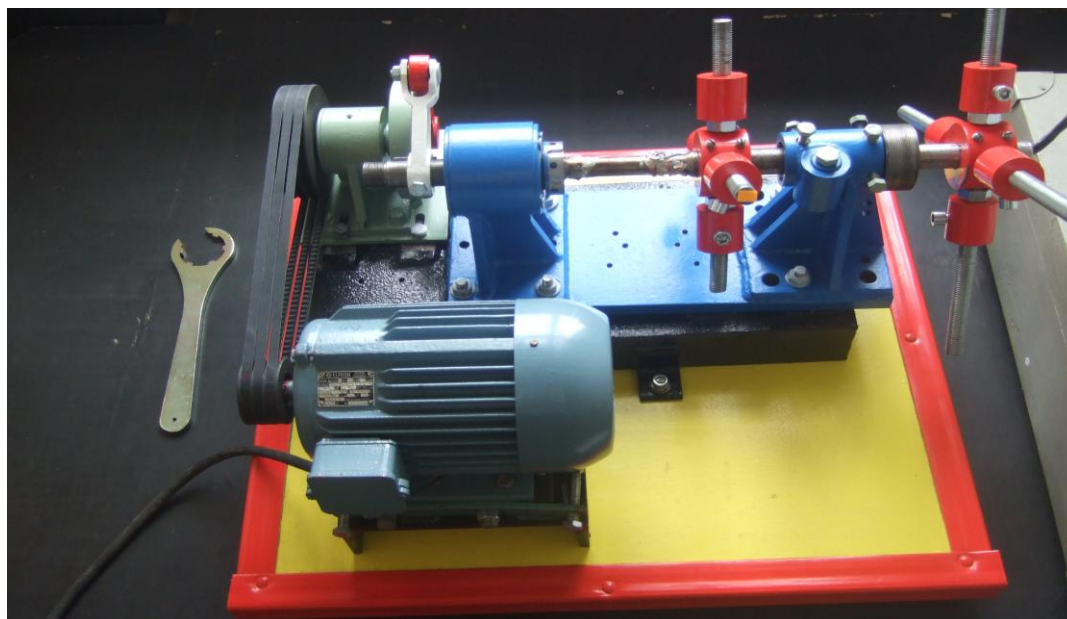
1) Проектиран е и е изработен експериментален стенд за изследване на огъващи и усукващи трептения на гладки и стъпални валове (фиг. 115).

2) Експериментално са установени вида на трептенията, възникващи при валове с различна конфигурация в зависимост от форма, размери, закрепване, натоварване и кинематично задвижване.

3) Създаден е 3D CAD модел на експериментален стенд, с помощта на който са извършени софтуерни изследвания на възникващите трептения в изследваните механични системи.

4) Получените резултати са съпоставени с аналитично определените. Обобщените изследвания имат практическа насоченост и могат да се използват както в практиката, така и в учебния процес.

Конструкцията на стенда позволява областта на изпитванията да бъде разширена. Освен валове е възможно да бъдат натоварени на усукване и огъване и греди. Установяването зависи от предназначението им и то може да бъде: на лагерни опори, конзолно и запънато в единия край.



Фиг. 115

8. Експериментално изследване на динамично натоварен вал върху проектирания стенд

На проектирания стенд са проведени множество експериментални опити, които доказват правилността на работа и потвърждават резултатите, получени при аналитичното изчисляване и софтуерното пресмятане на изпитвания вал.

С изработения стенд са проведени всички експерименти от изложените в глави 3 и 4 теоретични постановки. Получените резултати са анализирани и систематично представени в графичен и табличен вид (табл. 5.1), в резултат на което са направени съответните изводи.

Таблица 5.1

Поредност	Наименование	Измервателна величина	Стойност	Дименсия
1	Максимално провисване	$f(y)$	0,156	mm
2	Максимален ъгъл на усукване	φ	0,71	°
3	Максимални огъващи напрежения	σ	156	MPa
4	Максимални усукващи напрежения	τ	98	MPa
5	Максимални еквивалентни напрежения	σ_{ekv}	218	MPa

7.4	Maximum deflection	γ	0,0092	0,0092	0,0958	0,0456	0,0092	0,1290
7.5	Maximum angular deflection	φ	0,3600	0,2495	0,3600	0,2495	0,6095	0,6095
7.6	Angular deflection in R1	ϑ	0,0058	0,0058	0,0574	0,0198	0,0058	0,0736
7.7	Angular deflection in R2	ϑ	0,0004	0,0004	0,0338	0,0167	0,0004	0,0507
7.8	Max. bending stress	σ_e	42,2	42,2	47,2	80,9	42,2	128,4
7.9	Max. stress in shear	τ_s	1,9	1,9	4,6	1,7	1,9	3,4
7.10	Max. stress in torsion	τ_t	52,7	84,8	52,7	84,8	84,8	84,8
7.11	Max. stress in tension/pre:	σ_c	0,0	0,0	0,0	0,0	0,0	0,0
7.12	Max. equivalent stress	σ_r	91,7	156,0	94,4	170,2	156,0	199,6
7.13	Min. static safety	SF_{st}	2,69	1,59	2,61	1,47	1,59	1,27
7.14	Min. dynamic safety	SF_D	3,01	1,88	2,27	1,66	1,88	1,36
7.15	Critical speed (A)	n_c	15514,8	15514,8	15514,8	15514,8	15514,8	15514,8
	Critical speed (B)	n_c	15576,0	15576,0	15576,0	15576,0	15576,0	15576,0
	Critical speed (C)	n_c	12846,1	12846,1	12846,1	12846,1	12846,1	12846,1

9. Анализ на резултатите от глава 5

Получените от експерименталното изследване на изпитвания вал резултати са близки до получените от софтуерното пресмятане. Установените напрежения, възникващи при експерименталното изследване на вала при не високи режими на натоварване почти съвпадат като са малко по-високи от получените при пресмятането. С увеличаване на режимите на натоварване, експерименталните напрежения са с до 12% по високи от пресметнатите. Подобна зависимост се наблюдава и при деформационното състояние на изпитвания вал.

10. Извод от глава 5

По-големите напрежения и деформации от проведеното експериментално изследване на динамично натоварен вал се дължат на отклонения и грешки от изработката и монтажа, както и на наличието на хлабини при изпитваните образци и в механичните връзки на експерименталния стенд. При софтуерното изследване тези особености не са отчетени, т. к. проектираният стенд и изпитваните валове са с „идеална” форма и размери, а положението на хлабините е доста по-различно от реалното.

11. Приноси в дисертационния труд

11.1 Научно–приложни приноси

1) Извършен е задълбочен анализ на най-често използваните специализирани технически и CAD софтуерни продукти като са посочени техните възможности и предимства. Това е актуална информация за всеки специалист в техническата област. Систематизираният обзор по софтуера би бил полезен за студенти с техническа насоченост. Информацията може да се използва както в учебния процес, така и от хора начинаещи или ползващи специализиран CAD софтуер.

2) Разработен е изчислителен алгоритъм в програмната среда на **MITCalc**, по който е извършено софтуерно пресмятане и изследване на вал с определена геометрия.

3) Разработен е софтуерен алгоритъм в програмната среда на **Inventor**, по зададена стандартна методика заложена в програмата, с който е извършено многовариантно изследване на вал от механична система.

4) Създаден е механо-математичен CAD модел на механична система вал-маси, предназначен към извършване на софтуерно якостно-деформационно изследване на вал при зададена геометрия и определено силово-кинематично натоварване.

11.2 Приложни приноси

Проектиран е и е изработен експериментален стенд, чрез който се изпитват якостно и деформационно динамично натоварени валове и се изследват възникващите в процеса на работа променливи усукващи и огъващи трептения.

ЗАДАЧИ ЗА БЪДЕЩИ ИЗСЛЕДВАНИЯ

На фона на разработения дисертационен труд, следвайки резултатите от проведените изследвания могат да бъдат планирани следните задачи за бъдеща работа в дадената област:

1) Надграждане, оптимизиране и разширяване на възможностите на експериментален стенд в посока на създаване на ново лабораторно упражнение.

2) Аналитично изследване на функционални параметри на валове при различна геометрия и силово-кинематично натоварване.

3) Динамично изследване на различни конфигурации на система „вал.маси” – софтуерно.

4) Провеждане на експериментални изследвания върху проектиран лабораторен стенд на възникващи трептения, вътрешни напрежение и деформации на валове с различна конфигурация в динамична среда.

5) Крайно елементно изследване на различни валове в софтуерна среда.