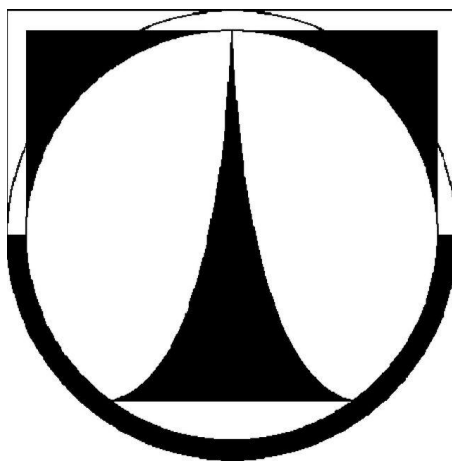


TECHNICKÁ UNIVERZITA LIBEREC

Fakulta strojní

katedra textilních strojů



Bakalářská práce

2011

Jakub Slavík

TECHNICKÁ UNIVERZITA LIBEREC



**Fakulta
strojn**

Technické univerzity v Liberci

Obor

STAVBA STROJŮ

**Dynamická analýza bicího mechanismu „Twin Hammer“ rázového
utahováku**

**Dynamic analysis of hammer mechanism „Twin Hammer“ of impact
wrench**

Jméno: **Jakub Slavík**

Vedoucí bakalářské práce: **Ing. Martin Konečný, Ph.D**

Konzultant bakalářské práce: **Miroslav Beránek, DiS**

Rozsah práce a příloh:

rozsah stran: 39

počet obrázků: 47

počet grafů: 6

počet tabulek: 4

počet příloh: 2



TECHNICKÁ UNIVERZITA V LIBERCI
Fakulta strojní

Katedra textilních a jednoúčelových strojů

Studijní rok: 2010/11

ZADÁNÍ BAKALÁŘSKÉ PRÁCE

Jméno a příjmení	Jakub SLAVÍK
Studijní program	B 2341 Strojírenství
Obor	2302 R022 Stroje a zařízení
Zaměření	Stavba strojů

Ve smyslu zákona č. 111/1998 Sb. o vysokých školách se Vám určuje bakalářská práce na téma:

Dynamická analýza bicího mechanismu „Twin Hammer“ rázového utahováku

Zásady pro vypracování:

(uved'te hlavní cíle bakalářské práce doporučené metody pro vypracování)

1. Proved'te rozbor funkce bicího mechanismu „Twin Hammer“ rázového utahováku.
2. Sestavte matematický model mechanismu.
3. Stanovte dynamické síly působící na bicí mechanismus.
4. Stanovení kritických míst a výpočet kontaktních tlaků.

Forma zpracování bakalářské práce:

- průvodní zpráva: **30 stran formát A4**
- grafické práce: **zpracování výrobní dokumentace**

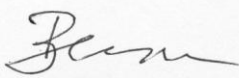
Seznam literatury (uved'te doporučenou odbornou literaturu):

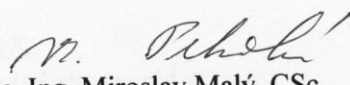
1. KOLOC, Z. – VÁCLAVÍK, M.: Vačkové mechanismy, SNTL 1988
2. JULIŠ, K. – BREPTA, R. a kol. :Mechanika II. díl – Dynamika, SNTL 1987
3. Technická dokumentace firmy DEPRAG

Vedoucí bakalářské práce: **Ing. Martin Konečný, Ph.D.**

Konzultant bakalářské práce: **Miroslav Beránek, DiS.**




prof. Ing. Jaroslav Beran, CSc.
vedoucí katedry


doc. Ing. Miroslav Malý, CSc.
děkan FS

V Liberci dne 29.10.2010

Prohlášení:

Byl jsem seznámen s tím, že na moji bakalářskou práci se vztahuje zákon č.121/2000 Sb. O právu autorském, zejména § 60 – školní díla.

Beru na vědomí, že Technická univerzita v Liberci (TUL), nezasahuje do mých autorských práv užitím mé bakalářské práce pro vnitřní potřebu TUL.

Užiji – li bakalářskou práci nebo poskytnu – li licenci k jejímu využití, jsem si vědom povinnosti informovat o této skutečnosti TUL, v tomto případě má TUL právo ode mne požadovat úhradu nákladů, které vynaložila, až do jejich skutečné výše.

Bakalářskou práci jsem vypracoval samostatně, s použitím uvedené literatury a na základě konzultací s vedoucím bakalářské práce a konzultantem.

Declaration:

I have been notified of the fact that Copyright No. 121/2000 Coll. applies to my thesis in full, in particular Section 60, School Work.

I fully aware that the Technical University of Liberec is not interfering, in my copyright by using my thesis for the internal purposes of TUL.

If I thesis or grant a licence for its use, I am aware of the fact that I must inform TUL of this fact, in this case TUL has the right to sees that I pay the expense invested in the creation of my thesis to the full amount.

I compiled the thesis on my own witch the use of the acknowledges sources and on the basic of consultation witch the head of the thesis and a consultant.

Datum/Date:

Podpis/Signature:

Abstakt: Úkolem bakalářské práce je vytvořit modely částí bicího mechanismu „Twin hammer“ rázového utahováku. Provést simulace jeho funkce a následně zjistit dynamické síly působící na bicí mechanismus. Poté zjistit velikosti těchto sil a místa jejich působení. Posledním úkolem je určit kontaktní tlaky působící na mechanismus. Modelování částí proběhne v systému Pro ENGINEER - standart. Simulace a zjištění dynamických sil poté v jeho nadstavbovém modulu Pro ENGINEER – mechanism design a zjištění kontaktních tlaků v modulu Pro ENGINEER – mechanica.

Klíčová slova: bicí mechanismus, rázový utahovák, Twin Hammer, dynamická analýza

Abstract: Imposition of this work is created model of the part of the hammer mechanism „Twin hammer" the impact wrench, performed simulation of his function and then found the dynamic forces, which are operated on the hammer mechanism. Next found the size of this forces and part of the effect. The last imposition is determined the contact pressures, which are operated on the mechanism. The modeling of part is going to do in system Pro ENGINEER - standart. The simulation and finding dynamic forces are going to do in advanced module Pro ENGINEER – mechanism design and finding contacts pressures in modul Pro ENGINEER - mechanica

Key words: hammer mechanism, impact wrench, Twin hammer, dynamic analysis

Poděkování:

Své poděkování bych chtěl touto cestou vyjádřit Ing. Martinu Konečnému, Ph.D dále prof. Ing. Jaroslavu Beranovi, CSc a doc. Ing. Martinu Bílkovi, Ph.D. za jejich čas, cenné rady a informace, které mi po celou dobu práce na této bakalářské práce poskytovali. V neposlední řadě Ing. Hubálkovi ph.D za poskytnuté rady a materiály.

Dále bych chtěl poděkovat katedře textilních a jednoúčelových strojů a jejímu kolektivu za poskytnuté podmínky a potřebné přístroje pro zpracování bakalářské práce.

Obsah:

1 Úvod	8
2 Teoretická část	11
2.1 Bicí mechanismus – obecná funkce	11
2.2 Bicí mechanismus typu „Pin clutch“	12
2.3 Bicí mechanismus typu „Single hammer“	12
2.4 Bicí mechanismus typu „Twin hammer“	13
2.5 Bicí mechanismus typu „Jumbo hammer“	14
2.6 Bicí mechanismus typu „Rocking dog“	15
2.7 Bicí mechanismus typu „Double hammer“	16
2.8 Bicí mechanismus typu „Pin less“	16
3 Konstrukční část	18
3.1 Modelování a popis funkce	18
3.1.1 Vřeteno	18
3.1.2 Kámen	18
3.1.3 Klec	19
3.1.4 Čep	19
3.1.5 Sestava bicího mechanismu „Twin hammer“	20
3.2 Simulace	21
3.2.1 Tvorba vaček	21
3.2.2 Zjištění kritických míst a popis poloh mechanismu	23
3.2.3 Rozbor sil působících na bicí mechanismus	25
3.2.4 Zjištění celkové tuhosti sestavy	28
3.2.5 Teoretický výpočet rázové síly	31
3.2.5 Zjištění velikosti hlavní rázové síly	32
3.2.6 Zjištění kontaktních tlaků	35
3.2.7 Výpočet Hertzova kontaktního tlaku	37
4 Závěr	39
Seznam použité literatury	
Seznam příloh	

Seznam použitých zkratk:

Symbol	Jednotka	Popis
M	[N.m]	Moment
M_M	[N.m]	Moment motoru
t	[s]	Čas
I	[N.s]	Impulz síly
J	[kg.m ²]	Moment setrvačnosti
ω	[rad/s]	Úhlová rychlost
α	[rad/s ²]	Úhlové zrychlení
φ	[rad]	Natočení
W_k	[J]	Kinetická energie
r	[m]	Poloměr
p	[Pa]	Tlak
O	[N]	Odstředivá síla
T	[N]	Tangenciální síla
a_n	[m.s ⁻²]	Normálové zrychlení
a_t	[m.s ⁻²]	Tečné zrychlení
M_D	[N.m]	Dynamický moment
F	[N]	Síla
F_{tc}	[N]	Třecí síla na čepu
F_n	[N]	Normálová síla
F_t	[N]	Tečná síla
F_r	[N]	Rázová síla
F_c	[N]	Síla na čepu
G	[N]	Gravitační síla
D_n	[N]	Dynamická normálová síla
D_t	[N]	Dynamická tečná síla
R_x	[N]	Reakce ve směru osy x
R_y	[N]	Reakce ve směru osy y
U	[V]	Elektrické napětí
x	[m]	Posunutí
E	[MPa]	Youngův modul pružnosti
k	[N.m/deg]	Torzní tuhost
m	[kg]	Hmotnost
ε	[-]	Koeficient restituace
n	[ot*min ⁻¹]	Otáčky
p_H	[Pa]	Hertzův kontaktní tlak
l	[mm]	Délka kontaktní plochy
A		Osa čepu
S		Osa vřetene
B		Těžiště kamene
SS		Souřadnicový systém

1 Úvod

Rázový utahovák je mechanické nářadí určené k poskytování vysokého točivého momentu při minimální námaze obsluhy tak, že díky svému vnitřnímu bicímu mechanismu využívá kinetickou energii rotující hmoty a následně ji přenáší ve formě točivého momentu na výstupní vřeteno. Slouží převážně k utahování či povolování šroubů a matic.

Obvyklým zdrojem energie rázových utahováků bývá stlačený vzduch, dále elektrická energie a v neposlední řadě také různé kapaliny. Podle používaných zdrojů energie jsou proto rázové utahováky rozdělovány na pneumatické, hydraulické a elektrické.[1]

- 1) **Pneumatické rázové utahováky** – jako zdroj energie využívají stlačený vzduch a jsou nejefektivnějším řešením v poměru výkon/hmotnost.[2] Stlačený vzduch je hnán kompresorem, který ho čerpá z okolního prostředí, a pohání jednoduchý lamelový motor obvykle se 4 – 7 lamelami. Lamelový motor se protékajícím vzduchem roztáčí a přenáší rotaci na bicí mechanismus a ten dále pak moment na výstupní čtyřhran.[3] K mazání motoru je využíváno směsi oleje se vzduchem. Olej neslouží pouze k mazání, ale zabraňuje také korozi.[1] Uťahovák také mívá zabudovaný regulátor průtoku vzduchu přímo v těle nástroje, a to buď jako samostatné řízení, nebo jako součást zpětného ventilu, což umožňuje, aby byl točivý moment omezen v jednom či obou směrech.[2] Tento typ utahováku je závislý na dodávce vzduchu kompresorem, což značně limituje jeho použití.
- 2) **Elektrické rázové utahováky** – tyto typy utahováků jako zdroj energie využívají energii elektrickou. Jsou vyráběny, buď na síťové, nebo bateriové napájení.[1] Zatímco síťové pracují se standardním napětím 230V a využívají střídavý proud, bateriové pracují s napětím 12V nebo 24V a využívají proud stejnosměrný. Bateriově poháněné utahováky se dnes již standardně využívají a to i přes skutečnost, že oproti síťovým a pneumatickým mají podstatně nižší výkony. Avšak jejich hlavní výhodou je mobilita. Proto se také využívají tam, kde je třeba se neustále přemísťovat, či kde není přístup k elektrické energii. Elektrický a pneumatický utahovák pracují na stejném principu. Pouze místo lamelového motoru je zde motor elektrický, který roztáčí bicí mechanismus. K omezení točivého momentu využívají elektrické utahováky regulaci pomocí

spouště.[2] Hlavní nevýhodou elektrických rázových utahováků je fakt, že při stejném výkonu jsou mnohem větší a těžší než utahováky pneumatické.[1]

- 3) **Hydraulické rázové utahováky** – tyto rázové utahováky využívají jako zdroje energie kapaliny místo plynů. Typicky se využívá různých olejů, či jiných kapalin, které dokážou snadno přenášet síly.[3] Princip funkce hydraulického utahováku zůstává i zde podobný jako u pneumatických a elektrických utahováků s tím rozdílem, že bicí mechanismy hydraulických rázových utahováků jsou poháněny vysokorychlostními hydromotory. Tyto typy utahováků mají výhodu vysokého poměru výkonu k hmotnosti a jsou schopny dodávat vysoký točivý moment i v menších provedeních. Mohou generovat velmi přesné točivé momenty a jsou obvykle součástí větších systémů využívaných v továrnách.[1] Dále se používají v těžkém opravárenském průmyslu, velkých stavebách a dalších oblastech kde je vhodná hydraulika k dispozici. Z toho také vyplývá jejich největší nevýhoda a tedy, že vhodná hydraulika není často dostupná.[3]

Rázové utahováky se vyrábějí ve všech standardních velikostech koncových čtyřhranů sloužících pro upevnění nástrčných průmyslových hlavic a také v mnoha provedeních v závislosti na aplikaci. A to od velikosti čtyřhranů 1/4“ pro malé montáže a demontáže až po 3,5“ čtyřhrany pro těžší práce. Rázové utahováky s 1/4“ čtyřhranem jsou běžně dostupné ve dvou provedeních a to inline (uživatel drží nástroj jako šroubovák) a pistolové rukojeti (uživatel drží rukojeť v pravém úhlu k výstupu). Uťahováky s většími typy čtyřhranů jsou většinou běžně dostupné v podobě pistolové rukojeti, nebo ve speciální formě známe jako butterfly, který má velkou plochou spoušť plynu na straně nástroje. Ta může být nakloněna na jednu či druhou stranu a řídit tak směr chodu, což je efektivnější než použití přepínacího tlačítka pro změnu chodu. Největší rázové utahováky se pak vyrábějí v takzvaných D a T provedeních rukojetí, které uživateli umožňují držení nástroje oběma rukama, což jim dává lepší kontrolu nad nástrojem. Velmi silné utahováky pak obsahují oka pro upevnění na jeřáby či jiná zařízení a dosahují momentu až 100 000 Nm.[1]

Skutečný točivý moment rázových utahováků lze jen obtížně změřit. Nástroj poskytuje s každým úderem konstantní množství energie, ale už ne konstantní točivý moment. Ten se mění v závislosti na době trvání silového rázu. Je-li výstup příliš pružný nebo schopný absorbovat energii, nebude přenesen prakticky žádný moment,

případně bude změněn jeho smysl. Přesné ovládání výstupního momentu je tedy velmi obtížné. Je-li zapotřebí velmi přesného točivého momentu, rázový utahovák je použit pro přitažení, a poté je použito momentového klíče ke konečnému dotažení.

Rázové utahovákys jsou využívány v mnoha odvětvích, jako jsou automobilový průmysl, montáže výrobků, zařízení pro údržbu. Dále se pak využívá při velkých stavebních projektech a v dalších mnoha aplikacích, kde je nutný vysoký točivý moment.[1]



Obr. 1 Rázový utahovák SMP 075 3/4" XA[4]

„SMP 075 3/4" XA je pneumatický rázový utahovák s koncovým čtyřhranem o velikosti 3/4". K vytvoření utahovacího momentu využívá utahovák bicího mechanismu „Twin hammer“. Jeho funkce bude popsána níže. Části bicího mechanismu jsou vyráběny z ocele třídy 16 a dále pak ještě kaleny. Pohon rázového utahováku je zajišťován pneumatickým lametovým motorem se 6 lamelami, který je mazán směsí vzduchu s olejem. Motor je propojen s klecí bicího mechanismu pomocí evolventního drážkování, které zajišťuje dostatečnou kvalitu přenosu točivého momentu. [5]

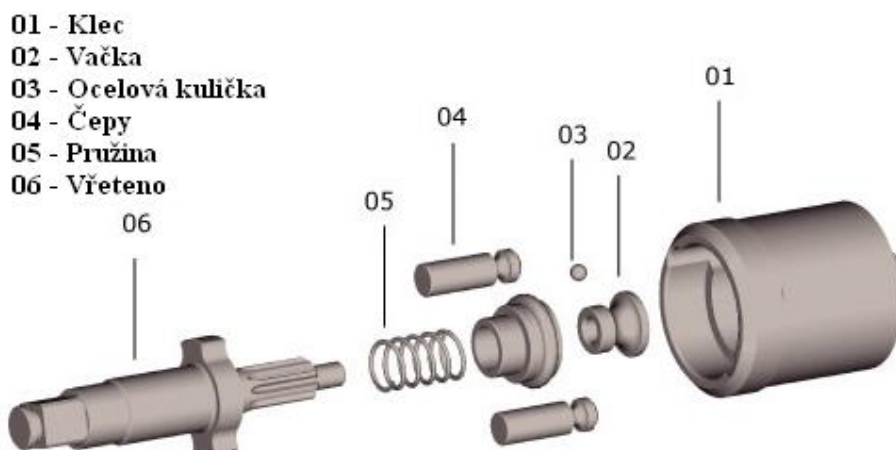
2 Teoretická část

2.1 Bicí mechanismus - obecná funkce

Princip funkce bicího mechanismu rázového utahováku spočívá ve volné rotaci kamene, následném úderu do vřetena, vysmeknutí kamene a poté opět jeho volné rotaci. Tento cyklus se neustále opakuje. Na tomto principu je založeno mnoho typů konstrukcí. Každá z těchto konstrukcí má různý účel uplatnění. V závislosti na konstrukci může kámen pohánět vřeteno jedním, nebo dvěma údery za otáčku. U některých konstrukcí se přenášejí slabší údery 2x za otáčku, u jiných zase silnější údery 1x za otáčku. Při provozu rázového utahováku je rotující hmota kamene bicího mechanismu roztáčena pomocí motoru, čímž získává kinetickou energii, kterou pak předává na výstupní vřeteno vytvořením silového rázu. Bicí mechanismus je navržen tak, aby se jeho kámen po úderu vysmekl a mechanismus se mohl znovu volně otáčet. Tímto způsobem je docíleno toho, že se na těleso nástroje přenášejí pouze reakční síly uvádějící motor do pohybu. Obsluha tak vnímá jen velmi malý točivý moment, ačkoliv je do výstupního čtyřhranu přenášen moment velmi velký. Kinetická energie je vytvořena rotací v průběhu jednoho otočení, což umožní velmi silný, ale krátký výstupní impulz, který je vytvořen relativně slabou, ale stálou vstupní silou. Bicí mechanismus vyžaduje určitý minimální točivý moment, aby mu byla umožněna rotace odděleně od vřetena. Pokud je točivý moment příliš malý dojde k plynulému utahování či povolování šroubu. U většiny rázových utahováků je bicí mechanismu poháněn přímo z motoru. Jiná provedení umožňují použít redukčního převodu před bicím mechanismem. Nejčastěji se však využívá jednostupňové planetové soukolí, obvykle s těžším bicím mechanismem, který umožňuje přenos stálejší rychlosti a vyššího točivého momentu.[1]

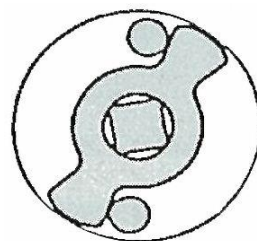
Existuje 7 typů bicích mechanismů rázových utahováků. Jsou to Twin hammer, Jumbo hammer, Double hammer, Pin clutch, Pin less, Rocking dog a Single hammer.

2.2 Mechanismus typu „Pin clutch“:



Obr. 2 Bicí mechanismus „Pin clutch“ [6]

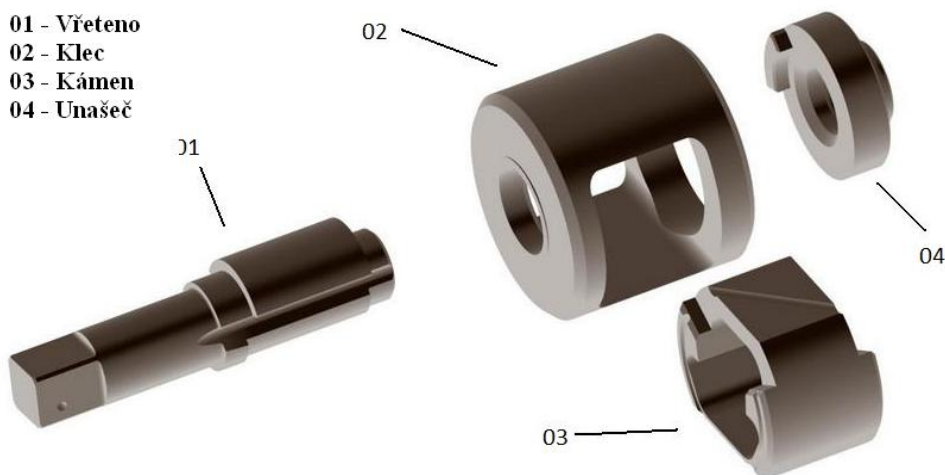
Konstrukce tohoto mechanismu (obr.2) využívá klece upevněné přímo na vstupní hřídel s dvojicí čepů sloužících jako spojka. Pokud klec rotuje kolem vřetena, jsou čepy zatlačovány směrem proti pružině. Tím dojde k jejich vysunutí tak, že zasáhnou vřeteno a přenesou ráz. Poté dojde k jejich uvolnění a pružina je vrátí zpět do klece, čím je opět



Obr. 3 Úder „Pin clutch“ [6]

umožněno jejich volné otáčení a celý cyklus se opakuje. „Pin clutch“ je navržen pro rychlý vzestup točivého momentu i při jeho poměrně vysokých hodnotách. Hlavní nevýhodou je, že posuvné čepy musejí snášet velmi silné rázy, což často způsobuje nižší životnost. Mazání je zajišťováno motorovým olejem. Tento typ mechanismu je určen pro rychlé a lehké montážní práce v průmyslovém sektoru.[1]

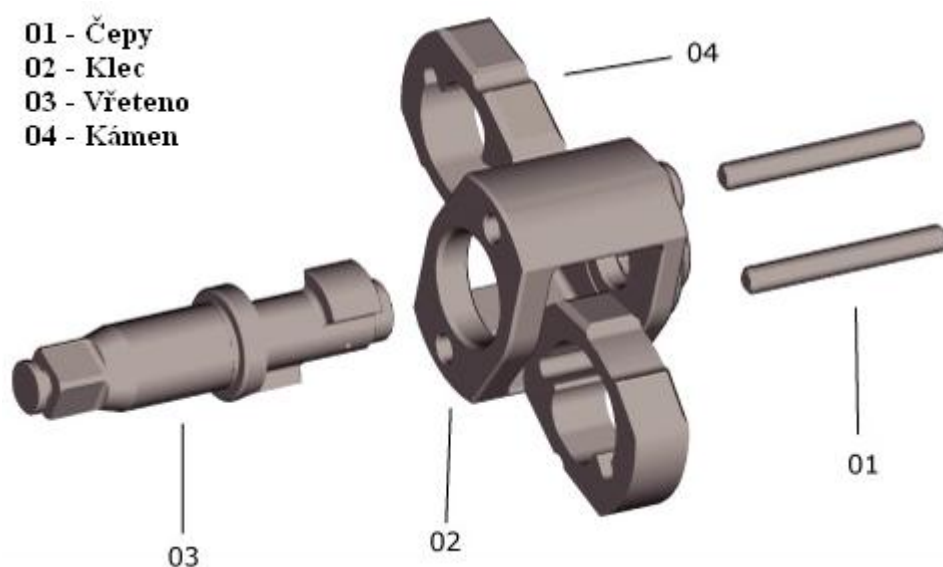
2.3 Mechanismus typu „Single hammer“:



Obr. 4 Bicí mechanismus „Single hammer“ [7]

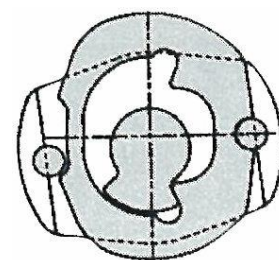
U tohoto mechanismu (Obr. 4) zapadá rotor motoru do unašeče, který předává výkon na kámen, ten se roztáčí spolu s klecí, v níž je posuvně uložen. Kámen se při malém utahovacím momentu zaklesne do vřetene a dochází k rychlému utahování/povolování. Při zvýšení utahovacího momentu se kámen začne volně otáčet kolem vřetene a na odvrácené straně, než dochází k rázu, je přesunut do bicí polohy. Po dalším pootočení kámen narazí do výstupku vřetene. Při tom vyvodí na vřeteno rázovou sílu, do které se uvolní celková kinetická energie rotujících částí mechanismu a rotoru motoru. Po rázu se kámen vysmekne a celý proces se opakuje. Pro správnou funkci je mechanismus mazán vzduchem s olejem. Mechanismus je díky své jednoduchosti nenáročný na obsluhu a dodává také velmi dobrý výkon.[7]

2.4. Mechanismus typu „Twin hammer“:



Obr. 5 Bicí mechanismus „Twin hammer“ [6]

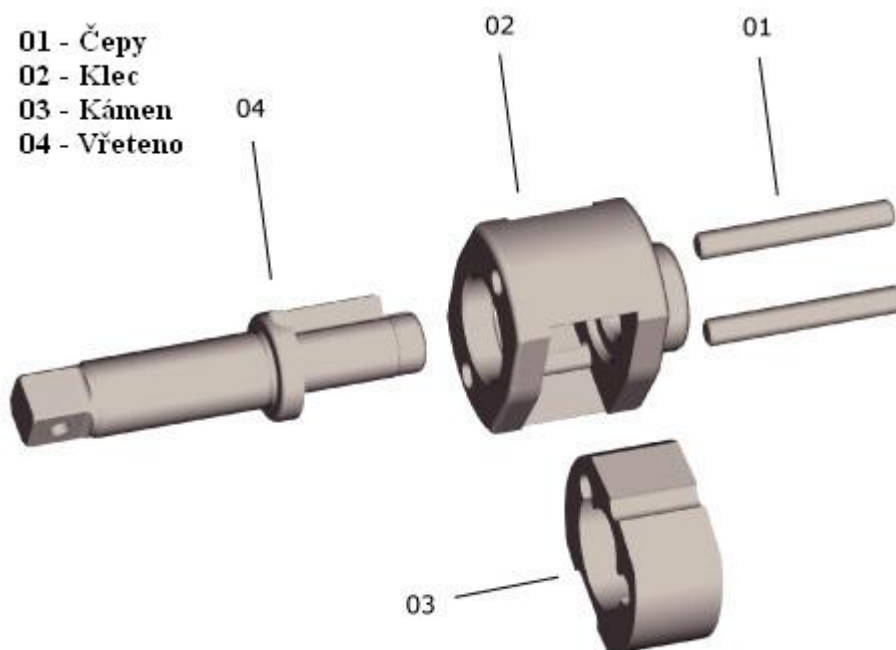
Princip funkce „Twin hammeru“ (Obr. 5) je založen na úderu dvou identických kamenů. Klec bicího mechanismu je se vstupní hřídelí propojena pomocí evolventního drážkování, které dokáže lépe přenášet vysoký točivý moment motoru. Při rotaci motoru je tedy roztočena i klec, ve které jsou volně umístěny dva čepy. Ty zajišťují plnění dvou funkcí. Slouží jako unašeč pro kameny bicího mechanismu, které jsou na nich rotačně uloženy a dále jim vymezují vůle pro pootočení. Při unášení čepů klecí rotují zároveň i kameny kolem vřetene. Kameny konají stejný pohyb, ale jsou vzájemně pootočené o 180°. To způsobí, že narazí oba současně, ale na opačných stranách



Obr. 6 Úder „Twin hammer“ [6]

vřetena. Tím vznikne vyvážený ráz a vznikají tedy nižší vibrace. Protože kameny umožňují současně zasáhnout obě strany vřetena, dokáže „Twin hammer“ vyvinout vysoký utahovací moment již během prvních otáček rotoru. Přenos vyváženého rázu také umožňuje udělení většího točivého momentu při nižším opotřebení. Po rázu dojde k mírnému pootočení kamenů právě o vůli, kterou jim vymezují čepy. Poté kameny opět volně rotují kolem vřetena a znovu se nastaví do polohy vhodné pro vytvoření rázu.[5] Při malém utahovacím momentu se kameny zaklesnou do vřetene a dochází k rychlému utahování či povolování. Tento typ mechanismu je velmi trvanlivý a vhodný zejména pro dlouhé pracovní cykly. Jeho další výhodou je, že se skládá z poměrně malého počtu částí, což značně ulehčuje jeho údržbu. Mazání mechanismu je zajištěno tukem. „Twin hammer“ je určen pro náročné použití v těžkém průmyslu, pneuservisech či na stavbách.

2.5. Mechanismus typu „Jumbo hammer“:

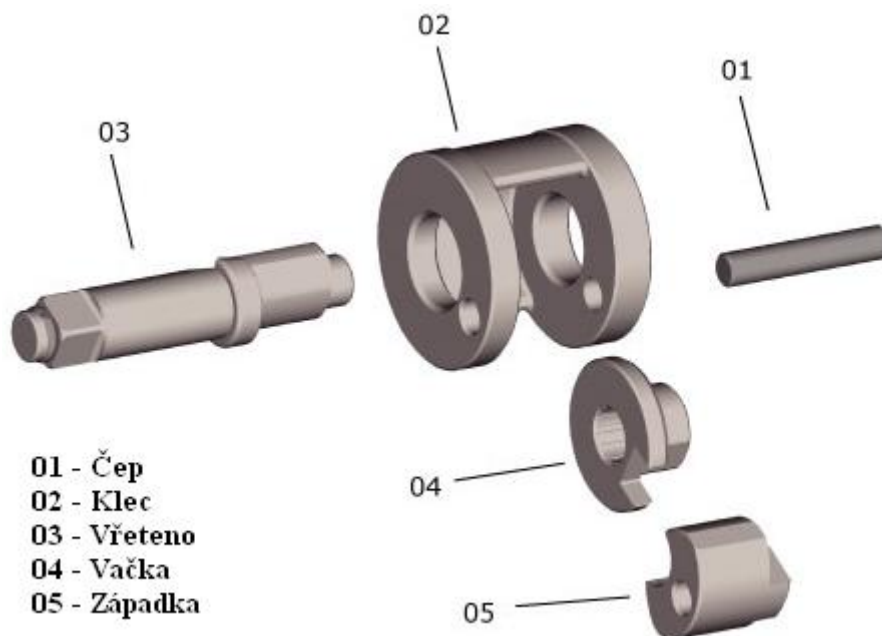


Obr. 7 Bicí mechanismus „Jumbo hammer“[6]

Tento mechanismus (Obr. 7) pracuje na stejném principu jako mechanismus „Twin hammer“, ale pouze s jedním kamenem. Poskytuje velmi silné údery a to vždy jeden úder jednou za otáčku. To umožňuje dodání vysokého utahovacího momentu. Oproti „Twin hammeru“ však nemá údery vyvážené, což způsobuje větší vibrace a tedy nižší komfort pro uživatele.[6] S pouze třemi pohyblivými částmi bicího mechanismu

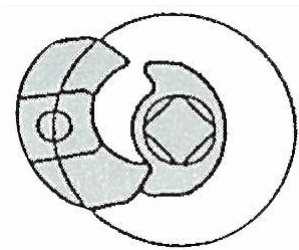
zaručuje velmi snadnou údržbu a vysokou odolnost proti opotřebení. Vynikající je pro použití v náročných průmyslových aplikacích.[8]

2.6. Mechanismus typu „Rocking dog“:



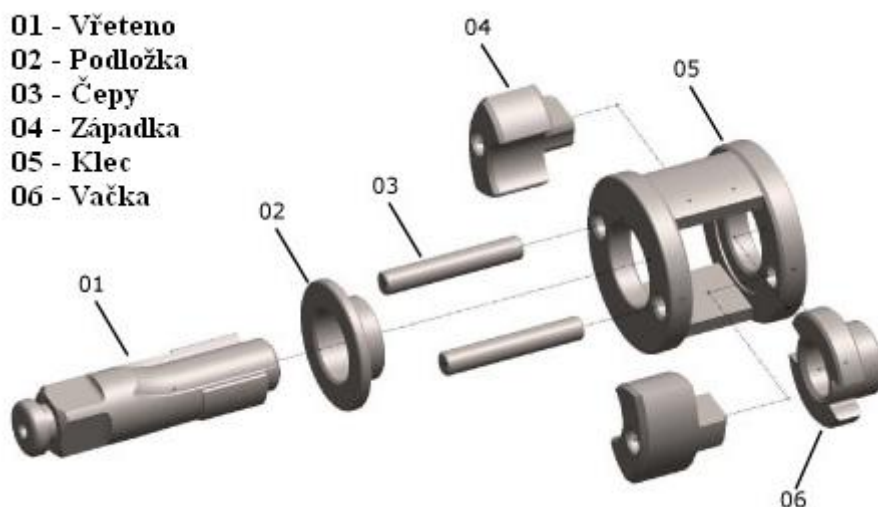
Obr. 8 Bicí mechanismus „Rocking dog“ [6]

Konstrukce tohoto bicího mechanismu (Obr. 8) je založena na přesouvání západky uvnitř klece. Při otáčení klece dojde k překlopení západky, umístěné na čepu, na druhou stranu při prvním kontaktu s vřetenem do pozice pro úder. Vzhledem k tomu, že se klec dále otáčí, dojde k nárazu západky na vřeteno, čím přenesou kinetickou energii klece i svou vlastní na výstup. Poté dojde opět k překlopení západky zpět na druhou stranu. Výhoda této konstrukce je v její jednoduchosti. Znatelnou nevýhodou jsou však vytvářené vibrace při silovém rázu a při překlápění západky. Ta působí jako excentr. Tento bicí mechanismus je poměrně levný a také odolný proti opotřebení. Je navržen pro rychlé montážní práce v lehkém průmyslu.



Obr. 9. Úder „Rocking dog“ [6]

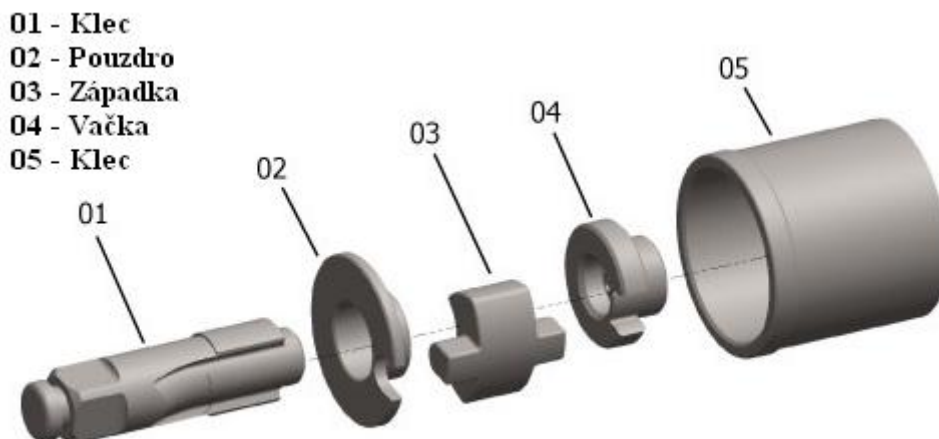
2.7. Mechanismus typu „Double hammer“:



Obr. 10 Bicí mechanismus „Double hammer“ [6]

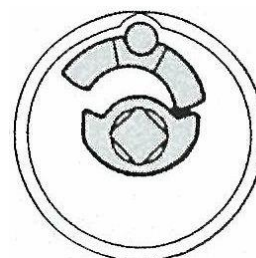
Princip funkce mechanismu „Double hammer“ (Obr. 10) je podobný jako u mechanismu „Rocking dog“.[8] Pouze, aby se zabránilo vzniku vibrací a nerovnoměrnému chodu, používají se dvě západky, které jsou vzájemně pootočené o 180° a na vřeteno se tedy přenášejí dva údery během jedné otáčky. Mazání je zajištěno tukem. Mechanismu se využívá pro všechny standardní práce v lehkém průmyslu.[6]

2.8. Mechanismus typu „Pin less“:



Obr. 11 Bicí mechanismus „Pin less“ [6]

Požadovaného utahovacího momentu je zde dosaženo pouze jednou západkou, která je umístěna v kleci. Západka nepotřebuje žádné další kolíky či části sestavy a rotuje kolem vřetena. Získaná kinetická energie je téměř beze ztrát přenášena přímo na



Obr. 12 Úder „Pin less“ [6]

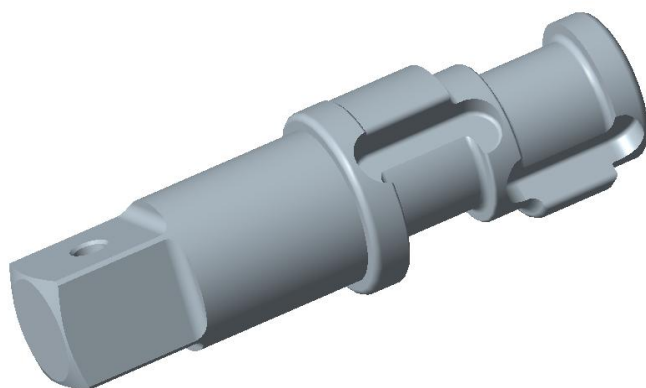
vřeteno. Bicí mechanismus „Pin less“ (Obr. 11) je vývojově pokročilým „Rocking dog“ systémem. Výhodou je výjimečně vysoký výkon. Ale vzhledem k této skutečnosti není vhodný pro jemné aplikace. Mechanismus má poměrně dobrou odolnost proti opotřebení, snadnou údržbu a je mazán tukem. Je určen pro nejnáročnější aplikace v těžkém průmyslu a extrémní aplikace, kde je zapotřebí velký utahovací moment.[6]

3 Konstrukční část

3.1 Modelování a popis funkce

Abychom mohli určit kritická místa bicího mechanismu pomocí simulace a následně zjistit kontaktní tlak v těchto místech, bylo nejdříve nutné v systému Pro ENGINEER vymodelovat jednotlivé součásti podle přesných rozměrů z výrobních výkresů, které nám poskytla firma Deprag CZ.

3.1.1 Vřeteno



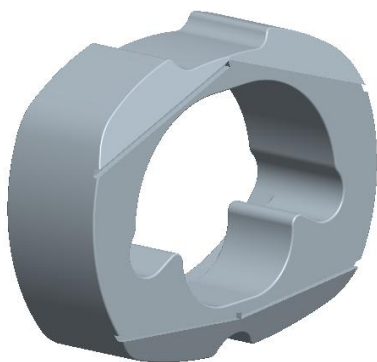
Obr. 13 Vřeteno 3D pohled

Vřeteno slouží k přenosu energie rázu z kamenů na utahovanou součást. K jeho kontaktu s kameny dochází na kovadlinách (výstupcích), které jsou stejně jako kameny vzájemně pootočené o 180°. Po obou stranách kovadlin jsou umístěné drážky, díky nimž dochází ke

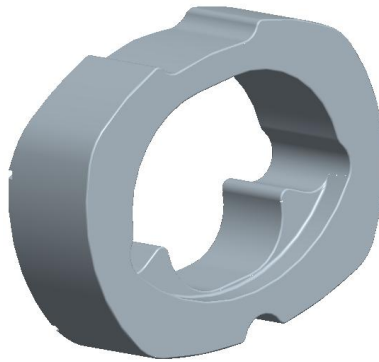
kontaktu větších ploch při úderu, a tedy rozložení síly rázu na větší plochu. Na konci vřetena je umístěn čtyřhran o velikosti 3/4". Na čtyřhran je poté připevněna nástrčná průmyslová hlavice.

Při modelování bylo nejprve nutné vytáhnout veškeré průměry. Po nich byly vytvořeny roviny potřebné pro konstrukci kovadlin a drážek po jejich stranách. Po vytvoření kovadlin a drážek následovala konstrukce čtyřhranu odebráním materiálu. Nakonec přišla na řadu veškerá zaoblení a sražení hran.

3.1.2 Kámen



Obr. 14 Kámen čelní 3D pohled

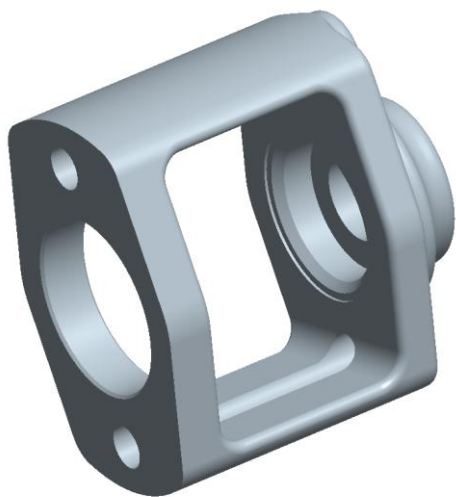


Obr. 15 Kámen zadní 3D pohled

Primárním úkolem kamene je náraz na kovadlinu vřetena a předání své získané kinetické energie získané rotací. Rádiusové vykrojení na spodní straně kamene slouží ke kontaktu s čepem, který kámen unáší do excentrické rotace. Drážka ve vrchní části kamene limituje jeho natočení. Ve spodní i vrchní části kamene jsou zkosené plochy. Tyto konstrukční úpravy jsou nutné, aby se kámen vešel do klece. Na zadní straně je z podobného důvodu vybrání, které je však vytvořeno kvůli vřetenu.

Postup při modelování zahrnoval nejdříve vytažení vnějšího tvaru a následně vyříznutím tvaru vnitřního. Poté byly vyříznuty veškeré drážky, vybrání a zkosení ploch. Nakonec pak byla vytvořena veškerá zaoblení, sražení hran a mazací drážky. V bicím mechanismu typu „Twin hammer“ jsou tyto kameny umístěny dva.

3.1.3 Klec



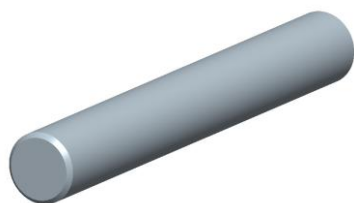
Obr. 16 Klec 3D pohled

sraženy hrany.

Úkolem klece je přenést rotaci pneumatického lamelového motoru na kameny. Spojení s motorem je zprostředkováno přes evolventní drážkování. V kleci jsou kromě vyříznutých děr pro vřeteno také díry pro umístění čepů.

Při modelování byl nejdříve vytvořen veliký válec, ze kterého byl následně vyříznut vnější tvar klece. Poté byl vyříznut vnitřní tvar a veškeré průměry a díry. Nakonec byly zaobleny a

3.1.4 Čep

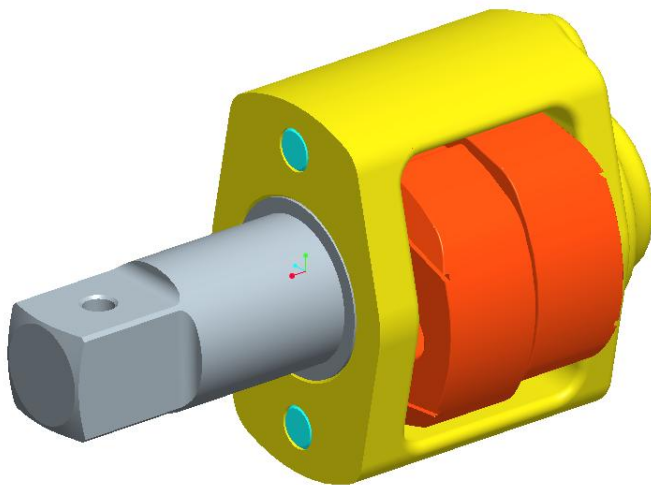


Obr. 17. Čep 3D pohled

Definuje rozsah natočení kamene a také slouží k unášení kamene do rotace.

Vytvořen byl vytažením daného průměru a sražením hran.

3.1.5 Sestava bicího mechanismu „Twin hammer“



Obr. 18 Sestava bicího mechanismu 3D

Prvním krokem k vytvoření této sestavy byla tvorba podsestavy klece s čepy. Čepy byly umístěny do připravených děr v kleci, protože i ve skutečnosti jsou čepy volně, tak i zde byly umístěny rotačně a pouze zarovnané s čelní plochou klece.

Po tvorbě podsestavy se mohla vytvořit sestava konečná. Jako první do ní bylo pevně vloženo vřeteno s nulou stupni volnosti, které vytvořilo základnu, tedy rám, pro tvorbu dalších vazeb. Následovalo vložení podsestavy klece s čepy. Přes vazbu „pin“ byla osa klece umístěna na osu vřetena. Tato vazba kleci umožnila rotaci kolem vřetena. Použití vazby rovnoběžných ploch pak umožnilo přesné umístění podsestavy vůči vřetenu. Jako poslední byli umístěni oba kameny. Ve skutečnosti jsou kameny unášeny pomocí čepů do rotace a zároveň se kolem nich mohou v určitém rozmezí natáčet. To bylo zajištěno použitím vazby „pin“. Kde osa spodního radiusu kamene byla umístěna na osu čepu. Stejně tak i u druhého kamene, pouze byl umístěn rotačně kolem druhého čepu, tedy pootočen o 180°.

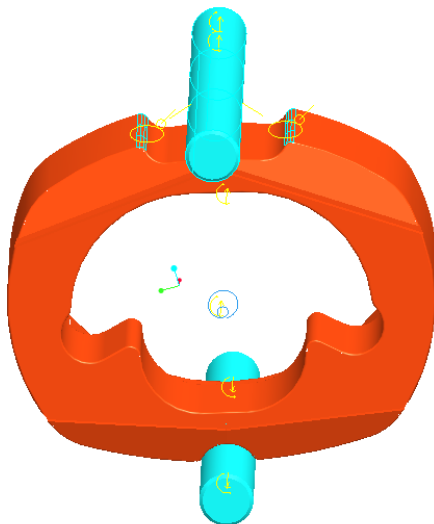
U všech modelů byl po jejich vytvoření zadán materiál steel (ocel). Jeho vlastnosti včetně příslušných hodnot hustoty, Youngova modulu pružnosti, byli již předvyplněné. Všechny součásti jsou ve skutečnosti kaleny. Abychom docílili i v Pro ENGINEERu podobné tvrdosti ocele, což bude potřeba pro pozdější simulace a výpočty tuhosti a kontaktních tlaků, byla změněna hodnota Youngova modulu pružnosti z přednastavených $E=1,99 \cdot 10^5 \text{ MPa}$ na $E=1,8 \cdot 10^5 \text{ MPa}$. Také byla přenastavena přesnost rozměru v Pro ENGINEERu z 0.0012mm na 0.0001mm, aby v pozdějších výpočtech kontaktních tlaků nedocházelo k chybám.

Přesné rozměry a hmotnosti všech modelů jsou uvedeny ve výkresech přiložených v příloze 2.

3.2 Simulace

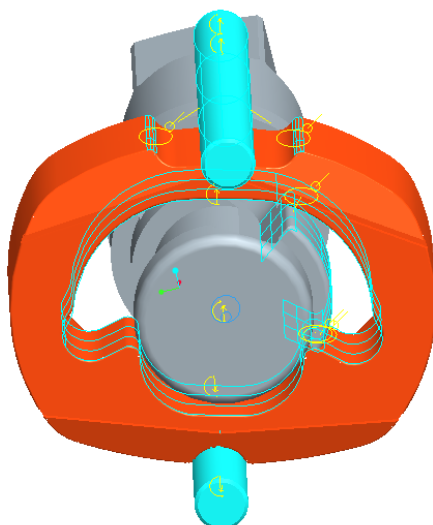
Simulace funkce bicího mechanismu byla provedena v Pro ENGINEER - mechanism. Její tvorba spočívala v potřebě zjistit kritická místa bicího mechanismu, na nichž pak má být spočítán kontaktní tlak.

3.2.1 Tvorba vaček



Obr. 19 Umístění vaček kámen-čep

Deset vaček malých. Na každou dvojici ploch, ve kterých by mohlo docházet k vzájemnému kontaktu, byla tedy umístěna jedna. Čímž byl dostatečně určen rozsah pohybu jednotlivých součástí mechanismu. Na obrázku 19 můžeme pozorovat omezení natočení kamene kolem čepu pomocí dvou vaček. První vačka má jednu svou část

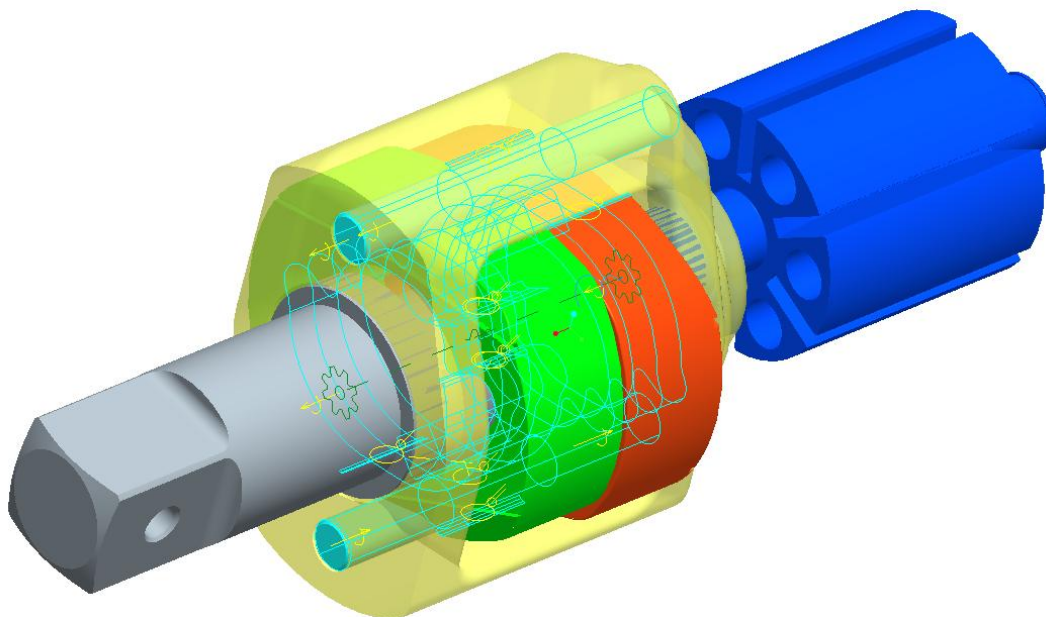


Obr. 20 Umístění vaček vřeteno - kámen

Díky vhodnému vytvoření sestavy mají veškeré součásti přesně definovány své stupně volnosti. Abychom mohli nadefinovat přesný pohyb bicího mechanismu tak, jak ve skutečnosti probíhá, bylo nutné vhodně umístit vačky tak, aby omezovaly rozsahy pohybů jednotlivých součástí mechanismu. Vytvoření jedné velké vačky, která byla zkonstruována po obvodu kovadliny vřetena a po obvodu vnitřních ploch kamene, nefungovalo, neboť software vačku nerespektoval a docházelo k průniku ploch skrz sebe. Bylo proto vytvořeno

definováno na čepu a druhou na rádiu kamene. To samé i z druhé strany. Na dalším obrázku (20) můžeme vidět trojici vaček, které definují pohyb kamene při kontaktu s vřetenem. Vačky jsou umístěny po obvodu kovadliny vřetena a na vnitřní ploše kamene. Protože jsou kameny v mechanismu dva, bylo potřeba definovat stejně vačky i u druhého kamene pootočeného o 180°. Na obrázku 21 už je pak vidět celá kompletní sestava bicího mechanismu. Byl k ní přidán i pneumatický lamelový motor. Spojení motoru

s klecí bylo v Pro ENGINEER - mechanism vytvořeno pomocí funkce „gear“. Převodový poměr byl tedy zadán 1:1. Tím bylo nahrazeno evolventní drážkování. Rotor



Obr. 21. Sestava bicího mechanismu s veškerými vačkami a převodem

motoru byl do sestavy přidán, protože i on svým momentem setrvačnosti k rotační ose bude ovlivňovat velikost získané kinetické energie. Abychom celou sestavu rozpohybovali, musel být nadefinován silový pohon typu „force“. Ten byl umístěn na motor. Pohon tedy bude nastaveným točivým momentem roztáčet motor a ten dále klec.

Velikost točivého momentu motoru byla nastavena 3900Nmm. Na její hodnotě však nyní nezáleželo, protože nebylo potřeba zjistit přesné velikosti rázových impulzů, ale pouze jejich vzájemný poměr a rozložení v čase, a díky němu identifikovat kritická místa bicího mechanismu. Nejdříve však bylo třeba zjistit, jak přesně probíhají veškeré pohyby v mechanismu. K tomuto účelu nám výborně posloužila rychlokamera. S její

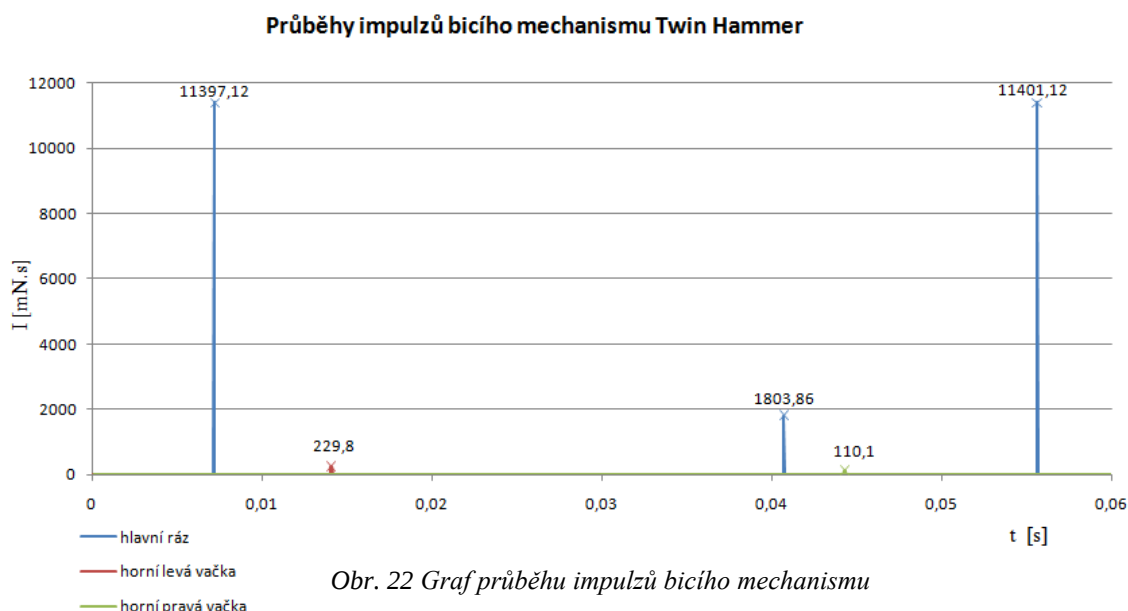


Obr. 21 Záběr rychlokamery

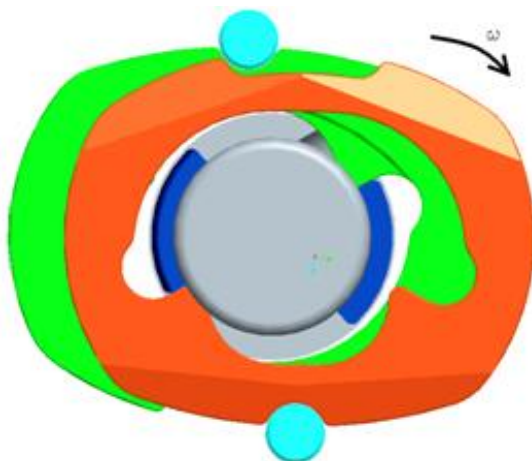
pomocí bylo natočeno chování bicího mechanismu „Twin hammer“, jak pouze s jedním kamenem, tak i se dvěma, ale při různých hodnotách tlaku vzduchu vhaněného do lamelového motoru. Díky těmto záběrům jsme si mohli udělat přesný obrázek funkce mechanismu. Simulace byla poté spuštěna pomocí dynamické

analýzy. Ta by měla respektovat veškeré síly, které na bicí mechanismus při rotaci působí.

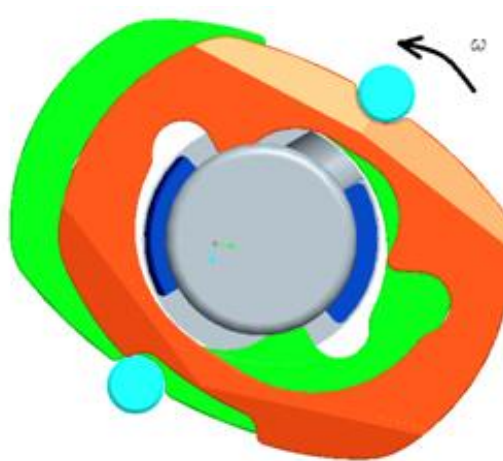
3.2.2 Zjištění kritických míst a popis poloh mechanismu



Provedením simulace bylo možné vytvořit grafy rázových impulzů, působících v průběhu jednoho otočení bicího mechanismu, v našem případě od rázu do rázu. Mohly být získány pouze impulzy rázových sil, protože systém Pro ENGINEER bere součásti jako dokonale tuhé a tudíž nelze zjistit časy rázů.



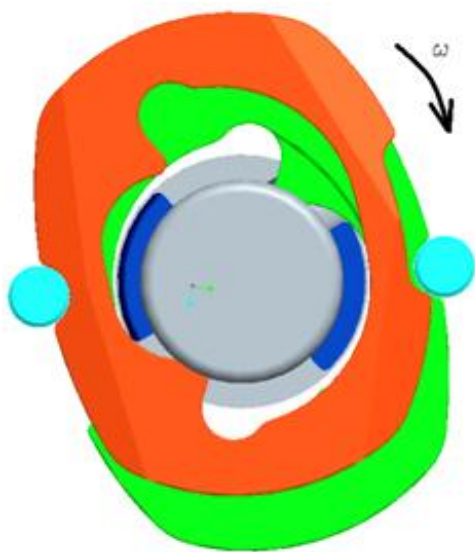
Obr. 23 Poloha mechanismu při rázu



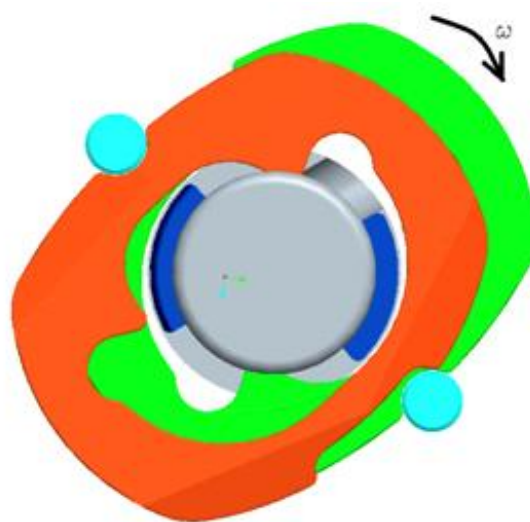
Obr. 24 Zpětná rotace

Impulzy nám však stačí k porovnání, jaké části mechanismu jsou nejvíce namáhány. Z grafu (Obr. 22) můžeme vidět, že hlavní ráz značně převyšuje veškeré ostatní impulzy, v grafu je označen modře a jeho hodnota se pohybuje kolem 11500 mN.s.

Poloha mechanismu při rázu je zobrazena na obrázku 23. Červeně je v grafu (Obr. 22) označen impulz, který vzniká při kontaktu kamene s čepem po proběhnutém rázu, kdy dochází k odrazu kamene od vřetena, po němž následuje zpětná rotace asi o 150°. (Obr. 24) Při této rotaci dochází k natočení kamene tak, aby při opětovné rotaci kupředu minul kovadlinu vřetena a nabral dostatečnou kinetickou energii pro další ráz. Kinetickou energii tedy mechanismus nabírá zhruba jeden a půl otáčky. Následující impulz o hodnotě 1803 mN.s odpovídá kontaktu kamene s vřetenem, při němž dochází k přenastavení natočení kamene opět do vhodné polohy pro vytvoření rázu, což odpovídá poloze mechanismu na obrázku 25.



Obr. 25 Přenastavení kamene pro ráz

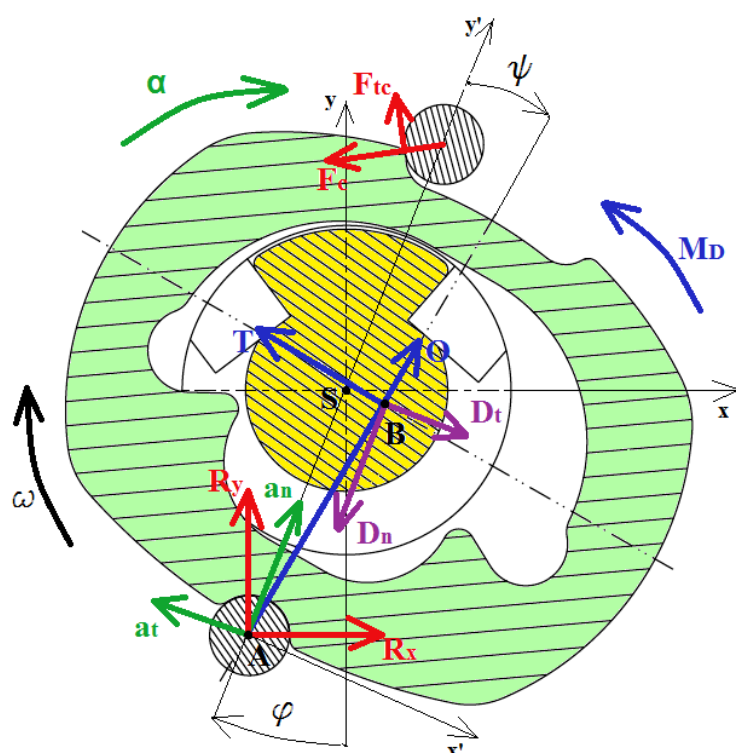


Obr. 26 Poloha před rázem

Na obrázcích 23-26 můžeme vidět místa kontaktů v průběhu rotace přesně tak, jak je znázorněno v grafu 22.

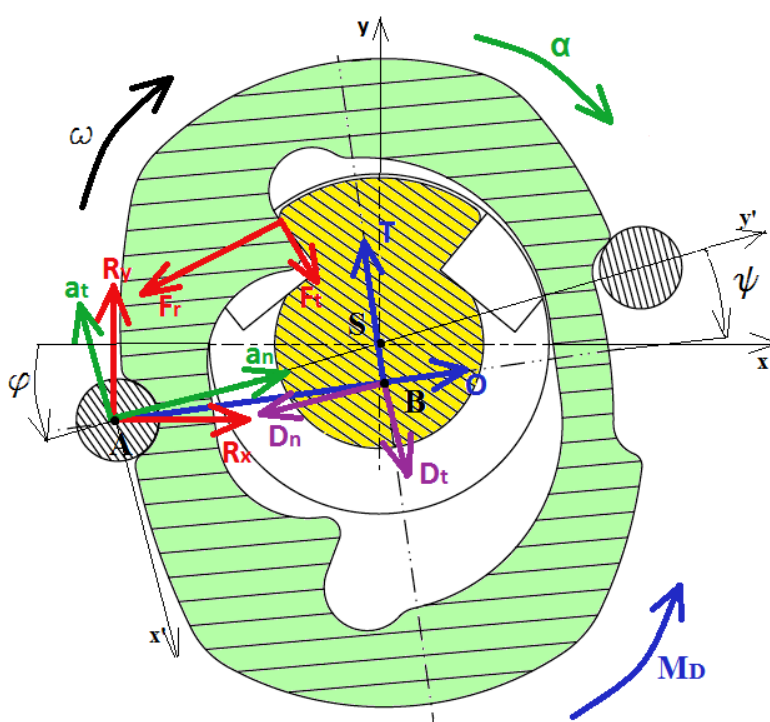
Protože hodnota impulzu hlavního rázu značně převyšuje rázy ostatní, můžeme ostatní rázy zanedbat. V ostatních místech kontaktu budou působit znatelně menší síly a není tedy třeba se jimi zabývat.

3.2.3 Rozbor sil působících na bicí mechanismus – D'Alembertův princip



Obr. 27 Síly působící na kámen v počátku rázu

zapotřebí vytvořit dva souřadnicové systémy (dále SS), ve kterých lze definovat pohyby kamene. Do bodu S, který je středem rotace absolutního pohybu, byl zaveden pevný globální souřadnicový systém (xy) a do bodu A, který je středem relativního

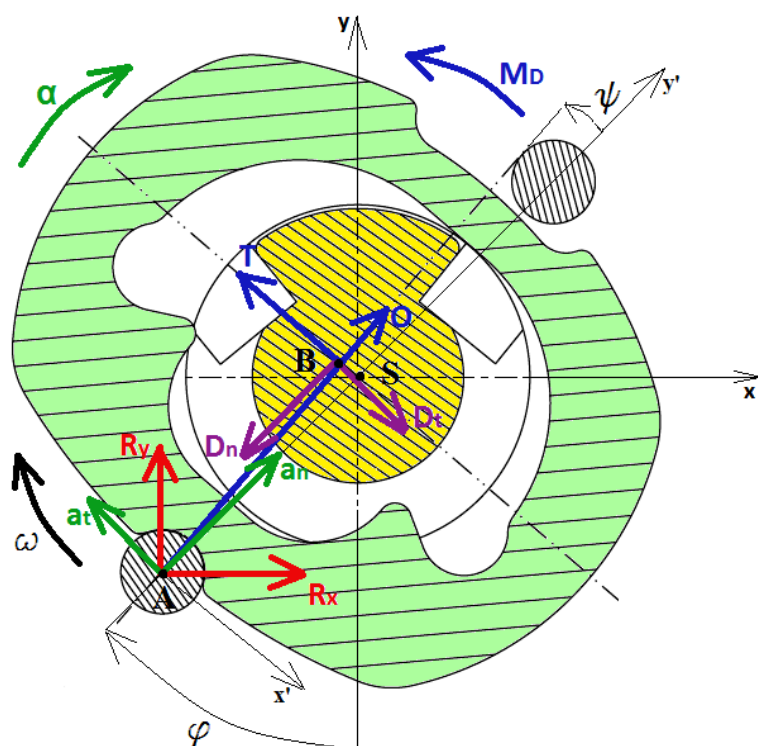


Obr. 28 Síly působící na kámen při rázu

Za pomoci rychlokamery a simulací již známe přesné fungování bicího mechanismu. Víme, že při provozu bicího mechanismu dochází na kameni ke dvěma současným pohybům. K absolutní rotaci kolem osy vřetena a k relativní rotaci kolem osy čepu. Obě tyto rotace jsou excentrické. Abychom mohli správně určit síly působící na kámen během provozu, bylo

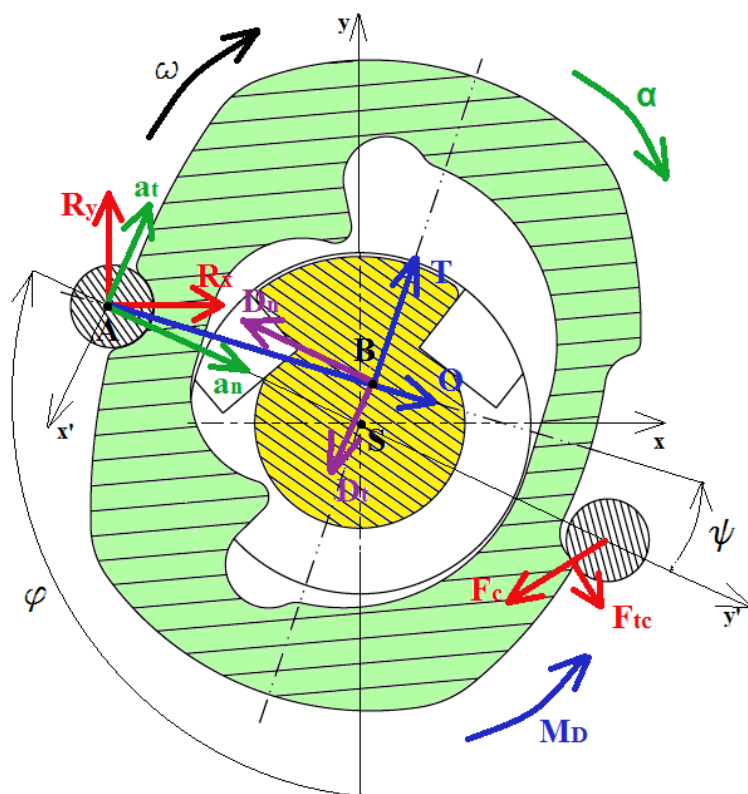
pohybu, byl zaveden lokální souřadnicový systém ($x'y'$), který rotuje kolem pevného SS. Vzájemnou polohu těchto dvou SS definuje transformační úhel φ . Úhel ψ pak definuje pootočení kamene vůči relativnímu SS. Oba úhly jsou závislé na čase. Bod A koná unášivý rotační pohyb.

Na obrázcích 27-30 můžeme vidět síly působící na kámen bicího



Obr. 29 Síly působící na kámen po skončení rázu

M_D . Na bod A, který koná unášivý pohyb, v tuto chvíli působí normálové zrychlení a_n a tečné zrychlení a_t . Tyto zrychlení vyvolávají reakci ve formě D'Alembertových dynamických sil D_n a D_t , které mají přesně opačné směry než jsou směry zrychlení a



Obr. 30 Síly působící na kámen při rotaci vpřed

mechanismu v jeho různých polohách. Velikosti úseček nejsou v poměru velikostí sil, ale mají pouze naznačovat směr a místo působení sil.

Na obrázku 27 je zobrazena poloha kamene před rázem, kdy dochází pouze k absolutní rotaci kolem osy vřetene S, úhlovou rychlostí ω a s úhlovým zrychlením α . Proti směru zrychlení pak působí dynamický moment

působí v těžišti kamene B. Protože je rotace excentrická vyvolává na kameni také odstředivou sílu O , která prochází bodem A i těžištěm B, ale také sílu tangenciální, která působí v těžišti a je za odstředivou silou zpožděna o 90° ve směru rotace. Kámen dále vyvolává reakce R_x a R_y , které s sobě zahrnují i unášivou sílu. Opření kamene o horní čep způsobí sílu F_c a třecí sílu

F_{tc} . Počítáno je i se silami třecími, protože při vytváření vaček na nich byly definovány koeficienty statického a dynamického tření pro ocel. Konkrétně koeficient statického tření 0,15 a koeficient dynamického tření 0,1. Na kámen samozřejmě působí i gravitační síla, avšak její účinek je zanedbatelný.

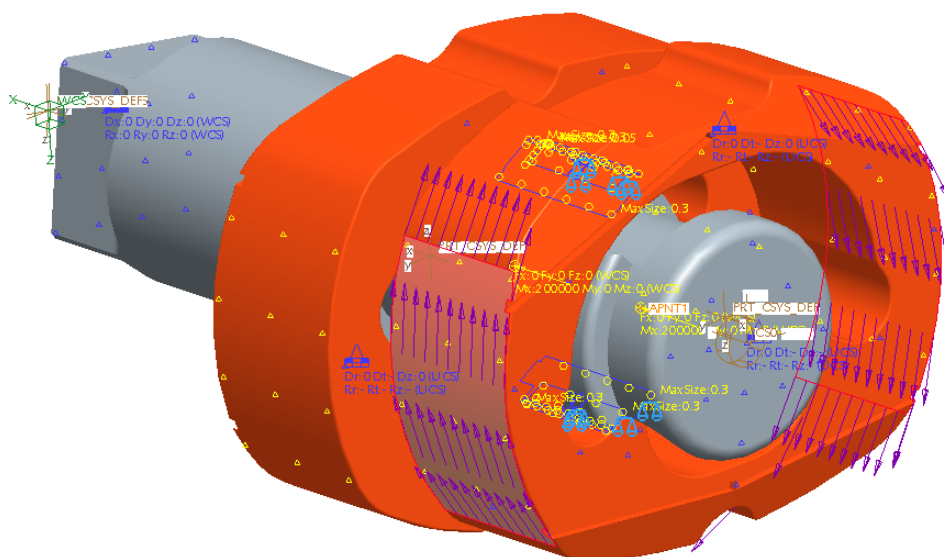
Obrázek 28 zachycuje polohu při rázu. V této poloze na kámen působí takřka stejné síly jako v předchozím případě, avšak jejich velikosti budou jiné, protože zde již dochází ke dvěma současným pohybům. A to již zmíněné absolutní a relativní rotaci. Při kontaktu kamene s vřetenem vznikne síla F_r , která svou velikostí bude značně převyšovat všechny ostatní.

Na obrázku 29 dochází po odrazu od vřetene ke zpětné rotaci kamene i k jeho natočení. Probíhají tedy opět dva současné pohyby.

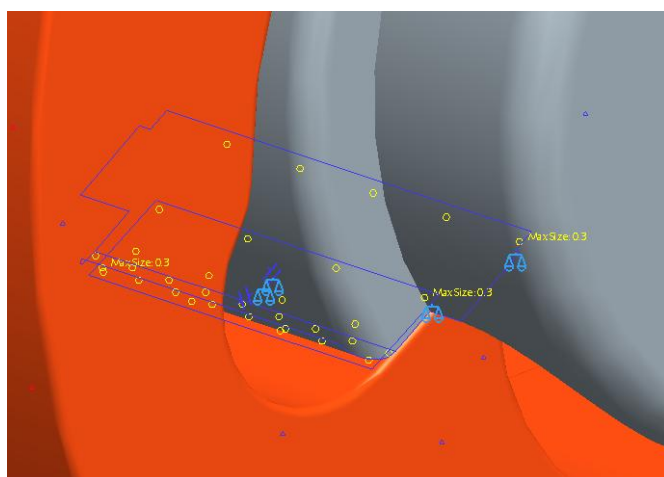
Obrázek 30 zachycuje působící síly při rotaci vpřed, kdy se kámen opět opírá o horní čep.

3.2.4 Zjištění celkové tuhosti sestavy

Pro ENGINEER při simulaci bere součásti jako dokonale tuhé. Nelze tedy zjistit velikost rázové síly při úderu. Bylo nutné zjistit jejich tuhost součástí, které jsou spolu při rázu v kontaktu. Abychom zjistili tuhost, byl vytvořen zvláštní model, na který byly zadány působící síly, tak jak působí na součásti při rázu. Zároveň byly nadefinovány i okrajové podmínky, které omezily stupně volnosti součástí. Úkolem této kontaktní analýzy bylo zjistit natočení součástí, z něhož poté můžeme vypočítat tuhost. Celá analýza byla počítána v Pro ENGINEER – mechanica.



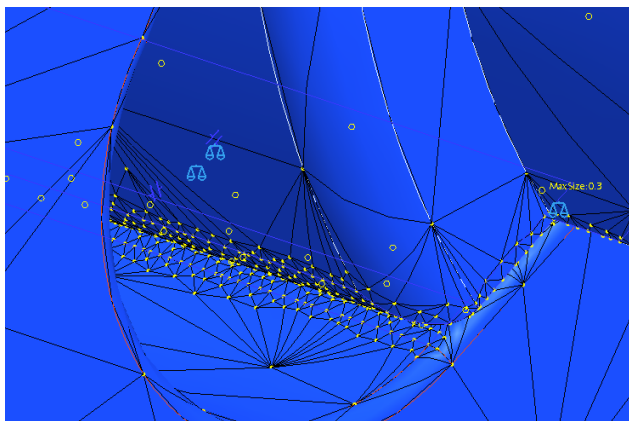
Obr. 31 Zhotovený model pro zjištění tuhosti v Pro ENGINEERu - mechanica



Obr. 32 Zobrazení kontaktních ploch

Sestava se skládala z vřetene a dvou kamenů, které byly nastaveny na polohu těsně před kontaktem. Vzdálenost kontaktních ploch kamene a vřetena byla 0,03mm. Vřeteno i kameny byly částečně upraveny tak, že byly zbaveny takových rádiusů a drážek, které by zvyšovali náročnost hardwaru na výpočet a na tuhost

neměli součástí žádný vliv. Okrajové podmínky byly nastaveny jak na vřeteno, tak na kameny a to tak, aby co nejvěrohodněji napodobily skutečné uchycení vřetena. Pohyb vřetena definovaly okrajové podmínky umístěné na čelní a zadní ploše vřetena. Čelní ploše byla umožněna rotace kolem hlavní rotační osy x. Ostatní pohyby jí byly

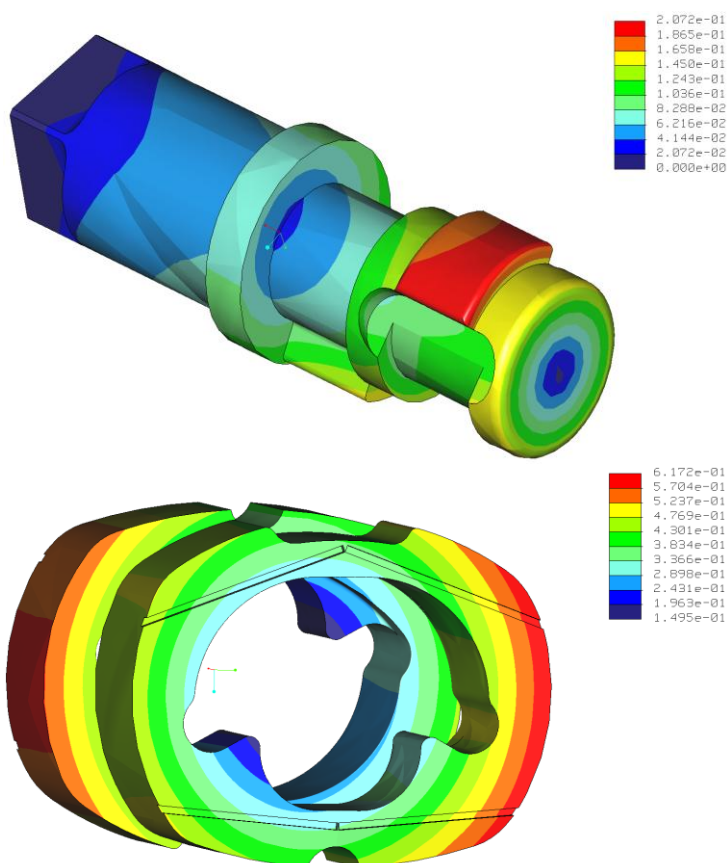


Obr. 33 Zahuštění sítě kon. prvků v místě kontaktu

zabráněny v rámci zjednodušení úlohy, aby nedocházelo k ohýbání vřetene. Další plochou vřetena, na níž byly definovány okrajové podmínky, byla zadní plocha u čtyřhranu kolmá na rotační osu. Zde byly veškerá posunutí i rotace zakázány. Fungovala tedy jako vetknutí, což se přibližuje případu

konečného dotahování spoje. Okrajová podmínka kamene byla vztažena na jeho čelní plochu a definována byla v cylindrickém souřadném systému, který byl umístěn na čelní ploše vřetena. Zabraňovala pouze posunutí ve směru R a z. Na každý kámen byl dále zadán moment o velikosti 200Nm. (Na obrázku 31 zobrazen fialovými šipkami).

Protože jsme znali místa kontaktů, bylo ještě nutné definovat kontaktní plochy. Aby byly výsledky přesné, musela také být v místě kontaktů zahuštěna síť konečných prvků. Velikost elementu byla nastavena na 0,3 mm, a to jak na kontaktních plochách na kameni, tak na vřetenu. Po zahuštění se počet elementů pohyboval kolem 60000.



Obr. 34 Posunutí jednotlivých bodů při kontaktu těles

Statická analýza byla provedena pomocí metody „single - pass adaptive“. Výsledkem byly velikosti natočení jednotlivých součástí. Protože byli dvě kontaktní místa, vyšla i dvě různá natočení, která se však příliš nelišila. Jelikož jsme však potřebovali jednu výslednou tuhost sestavy, bylo uděláno z obou natočení průměrné natočení. V praxi však pravděpodobně k výraznému natočení vřetena

nestihne dojít vzhledem ke krátkému času působení rázové síly, který se podle experimentů pohybuje od 10^{-4} s do 10^{-6} s. Proto bylo natočení vřetena odečteno a nebylo s ním tedy počítáno. Ze známého posunutí bodu na známém poloměru (Tab. 1) bylo možné určit natočení.

$$\varphi = \frac{x}{r} \quad (1)$$

Z natočení pak dostaneme tuhost

$$k = \frac{M}{\varphi} \quad (2)$$

Po dosazení do vzorců byla hodnota tuhosti 1490Nm/deg.

Tab. 1. Hodnoty posunutí bodů na daném průměru

	posunutí x [mm]	poloměr r [mm]
vřeteno - místo 1	0,1462	15,35
vřeteno - místo 2	0,1948	15,35
vřeteno - místo 3	0,1869	15,35
vřeteno - místo 4	0,1435	15,35
kámen - místo 1	0,4785	26,45
kámen - místo 2	0,4806	26,45
kámen - místo 3	0,4479	26,45
kámen - místo 4	0,4524	26,45

3.2.5 Teoretický výpočet rázové síly

Budeme-li předpokládat, že se veškerá kinetická energie soustavy před rázem přemění na deformační energii, tedy ideálně energii potřebnou ke stlačení pružiny, můžeme spočítat teoretickou velikost rázové síly. Výpočet je velmi zjednodušený a slouží spíše k orientaci. Neuvažujeme v něm disipační energii, šíření rázových vln ani tření. Dále neuvažujeme vůle v mechanismu, které by mohli způsobit, že součásti nenarazí na vřetenno ve stejný okamžik.

Známe-li moment setrvačnosti J k hlavní rotační ose, a úhlovou rychlost ω můžeme jednoduše spočítat velikost kinetické energie. Veškeré tyto hodnoty byly vyčteny z Pro ENGINEERu.

Kinetická energie:

$$W_k = \frac{1}{2} J_x \omega^2 \quad (3)$$

Jakmile byla známá velikost kinetické energie, mohl být spočítán moment M

$$M = \sqrt{2W_k k} \quad (4)$$

Z něho pak při známém rameni, na němž moment působí, byla vypočítána síla F

$$F_v = \frac{M}{r} \quad (5)$$

Tab. 2 Hodnoty použité při výpočtech

Moment setrvačnosti J [kg.m ²] soustavy	Úhlová rychlost ω [rad/s]	Kinetická energie [J] soustavy
0,000507	270,52	18,55

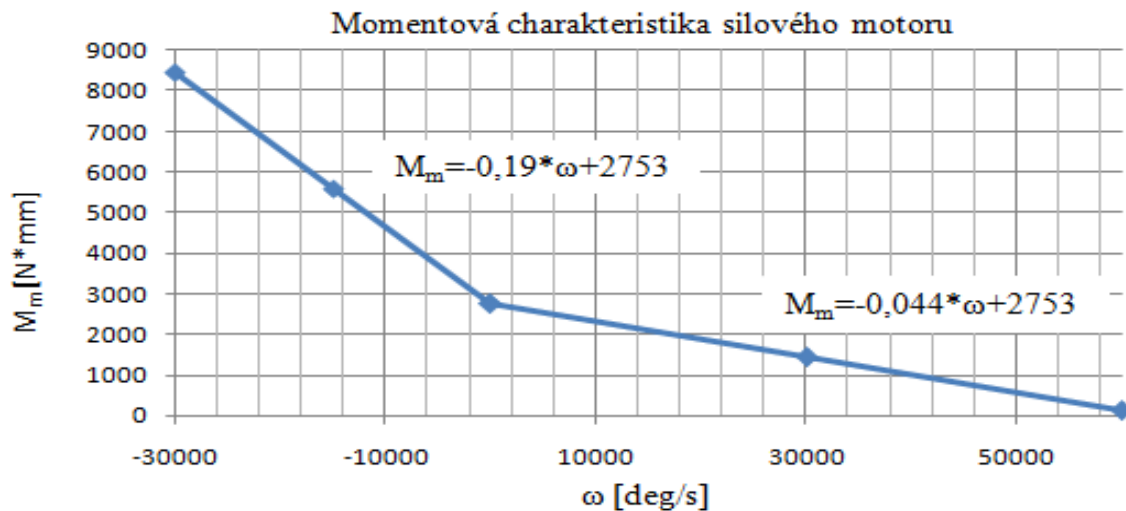
Tab. 3 Výsledky teoretického zjištění sil výpočtem

Moment [Nm] soustavy	Celková síla [N] na kameny	Rameno [m]	Síla [N] na jeden kámen
1780,24	124 360	0,014	62 180

Z tabulky 2 a 3 vidíme, že předaná kinetická energie soustavy bude 18,55J, čímž by teoreticky vznikla síla působící na kámen o velikosti $F=62180\text{N}$.

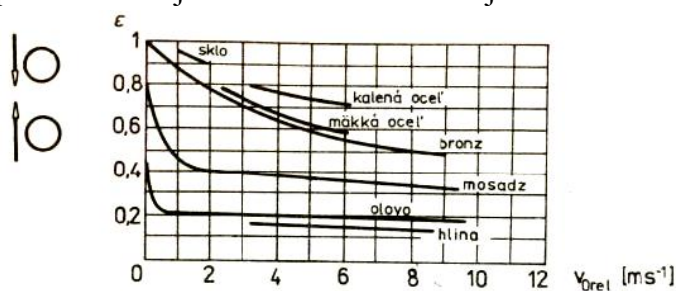
3.2.5 Zjištění velikosti hlavní rázové síly

Nyní již známe kritická místa mechanismu a známe také tuhost sestavy. Abychom zjistili velikost rázové síly, musela být do simulace zahrnuta i tuhost. Bylo tedy použito předchozího modelu sestavy pro zjištění impulzu sil. Vřeteno však bylo



Obr. 35 Momentová charakteristika motoru

umístěno tak, aby mohlo volně rotovat. Abychom zajistili příslušnou tuhost, byla na jeho osu umístěna pružina o stejné hodnotě tuhosti, jako byla spočítána pro sestavu mechanismu, tedy 1490 Nm/deg. Jelikož celou tuhost soustavy zajistila pružina, byla změněna hustota vřetena na hodnotu blížíící se 0, aby se jeho hmotnost v rázu již neprojevila. Na vačkách byl také nastaven koeficient restituce 0,75, který je vyčten z obrázku 36. Graf vyjadřuje hodnoty koeficientů restituce pro různé materiály. Jeho přesné určení je však velice obtížné a jeho velikost se určuje experimentálně. Závisí jak

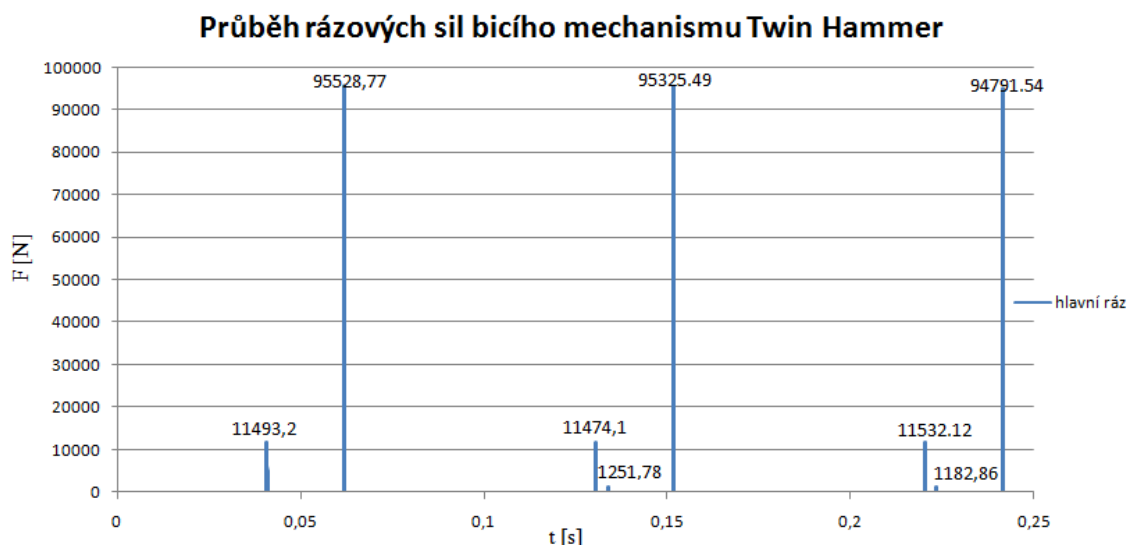


Obr. 36 Koeficienty restituce pro různé materiály[9]

na materiálu, tak na tvaru a velikosti stykových ploch, ale i na rychlostech těles a i na jejich druhu vazby s okolím. Můžeme díky němu popsat některé dynamické jevy v průběhu rázu, jako je např. rychlost šíření

napětíových vln, úbytek kinetické energie v průběhu rázu atd.[9] Protože vřeteno bylo takřka nehmotné, bylo na jeho osu zadáno nízké tlumení, abychom zabránili jeho kmitání. Dále byla přesně nadefinována charakteristika pneumatického motoru, jejíž průběh nám poskytla firma Deprag CZ. Záporná část charakteristiky je strmější

z důvodu, abychom se přiblížili chování skutečného bicího mechanismu, které bylo zachyceno pomocí rychlokamery.



Obr. 37 Graf velikosti rázových sil

Průběh simulace probíhá stejně jako při zjišťování impulzů. Díky pružině, která zajišťuje tuhost, však můžeme zjistit velikost rázové síly a také její přibližný čas trvání. Hodnota hlavního rázu dosahuje hodnot kolem 95000 N. Jeho čas se pak pohybuje v hodnotách 10^{-4} s, což přibližně odpovídá výsledkům časů experimentálních měření. U druhého kontaktu kamene s vřetenem, při přenastavování kamene pro úder, se pak velikost síly pohybuje kolem 11 000 N.

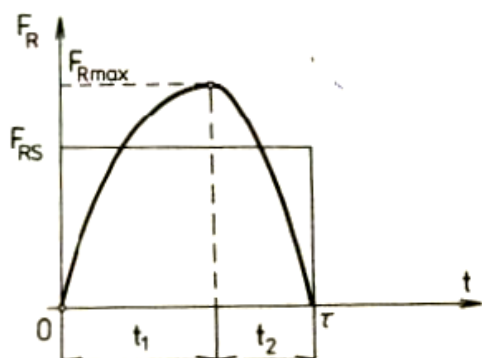
Přesný průběh hlavního rázu pak vidíme na obr. 38. V počáteční fázi chování



Obr. 38 Graf průběhu rázové síly

rázu dojde k poklesu působící síly, který by mohl být způsoben právě nahrazením tuhosti pružinou. Po prvním kontaktu pravděpodobně dojde k odražení vřetene napřed,

čím se vytvoří vyšší síla. Po chvíli však kámen vřeteno opět zatíží. Průběh však zhruba odpovídá pravděpodobnému průběhu síly, jak ho předpokládá Newtonova elementární teorie rázu.[9](Obr. 39) Velikost rázu a stejně tak i jeho čas je velmi orientační. Jeho velikost zatím nelze přesně měřit ani spočítat. Existují pouze teorie, jak ráz probíhá.

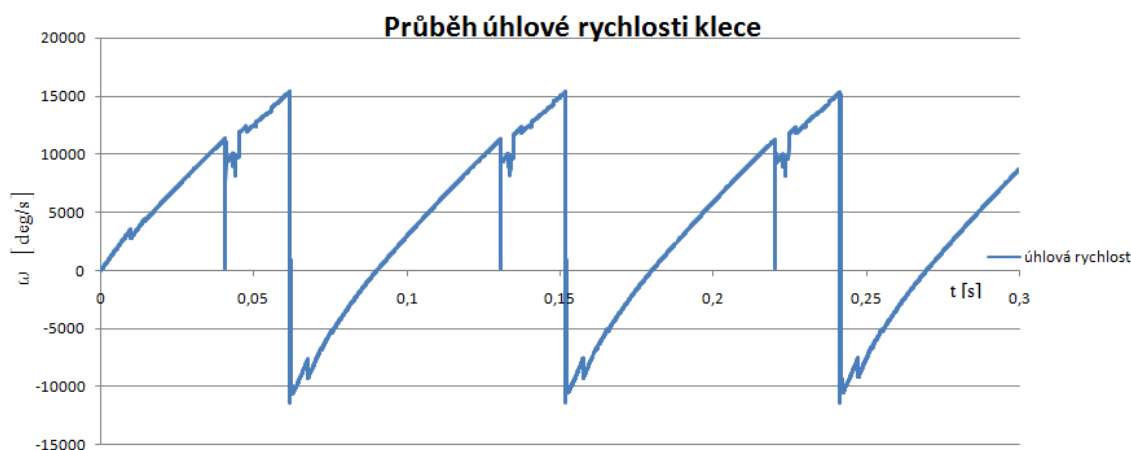


Obr. 39 Teoretický průběh rázové síly

Po rázu při simulacích docházelo k vysokému urychlení klece s kamenem do rotace. To způsobovalo, že klec se po odrazu pohybovala vyšší úhlovou rychlostí, než s jakou ráz započínal, což pravděpodobně způsobovala pružina, vracující se do výchozí polohy, čímž klec vypružila. Tento paradox byl vyřešen přidáním silového (force) pohonu na vřeteno,

který fungoval jako tlumení. Byl nadefinován tak, že jakmile se vřeteno vracelo v druhé části rázu zpět do své výchozí polohy, silový (force) pohon tento návrat tlumil. Tlumení bylo závislé na úhlové rychlosti vřetena ω . Závislost úhlové rychlosti byla zadána pomocí rovnice

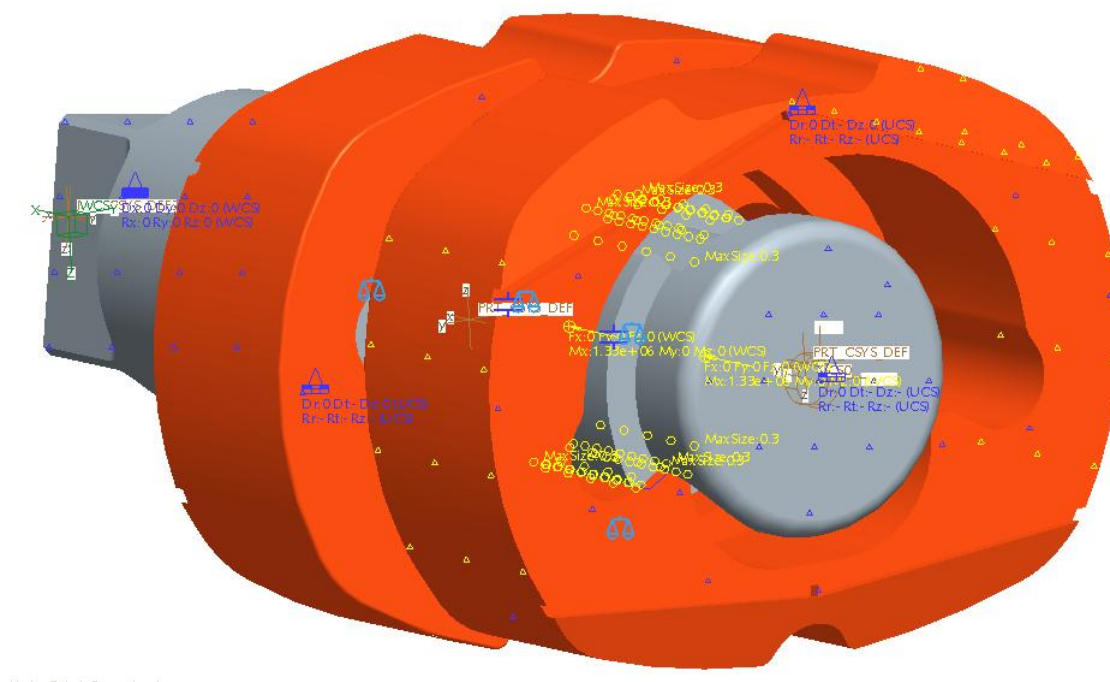
$$M_m = 150 * \omega \quad (6)$$



Obr. 40 Graf průběhy rychlosti klece

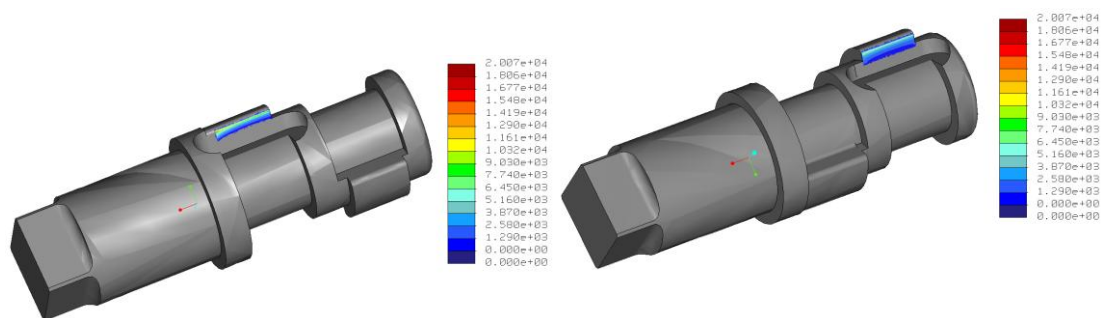
Motor tím neovlivnil velikost rázové síly, ale zabránil vypružení klece s kamenem. Průběh rychlosti klece můžeme pozorovat na grafu. Poměr úhlové rychlosti před rázem a po rázu přibližně odpovídá zadanému koeficientu restituce. Další grafy popisující pohyb částí mechanismu jsou přiloženy v příloze 1. Do simulace také bylo zahrnuto gravitační zrychlení, avšak na výpočet nemělo žádný vliv.

3.2.6 Zjištění kontaktních tlaků

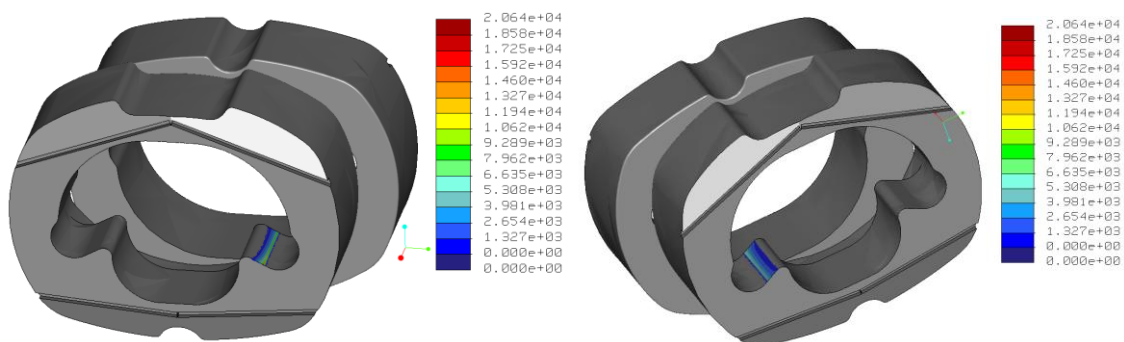


Obr. 41 Výpočtový model pro zjištění kontaktních tlaků

Po zjištění rázových sil mohla být vytvořena kontaktní analýza, díky níž bychom zjistili tlaky v kontaktních místech mechanismu. K analýze byl využit již vytvořený model, který jsme již jednou využili při zjišťování tuhosti. Na modelu byly provedeny pouze drobné změny. Působící moment na každém z kamenů byl zadán hodnotou 1367Nm, což přibližně odpovídá rázové síle 95000N působící na rameně 0,014m. Další změnou bylo nedefinování kontaktních ploch. Raději jsme využili nástroje „component-component“, při něm software porovnává každé dvě plochy zvlášť, zda nedojde k jejich kontaktu. Na plochy, o nichž bylo známo, že dojde ke kontaktu, však bylo stejně jako v případě tuhosti nadefinováno zahuštění sítě konečných prvků. Velikost elementu byla nastavena na 0,3mm. Analýza i zde byla provedena pomocí nástroje „single – pass adaptive“.

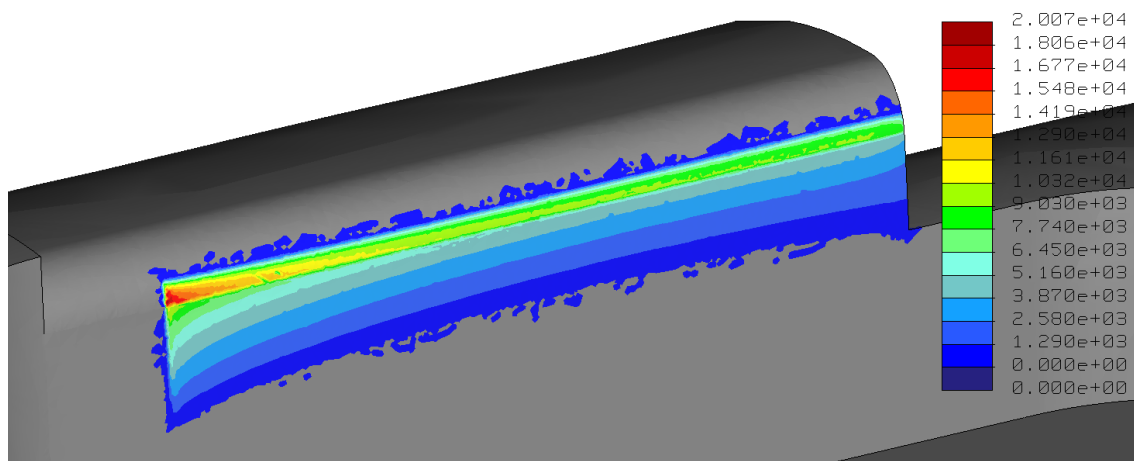


Obr. 42 Místa kontaktních tlaků na vřetenu

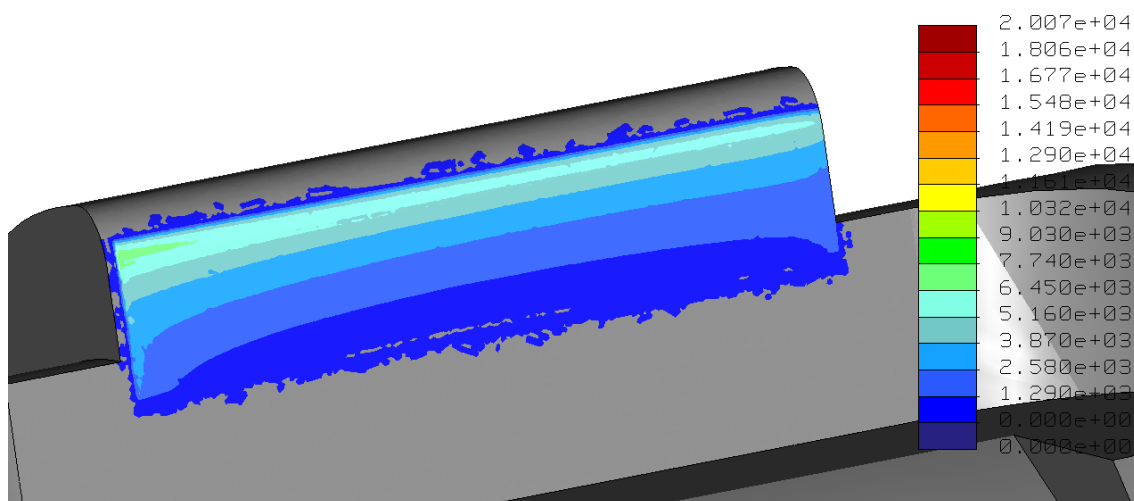


Obr. 43 Místa kontaktních tlaků na kamenech

Na obrázku 42 vidíme, v jakých místech vřetena dochází k působení kontaktních tlaků. Další obrázek (43) nám ukazuje rozložení kontaktního tlaku na jednotlivých kamenech.



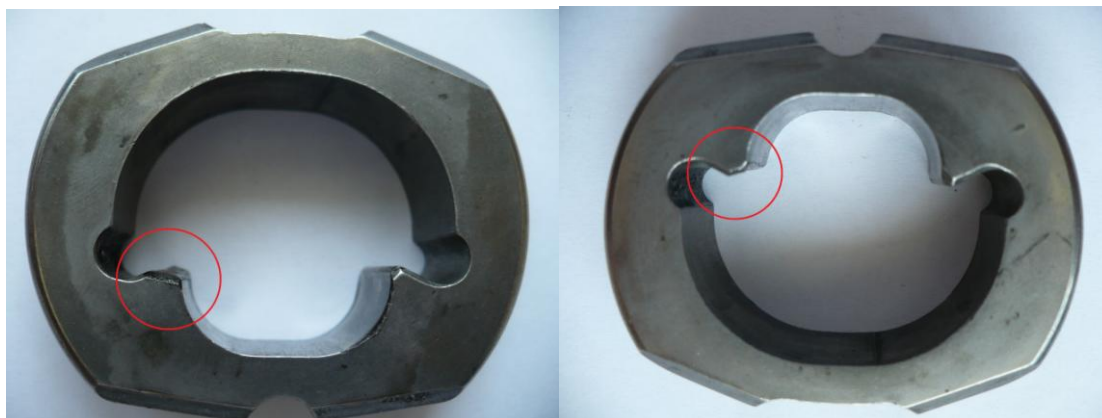
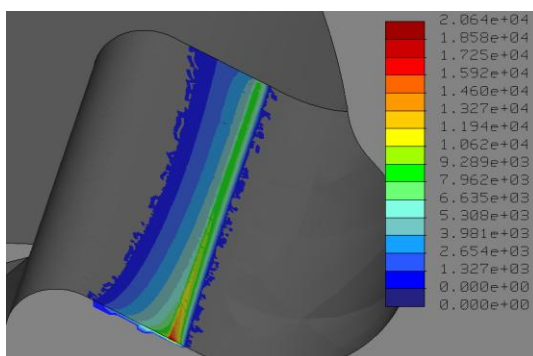
Obr. 44 Detailní rozložení tlaků na kovadlině střední části vřetena



Obr. 45 Detailní rozložení tlaků na přední kovadlině vřetena

Na obrázcích 44 a 45 je znázorněno detailní rozložení tlaku na kovadlinách vřetena. Na kovadlinu umístěnou ve středu vřetena (blíže čtyřhranu) působí viditelně větší tlaky a to

hlavně v místech blíže vetknutí. V kritickém místě dosahuje tlak 20000MPa. Ve zbytku kovadliny se pak pohybuje přibližně kolem 7500MPa. Je tedy znatelně víc namáhána než kovadlina v přední části vřetena (dále od čtyřhanu). U červené oblasti se pravděpodobně nejedná o singularitu, protože zvýšený tlak není soustředěný pouze v jednom bodě, ale působí na větší ploše. Na kovadlině v přední části vřetena se hodnoty tlaku pohybují okolo 5500MPa. Hodnoty v obrázcích 44 a 45 jsou uvedeny v MPa. Při porovnání s výsledky několikaletého opotřebení můžeme vidět, že se výsledky blíží skutečnosti, i když možná ne hodnotou tlaku, ale poměrem rozložení působících tlaků. Rozložení tlaků je podobné i na obou kamenech.



Obr. 46 Porovnání opotřebení kamene ve středu vřetena s výsledky simulací. Vlevo větší opotřebení v důsledku působení vyšších tlaků

3.2.7 Výpočet Hertzova kontaktního tlaku

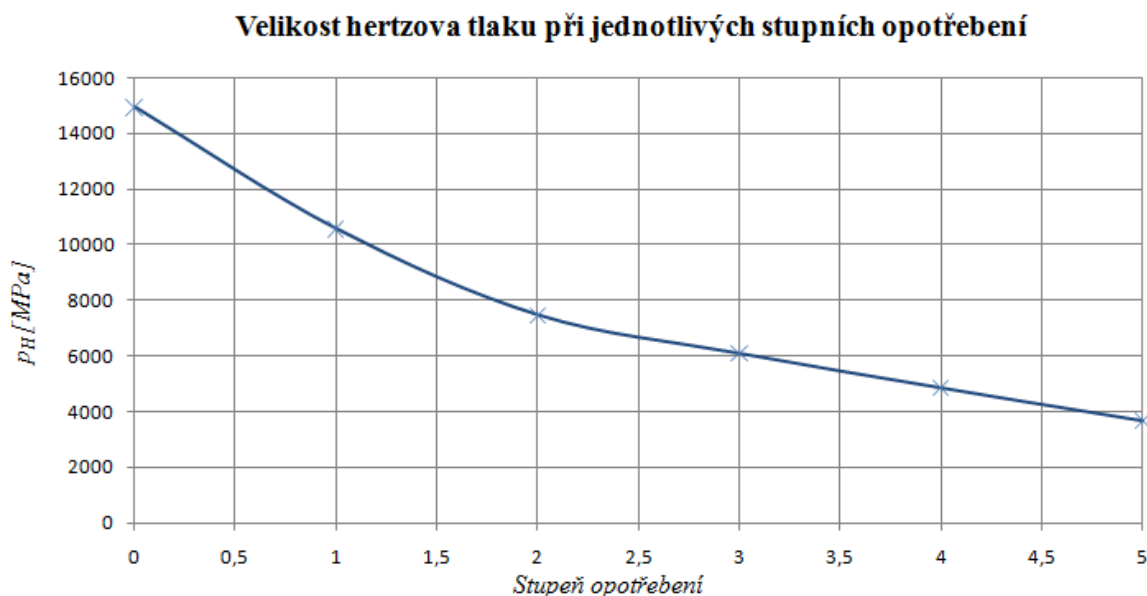
Pro porovnání výsledku simulace byl spočítán Hertzův kontaktní tlak, jehož hodnota by se měla přibližně shodovat s hodnotami v simulacích. Výpočet byl proveden podle vztahu

$$p_H = 0,418 \sqrt{\frac{F}{l} \frac{E(r_1 + r_2)}{r_1 r_2}} \quad (7)$$

V rámci zjednodušení úlohy bylo počítáno s tím, že na rovinnou plochu kamene doléhá pouze rádius zaoblení vřetene $r_1=1\text{mm}$. Vzorec získaný z literatury [9, str. 330] předpokládá hodnotu Poissonova čísla $\mu=0,3$. Tato hodnota odpovídá kalené oceli. Hodnoty Youngova modulu pružnosti v tahu E a síly F byly vyčteny v předchozích kapitolách. Tedy $E=1,8 \cdot 10^5 \text{ MPa}$ a $F=95000\text{N}$ a délka kontaktní plochy $l=13,4\text{mm}$. Rádius rovinné plochy kamene byl zvolen $r_2=10000\text{mm}$. S takto zadanými hodnotami do vzorce 7 vychází maximální kontaktní tlak $p_H=14932\text{MPa}$, což přibližně odpovídá výsledku simulací. Budeme-li předpokládat, že vlivem opotřebení dojde ke zvětšení rádiusu na vřetenu na hodnotu $r_1=2\text{mm}$, klesne hodnota maximálního tlaku na $p_H=10559\text{MPa}$.

Stupeň opotřebení	0	1	2	3	4	5
r_1 [mm]	1	2	4	6	8	10
r_2 [mm]	-10000	-6000	-3000	-1000	-500	-250
Hertzův tlak [MPa]	14931,4	10556,9	7461,09	6077,7	4838,57	3657,61

Tab. 4 Hodnoty Hertzova tlaku při různých hodnotách opotřebení



Obr. 47 Graf závislosti kontaktního tlaku na opotřebení součástí

Na obrázku 47 můžeme vidět pokles kontaktního tlaku v závislosti na zvětšování kontaktní plochy.

4 Závěr

Srovnáme-li výsledky teoreticky spočítané rázové síly a rázové síly, která nám vyšla pomocí simulace, a připustíme-li velká zjednodušení, můžeme vidět, že přibližná chyba se pohybuje kolem 35%. To je poměrně přípustná hodnota chyby. Děje silových rázů nejsou ještě ani zdaleka zmapovány a můžeme tedy pouze předpokládat platnost vypracovaných teorií. Výsledné síly jsou tedy více či méně pouze teoretické, a stejně tak i tlaky působící v kontaktních plochách, které z nich přímo vycházejí. Hodnoty tlaků nám pak vycházejí podobné jak při simulaci, tak při výpočtu pomocí Heztzova vztahu. Abychom však mohli říci, že hodnoty zjištěné při simulacích odpovídají skutečnosti, museli by být v praxi ověřeny experimentálně.

Je však jasné, že alespoň rozložení tlaků zhruba odpovídá skutečnosti, což potvrzují opotřebované části mechanismu. Na kovadlinu ve střední části vřetena (blíže čtyřhranu) působí mnohem vyšší tlaky, než je tomu u kovadliny v přední části vřetena (dále od čtyřhranu). U kovadliny ve střední části také dochází ke stupňování tlaku směrem k vetknutí kovadliny do průměru vřetena. V tomto místě také vzniká největší opotřebení. Vyšší tlaky jsou pravděpodobně způsobeny právě blízkým vetknutím, což značně zvyšuje tuhost koncového místa kovadliny. Vyšší tuhost má za následek, že při kontaktu se síla nejvíce projeví v místě, které je nejméně poddajné a nenatočí se. Této koncentraci tlaku by bylo pravděpodobně možné zabránit vytvořením drážky před vetknutím. Tím by byla zajištěna stejná tuhost po celé délce střední kovadliny. Je však pouze na výrobci posouzení, zda se tato konstrukční úprava vyplatí.

Protože jsou hodnoty kontaktních tlaků vysoké a působí na poměrně malé ploše, bude docházet k rychlému opotřebení. To však povede k zvětšení kontaktních míst, čím dojde k rozložení síly do větší plochy a tedy snížení kontaktního tlaku. Opotřebením bude taky pravděpodobně docházet ke zpevňování materiálu. Čím větší bude opotřebení, tím pomaleji bude docházet k dalšímu opotřebovávání součástí.

Seznam použité literatury:

- [1] http://en.wikipedia.org/wiki/Impact_wrench
- [2] <http://hubpages.com/hub/Types-of-Impact-Wrenches>
- [3] http://www.ehow.com/about_6630037_impact-wrenches-powered_.html
- [4] <http://www.depragindustrial.com/>
- [5] http://pneutrend.ca/index.php?option=com_virtuemart&page=shop.browse&category_id=26&Itemid=18&vmcchk=1&Itemid=18
- [6] bakalářská práce – Dynamická analýza bicího mechanismu PSR 16 - Jiří Riegr
- [7] <http://www.ketools.com/clutchTypes.html>
- [8] Prof. Ing. A. Medvec, CSc. Doc. Ing. J. Stradiot, CSc.; Doc. Ing. O. Záhorec, CSc.; Doc. Ing. S. Caban, CSc.: Mechanika III Dynamika. Bratislava: SNTL 1988, 512s.(kapitola 11- Základy teorie rázu)
- [9] Ing. Zdeněk Koloc, CSc.; Ing. Miroslav Václavík, CSc.: VAČKOVÉ MECHANISMY. Praha: SNTL 1988, 379s. (Oddíl 12.1 – Kontaktní namáhání)

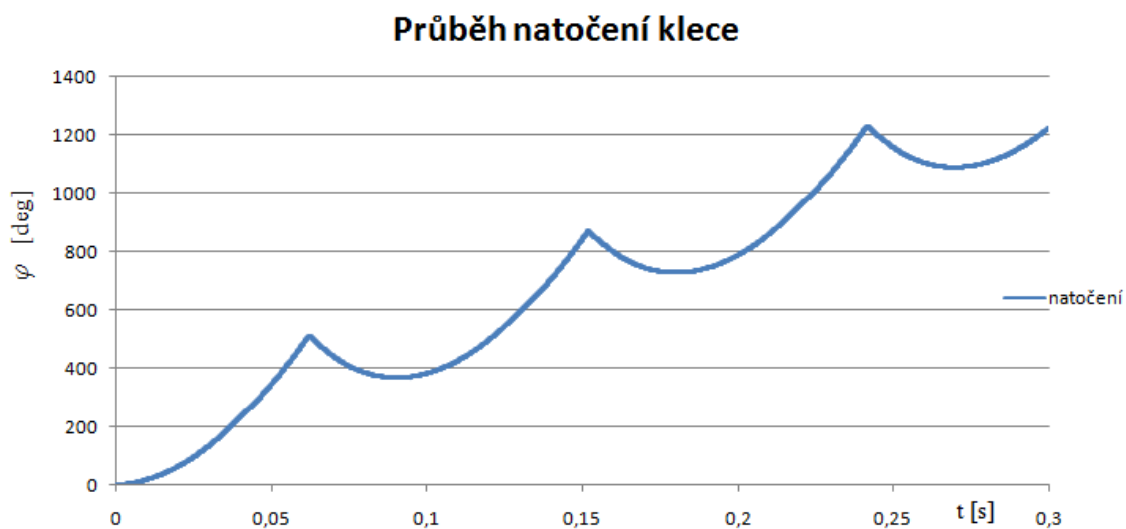
Seznam příloh

Příloha 1 – Grafy popisující chování jednotlivých částí bicího mechanismu

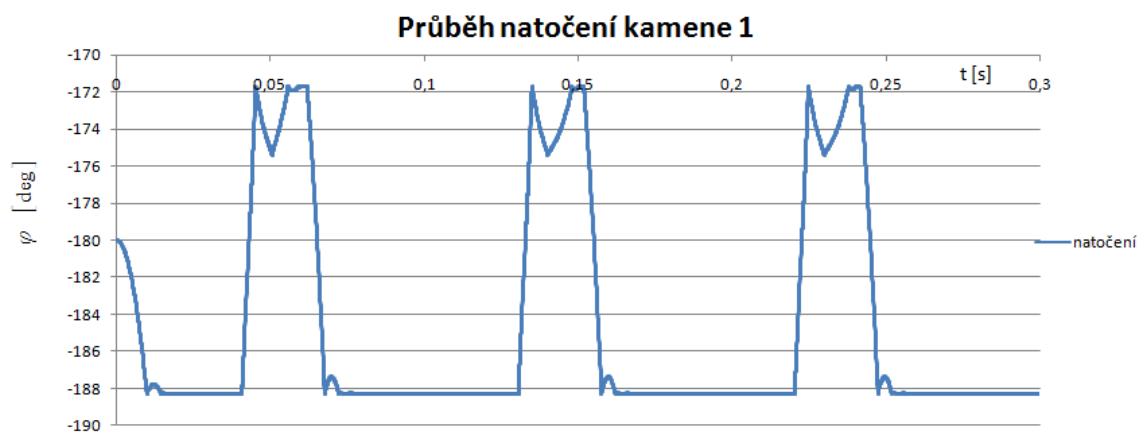
Příloha 2 – Výkresy součástí bicího mechanismu „Twin hammer“

Příloha 1

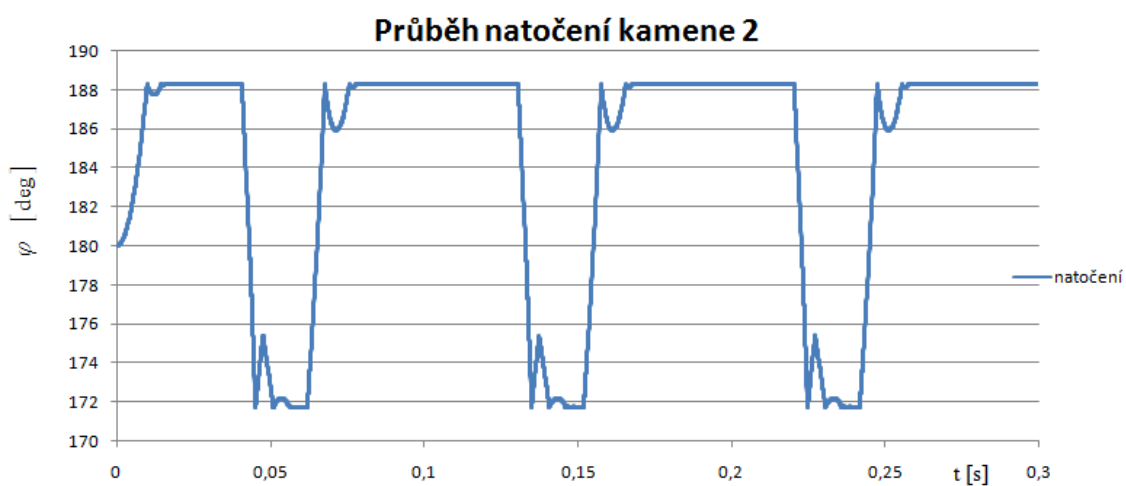
Grafy popisující chování jednotlivých částí bicího mechanismu



Obr. 48 Graf průběhu natočení klece



Obr. 49 Graf průběhu natočení kamene 1



Obr. 50 Graf průběhu natočení kamene 1

Příloha 2

Výkresová dokumentace bicího mechanismu „Twin hammer“