



ТЕХНИЧЕСКИ УНИВЕРСИТЕТ - СОФИЯ
МАШИНО - ТЕХНОЛОГИЧЕН ФАКУЛТЕТ

маг. инж. Величко Мартинов Пейков

**ИЗСЛЕДВАНЕ НА УДАРНИ МЕХАНИЗМИ ЗА
РЪЧНИ УДАРНИ И УДАРНО-ПРОБИВНИ
ЕЛЕКТРОИНСТРУМЕНТИ**

А В Т О Р Е Ф Е Р А Т

НА ДИСЕРТАЦИЯ ЗА ПОЛУЧАВАНЕ НА ОБРАЗОВАТЕЛНАТА И НАУЧНА СТЕПЕН
“ДОКТОР”

ПРОФЕСИОНАЛНО НАПРАВЛЕНИЕ
5.1 „МАШИННО ИНЖЕНЕРСТВО”

НАУЧНА СПЕЦИАЛНОСТ
**„ДИНАМИКА, ЯКОСТ И НАДЕЖДНОСТ НА
МАШИНИТЕ, УРЕДИТЕ, АПАРАТИТЕ И СИСТЕМИТЕ”**

Научни ръководители: **доц. д-р инж. Георги Тодоров**
доц. д-р инж. мат. Николай Николов

СОФИЯ, 2011

ТЕХНИЧЕСКИ УНИВЕРСИТЕТ - СОФИЯ
МАШИНО - ТЕХНОЛОГИЧЕН ФАКУЛТЕТ
кат. „ТЕОРИЯ НА МЕХАНИЗМИТЕ И МАШИНИТЕ”

маг. инж. Величко Мартинов Пейков

ИЗСЛЕДВАНЕ НА УДАРНИ МЕХАНИЗМИ ЗА
РЪЧНИ УДАРНИ И УДАРНО-ПРОБИВНИ
ЕЛЕКТРОИНСТРУМЕНТИ

А В Т О Р Е Ф Е Р А Т

НА ДИСЕРТАЦИЯ ЗА ПОЛУЧАВАНЕ НА ОБРАЗОВАТЕЛНАТА И НАУЧНА СТЕПЕН
“ДОКТОР”

ПРОФЕСИОНАЛНО НАПРАВЛЕНИЕ
5.1 „МАШИННО ИНЖЕНЕРСТВО”

НАУЧНА СПЕЦИАЛНОСТ
„ДИНАМИКА, ЯКОСТ И НАДЕЖДНОСТ НА
МАШИНИТЕ, УРЕДИТЕ, АПАРАТИТЕ И СИСТЕМИТЕ”

Научни ръководители: **доц. д-р инж. Георги Тодоров**
доц. д-р инж. мат. Николай Николов

Рецензенти: **чл. кор. проф. д.т.н. инж. Венелин Живков**
проф. д-р инж. Веселин Павлов

СОФИЯ, 2011

Дисертационният труд е обсъден и насочен за защита от катедра “Теория на механизмите и машините” при Техническия университет – София на заседание на катедрен съвет, състоял се на 20.05.2011 г.

Дисертантът е докторант в самостоятелна форма на обучение в катедра “Теория на механизмите и машините” към МТФ при Техническия университет – София, където е разработен дисертационният труд.

Изследванията от дисертационния труд са извършени в лаборатория „CAD/CAM/CAE в Индустрията” при ТУ-София и СПАРКИ ЕЛТОС АД, гр. Ловеч.

Номерата на формулите, фигурите и таблиците в автореферата съответстват на тези в дисертацията.

Дисертацията съдържа 7 глави на 166 страници със 118 фигури и 12 таблици, литература от 115 източници на 11 страници и 3 приложения на 25 страници или всичко 201 страници.

Защитата на дисертационния труд ще се състои на 04.10.2011 г. от 16 ч. в зала 3201 на ТУ – София на открито заседание на журито, определено със Заповед № 1499/03.06.2011 г. на Ректора на ТУ-София.

Материалите по защитата са на разположение на интересуващите се в канцеларията на Машинно-технологичния факултет на ТУ – София, кабинет 3230.

Автор: Величко Мартинов Пейков

Заглавие: ИЗСЛЕДВАНЕ НА УДАРНИ МЕХАНИЗМИ ЗА РЪЧНИ УДАРНИ И УДАРНО-ПРОБИВНИ ЕЛЕКТРОИНСТРУМЕНТИ

Тираж: 50 бр.

ОБЩА ХАРАКТЕРИСТИКА НА ДИСЕРТАЦИЯТА

Дисертационната работа е в областта на нелинейни системи в условия на принудени трептения, в частност ударни механизми за ръчни електроинструменти, чрез виртуално прототипиране. Направена е класификация на използваните ударни механизми и факторите влияещи на тяхната ефективност. Дефинирани са и са изследвани определящите параметри на нелинейната система в условия на принудени трептения, чието следене и контрол осигуряват необходимите работни параметри на системата за постигане на устойчив квазирезонансен режим на работа. Създадени са виртуални прототипи на пневматично-вакуумни ударни механизми с подвижно бутало и подвижен цилиндър. Оптимизирана е енергията на удара на механизма чрез подбор на определящите параметри и поддържане на квазирезонансен режим на работа при определени гранични условия. Проведено е експериментално изследване и е оценена иновацията чрез съпоставка на оптимизираната конструкция с достиженията на водещи индустриални производители. Предложен е консолидиран виртуален прототип на електроинструмент, интегриращ изследвания ударен механизъм, като по този начин се създава възможност за анализ на динамичните показатели на машината и намиране на решения за редуциране на вибрациите.

АКТУАЛНОСТ НА ТЕМАТА

Дисертационният труд разглежда проблемите, касаещи технологиите за виртуално прототипиране, анализ и оптимизация на ударни механизми за електроинструменти на базата на тримерни компютърни модели. Чрез виртуалното прототипиране и оптимизиране на ударните механизми се намалява значително времето и разходите за проектиране и изпитване на опитни образци. Поради широкото приложение на електроинструменти в различни видове индустриални и домашни приложения темата е изключително актуална.

Особено актуално е и изследването на вибрациите породени в ударните механизми и възможностите за тяхното намаляване. Вибрациите влияят върху устойчивостта на машините и нарушават тяхната нормална работа, генерират по-високи нива на шума и в крайна сметка намаляват живота на възлите и машините. Регулярното подлагане на вибрации и шум често води до комплексни физиологични симптоми и нарушения на операторите. Виртуалното прототипиране на електроинструмента позволява да се направи оптимизация на системите за виброконтрол и виброизолация като намалява времето и средствата за прототипиране и изпитване на различните решения.

НАУЧНА НОВИСТ

1. Изследването на физическите процеси при работа на пневматично-вакуумен ударен механизъм, методологията за изчисляване коравината на въздушната пружина и идентификация на значимите входни параметри, необходими за изграждане на виртуалния прототип са с елемент на научна новост;
2. Разработени са функционални схеми дефиниращи взаимовръзките между компонентите на два типа ударни механизми;
3. Създадени са виртуални прототипи на ударни механизми и консолидиран виртуален прототип на цялото изделие с включени всички компоненти и техните взаимовръзки;
4. Извършена е верификация и валидация на виртуалния прототип, като е установено съответствие на резултатите от изпитване на физически образец с тези, получени от симулация с виртуален прототип;

5. За оценка влиянието при промяна на значимите входни параметри (фактори) е направен анализ на чувствителност. Получените резултати са основа за оптимизация на изследвания тип ударен механизъм;
6. Предложен е оригинален принцип на специфичен квазирезонансен режим на работа на пневматично-вакуумен механизъм с повишена ефективност по отношение на енергия на удара, което е заявено за патентоване;
7. Разработен е подход за оптимизация на пневматично-вакуумен ударен механизъм работещ в квазирезонансен режим.

ПРАКТИЧЕСКА ПОЛЕЗНОСТ

1. Практически е апробиран виртуалния прототип, като е доказана приложимостта му за изследване и оптимизиране на пневматично-вакуумни ударни механизми за електроинструменти;
2. Извършена е оптимизация на параметрите на пневматично-вакуумен ударен механизъм с подвижен цилиндър при зададени гранични условия на съществените входни параметри. Извършени са серии от симулации, с които е определено оптималното съотношение на масите на бойника, междинния бойник и работния инструмент, параметрите на въздушната камера и честота на ударите;
3. Разработеното е конструктивно решение на перфоратор с вграден оптимизиран пневматично-вакуумен ударен механизъм тип „подвижен цилиндър” базирано на принципа на специфичен квазирезонансен режим на работа с повишена ефективност по отношение на енергия на удара. Решението е внедрено в нова гама перфоратори с хоризонтален двигател на фирма Спарки Елтос АД;
4. Чрез консолидиран виртуален прототип на цяло изделие, съвместяващ разгледания ударен механизъм с корпусни елементи, са разработени конструктивни решения на механизми за редуциране на вибрациите, внедрени в гама перфоратори на фирма Спарки Елтос АД от клас 3 до 7кг.

РЕАЛИЗИРАНЕ НА РАБОТАТА

Изследванията по дисертацията са извършени в лаборатория “CAD/CAM/CAE в индустрията” към МТФ на ТУ-София и фирма СПАРКИ ЕЛТОС АД. Резултатите от изследванията са внедрени в 11 нови изделия (перфоратори и къртачи) на фирма СПАРКИ ЕЛТОС АД. Разработения подход за оптимизация на пневматично-вакуумни ударни механизми, работещи в квазирезонансен режим се използва при всяка нова разработка на фирма СПАРКИ ЕЛТОС АД.

ОДОБРЯВАНЕ НА РАБОТАТА

Дисертационната работа е докладвана на заседание на катедра “Теория на механизмите и машините”, състояло се на 05.07.2010г.

ПУБЛИКУВНЕ НА РЕЗУЛТАТИТЕ

Съществените резултати получени при разработване на дисертацията са докладвани на следните конференции и семинари:

- 25^{-та} Юбилейна научна конференция МТФ, Созопол , 2007г.
- Международна конференция Автоматика и информатика, София, 2009г.
- Национална конференция BULTRIB, София, 2009г.
- 26^{-та} Международна научна конференция МТФ, Созопол , 2010г.

- 6-ти Международен симпозиум KOD 2010, Палич, Сърбия, 2010г.

ПУБЛИКУВАНЕ

Част от изследвания и получените резултати са публикувани в 6 публикации. Подадени са две заявления за издаване на патенти с теми „Вибрационно устройство за пробивни ръчни инструменти с резонансно действие” и „Планетен зъбен механизъм”.

СЪДЪРЖАНИЕ НА ДИСЕРТАЦИЯТА

ГЛАВА 1. ЛИТЕРАТУРНО ПРОУЧВАНЕ

За оценка на използваните ударни механизми и приложимостта им в различните класове машини е извършено проучване на предлаганите на пазара ударно-пробивни електроинструменти на водещи производители. Разгледани са типопредставители от 2.5 до 10 kg. Извършено е задълбочено патентно проучване, в което са разгледани над 1500 патента. На база проучването са определени и закупени ударни електроинструменти на водещи производители, за задълбочено изследване.

Пневматично-вакуумните ударни механизми са най-разпространените в съвременните ударни и ударно-пробивни електроинструменти. Те се разделят основно на три вида представени на фигура 1.26.



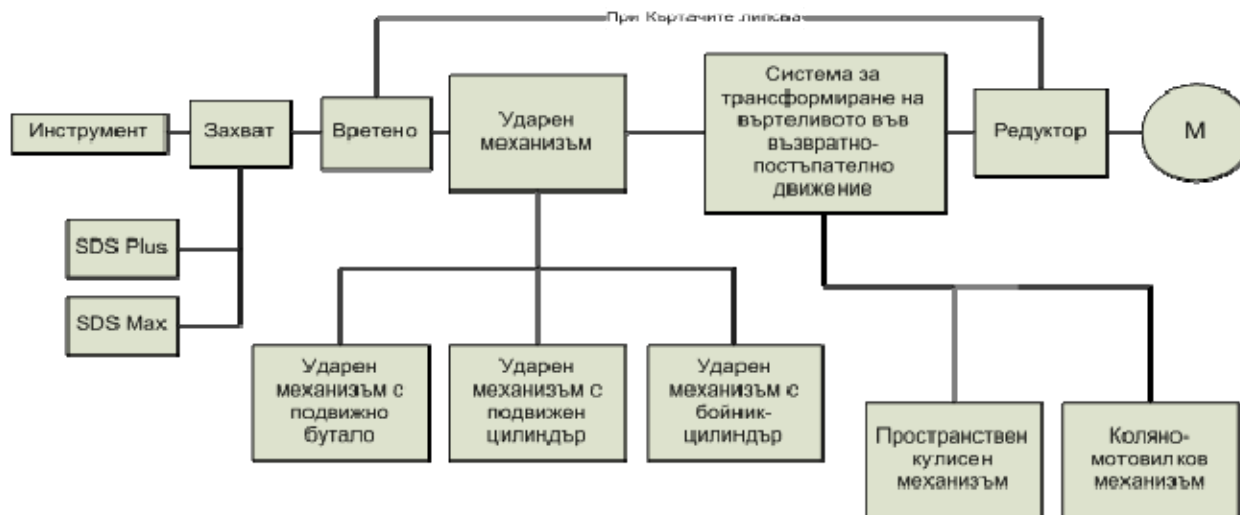
фигура 1.26 - Пневматично-вакуумен ударен механизъм

Механизма се състои от бутало, бойник и междинен бойник, които се движат в цилиндър. Между бойника и буталото има образувана въздушна камера (въздушна пружина), която придава движението на бойника от възвратно-постъпателно движещото се бутало. Въздушната пружина също абсорбира и съхранява натрупаната енергия от отскока на бойника от междинния бойник и в продължение на следващото движение на бойника напред осигурява допълнителното му ускорение. Отскока на бойника зависи до голяма степен от обработвания материал, работния инструмент и усилието, приложено върху машината към обработвания материал. Бойникът може да достигне скорост 8 до 10 m/sec. Енергията му се отдава на междинния бойник и на работния инструмент. Резултатът е ефективна и стабилна работа на ударния механизъм независимо от приложеното усилие от оператора.

Трябва да се отбележи една основна разлика между механизмите с подвижно бутало и подвижен цилиндър. Това е начинът на компенсиране на загубите във въздушната камера. При механизмите с подвижно бутало компенсирането се извършва чрез дроселиращ отвор в цилиндъра, който е затворен само през част от цикъла на сгъстяване. Отчитането му в

изчислителния модел повишава значително сложността на оптимизационната задача. При механизмите с подвижен цилиндър компенсирателното се извършва чрез отвор в цилиндъра, изпълняващ функция на клапан, а не на дросел. Отчитането му в изчислителния модел е значително по-лесно тъй като условията, при които се затваря могат да бъдат описани логически.

Резултатите от проучването относно структурното изграждане на ударно-пробивните машини са обобщени в схема представена на фигура 1.28, онагледяваща структурата и вариантно изграждане на основните механизми.



фигура 1.28 – Обобщена структурна схема ударно-пробивна машина

Определени са също параметрите, влияещи на устойчивата работа и ефективността на пневматично-вакуумните ударни механизми.

Разгледани са характеристиките и параметрите на нелинейните системи в условия на принудени трептения с цел изясняване приложението на резонансите явления за повишаване на енергията на удара.

1.1. Изводи

- Извършено е проучване на използваните в практиката пневматично-вакуумни ударни механизми;
- Направено е патентно проучване за запознаване нивото на техниката в областта на пневматично-вакуумните ударни механизми;
- Описан е принципът на действие и основните параметри на пневматично-вакуумните ударни механизми;
- В проучените публикации не е открита информация за способите за подобряване показателите на пневматично-вакуумните ударни механизми и параметрите влияещи на енергията на удара;
- Разгледано е поведението на нелинейните системи в условия на принудени трептения. Техните характеристики и параметри;
- Един от способите за повишаване енергията на удара, който не е развит в проучената информация, е използването принципа на управляем квазирезонансен режим на работа на ударния механизъм;
- Тенденцията за повишаване на енергията на удара води след себе си различни вредни ефекти като например високите вибрации за редуцията, на които трябва да се търсят нови системи за виброгасене и балансиране;

- Разгледани са елементите и механизмите, от които са изградени ударните и ударно-пробивните машини както и различните типове ударни механизми използвани в практиката;
- На база на проучването е създадена обобщена структурна схема на ударно-пробивните машини, описваща компоновките, механизмите и възлите, от които са изградени.

1.2. Цел и задачи на работата

Целта на настоящата работа е да се моделират и изследват чрез виртуално прототипиране ударните механизми за ударно-пробивни електроинструменти с фокус върху пневматично-вакуумните механизми и се предложи подход за повишаване на ефективността им с прилагане принципа на квазирезонансните системи.

От тази цел произтичат следните основни задачи:

1. Да се създадат виртуални прототипи на пневматично-вакуумни ударни механизми;
2. Да се идентифицират и изследват определящите параметри на нелинейната система в условия на принудени трептения, чието следене и контрол осигуряват оптимални работни параметри на системата за постигане на устойчив квазирезонансен режим на работа;
3. Да се верифицира и валидира виртуалния прототип на пневматично вакуумен ударен механизъм с подвижен цилиндър чрез моделиране и анализ на аналогичен механизъм на водещ конкурентен производител;
4. Да се оптимизира енергията на удара на иновативен пневматично-вакуумен механизъм с подвижен цилиндър чрез използване на квазирезонансен принцип на работа при определени гранични условия;
5. Чрез експериментално изследване да се оцени иновацията и съпостави оптимизираната конструкция на пневматично-вакуумен механизъм с индустриални образци;
6. Да се изследват възможностите за реализиране на електронна система за следене и контрол на параметрите на задвижването с цел поддържане на системата в устойчив квазирезонансен режим.

ГЛАВА 2. ИЗГРАЖДАНЕ НА ВИРТУАЛНИ ПРОТОТИПИ НА ПНЕВМАТИЧНО-ВАКУУМНИ МЕХАНИЗМИ С ПОДВИЖНО БУТАЛО И ПОДВИЖЕН ЦИЛИНДЪР

За да се постигнат оптимални резултати при къртенето на бетон и други строителни материали с помощта на ударно-пробивни машини е необходимо да се построи изчислителен виртуален прототип (ВП), който максимално да се доближава до реалният продукт. За да се моделира ВП е необходимо да се познават в детайли физическите процеси в ударните механизми. Един път създаден този виртуален прототип ще даде възможност да се променят различни параметри и по този начин да се установи при какви стойности и какви съотношения на дадените величини се постигат оптимални резултати по отношение на производителност и ниво на вибрации за различни големина ударни механизми.

2.1. Физически процеси при работа на механизма

Пневматично-вакуумният механизъм осигурява задвижване на системата при работа в режим на къртене. Идеята да се настрои механизма за работа с честота, близка до

квазирезонансната област дава възможност този ефект да увеличи чувствително нейната производителност.

Когато честотата на въздействащата сила съвпада с честотата на свободните трептения на системата, в нея при отсъствие на загуби (т.е. в случая на консервативна система) възниква безкрайно нарастващ по амплитуда принуден трептящ процес, съответстващ на настъпването на резонанс. Ако обаче се разглежда консервативна, но нелинейна система, вследствие на неизохронност при възникване на трептения в нея, условието за резонанс с промяна на амплитудата на трептенето се изменя и в този случай се предполага установяването на крайна амплитуда на принуденото трептене при всяка честота на въздействие. Това състояние можем да наречем квазирезонанс.

2.1.1. Параметри на въздушната пружина

За намиране коравината на въздушната пружина е направен първоначален термофлуиден анализ с използване на Метода на Граничните Елементи и CFD (Computational Fluid Dynamics) симулация. Внимателният анализ на резултатите показва, че ползването на тази изчислителна технология не е достатъчно ефективен способ за конкретния случай. Вследствие на това са направени някои теоретични разглеждания и са изведени необходимите зависимости за определяне параметрите на заместващата пружина (резултантна сила и коравина):

$$F = \pi * R_{SP}^2 * [((P_{atm})^{1/k} * L_{ini}) / (L_{ini} - \Delta x)]^k \quad (2-1)$$

при което пружинната константа се определя от:

$$c_{pn} = \{ \pi * R_{SP}^2 * [((P_{atm})^{1/k} * L_{ini}) / (L_{ini} - \Delta x)]^k \} / \Delta x \quad (2-2)$$

където:

R_{SP} – радиус на отвора на вретеното;

P_{atm} – атмосферно налягане;

$k = 1.3$ - изотропният показател;

$L_{INI} = 0.0256m$ – начално разстояние между челата на бойника и буталото.

Възможност за регулиране константа на заместващата пружина е добавянето на компенсиращ отвор. Неговата функция е от една страна да компенсира загубите на въздух, а от друга да “регулира” пружината като ѝ гарантира необходимата характеристика.

2.1.2. Вибрации и шум породени от ударния механизъм

Вибрациите влияят върху устойчивостта на машините и нарушават тяхната нормална работа, генерират по-високи нива на шума и увеличават триенето. Въздействието на вибрациите и шума се отнася особено за работещите с ръчни електрически инструменти (бормашини, ударни – бормашини, къртачи и т.н.). Регулярното подлагане на вибрации на оператора често водят до комплексни физиологични симптоми и нарушения (съдови, костни и ставни, на периферната нервна система, мускулни и т.н.).

Съществуват две основни групи методи за виброконтрол и виброизолация, а именно пасивни и активни методи.

По-добри резултати се постигнат чрез използването на *активни методи*, включващи влагане в системата на допълнителна енергия. Те позволяват да се реши проблема на взаимно противоречащите си изисквания като: производителност (КПД), ниски стойности на вибрациите, динамична стабилност и устойчивост.

2.2. Изграждане на виртуален прототип

Поради разлика между двата основни типа ударни механизма (с подвижно бутало и подвижен цилиндър), състояща се в принципа на компенсиране на въздушната камера, е прието да се разработят и разгледат два виртуални прототипа.

2.2.1. Изграждане на виртуален прототип на пневматично-вакуумен механизъм с подвижно бутало.

Преди да се пристъпи към изграждане на виртуален прототип е необходимо да се създаде механичен модел на ударния механизъм, с който да се дефинират взаимовръзките между компонентите на системата. Разработеният механичен модел е показан на фигура 2.9 и се състои от следните компоненти: Междинен бойник (**B**); Бойник (**R**); Бутало (**P**); Ос на буталото (**PP**); Мотовилка (**C**); Ос на кривошипа (**PCR**) и Кривошип (**CR**).

Допълнително са включени и следните външни за системата компоненти: Вретено (**SP**); Инструмент (**T**) и Обработван материал (**M**).

Входни данни за анализа се явяват:

ω – ъглова скорост определяща броя удари за минута;

m_P – маса на буталото;

l_P – ход на буталото;

k_{AIR} , c_{AIR} – коравина и коефициент да демпфиране на въздушната пружина;

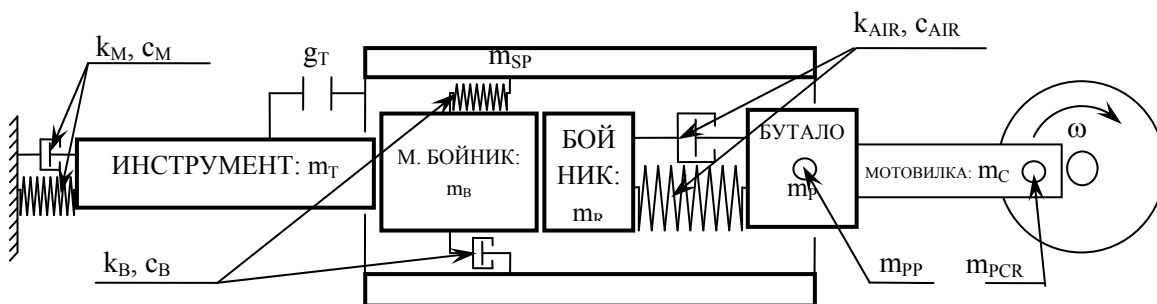
m_R – маса на бойника;

m_B – маса на междинния бойник;

k_B , c_B – коравина и коефициент на демпфиране на еластичен елемент на м. бойник;

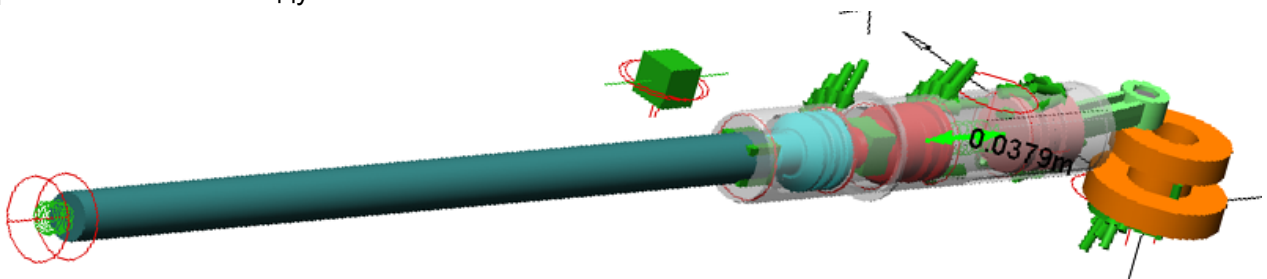
m_T – маса на инструмента;

k_M , c_M – коравина и коефициент да демпфиране на материала.



фигура 2.9 – Механичен модел на пневматично-вакуумен механизъм

С цел създаване на виртуален прототип е изграден изходен тримерен модел на системата. На негова основа, чрез дефиниране на входните данни, е построен виртуален изчислителен модел (фигура 2.11), благодарение на който може да се изучи поведението на механизма. За построяването му е използван програмен пакет MSc NASTRAN, модул visualNASTRAN. Програмният пакет ползва твърдотелна симулация на динамични процеси, при използване на модули ADAMS и SIMULINK.



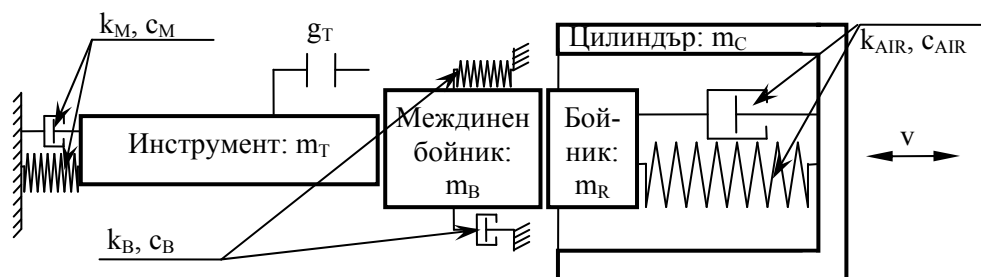
фигура 2.11 – Виртуален прототип с връзки в ставите и приложени натоварвания

За извършване на симулации със създадения изчислителен модел предварително са дефинирани входните параметри за анализа.

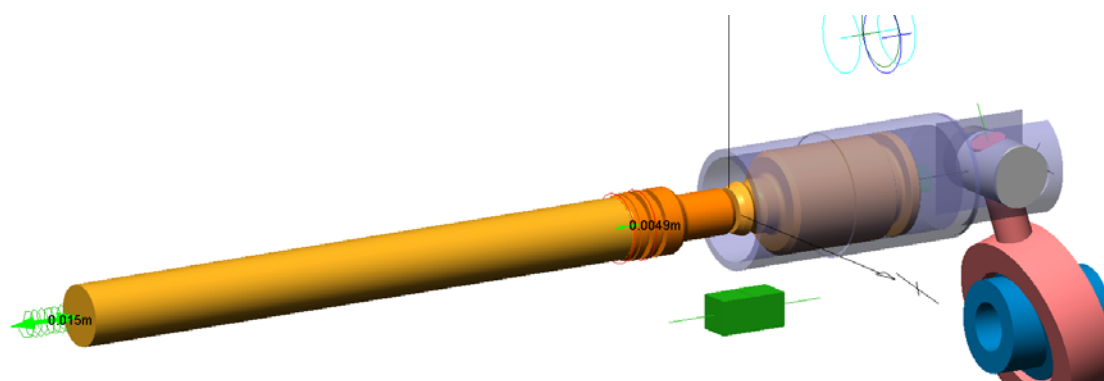
Най съществено е коректното дефиниране на параметрите на въздушната пружина (k_{AIR} , c_{AIR}). Те са определени съгласно описания по-горе начин. При определяне на пружинната константа е отчетен дебита, преминаващ през компенсиращия отвор.

2.2.2. Изграждане на виртуален прототип на пневматично-вакуумен механизъм с подвижен цилиндър.

По аналогичен начин са създадени механичен модел (фигура 2.13) и виртуален прототип (фигура 2.14) на пневматично-вакуумен ударен механизъм с подвижен цилиндър, характерен за машините от клас 2kg.

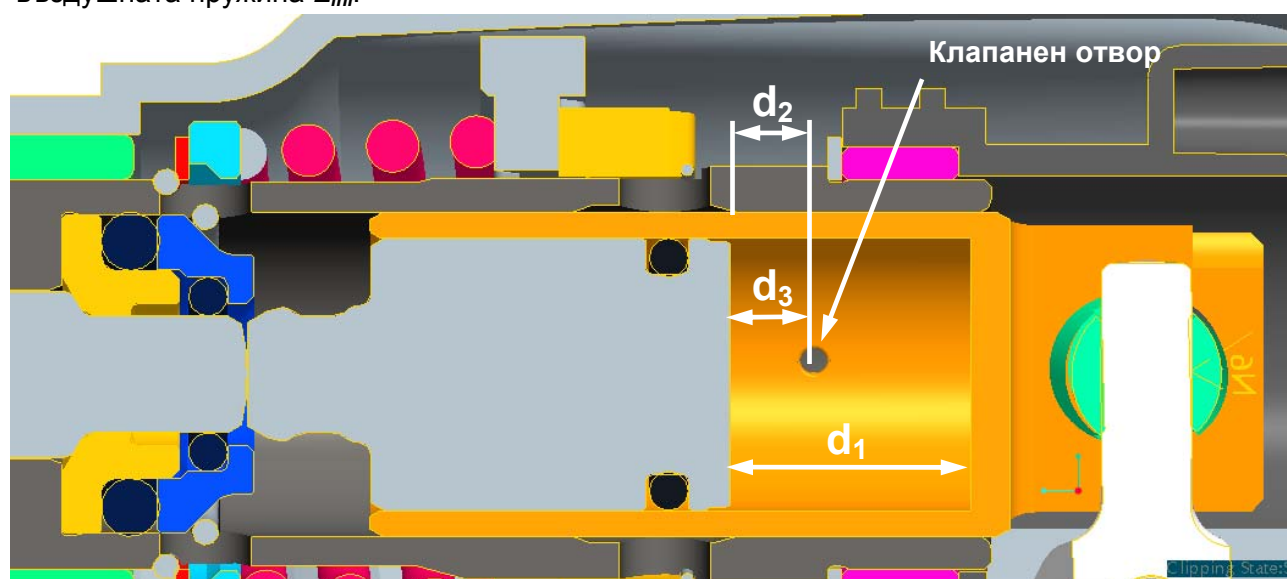


фигура 2.13 – Механичен модел на пневматично-вакуумен механизъм



фигура 2.14 – Виртуален прототип на пневматично-вакуумен ударен механизъм с подвижен цилиндър

При този механизъм е използван клапанен отвор в цилиндъра, който се отваря и заваря при определени условия (фигура 2.15). Дистанцията между челото на бойника и дъното на цилиндъра в момента на затваряне на клапанныя отвор определят свободната дължина на въздушната пружина L_{ini} .



фигура 2.15 – Клапанен отвор и размери на въздушната камера

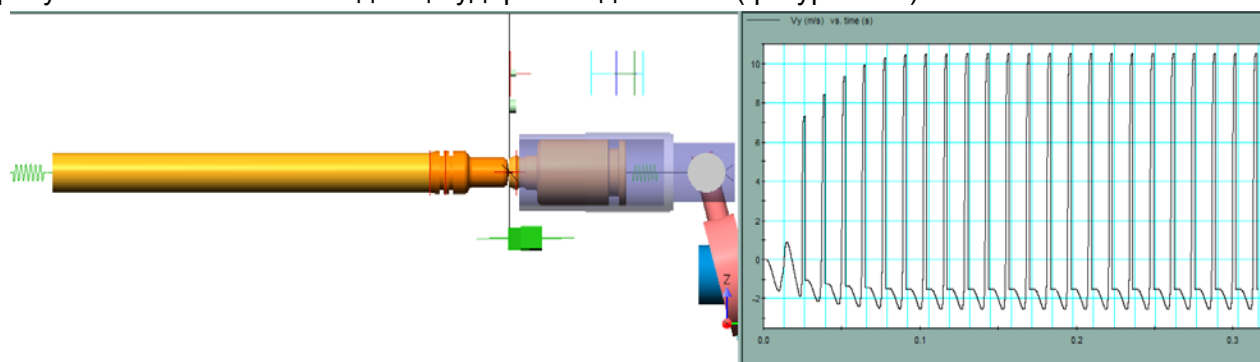
Тъй като свободната дължина на пружината, от която зависи коравината ѝ, може да бъде различна за всеки удар (двоен ход на цилиндъра), е намерен способ за нейното

определяне. За да се опише логиката на отваряне и затваряне на пневматичната камера са използвани три разстояния (посочени на фигура 2.15), чрез които във всеки момент може да се определи състоянието на камерата. Положението на всеки функционален елемент от геометрията на модела се дефинира във visualNASTRAN чрез координатни системи, а дистанциите - като разлики между координатите на две координатни системи спрямо глобалната. Използвайки координатите на елементите от системата и логически проверки за състоянието, става възможно определянето на свободната дължина на пружината за всеки удар.

2.3. Верификация и валидация на виртуалния прототип с подвижен цилиндър

За верификация и валидация на модела е използван съществуващ модел перфоратор TE2-M на конкурентен водещ производител (Hilti).

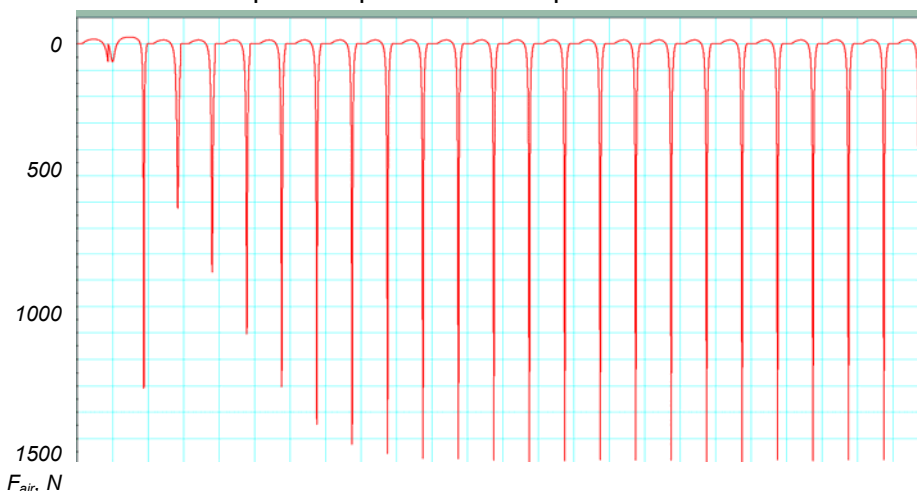
Прави впечатление, че след шести удар механизма влиза в установен режим и резултатите от всички следващи удари са идентични (фигура 2.19).



фигура 2.19 – Резултат от анализ на виртуалния прототип на перфоратор TE2-M

Като резултат от анализите на виртуалния прототип разглеждаме скоростта на бойника, а не енергията, предадена на работния инструмент тъй като инкремента на итерациите не позволява коректен резултат за енергията на инструмента. Поради тази причина енергията на инструмента е изчислена по известните формули от теория на удара. При скорост на бойника 10.5m/s енергията на работния инструмент се получава 3J, което съответства на обявената от производителя стойност от 2.8J. Грешката възлиза на 7%, което е в рамките на допустимото.

Освен скоростта на бойника друг важен резултат е силата на въздушната пружина (фигура 2.24), която дава основен принос към вибрациите в ударните електроинструменти. Изчислената максимална сила при компресия на камерата е 1500N.



фигура 2.24 – Сила от въздушната пружина

2.4. Анализ на чувствителност на виртуалния прототип на TE2-M

За да се оцени влиянието на основните параметри върху работата на механизма, е направен анализ на чувствителност чрез набор от симулации, планирани и анализирани с използването на DOE (Design Of Experiments) методологията (виж Глава 3).

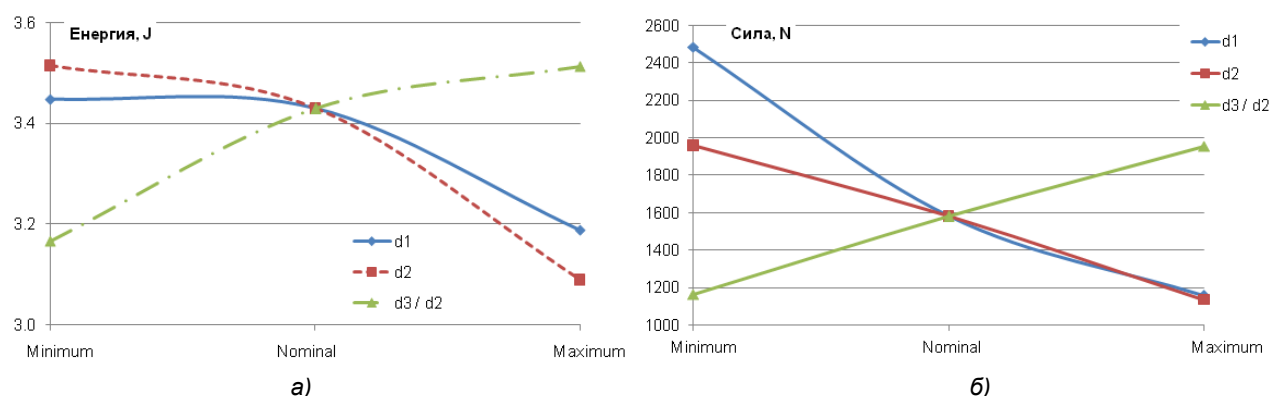
Броя на факторите в планирания експеримент са седем с две нива. Тъй като броя на симулациите при прилагане на пълен факторен експеримент е много голям, е приложен подход, при който всеки фактор е променен в положителна и отрицателна посока при запазване на останалите фактори с номинална стойност (таблица 2-2).

таблица 2-2 – Фактори и заложили стойности при анализ на чувствителност

Фактор	Отрицателна посока	Номинална ст-ст	Положителна посока
m_r - маса на бойника	0.057 kg	0.062 kg	0.067 kg
m_b - маса на междинен бойник	0.065 и 0.075 kg	0.085 kg	0.090 kg
m_t - маса на инструмента	0.050 kg	0.100 kg	0.150 kg
d_1	$10.8 \cdot 10^{-3}$ m	$11.8 \cdot 10^{-3}$ m	$12.8 \cdot 10^{-3}$ m
d_2	$1.6 \cdot 10^{-3}$ m	$2.6 \cdot 10^{-3}$ m	$3.6 \cdot 10^{-3}$ m
d_3 / d_2 – съответства на преместване на клапання отвор без преместване задния ръб на освобождаването във вретеното	$1.8 \cdot 10^{-3} / 3.6 \cdot 10^{-3}$ m	$2.8 \cdot 10^{-3} / 2.6 \cdot 10^{-3}$ m	$3.8 \cdot 10^{-3} / 1.6 \cdot 10^{-3}$ m
v - честота на ударите	4350 min^{-1}	4550 min^{-1}	4750 min^{-1}

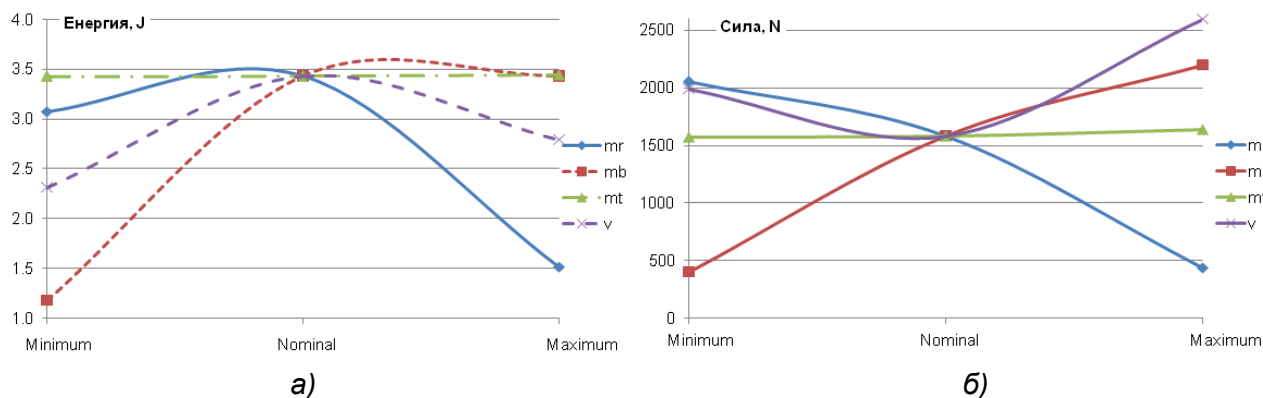
Като изходни величини (реакции) разглеждаме максималната сила във въздушната пружина и енергията на междинния бойник тъй като това е енергията на изхода на електроинструмента, предавана на работния инструмент. Резултатите са посочени като средна стойност от 8^{-ми} до 25^{-ти} удар. Ударите до 8^{-ми} са пренебрегнати поради влияние на преходния режим.

При промяна на размерите на въздушната камера (фигура 2.32) енергията на междинния бойник се запазва сравнително постоянна, за разлика от силата в пружината, която при промяна на някои фактори нараства с приблизително 1000N.



фигура 2.32 – Енергия на м. бойник (а) и максималната сила във въздушната пружина (б) при промяна размерите на въздушната камера

Резултатите показват, че дори при промяна на някои фактори енергията на междинния бойник да се запазва, силата на въздушната пружина може да се различава значително (фигура 2.33).



фигура 2.33 – Енергия на м. бойник (а) и максималната сила във въздушната пружина (б) при промяна масите на бойник, м. бойник, инструмент и честотата на ударите

От графиките ясно се вижда, че всяка промяна на факторите от номиналната им стойност води до влошаване работата на ударния механизъм.

Прави впечатление резултата при промяна честотата на ударите. При номинален брой удари енергията на междинния бойник има максимум, а силата в пружината - минимум.

2.5. Изводи

- Изяснени са физическите процеси при работа на пневматично-вакуумен ударен механизъм;
- Изяснена е методологията за изчисляване коравината на въздушната пружина;
- Разработена е функционална схема, дефинираща взаимовръзките между компонентите на ударния механизъм;
- Идентифицирани са значимите входни параметри, необходими за анализ на виртуалния прототип;
- Създаден е виртуален прототип на ударен механизъм с включени всички компоненти на ударния механизъм и техните взаимовръзки;
- Разработена е блок-схема, описваща логиката, по която се формира въздушната камера – дължина на свободната въздушна пружина и нейната коравина;
- Извършена е верификация и валидация на виртуалния прототип като е установено съответствие на резултатите от изпитване на физическия образец с получените от симулация с виртуалния прототип;
- За оценка влиянието при промяна на значимите входни параметри (фактори) е направен анализ на чувствителност. Получените резултати дават насока за оптимизация на изследвания тип ударен механизъм;
- Установена е нелинейна връзка между промяната на енергията на удара и силата в пневматичната пружина респективно породените от нея вибрации;
- При оптимизация на ударния механизъм трябва да се съблюдава силата в пружината да бъде в допустими граници;
- За устойчивото функциониране на механизма е необходимо честотата на ударите да бъде стабилизирана.
- На база резултатите от направените анализи по време на процеса на верификация, валидация и анализ на чувствителност, са набелязани значимите параметри на ударния механизъм, влиянието, на които е необходимо да бъде изследвано с цел оптимизация и постигане на максимална ефективност на механизма.

ГЛАВА 3. ОПТИМИЗАЦИЯ НА ПАРАМЕТРИТЕ НА ПНЕВМАТИЧНО-ВАКУУМЕН УДАРЕН МЕХАНИЗЪМ С ПОДВИЖЕН ЦИЛИНДЪР ПРИ ЗАДАДЕНИ ГРАНИЧНИ УСЛОВИЯ

В основата на това разглеждане е залегнал пневматично-вакуумен механизъм с подвижен цилиндър за машина от клас “2kg”.

Тъй като за решаване на оптимизационната задача се използва виртуален прототип в резултат имаме модел, но нямаме функция между изследваните фактори и изходните параметри и не търсим такава. Използването на класическите методи за оптимизация с дефиниране на целева функция е валидно и действа само в определен обхват на факторите за разлика от използването на виртуален прототип, който е общовалиден. В него естеството на модела съответства на естеството на процесите (моделирани са процесите и системата, а не само взаимовръзките на факторите). За да се извърши оптимизация на механизма използвайки виртуалния прототип е необходимо да се извършат набор от планирани симулации, с които да се оцени влиянието на параметрите на механизма върху изходните параметри. Симулациите са една от най-популярните техники за анализиране на комплексни проблеми в производствените. Използването на DOE комбинирано с компютърна симулация позволява по-ефективен анализ на резултатите от симулирания модел. Освен това, значението на ефекта от взаимодействията на факторите се потвърждават, което подпомага процеса на вземане на решения.

3.1. Фактори и изходни параметри на оптимизационната задача

Оценката на влиянието на отделните фактори се извършва чрез следене на изходните параметри на системата – енергия на междинния бойник и максимална сила във въздушната пружина.

Постоянните и управляващите фактори, както и изходните параметри, за изследвания модел на механизма са обобщени в Таблица 3-1.

Таблица 3-1 - Оптимизационни параметри

Фактори		Изходни параметри
Постоянни	Управляващи	
Коравина на материала, $k_M = x_1^c$	Маса на бойника, $m_I = x_1$	Енергия на междинния бойник, $E_b = y_1$
Демпфиране на материала, $c_M = x_2^c$		
Коравина на еластичния елемент на междинния бойник, $k_b = x_3^c$	Маса на междинния бойник, $m_b = x_2$	Абсолютно отклонение на енергията на междинния бойник $E_{dev15} = y_2$
Демпфиране на еластичния елемент на междинния бойник, $c_b = x_4^c$	Маса на работния инструмент, $m_I = x_3$	
Коравина на въздушната пружина $k_{AIR} = x_5^c$	Р-р чело бутало – дъно на цилиндъра, $d_1 = x_4$	Сила във въздушната пружина $F_{AIR} = y_3$
Диаметър на пневматичната камера, $d_{AIR} = x_6^c$	Р-р клапанен отвор в цилиндъра – заден ръб на освобождаването във вретеното, $d_2 = x_5$	
Демпфиране на въздушната пружина, $c_{AIR} = x_7^c$	Р-р клапанен отвор в цилиндъра – чело бутало, $d_3 = x_6$	
Коеф. на възстановяване, x_8^c	Честота на ударите, $v = x_7$	

По същество задачата се явява трикритериална със седем управляващи фактора. Критериите са постигане на максимална енергия на междинния бойник ($E_b = \max$), абсолютното отклонение на енергията на междинния бойник да клони към нула ($E_{dev15} \rightarrow 0$) и

максималната сила във въздушната пружина да бъде минимална ($F_{AIR} = \min$). Втория критерий е необходим, за да бъде работата на механизма равномерна без прекъсвания. Тъй като от направените досега изследвания се вижда, че при поява на неравномерност на енергията се повишава максималната сила във въздушната пружина, можем да сведем задачата до двукритериална разглеждайки само $E_b = \max$ и $E_{dev15} \rightarrow 0$.

Тъй като системата е сложна и няма изведени математически зависимости между факторите и изходните параметри (и не целим да бъдат изведени такива), оптимизацията е извършена чрез използване на инженерен подход, при който задачата е разделена на три етапа. Във всеки етап се определят оптимални стойности на няколко от управляващите фактори посредством използване на планиран факторен експеримент. Разделянето на етапи е направено с цел намаляване броя на итерациите (симулациите) до достигане на оптимално решение с желаната точност. Етапите се състоят в:

- определяне оптимално съотношение масите на бойника, междинния бойник и работния инструмент;
- определяне оптималните параметри на въздушната камера;
- определяне оптимална честота на ударите.

3.2. Определяне оптимално съотношение на масите на бойника, междинния бойник и работния инструмент

За определяне оптимално съотношение между масите на бойника, междинния бойник и работния инструмент е подхотено като е разгледан удара между трите тела при зададена постоянна скорост на бойника преди удара с междинния бойник т.е. не е разглеждан целия ударен механизъм.

Анализите са направени като изчисления в MS Excel използвайки теория на удара разгледана в т.2.1.1.

Параметрите на оптимизационната задача са посочени в Таблица 3-2.

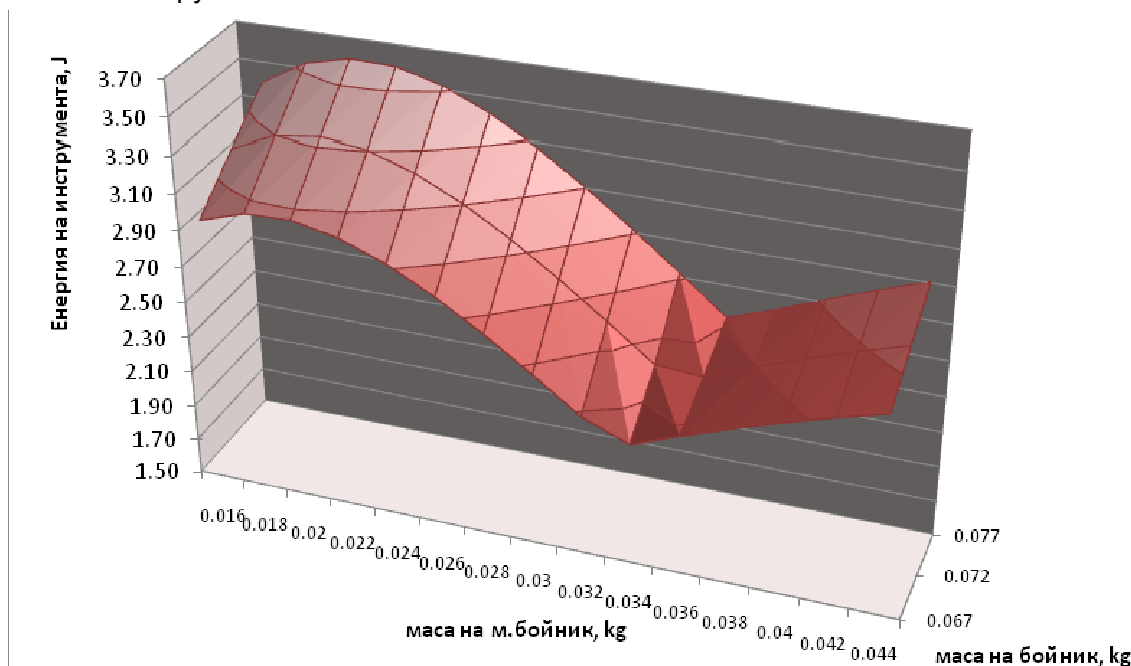
Таблица 3-2 - Параметри на оптимизационната задача за първи етап

Постоянни фактори	
Фактор	Стойност
Скорост на бойника, $v_r = x_1^c$	10 m/s
Коефициент на възстановяване, x_2^c	0.98
Управляващи фактори	
Фактор	Стойност
Маса на бойника, $m_r = x_1$	0.067, 0.072 и 0.077kg
Маса на междинния бойник, $m_b = x_2$	0.016 ÷ 0.044kg
Маса на работния инструмент, $m_t = x_3$	0.05 ÷ 0.33kg
Изходни параметри и критерии	
Параметър	Критерии
Енергия на инструмента, $E_t = y_1$	3.6J

Резултатите от направения пълен факторен експеримент са представени на фигура 3.1 и фигура 3.2. Изчисленията са направени при зададена скорост на бойника 10m/s. Разгледани са три стойности на масата на бойника – 0.067, 0.072 и 0.077kg. С маса в този диапазон се реализира необходимата ни енергия на бойника 3.4-3.8J при скорост около 10m/s. Масата на междинния бойник е разгледана в диапазона 0.016-0.044kg, за който ще бъде търсен оптимум в предаването на енергията на бойника към инструмента. Горната граница на тези стойности се определя основно по конструктивни съображения и е съобразена с

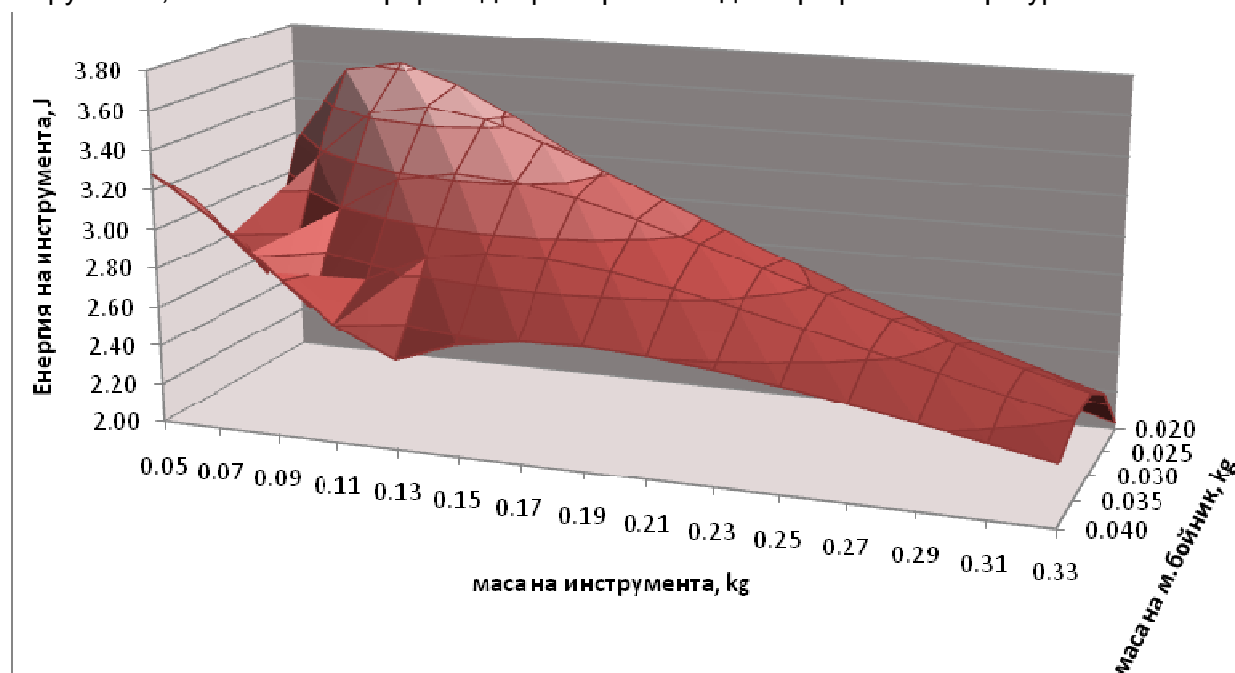
изискванията към този клас машини. Практически, масата на междинния бойник има отношение и към енергията на движение, която може да достигне бойника, поради удара между тях и резултантната скорост на обратно движение (по посока на съгъстяване на въздушната камера) на бойника. Тази резултантна скорост, комбинирана с честотата на ударите, ще определи степента на съгъстяване и респективно скоростта на правия ход на бойника при следващия удар.

На фигура 3.1 се вижда, че имаме максимум на енергията при маса на междинния бойник от 0.020-0.022kg, като повишаването на масата на бойника води до линейно нарастване на енергията на инструмента.



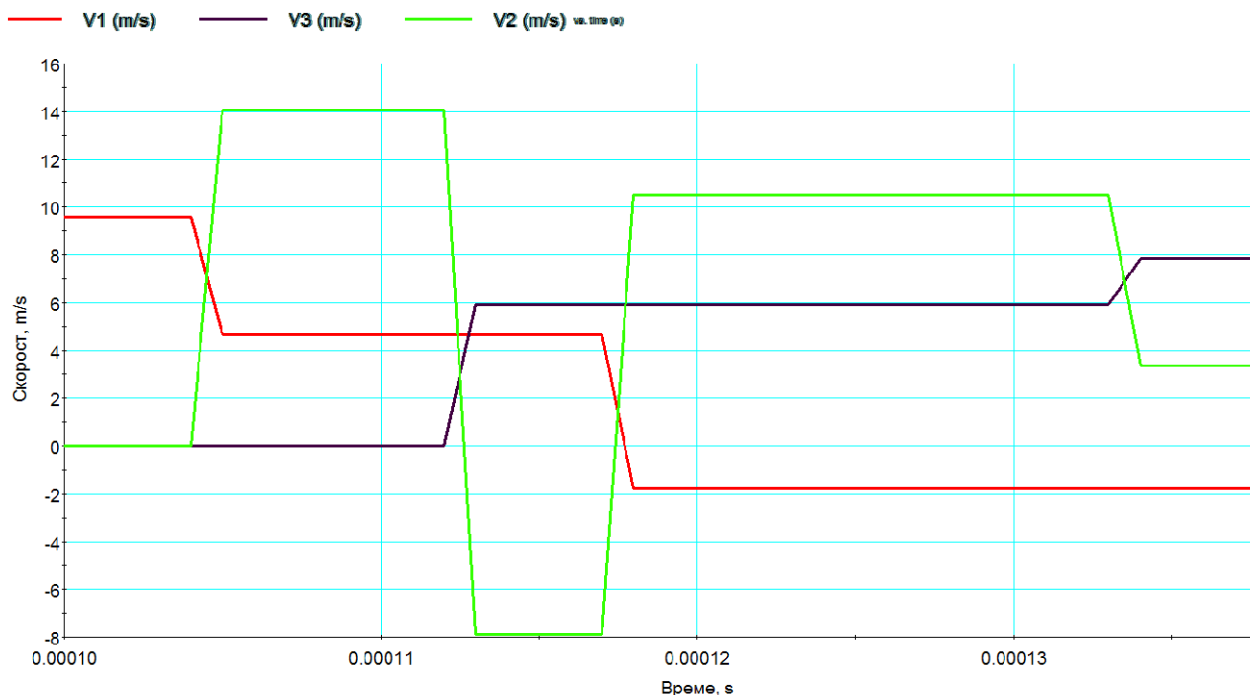
фигура 3.1 – Енергия на инструмента в зависимост от масите на бойника и междинния бойник при маса на работния инструмент 0.100kg.

Енергията на инструмента има максимум в даден обхват на маси на ползваните инструменти, което се илюстрира в добре изразен вид на графиката от фигура 3.2.



фигура 3.2 – Енергия на инструмента в зависимост от масите на работния инструмент и междинния бойник при маса на бойника 0.077kg.

Важно е да се отбележи, че при по-голяма част от разглежданите комбинации от маси на трите тела се получава двоен удар между бойника и междинния бойник. Това е илюстрирано на примера, показан на фигура 3.3.



фигура 3.3 – Двоен удар между бойник и междинен бойник.

Със скорост $V1$ е означена скоростта на бойника, с $V2$ - скоростта на междинния бойник, а с $V3$ - на инструмента. След първия удар, поради съотношението на масите, скоростта на бойника остава положителна (4.7m/s). Междинния бойник се ускорява от 0 до 14.1m/s, след което удря инструмента, ускорявайки го до 5.9m/s. След удара с инструмента междинния бойник получава скорост след удара -7.9m/s и отново се удря с бойника. Скоростта след втори удар на бойника вече е -1.8m/s, а междинния бойник доускорява инструмента до 7.9m/s. Наличието на двоен удар води до отдаване върху инструмента на по-голяма част от енергията на бойника при междинни бойници с по-малка маса от бойника. Появява се и влияние на теглото на инструмента върху скоростта на бойника след удар, респективно промяна на работата на ударния механизъм. Това влияние трябва да се запази минимално, за да е устойчива работата на механизма при използване на инструменти с различни тегла.

Тези разглеждания дават основания да се избере стойност маса на бойника 0.077kg и 0.020-0.027kg за маса на междинния бойник, тъй като най-често използваните работни инструменти са с маса 0.050-0.200kg.

По този начин оптималните стойности за управляващите фактори се определят като:

- типични инструменти, имащи маса $m_i = 0.100\text{kg}$;
- междинен бойник, с маса $m_b = 0.027\text{kg}$;
- бойник, с маса $m_r = 0.077\text{ kg}$;

3.3. Определяне оптималните стойности на факторите определящи пневматичната камера

Като основни параметри на пневматичната камера са дефинирани линейните размери d_1 (чело бутало – дъно на цилиндъра), d_2 (клапанен отвор в цилиндъра – заден ръб на освобождаването във вретеното), d_3 (клапанен отвор в цилиндъра – чело бутало), които се явяват управляващи фактори в оптимизационната задача (фигура 2.15). Друг параметър, от който зависи характеристиката на въздушната пружина, е диаметърът на пневматичната

камера, който приемаме за постоянен (21mm), тъй като може да бъде променян в тесни граници поради конструктивни съображения.

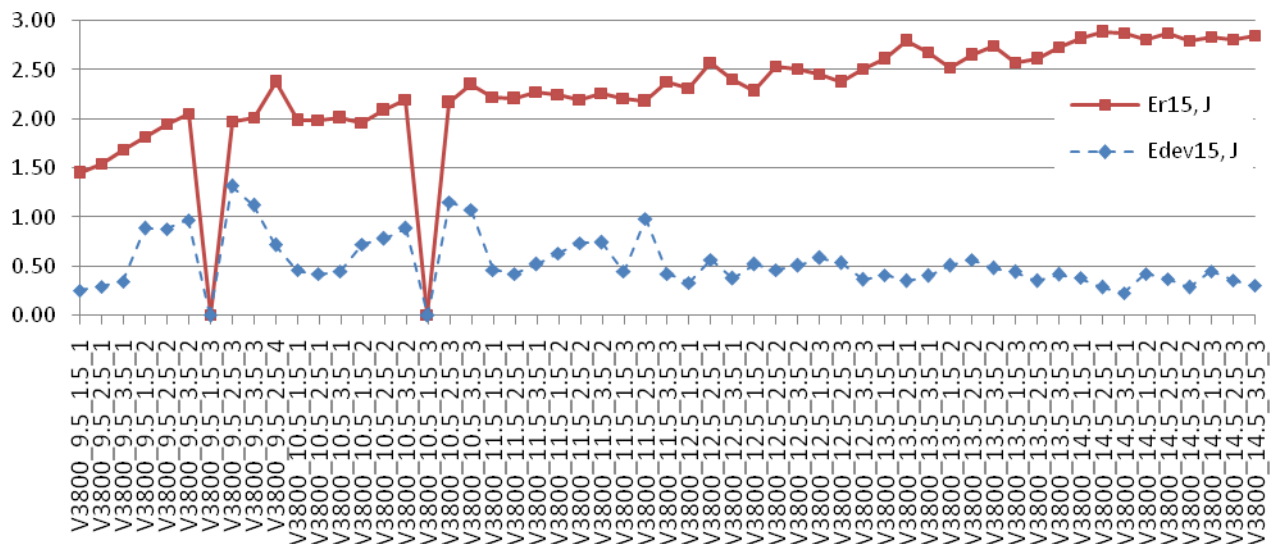
Таблица 3-4 - Параметри на оптимизационната задача за втори етап

Постоянни фактори	
Фактор	Стойност
Коравина на материала, $k_M = x_1^c$	$3 \cdot 10^7$ N/m
Демпфиране на материала, $c_M = x_2^c$	6590 kg/s
Коравина на еластичния елемент на междинният бойник, $k_b = x_3^c$	$3 \cdot 10^3$ N/m
Демпфиране на еластичния елемент на междинният бойник, $c_b = x_4^c$	$1 \cdot 10^3$ kg/s
Коравина на въздушната пружина $k_{AIR} = x_5^c$	$\pi \cdot 0.01^2 \cdot (((((101300^{(1/1.3)}) \cdot \text{constraint}[123].p.z) / \text{constraint}[76].length)^{1.3}) - 101300) \text{ N}$
Диаметър на пневматичната камера, $d_{AIR} = x_6^c$	21mm
Демпфиране на въздушната пружина, $c_{AIR} = x_7^c$	0 kg/s
Коефициент на възстановяване, x_8^c	0.98
Маса на бойника, $m_r = x_9^c$	0.077kg
Маса на междинния бойник, $m_b = x_{10}^c$	0.027kg
Маса на работния инструмент, $m_t = x_{11}^c$	0.100kg
Честота на ударите, $f = x_{12}^c$	3800 min^{-1}
Управляващи фактори	
Фактор	Стойност
Р-р чело бутало – дъно на цилиндъра, $d_1 = x_1$	9.5; 10.5; 11.5; 12.5; 13.5; 14.5mm
Р-р клапанен отвор в цилиндъра – заден ръб на освобождаването във вретеното, $d_2 = x_2$	1.5; 2.5; 3.5mm
Р-р клапанен отвор в цилиндъра – чело бутало, $d_3 = x_3$	1; 2; 3mm
Изходни параметри и критерии	
Параметър	Критерии
Енергия на бойника, $E_r = y_1$	3.7J
Абсолютно отклонение на енергията на бойника $E_{dev15} = y_2$	~ 0
Сила във въздушната пружина $F_{AIR} = y_3$	<1500N

Честота на ударите би трябвало да се разглежда също като управляващ параметър, тъй като има пряко отношение към скоростта на бойника. Въпреки това той е приет за постоянен поради ограничения, касаещи възможностите на двигателя и техническите данни на машината, дефинирани по задание. Разбира се, може да бъде променян в определени граници, което ще бъде разгледано като следваща оптимизационна стъпка.

Оптимизацията на трите параметъра е направена чрез пълен факторен експеримент. Резултатите от извършените симулации са представени на фигура 3.4.

Параметъра E_{r15} представлява средната стойност на енергията на бойника от последните 15 удара при анализ до $25^{\text{ти}}$ удар. Първите 10 удара не се взимат поради влияние на преходния процес.



фигура 3.4 – Резултати от пълен факторен експеримент с фактори d_1 , d_2 и d_3

Параметъра E_{dev15} е средната стойност на абсолютното отклонение изчислено по формула 3.1.

$$\frac{1}{n} \sum_{i=1}^n |x_i - m(X)|. \quad (3-1)$$

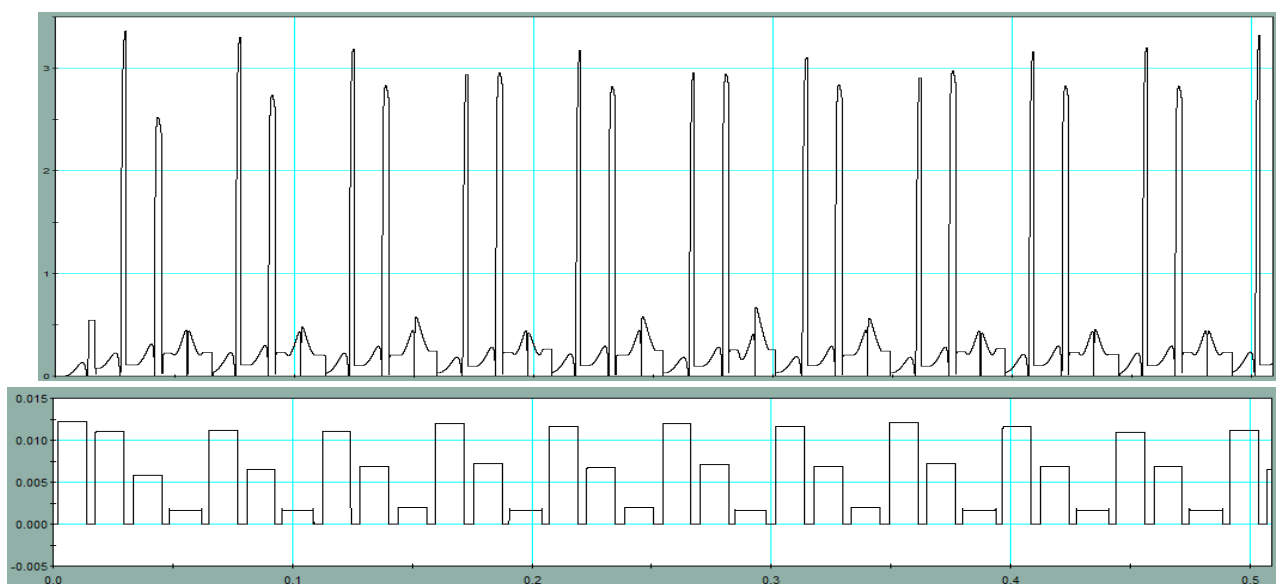
където: x_i са стойностите на енергията на бойника за 15^{-те} удара

$n=15$ е броя удари

$m(X)$ представлява средната стойност на енергията на бойника за 15^{-те} удара.

От графиката се вижда, че с увеличаване на d_1 нараства енергията на бойника и намалява абсолютното отклонение на енергията. При два от анализите енергията е нула поради формиране на твърде малка камера след първия удар, което на практика води до удар на бойника в дъното на цилиндъра и разрушаване на цилиндъра или люлеещия лагер.

Съществува и случай, при който през два удара се пропуска един (V3800_9.5_2.5_3) поради твърде ранен удар и формиране на малка камера.



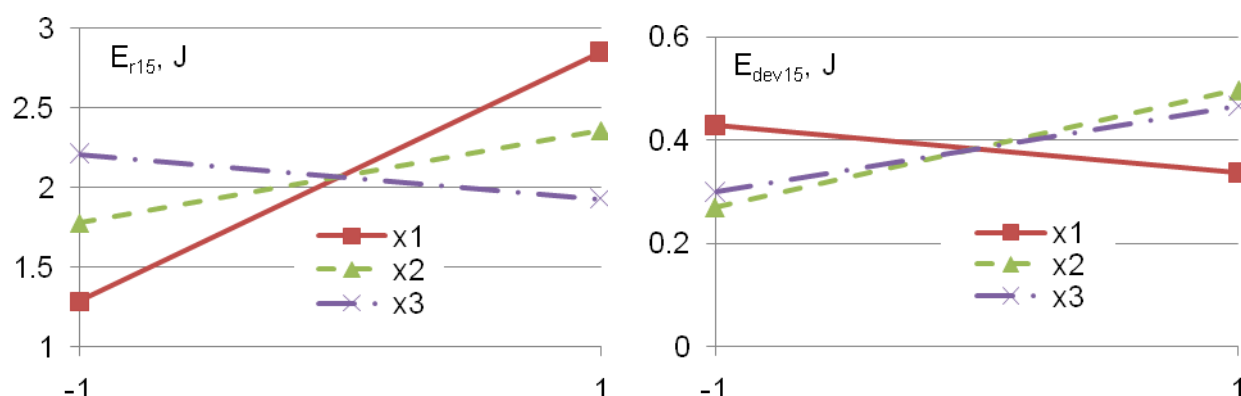
фигура 3.5 – Енергия на бойника и големина на камерата при V3800_9.5_2.5_3_77_27

За да се анализират по-подробно получените резултати е използван метода DOE (Design Of Experiments), разглеждайки само резултатите от минималните и максимални стойности на входните параметри.

Таблица 3-6 – Резултати от минималните и максимални стойности на факторите

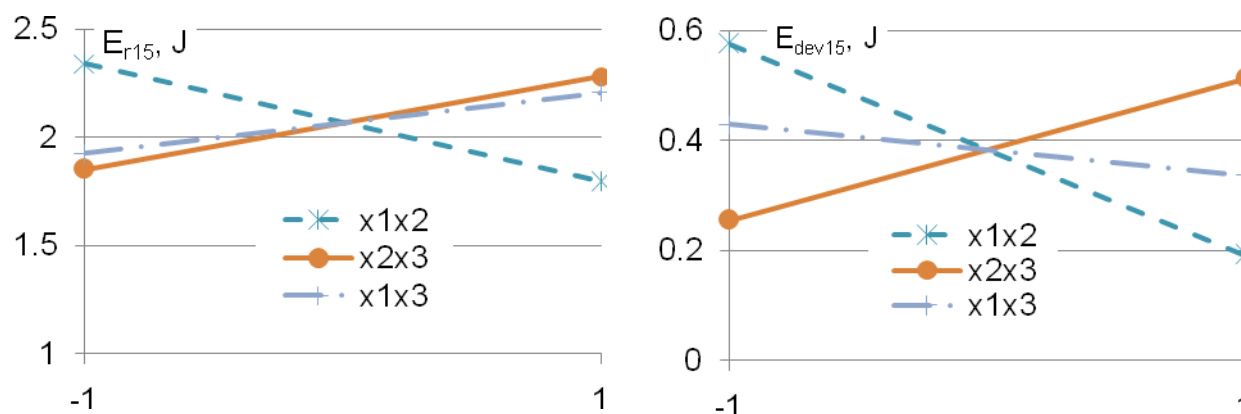
	Кодови означения						Натурални стойности			Резултат	
	x_1	x_2	x_3	x_1x_2	x_2x_3	x_1x_3	d_1	d_2	d_3	E_{r15}	E_{dev15}
V3800_9.5_1.5_1_77_27	-1	-1	-1	1	1	1	9.5	1.5	1	1.45	0.25
V3800_9.5_1.5_3_77_27	-1	-1	1	1	-1	-1	9.5	1.5	3	0	0
V3800_9.5_3.5_1_77_27	-1	1	-1	-1	-1	1	9.5	3.5	1	1.69	0.35
V3800_9.5_3.5_3_77_27	-1	1	1	-1	1	-1	9.5	3.5	3	2.01	1.12
V3800_14.5_1.5_1_77_27	1	-1	-1	-1	1	-1	14.5	1.5	1	2.82	0.38
V3800_14.5_1.5_3_77_27	1	-1	1	-1	-1	1	14.5	1.5	3	2.84	0.45
V3800_14.5_3.5_1_77_27	1	1	-1	1	-1	-1	14.5	3.5	1	2.88	0.22
V3800_14.5_3.5_3_77_27	1	1	1	1	1	1	14.5	3.5	3	2.85	0.3

От графиката на фигура 3.6 се вижда, че с нарастване на x_1 нараства енергията и намалява абсолютното отклонение, което е положителен ефект. С нарастване на x_2 нараства енергията, но абсолютното отклонение също нараства. Това води до увеличаване на „биенето“ и силата във въздушната пружина респективно вибрациите.



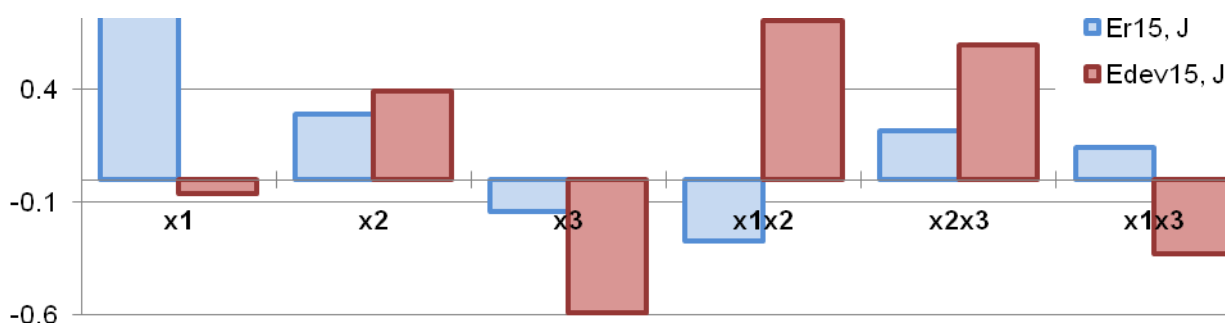
фигура 3.6 – Средна стойност на E_{r15} и E_{dev15} при минимална и максимална стойност на x_1 , x_2 и x_3

Положителен ефект, но в по-малка степен, има също при минимални стойности на x_3 и x_1x_3 .



фигура 3.7 – Средна стойност на E_{r15} и E_{dev15} при минимална и максимална стойност на взаимодействията x_1x_2 , x_2x_3 , и x_1x_3

Ефекта от промяна на факторите и техните взаимодействия е представен във вид на Парето диаграма на фигура 3.8.



фигура 3.8 – Ефект от промяна на факторите

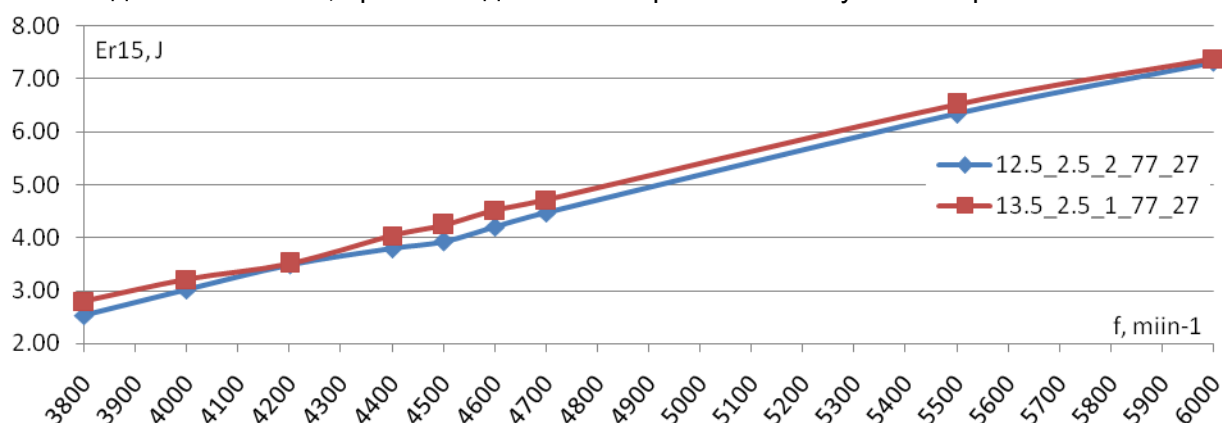
Получената енергия на бойника при всички симулации е по-малка от 3J, което не покрива критерия от 3.6J. Абсолютното отклонение при всички симулации е голямо и също не покрива заложения критерий.

Тъй като от направените анализи за определяне оптималните параметри на въздушната камера не се откроява решение, което да доминира над останалите, за последваща оптимизация на честотата на ударите е прието да се проверят две съотношения на параметрите на камерата: $d_1 = 12.5$, $d_2 = 2.5$, $d_3 = 2\text{mm}$ и $d_1 = 13.5$, $d_2 = 2.5$ и $d_3 = 1\text{mm}$. При тези параметри и честота на ударите 3800min^{-1} са получени съответно $E_{r15} = 2.53\text{J}$, $E_{dev15} = 0.46\text{J}$ и $E_{r15} = 2.68\text{J}$, $E_{dev15} = 0.35\text{J}$. Избрани са именно тези параметри на камерата тъй като от конструктивни съображения най-подходящи стойности за d_1 са 12.5 и 13.5mm.

3.4. Определяне оптимална честота на ударите

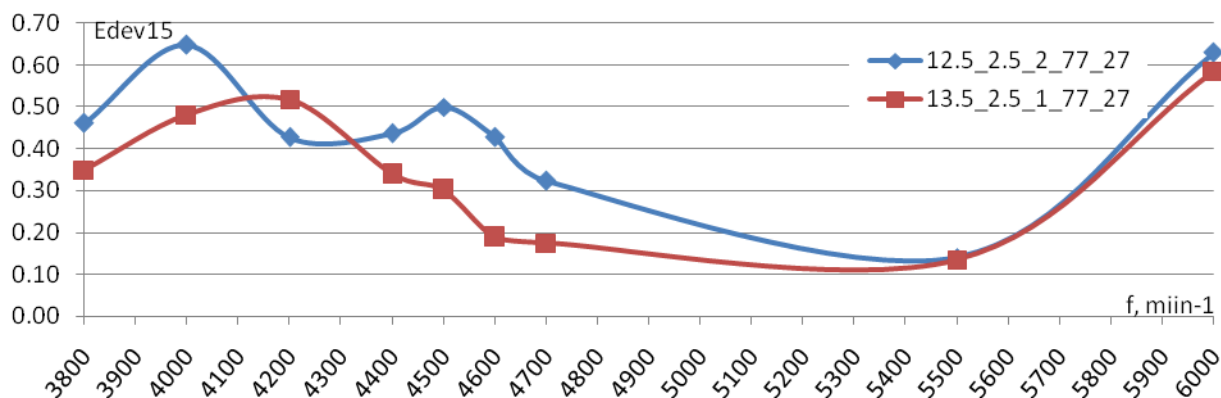
За определените две съотношения на параметрите на въздушната камера са извършени набор от симулации с вариране на честотата на ударите с цел определяне близостта до квазирезонансна област. Промяната на честотата е от първоначално приетата за номинална 3800min^{-1} до очакваната на празен ход 6000min^{-1} .

Резултатите са представени графично на фигура 3.9. В разглеждания диапазон от честоти средната стойност на енергията на бойника нараства линейно с нарастване на честотата т.е не наблюдаваме честота, при която да имаме изразен максимум на енергията.



фигура 3.9 – Средна стойност за енергията на бойника E_{r15} във функция от честота на ударите при камери $d_1 = 12.5$, $d_2 = 2.5$, $d_3 = 2\text{mm}$ и $d_1 = 13.5$, $d_2 = 2.5$ и $d_3 = 1\text{mm}$.

С промяна на честотата се наблюдава значителна разлика между енергиите на единичните удари. Тази разлика е представена на фигура 3.10 чрез средната стойност на абсолютното отклонение на енергията на бойника. От фигурата се вижда, че механизма ще работи оптимално при по-голяма честота на ударите от очакваната – 5000 до 5400min^{-1} като „биене“ се наблюдава дори при тези честоти.



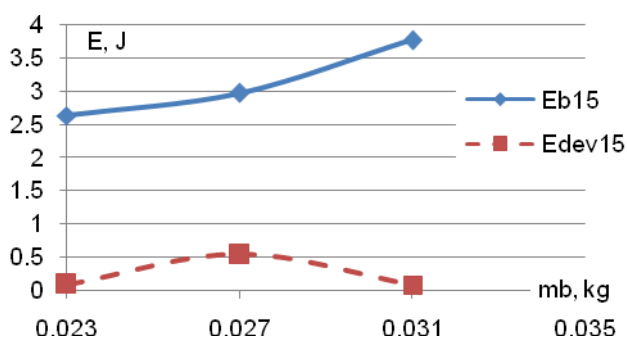
фигура 3.10 – Средна стойност на абсолютното отклонение на енергията на бойника E_{dev15} във функция от честота на ударите при камери $d_1 = 12.5$, $d_2 = 2.5$, $d_3 = 2mm$ и $d_1 = 13.5$, $d_2 = 2.5$ и $d_3 = 1mm$.

От получените резултати можем да направим ключов извод за ударните механизми с подвижен цилиндър, а именно, че връзката между честотата на ударите и средната стойност на енергията на бойника е близка до линейна и функцията честота - средна стойност на абсолютното отклонение на енергията на бойника има локални минимума. В този смисъл квазирезонанса се изразява в наслагване на честотите на елементите от ударната група, така че биенето да е сведено до нула. Обяснението е в наслагването на честотите на многомасовия модел с възбуждащата честота при отчитане на факта, че характеристиката на въздушната пружина е различна за всеки удар (дължината на камерата се формира при всеки удар).

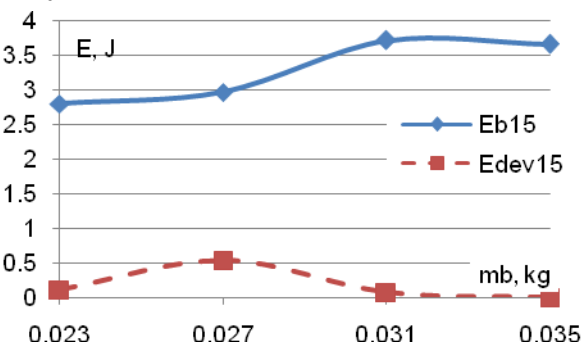
Тъй като при решаването на оптимизационната задача не е намерено решение, което да удовлетвори заложените критерии (висока енергия на междинния бойник и абсолютното отклонение клонящо към нула), се налага допълнителна промяна на някой от вече избраните фактори.

3.5. Минимизиране на абсолютното отклонение на енергията на бойника

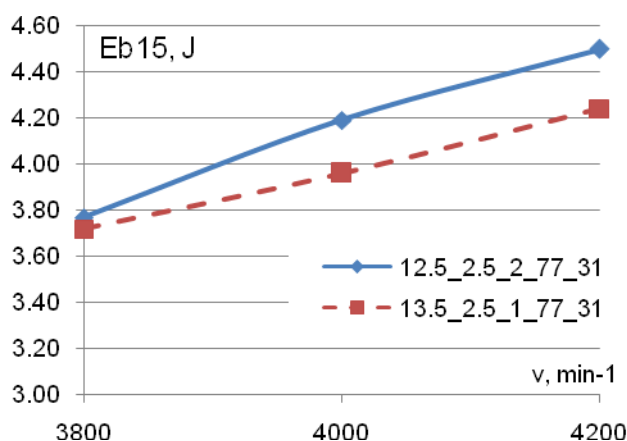
Абсолютното отклонение зависи от дължината на въздушната камера и от положението на цилиндъра в момента на затваряне на камерата. Те от своя страна зависят от отскока на бойника. Един от начините да въздействаме върху отскока на бойника е чрез промяна масата на междинния бойник. По тази причина са извършени повторни симулации с промяна масата на междинния бойник и при запазване на установените вече параметри на ударния механизъм. Резултатите за камера с $d_1 = 12.5$, $d_2 = 2.5$, $d_3 = 2mm$ са представени на фигура 3.11 а за камера с $d_1 = 13.5$, $d_2 = 2.5$ и $d_3 = 1mm$ на фигура 3.12.



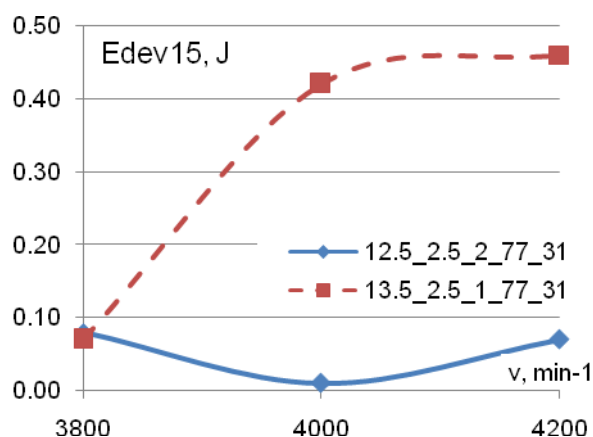
фигура 3.11 – Абсолютното отклонение и енергията на бойника (за камера с $d_1 = 12.5$, $d_2 = 2.5$, $d_3 = 2mm$) в зависимост от масата на междинния бойник



фигура 3.12 – Абсолютното отклонение и енергията на бойника (за камера с $d_1 = 13.5$, $d_2 = 2.5$ и $d_3 = 1mm$) в зависимост от масата на междинния бойник



фигура 3.13 – Енергията на бойника при маса на междинния бойник 0.031kg.



фигура 3.14 – Абсолютното отклонение при маса на междинния бойник 0.031kg.

Резултата показва, че при изследваната маса на междинния бойник от 0.027kg абсолютното отклонение на енергията е значително по-голямо в сравнение с това при маси 0.023kg и 0.031kg. За да се провери поведението при промяна на честотата за двете разглеждани камери са направени анализи при 4000 и 4200min⁻¹ (фигура 3.13 и фигура 3.14).

Наблюдава се липса на „биене“ и висока стойност на енергията на междинния бойник (4.2J) при честота на ударите 4000min⁻¹. Силата във въздушната пружина при тези параметри има минимум и не превишава 1400N. Този резултат удовлетворява напълно критериите на оптимизационната задача, с което можем да я сметнем за решена. Крайния резултат от оптимизацията е посочен в Таблица 3-7.

Таблица 3-7 - Параметри на оптимизирания пневматично-вакуумен ударен механизъм с подвижен цилиндър (резултати от оптимизационната задача)

Управляващи фактори	
Фактор	Резултат
Маса на бойника, $m_f = x_9^c$	0.077kg
Маса на междинния бойник, $m_b = x_{10}$	0.031kg
Маса на работния инструмент, $m_t = x_{11}$	0.100kg
Р-р чело бутало – дъно на цилиндъра, $d_1 = x_{12}$	12.5mm
Р-р клапанен отвор в цилиндъра – заден ръб на освобождаването във вретеното, $d_2 = x_{12}$	2.5mm
Р-р клапанен отвор в цилиндъра – чело бутало, $d_3 = x_{13}$	2mm
Честота на ударите, $f = x_{14}$	4000min ⁻¹
Изходни параметри и критерии	
Параметър	Резултат
Енергия на бойника, $E_b = y_1$	4.2J
Абсолютно отклонение на енергията на бойника $E_{dev15} = y_2$	0.01
Сила във въздушната пружина $F_{AIR} = y_3$	<1400N

3.6. Изводи

- Определени са входните параметри, ограничителните условия и целевата функция на оптимизационната задача;
- Тъй като не целим да се изведе математическа зависимост между параметрите, за решаване на оптимизационната задача е използван планиран експеримент и метода DOE (Design of Experiments) за статистически анализ на резултатите;

- Поради наличието на голям брой фактори в оптимизационната задача, увеличаващи значително броя на симулациите, е прието да се приложи инженерен подход като се раздели задачата на три етапа;
- В първи етап са извършени симулации за определяне оптимално съотношение масите на бойника, междинния бойник и работния инструмент и тяхното влияние върху енергията на удара;
- Във втори етап са извършени симулации за определяне оптималните параметри на въздушната камера;
- В трети етап са извършени симулации за определяне оптималната честота на ударите, при която имаме максимум енергия на удара при допустими граници на силата във въздушната пружина;
- Поради неудовлетворяване на заложените критерии на оптимизацията, при всички извършени симулации, е направен повторен избор на масата на междинния бойник което критериите са изпълнени.
- Обобщени са резултатите от извършените симулации и са определени параметрите на ударния механизъм, с които да се разработи и изработи опитен образец.
- Определяйки всички параметри на ударния механизъм при определена честота на ударите и удовлетворявайки заложените критерии на оптимизационната задача, ние определяме тази честота за квазирезонансна или много близка до нея.

ГЛАВА 4. РАЗРАБОТВАНЕ НА РЕШЕНИЕ И РЕАЛИЗАЦИЯ

В Глава 4 е представен проектирания ударен механизъм и реализираната конструкция като физически прототип с работно име BPR280CE.

На фигура 4.6 са показани прототипираните елементи от ударния механизъм и прототипи на машината.



фигура 4.6 - Прототип с вграден оптимизиран пневматично-вакуумен ударен механизъм задвижван с променливотоков колекторен двигател

4.1. Изводи

- Разработена е конструктивна документация за изработване опитен образец на редуктор с вграден оптимизиран пневматично-вакуумен ударен механизъм;
- Изработен е опитен образец за изпитване и потвърждаване на получените резултати от оптимизацията на виртуалния прототип.

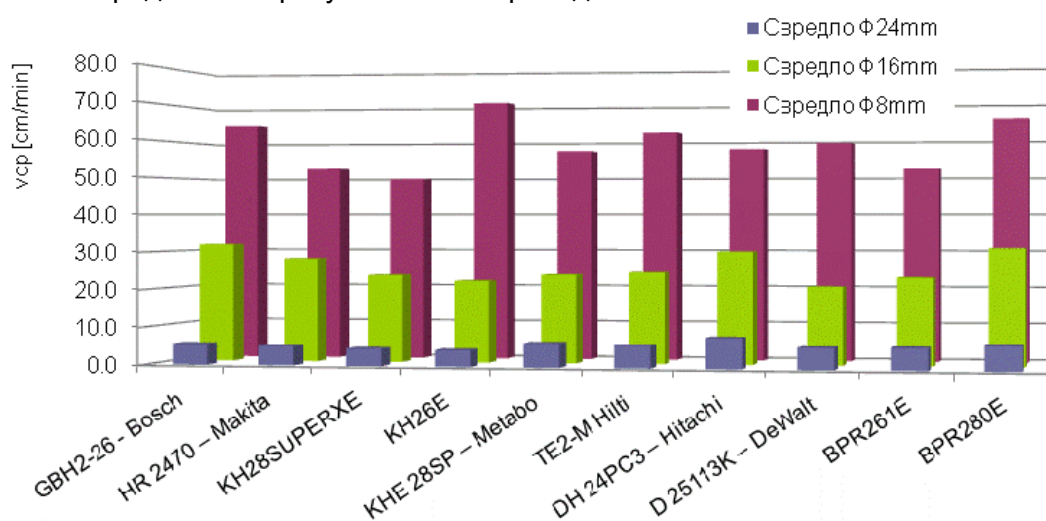
ГЛАВА 5. СРАВНИТЕЛЕН АНАЛИЗ НА ЕКСПЕРИМЕНТАЛНИ РЕЗУЛТАТИ НА ОПТИМИЗИРАНАТА КОНСТРУКЦИЯ С ВОДЕЩИ ИНДУСТРИАЛНИ ОБРАЗЦИ

За потвърждаване надеждността на разработената конструкция, опитния образец е подложен на сравнителни изпитания с перфоратори от същия клас на водещи конкуренти. Изпитаните чужди образци са под марките Bosch, Metabo, Hilti, AEG, Makita, Hitachi и DeWalt като са подбрани с най-висока мощност и енергия на удара. В изпитването е включен и перфоратор BPR261E от редовното производство на Sparky.

5.1. Производителност при работа

За да се поставят всички машини в еднакви условия изпитването е проведено в бетон със състав дефиниран в БДС EN 60745-2-6 при натоварване с постоянно осово усилие от 10kg.

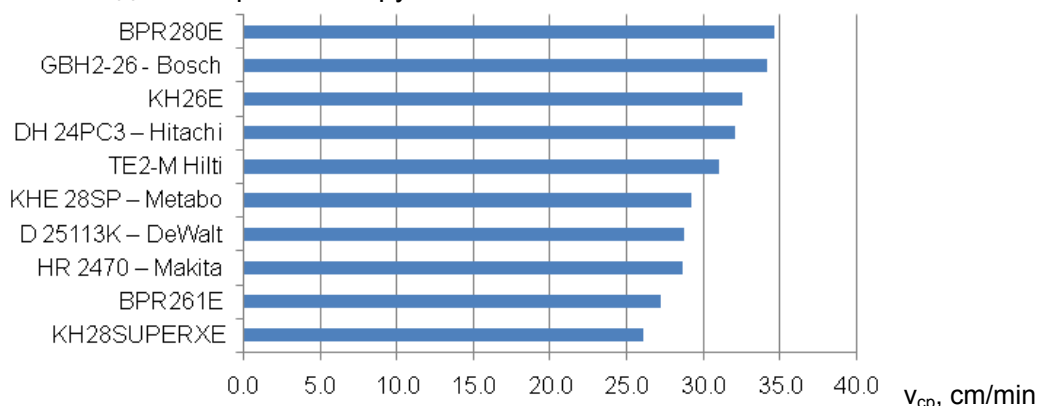
Производителността при пробиване се измерва със скорост на пробиване в cm/min. На фигура 5.1 са представени резултатите от проведените изпитания.



фигура 5.1 – Скорост на пробиване

Най-висока скорост на пробиване с Ø8 има перфоратора KH26E (AEG), а с Ø16mm - GBH2-26 (Bosch). При пробиване с Ø24mm най-добър резултат показва перфоратора DH24PC3 (Hitachi).

От графиката на фигура 5.1 се вижда, че всяка от цитираните три машини има оптимална скорост на пробиване за определен диаметър на свредлото, но не и в целия диапазон. Опитния образец се нарежда на първо място (фигура 5.2) при сравнение по средноаритметична стойност на производителността за трите диаметъра на пробиване. Резултата показва добър баланс и оптимална работа на ударния механизъм независимо от натоварването и диаметъра на инструментите.

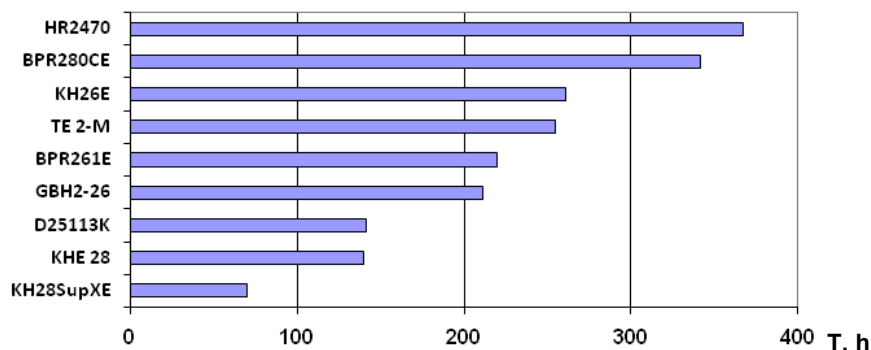


фигура 5.2 – Средноаритметична скорост на пробиване със свредла Ø8, Ø16 и Ø24mm

5.2. Надеждност при високи натоварвания

За потвърждаване надеждността на разработената конструкция, опитния образец е подложен на сравнителни изпитания с перфоратори от същия клас. Изпитването е проведено на стенд в съответствие с БДС EN 60745-2-6 за да се осигури еднакво натоварване на всички образци. Резултатите са представени на фигура 5.4.

Високата надеждност на опитния образец е постигната благодарение на новоразработения редуктор с вграден оптимизиран ударен механизъм на база BPR261E и на база резултатите от изпитване и анализ на конструкцията на чуждите образци.



фигура 5.4 - Отработка до отказ при стендово изпитване на надеждност

5.3. Изводи

- Избрани са чужди образци перфоратори за сравнителни изпитания с опитния образец и анализ на конструкцията. В изпитването е включен също перфоратор BPR261E от серийното производство на Sparky.
- Извършени са изпитания на производителност при пробиване в бетон с различни диаметри свредла. Опитния образец е на първо място при сравнение по средноаритметична стойност на производителността за всички диаметри на пробиване. Това е ключов резултат, тъй като ударните електроинструменти са с по-голяма универсалност, а за един широкообхватен инструмент е важно да има висока производителност в целия диапазон, за който е предназначен.
- Извършени са стендови изпитания на надеждност резултатите, от които нареждат опитния образец на второ място след модела на Makita. Повишаването на надеждността спрямо модела от редовно производство BPR261E е 55%.
- След приключване на изпитанията на надеждност е направен анализ на конструкцията на чуждите образци. Установени са вероятните причини довели до отказите. Извършен е анализ на технологичност на използваните детайли и възли.

ГЛАВА 6. КОНЦЕПТУАЛНО РАЗВИТИЕ НА НОВО РЕШЕНИЕ

6.1. Създаване виртуален прототип на целия електроинструмент, система за виброизолация.

Като следствие на извършения анализ и оптимизация на ударен механизъм, е създаден консолидиран виртуален прототип на цялото изделие. Той съвместява разгледания ударен механизъм с корпусни елементи и по този начин се създава пълен модел за симулиране на динамичните показатели на машината.

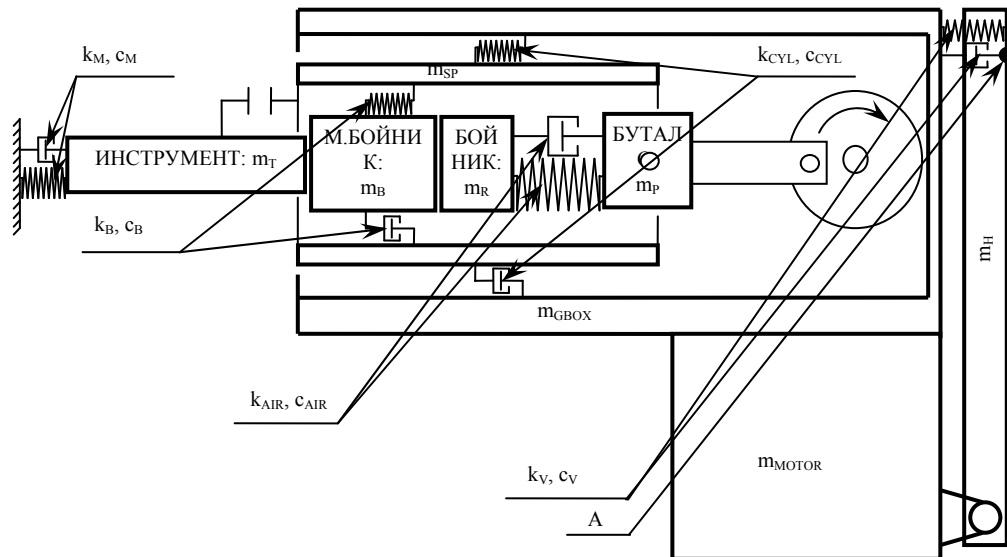
Крайни резултати от симулирането на работата на машината ще бъде разглеждането на възможностите за анализ на възникналите в ръкохватките виброускорения и мерки за редуцирането им.

6.1.1. Изграждане на виртуален прототип. Принципна схема.

За основа на виртуалния прототип е използван пневматично-вакуумен механизъм с подвижно бутало.

В модела (фигура 6.1) са добавени Редукторна кутия (GBOX), Електродвигател (MOTOR), Ръкохватка (H). Допълнително са отразени и някои връзки между различните компоненти:

- Еластична връзка между вретеното и редукторната кутия (CYL);
- Пружина за гасене вибрациите към ръкохватката – антивибрационна система (V);
- Твърда връзка между редукторната кутия и електродвигателя;
- Цилиндрична става, позволяваща завъртане на ръкохватката спрямо машината за улесняване гасенето на вибрациите.

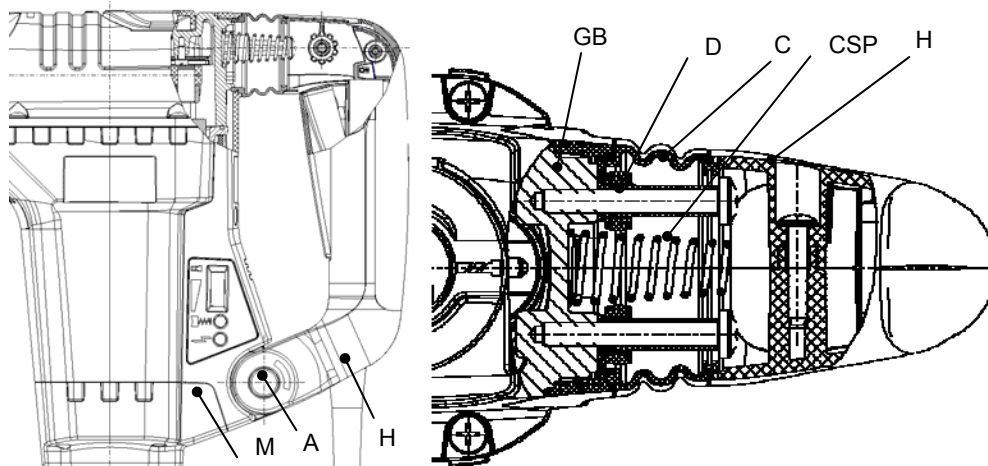


фигура 6.1 - Механичен модел на консолидиран мулти физичен виртуален прототип

Проведени са серия от симулации, които имат за цел да се получат данни за последващо верифициране на модела по отношение на вибрационните натоварвания. Разгледани са и възможни решения за намаляване на вибрациите посредством механизми за активно и пасивно виброгасене.

6.1.2. Описание на решение с пасивно виброгасене

Направените разглеждания по отношение на минимизирането на вредните вибрации в задната ръкохватка са основани на ударна машина в класа "5kg", ползваща резонансен пневматично-вакуумен механизъм с подвижно бутало и система за гасене на вибрациите, ползваща конусна пружина.

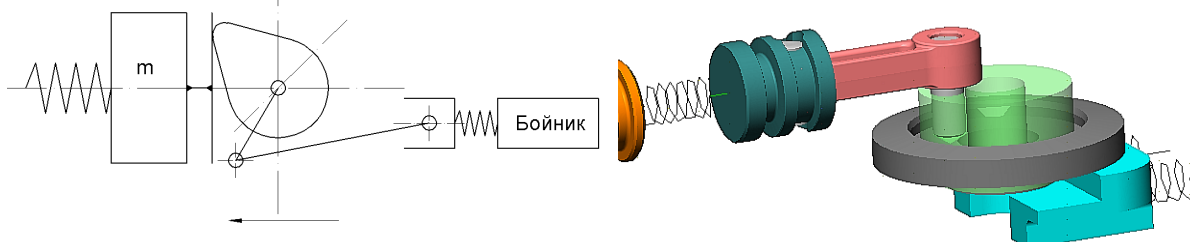


фигура 6.3 - Принципна схема на виброгасящ механизъм в задната ръкохватка

Работната характеристика на конусната пружина е определяща за степента на гасене на вибрациите, предавани към потребителя. Работната зона на пружината започва от предварителната деформация и завършва с максималният ход ограничен от разположените еластични упори D. Резултатите от извършените симулации с различни характеристики на конусни пружини са използвани за минимизиране на вибрациите в изделието.

6.1.3. Описание на решение с активно виброгасене

Изследваното решение за активно балансиране посредством еднопосочно кинематично задвижване на балансираща маса с профилирана гърбица е показан на фигура 6.9.



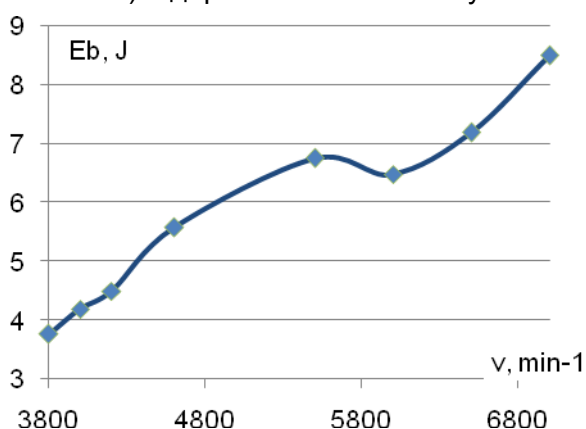
фигура 6.9 – Активен баланс с единично кинематично задвижване

Този вариант на активна балансираща система е разработен конструктивно и реализиран като прототип в къртач К306Е. В хода на изпитанията бе установено, че активния баланс допринася за намаляване на вибрациите по време на работа за сметка на нарастване на вибрациите на празен ход, когато липсва товар върху звеното, което се балансира. По тази причина е предпочитано използването на система с пасивно виброгасене.

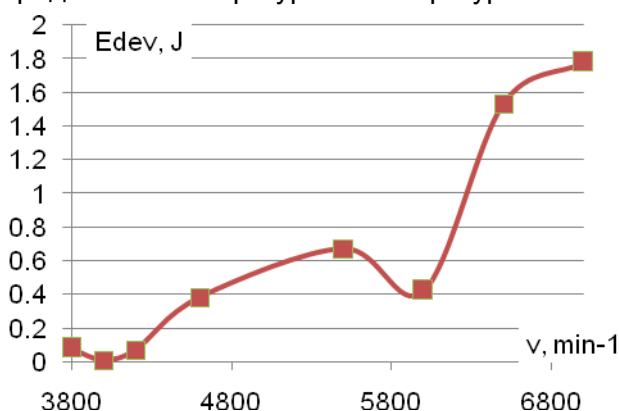
6.2. Устойчивост на показателите при вариране на натоварването. Оценка на възможностите за управление на системата в област близка до квазирезонансната.

С извършените до тук анализи постигнахме оптимизация на параметрите на пневматично-вакуумен ударен механизъм с подвижен цилиндър като най-подходяща за номинална честота установихме 4000min^{-1} .

При използване на ударния механизъм със задвижване без стабилизация на честотата на ударите, механизмът следва да работи устойчиво при честоти от празен ход до номинална. За да се определи степента на влияние на енергията на удара от промени в натоварването, са извършени симулации при промяна на честотата от номинална до тази на празен ход ($\sim 5500\text{min}^{-1}$) и дори с по-висока. Резултатите са представени на фигура 6.12 и фигура 6.13.



фигура 6.12 – Средна стойност за енергията на междинния бойник E_{b15} във функция от честота на ударите.

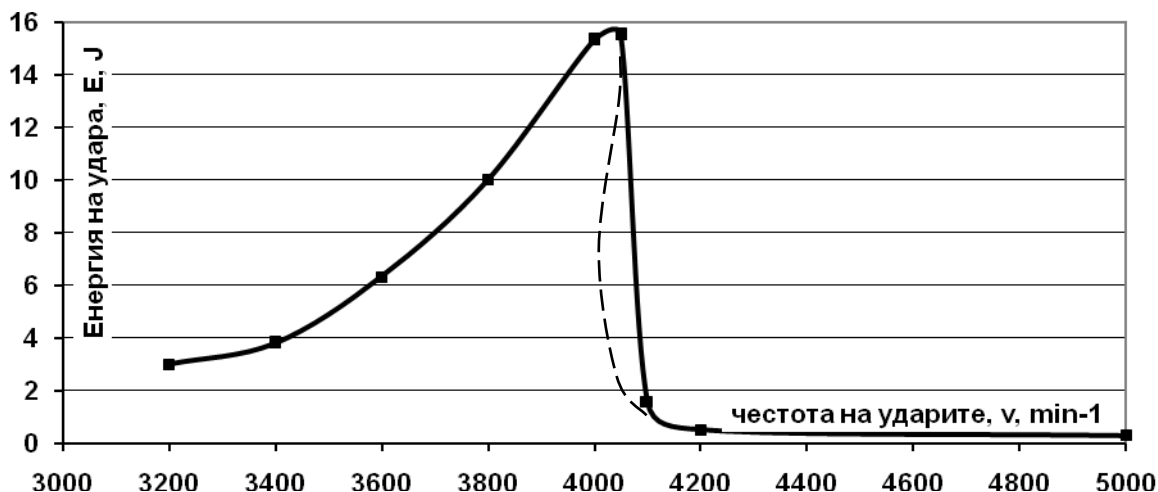


фигура 6.13 – Средна стойност на абсолютното отклонение на енергията на междинния бойник E_{dev15} във функция от честота на ударите.

Прави впечатление значителното нарастване на абсолютното отклонение при честоти над 6000min^{-1} . Ясно се вижда проявата на „биене“ в енергията на бойника и съответствието му с нарастване на силата във въздушната пружина.

При честоти над 6000min^{-1} за някои удари се получават толкова големи сили в пружината, че в реалния механизъм биха съответствали на удар на бойника в дъното на цилиндъра. Значителното нарастване на силата води до появата на големи вибрации и намаляване на надеждността на електроинструмента.

По отношение на характера на кривата за енергия на междинния бойник във функция от честотата показана на фигура 6.12 се вижда, че в целия разглеждан диапазон, енергията остава в почти линейна зависимост от честотата, за разлика от пневматично-вакуумните ударни механизми с подвижно бутало, където енергията има явен екстремум (фигура 6.24).



фигура 6.24 – Енергия на удара във функция от честотата при пневматично-вакуумен ударен механизъм с подвижно бутало.

Такава разлика във функцията енергия-честота на двата типа механизми не беше очаквана. Логичното обяснение е различният принцип на формиране (компенсиране) на въздушната камера. При механизмите с подвижен цилиндър дължината на камерата се променя при всеки удар и зависи от взаимното положение на вретено, цилиндър и бойник докато при механизмите с подвижно бутало може да се приеме, че дължината на камерата е постоянна, а загубите се компенсират през дроселиращ отвор.

За да разгледаме и поведението на ударните механизми с подвижно бутало при промяна на честотата, на фигура 6.24 са показани резултати от анализ на разработения и представен в т.2.2.1 виртуален прототип. Анализа показва максимум на енергията при честота на ударите около 4050min^{-1} . След тази честота енергията намалява драстично като графиката се отличава от теоретичната (отбелязана с прекъсната линия). Поради неустойчивото състояние на ударния механизъм при квазирезонансната честота той минава в устойчивото състояние, при което има минимална енергия на удара.

При проведените изпитания върху физичен прототип, е установен максимум на енергията при честота на ударите 3800min^{-1} . След тази честота удара практически изчезва. При изпитване с намаляване на честотата, започвайки с честота над квазирезонансната, се констатира поява на удар при 3780min^{-1} като графиката също не преминава през участъка, отбелязан с прекъсната линия. Това се дължи на нарастване на консумираната енергия при поява на удара, което води до промяна на честотата дори машината да е снабдена с електронна система за контрол на оборотите. Разликата между изчислените 4050min^{-1} и измерените 3800min^{-1} се дължи на наличието на триене и термични натоварвания в прототипа, които не са отчетени максимално детайлно при виртуалния прототип.

Като заключение може да се отбележи, че квазирезонанса при ударните механизми с подвижен цилиндър и компенсиране на камерата с клапанен отвор се изразява в минимум на средната стойност на абсолютното отклонение на енергията чрез подходящо наслагване честотите на елементите от ударната група и възбуждащата честота. При ударните механизми с подвижно бутало квазирезонанса представлява явен максимум на енергията при определена честота. Характеристиката енергия-честота за този тип ударни механизми до голяма степен съвпада с разглежданата в теорията за нелинейни системи с твърда нелинейност в условия на принудени трептения (фигура 1.10).

6.3. Регистриране авторството на разработката.

За регистриране авторските права на разработената квазирезонансна ударна система е подадено заявление за издаване на патент за изобретение вх.№110260/1.12.2008г. „Вибрационно устройство за пробивни ръчни инструменти с резонансно действие”.

Изобретението се отнася до вибрационно устройство за пробивни ръчни инструменти с резонансно действие, което намира приложение при преносимите ударни пробивни машини, перфоратори и други подобни. Задачата на изобретението е вибрационно устройство, което да позволява работа в нелинеен квазирезонансен режим при много добра устойчивост на работния режим и висока ефективност по време на работа.

6.4. Изводи

- *Разработен е консолидиран виртуален прототип на цялото изделие имащ за цел да съвмести разгледания ударен механизъм с корпусни елементи и по този начин да се създаде пълен модел за симулиране на динамичните показатели на машината.*
- *Набелязани са възможни решения на механизми за редуциране на вибрациите. Представени са примери на механизми с активно и пасивно виброгасене;*
- *Като механизъм с практическо приложение е приета пасивна виброизолация чрез въграждане на еластични елементи в зоната на ръкохватките поради по-голямата простота и надеждност на механизма.*
- *Разгледано е поведението при промяна на натоварването (промяна на честотата на ударите) за двата типа ударни механизми с подвижен цилиндър и подвижно бутало;*
- *Установена е принципна разлика във функцията енергия-честота за разглежданите два типа ударни механизми;*
- *Квазирезонанса при ударните механизми с подвижен цилиндър и компенсиране на камерата с клапанен отвор, се изразява в минимум на средната стойност на абсолютното отклонение на енергията („биенето” на енергията да е сведено до нула). Характеристиката енергия-честота е близка до линейна;*
- *При ударните механизми с подвижно бутало квазирезонанса представлява явен максимум на енергията при определена честота. Характеристиката енергия-честота за този тип ударни механизми до голяма степен съвпада с разглежданата в теорията за нелинейни системи с твърда нелинейност в условия на принудени трептения;*
- *За поддържане устойчива работа на ударния механизъм в квазирезонансна област е приложена електронна система за стабилизация на оборотите.*
- *За разработената квазирезонансна ударна система е подадено заявление за издаване на патент за изобретение.*

ПРИНОСИ НА ДИСЕРТАЦИОННИЯ ТРУД

Научно-приложни приноси

- Идентифицирани са значимите параметри на пневматично-вакуумен ударен механизъм, определящи коректното функциониране и ефективността по отношение енергията на удара;
- Създадени са виртуални прототипи на пневматично-вакуумни ударни механизми тип „подвижно бутало” и „подвижен цилиндър”;
- Разработен е подход за оптимизация на пневматично-вакуумен ударен механизъм, използвайки принцип на специфичен квазирезонансен режим на работа на механизма с повишена ефективност по отношение на енергия на удара;

Приложни приноси

- Подадено е заявление за издаване на патент за изобретение относно оригинален принцип на специфичен квазирезонансен режим на работа на пневматично-вакуумен механизъм с повишена ефективност по отношение на енергия на удара
- Разработено е конструктивно решение на пневматично-вакуумен ударен механизъм тип „подвижен цилиндър” базирано на принципа на специфичен квазирезонансен режим на работа с повишена ефективност по отношение на енергия на удара. Разработеното решение е реализирано като опитни образци във фирма Спарки Елтос АД;
- Опитните образци са апробирани чрез определителни и сравнителни изпитания спрямо образци на водещи световни производители доказващи ефективността на предложеното решение;
- Апробираното решение е внедрено в нова производствена гама перфоратори с подобрени експлоатационни качества на фирма Спарки Елтос АД – модели BPR220E, BPR240E, BPR240CE, BPR260E, BPR260CE, BPR280CE.

СТАТИИ И ДОКЛАДИ, СВЪРЗАНИ С ДИСЕРТАЦИЯТА

1. **Г. Тодоров, В. Пейков**, *Анализ на ударни механизми за ръчни ударни и ударно-пробивни електроинструменти*. Созопол : 25 Юбилейна научна конференция МТФ, 2007.
2. **Г. Тодоров, К. Камберов, В. Пейков**, *Възможности за използване на контролиран резонанс в ударни механизми за ръчни ударни и ударно-пробивни електроинструменти - част I*. София : Международна конференция Автоматика и информатика, 2009.
3. **Г. Тодоров, К. Камберов, В. Пейков**, *Възможности за използване на контролиран резонанс в ударни механизми за ръчни ударни и ударно-пробивни електроинструменти- част II*. София : Международна конференция Автоматика и информатика, 2009.
4. **Г. Тодоров, К. Камберов, В. Пейков**, *Изследване на фрикционния коефициент за пневматично-вакуумни механизми на ударни електроинструменти*. София : Национална конференция BULTRIB, 2009.
5. **Г. Тодоров, В. Пейков, К. Камберов, Н. Николов, Инан ЛАИ, Йе ДАЙ**, *Анализ на параметрите на пневматично-вакуумен механизъм с подвижен цилиндър*. Созопол : 26-та Международна научна конференция МТФ, 2010
6. **Georgi Todorov, Velichko Peykov, Konstantin Kamberov, Nikolay Nikolov**, *Power tools pneumatic mechanism modelling and robust analysis*. Palić, Serbia : The 6th International Symposium KOD 2010, 2010

ПАТЕНТИ, СВЪРЗАНИ С ДИСЕРТАЦИЯТА

7. **Г. Тодоров, Б. Романов, К. Камберов, В. Пейков, Н. Ганчев**, *Вибрационно устройство за пробивни ръчни инструменти с резонансно действие*, 110260/01.12.2008г., Заявление за издаване на патент.
8. **В. Пейков, Н. Ганчев Г. Тодоров, Б. Романов**, *Ударен механизъм за електрически преносими ударно-пробивни машини*, 109958/21.09.2007г., Заявление за издаване на патент.
9. **Сл. Савев, В. Пейков**, *Антивибрационна ръкохватка*, 1177/26.05.2009г., Свидетелство за регистрация на полезен модел.

НАУЧНО-ИЗСЛЕДОВАТЕЛСКИ ПРОЕКТИ, СВЪРЗАНИ С ДИСЕРТАЦИЯТА

Договор №ИФ-02-49/2005 „Фамилия ударно-пробивни ръчни електро-инструменти с иновативна ударна система с контролиран резонанс“, Национален иновационен фонд - ИАНМСП, координатор: **инж. Величко Пейков**, научен ръководител: **доц. д-р инж. Георги Тодоров**.

ABSTRACT

A STUDY OF HAND HELD HAMMERS AND ROTARY HAMMERS IMPACT MECHANISMS

The proposed PhD study is in field of nonlinear systems at forced vibrations environment, in particular, impact mechanisms for hand-held power tools, analyzed by virtual prototyping. A classification of the used impact mechanisms has been made and were indicated the factors that affect their efficiency. The main parameters of the nonlinear systems at forced vibrations environment have been determined and examined. Monitoring and control of these parameters ensures the necessary working parameters of the system, needed to achieved a sustainable quasi resonant working operation. Virtual prototypes of pneumatic impact mechanisms with “movable piston” and “movable cylinder” have been created. Single impact energy of the impact mechanism has been optimized by selection of major parameters and keeping the system in quasi resonant working operation under certain boundary conditions. Experimental research has been made and innovations have been evaluated by comparing the optimized structure to the achievements of the leading industrial manufacturers. A consolidated virtual prototype of power tool has been proposed, in witch the studied impact mechanism is integrated. Using consolidated virtual prototype of power tool make it possible to be analyzed the dynamic indicators of the machine, and to be found a solution for vibration level reduction.

БЛАГОДАРНОСТИ:

Издавам благодарност на научните си ръководители доц. д-р инж. Георги Тодоров и доц. д-р инж. мат. Николай Николов за безценните съвети и съдействие при разработването на дисертационния труд.

Благодаря на колегите от лаборатория “CAD/CAM/CAE в индустрията” за тяхната помощ и споделянето на опита им в областта на инженерните анализи.

Благодаря на ръководството и колегите от Спарки Елтос АД. За насърчението и съдействието при изготвяне на дисертационния труд. За дадената ми възможност да натрупам богат практически инженерен опит.