



VYSOKÉ UČENÍ TECHNICKÉ V BRNĚ
BRNO UNIVERSITY OF TECHNOLOGY



FAKULTA STROJNÍHO INŽENÝRSTVÍ
ÚSTAV AUTOMOBILNÍHO A DOPRAVNÍHO
INŽENÝRSTVÍ

FACULTY OF MECHANICAL ENGINEERING
INSTITUTE OF AUTOMOTIVE ENGINEERING

KYVADLO ČELISŤOVÉHO DRTIČE

PENDULUM JAW CRUSHER

DIPLOMOVÁ PRÁCE
MASTER'S THESIS

AUTOR PRÁCE
AUTHOR

Bc. JAKUB PITNER

VEDOUCÍ PRÁCE
SUPERVISOR

doc. Ing. JIŘÍ MALÁŠEK, Ph.D.

BRNO 2013

Vysoké učení technické v Brně, Fakulta strojního inženýrství

Ústav automobilního a dopravního inženýrství

Akademický rok: 2012/2013

ZADÁNÍ DIPLOMOVÉ PRÁCE

student(ka): Bc. Jakub Pitner

který/která studuje v **magisterském navazujícím studijním programu**

obor: **Automobilní a dopravní inženýrství (2301T038)**

Ředitel ústavu Vám v souladu se zákonem č.111/1998 o vysokých školách a se Studijním a zkušebním řádem VUT v Brně určuje následující téma diplomové práce:

Kyvadlo čelistového drtiče

v anglickém jazyce:

Pendulum jaw crusher

Stručná charakteristika problematiky úkolu:

Navrhněte konstrukci čelistového drtiče DC 110x70 se zaměřením na pevnostní návrh kyvadla. Proveďte optimalizaci tvaru a konstrukce kyvadla z hlediska zatěžujících sil.

Cíle diplomové práce:

Vypracovat technickou zprávu s návrhem drtiče a se srovnáním jednovzpěrných a dvouvzpěrných drtičů, s porovnáním konstrukce kyvadla - svarek vůči odlitku.

Nakreslit sestavný výkres drtiče.

Dle zvoleného kinematického modelu optimalizovat tvar a konstrukci kyvadla - s výsledkem výkresu kyvadla.

Seznam odborné literatury:

1. Duda Walter H. INTERNATIONALE. VERFAHRENSTECHNIK. DER ZEMENTINDUSTRIE. Bauverlag GmbH. Wiesbaden, Berlin. MacDonald Evans, London 1992.
2. Maláček J.: Stroje pro výrobu stavebních materiálů a stavebních dílců. VUT FSI, 2005.
3. Medek J.: Mechanické pochody. VUT FS, 1998. ISBN 80-214-1284-x.
4. Pacas B.: Teorie stavebních strojů, SNTL Praha, 1983.
5. Voštová V. -- TEORIE STAVEBNÍCH STROJŮ I,II. ČVUT v Praze. 1992.

Vedoucí diplomové práce: doc. Ing. Jiří Maláček, Ph.D.

Termín odevzdání diplomové práce je stanoven časovým plánem akademického roku 2012/2013.

V Brně, dne 14.11.2012

L.S

prof. Ing. Václav Píštěk, DrSc.
Ředitel ústavu

prof. RNDr. Miroslav Doupovec, CSc., dr. h. c.
Děkan fakulty



ABSTRAKT

Tato diplomová práce se zabývá konstrukčním návrhem kyvadla pro jednovzpěrný čelistový drtič DC 110x70 a skládá se z několika hlavních částí. První část je zaměřena na zpracování nerostných surovin, konkrétně na proces mechanického rozpojování. Druhá část porovnává charakteristické vlastnosti jednovzpěrných a dvouvzpěrných čelistových drtičů. Třetí část se věnuje konstrukčním uzlům drtiče DC 110x70. Další část tvoří návrhy dvou variant provedení kyvadla s porovnáním jejich výhod a nevýhod. Pro zvolenou variantu je provedena pevnostní kontrola Metodou konečných prvků (MKP) v programu I-DEAS. Poslední část řeší stavění výstupní štěrbiny drtiče při použití navrženého kyvadla.

KLÍČOVÁ SLOVA

čelistový drtič, dvouvzpěrný, jednovzpěrný, kyvadlo, odlévání, setrvačnick, svarek

ABSTRACT

This master thesis deals with structural design of pendulum for single toggle jaw crusher DC 110x70 and consists of several main parts. The first part focuses on the processing of mineral materials, especially on the process of mechanical uncoupling. The second part compares main characteristics of single toggle and double toggle jaw crushers. The third part deals with the structural nodes for the crusher DC 110x70. Another part is consisted of two variants for the pendulum construction with a comparison of the advantages and disadvantages. For the selected variant is carried out the stress control using Finite element method (FEM) in the program I-DEAS. The last part focuses on the positioning an exit slit for designed pendulum.

KEYWORDS

jaw crusher, double toggle, single toggle, pendulum, casting, flywheel, weldment



BIBLIOGRAFICKÁ CITACE

PITNER, J. *Kyvadlo čelistového drtiče*. Brno: Vysoké učení technické v Brně, Fakulta strojního inženýrství, 2013. 88 s. Vedoucí diplomové práce doc. Ing. Jiří Malášek, Ph.D.



ČESTNÉ PROHLÁŠENÍ

Prohlašuji, že tato práce je mým původním dílem, zpracoval jsem ji samostatně pod vedením pana doc. Ing. Jiřího Maláška, Ph.D. a s použitím literatury uvedené v seznamu.

V Brně dne 24. května 2013

.....

Jakub Pitner



PODĚKOVÁNÍ

Děkuji tímto panu doc. Ing. Jiřímu Maláškovi, Ph.D. za cenné připomínky a rady vedoucí ke zpracování diplomové práce. Poděkování patří také panu Ing. Jiřímu Juráskovi ze společnosti DSP Přerov spol. s r.o. za poskytnutí odborných informací týkajících se konstrukce a funkce čelistových drtičů. Děkuji také rodině a svým přátelům za podporu během studia.



OBSAH

Úvod	9
1 Zpracování nerostných surovin	10
1.1 mechanické rozpojování	10
1.1.1 Druhy namáhání zrn	10
1.1.2 Technické a ekonomické ukazatele zdrobňování	13
1.1.3 Stupeň rozpojení	13
1.1.4 Stroje pro drcení nerostných surovin	14
2 Čelist'ové drtiče	17
2.1 Základní terminologie	17
2.2 Dvouvpěrné čelist'ové drtiče	19
2.2.1 Působení namáhání ve dvouvpěrném čelist'ovém drtiči	22
2.3 Jednovpěrné čelist'ové drtiče	23
2.3.1 Působení namáhání v jednovpěrném čelist'ovém drtiči	27
2.4 Výsledné srovnání čelist'ových drtičů	28
2.5 Speciální druhy čelist'ových drtičů	28
3 Návrh čelist'ového drtiče	31
3.1 Volba pohonu	33
3.2 Návrh setrvačníků	34
3.3 Návrh svěrného hřídelového spojení	36
3.4 Výpočet zdvihu kyvadla	41
3.5 Výpočet výkonnosti drtiče	43
4 Návrh kyvadla	46
4.1 Základní kostra kyvadla	46
4.2 První varianta – svarek	49
4.2.1 Svařování	49
4.2.2 Výhody svarku	51
4.2.3 Nevýhody svarku	51
4.2.4 Podmínky konstrukce svarku	51
4.3 Druhá varianta – odlitek	54
4.3.1 Odlévání	54
4.3.2 Výhody odlitku	55
4.3.3 Nevýhody odlitku	55
4.3.4 Podmínky návrhu odlitku	55
4.4 Volba varianty návrhu	58
5 Pevnostní výpočet kyvadla	59



5.1	Kinematický model	59
5.2	Pevnostní analýza kyvadla metodou konečných prvků	60
5.2.1	Přiřazení tloušťek	61
5.2.2	Výsledky pevnostní analýzy	62
5.2.3	Bezpečnostní analýza	63
5.3	Optimalizace svarku kyvadla	67
5.3.1	Výsledky po optimalizaci kyvadla	68
6	Volba hydraulického zvedáku pro stavění výstupní šterbiny	71
	Závěr	77
	Seznam použitých zkratk a symbolů	79
	Seznam obrázků	85
	Seznam tabulek	87
	Seznam příloh	88



ÚVOD

Lidstvo se ve své historii snažilo vždy využívat různých metod, které by dokázaly ulehčit těžkou práci potřebnou ke zdrobnění hornin. Docházelo k zdokonalování nástrojů a různých vynálezů např. stoupy, což je zařízení využívající hnacího vodního kola k drcení a rozmělnění obilnin. Až do doby průmyslové revoluce, tedy vynálezu parního stroje, lidé využívali jako zdroj energie vodu, vítr nebo sílu zvířat k pohánění různých mlecích souprav. V roce 1858 přišel americký vynálezce Blake s konstrukcí stroje, který dokázal drtit velké balvany. Princip stroje spočíval v kolenové páce a byl vzdáleným předchůdcem dnešních dvouvzpěrných čelistových drtičů. Po tomto vynálezu se podařilo zkonstruovat složitější kuželový drtič, který pro svůj pohon vyžadoval větší zdroj parní energie. Na počátku 20. století začaly z USA přebírat zkušenosti i evropští konstruktéři. V Německu zdokonalili rychloběžnost strojů a značně tím zvýšili výkonnost. Začaly se profilovat jednotlivé podniky, které vyráběly jedinečné drtící stroje. V tehdejší Československu se výrobou strojů pro úpravu nerostných surovin zabývali v Přerově. Do konce 20. století prošel vývoj drtičů značným pokrokem a to nejen díky nástupu počítačů, které konstruktérům značně usnadnily práci. V současných moderních drtičích 21. století můžeme nalézt různé elektronické senzory vyhodnocující okamžitý stav při provozu i mimo provoz. Drtiče hrají důležitou roli ve stavebním průmyslu a speciálně v dnešní době, kdy se zabýváme recyklací a obnovitelnými zdroji, nabývá jejich význam na účelnosti.

Zpracování této diplomové práce je provedeno na základě zadání poskytnutého firmou DSP Přerov, spol. s r. o. Úkolem je navrhnout kyvadlo pro jednovzpěrný čelistový drtič DC 110x70 pro dané zatížení, vycházející z kinematického modelu drtiče. Práce se nezabývá detailní konstrukcí všech komponentů čelistového drtiče, ale snaží se vystihnout jejich funkční charakter.

Cílem této diplomové práce je navržení základních konstrukčních uzlů čelistového drtiče DC 110x70 a následné navržení kyvadla pro tento drtič. Návrh kyvadla bude odpovídat dvěma variantám - variantě svarku a variantě odlitku. U obou variant je provedeno vyhodnocení výhod a nevýhod s rozhodnutím výběru nejlepší volby pro zadaný drtič. V souladu se zadáním je také vypracování porovnání jednovzpěrných a dvouvzpěrných čelistových drtičů. Pro představu jsou uvedeny i speciální druhy čelistových drtičů, které se odlišují od konvenčního provedení běžně používaných jednovzpěrných či dvouvzpěrných typů.

Úvodní kapitola je věnována technologii zpracování nerostných surovin, zejména mechanickému rozpojování částic (zrn) a vhodné volbě použití rozpojovacího stroje v závislosti na stupni rozpojení. Další kapitoly pojednávají už o samotném čelistovém drtiči s významným zaměřením na kyvadlo.



1 ZPRACOVÁNÍ NEROSTNÝCH SUROVIN

Zpracování nerostných surovin je souhrn technologických činností, kterými přírodní kámen nebo vytěžený štěrkopísek získávají takové vlastnosti (tvar, velikost, čistotu atp.), aby mohly být použité především k výrobě stavebních hmot v betonárnách, asfaltovnách či výrobnách maltových směsí. Základním technologickým procesem při zpracování nerostných surovin je především mechanické rozpojování.

1.1 MECHANICKÉ ROZPOJOVÁNÍ

Během mechanického rozpojování nerostných surovin dochází působením vnějších sil ke zmenšování velikosti zrn zpracovaného materiálu. Uplatňuje se především tlakové nebo rázové (úderové) namáhání.

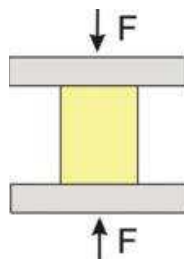
V závislosti na velikosti materiálu, jenž je přiváděn do procesu rozpojování, rozdělujeme drcení a mletí.

Drcení je mechanický proces zdobňování materiálu na speciálních strojích zvaných drtiče. Jedná se o zdobňování větších zrn s převahou jednoho způsobu namáhání. V lomech se rubanina přeměňuje na užitnou zrnitost (frakci) dle potřeby a použití. Vzhledem ke kusovitosti a fyzikálně-mechanických vlastností rubaniny může probíhat drcení postupně ve třech stupních. Prvním stupněm je primární drcení, které upravuje rubaninu na vstupní velikost, jenž je vyžadovaná pro další stupeň drcení. Sekundární drcení poté zdobňuje drcený materiál na zrnitost blízkou rozsahu požadované frakci s nižšími nároky na jakost produktu. Terciálním drcením se následně upravuje surová zrnitost na produkt o určité jakosti. Díky specifickým požadavkům na tyto produkty a s ohledem na vlastnosti drceného materiálu se vyrábí celá řada různých typů drtičů.

Mletí je mechanický proces zdobňování materiálu na speciálních strojích zvaných mlýny. Jedná se o zdobňování menších zrn s převahou jednoho způsobu namáhání. Výsledným produktem jsou zrna menšího průměru než 1 mm. Mlýny se dělí dle konstrukce na válcové, kolové, vertikální, úderové, pádové, vibrační a mlýny bez mlecích těles.

1.1.1 DRUHY NAMÁHÁNÍ ZRN

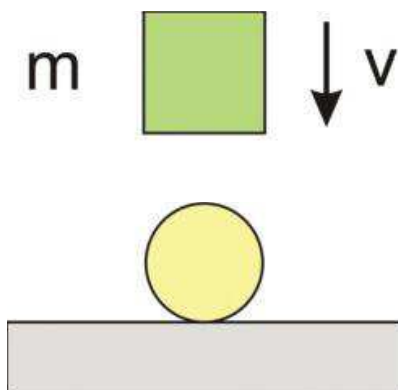
Namáhání tlakem – zrno je sevřeno mezi dvěma drtícími elementy a při překročení jeho pevnosti v tlaku dochází ke zdobnění. Tohoto namáhání využívají například čelistové drtiče, kde jeden element představuje pohyblivou čelist a druhým elementem je čelist pevná.



Obr. 1: Namáhání tlakem

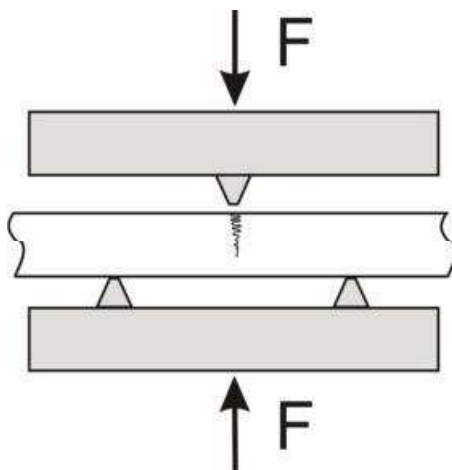


Namáhání úderem – nastává mezi zrnem a pracovním elementem při vysoké rychlosti namáhání a je dáno celkovou kinetickou energií všech pracovních elementů. Jako příklad může sloužit úder kladivem na nepohyblivé podložené zrno. Tento princip byl využíván především u dříve používaných drtičů.



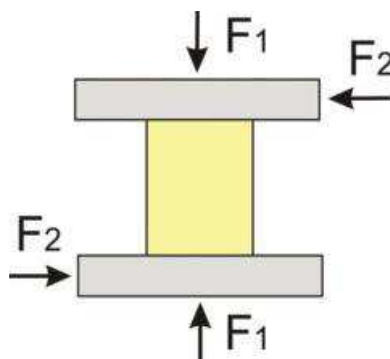
Obr. 2: Namáhání úderem

Namáhání ohybem – v zrně dochází k vyvolání velkých tahových napětí a tím pádem k narušení struktury zrna, vzniku trhlin a křehkých lomů. Namáhání ohybem se využívá při návrhu konstrukce drtičů. Drtící plochy jsou opatřeny rýhovanými čelistmi nebo různými výstupky a hroty, které vyvolávají štěpení drceného materiálu s větší produktivitou drcení.



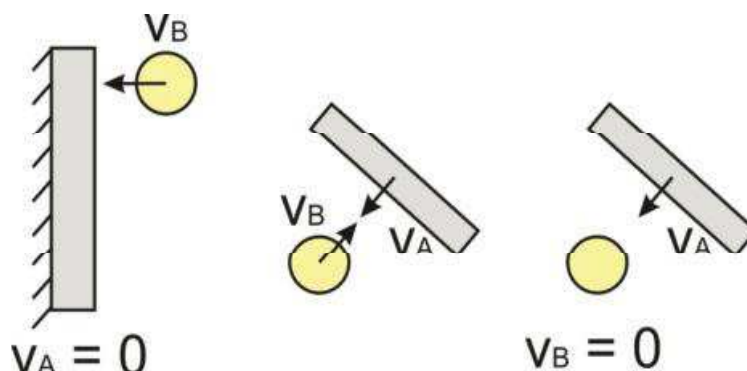
Obr. 3: Namáhání ohybem

Namáhání smykem – jde o namáhání třením povrchové plochy zrna. Tento druh namáhání se využívá zejména v kombinaci s takovým namáháním při rozpojování mletím.



Obr. 4: Namáhání smykem

Namáhání rázem – jde o dynamické namáhání zrna. Intenzita namáhání závisí na rychlosti namáhání. Rozeznáváme několik případů takového namáhání. V prvním případě naráží částice na pevný pracovní element. V druhém případě se jak částice, tak i pracovní element pohybují proti sobě s určitou rychlostí. Poslední možností je náraz pohybujícího se pracovního elementu do stojící částice. Ke zdrobňování dochází jen v případě, pokud uvolněná kinetická energie překoná hranici lomu namáhané částice. Při zpracovávání nerostných surovin jsou zrna zdrobňována rázy rychle pohybujících se drtících nástrojů. Mezi namáhání rázem můžeme zařadit i různé odrazy drcených částic, kdy jsou zrna prudce vržena na nepohyblivé pancéřové desky.



Obr. 5: Namáhání rázem

Skutečný průběh zdrobňování nerostných surovin v průmyslu je značně komplikovanější. Nedochází totiž k zdrobňení pouze jedné částice zrna. Surovina je vždy zdrobňována v hromadném množství, přičemž dochází k vzájemnému tření a nárazům částic. V jednom okamžiku tedy dochází ke kombinaci různých druhů namáhání zrn. Tento druh namáhání je využíván především u odrazových a kladivových drtičů.



1.1.2 TECHNICKÉ A EKONOMICKÉ UKAZATELE ZDROBNĚNÍ

Při navrhování zdrobňovacího stroje se uvažují tyto ukazatele:

- Výkonnost zařízení [$\text{t} \cdot \text{h}^{-1}$] popř. [$\text{m}^3 \cdot \text{h}^{-1}$]
- Výkon elektromotorů [kW]
- Hmotnost [t] popř. [kg]
- Specifická spotřeba elektrické energie [$\text{kWh} \cdot \text{t}^{-1}$] – jde o množství energie spotřebované pro zdrobnění 1 t materiálu.

1.1.3 STUPEŇ ROZPOJENÍ

Základním technickým parametrem pro použití vhodného typu drtiče nebo mlýnu je stupeň rozpojení s .

$$s = \frac{D_{\max}}{d_{\max}} \quad [-] \quad (1.1.3-1)$$

kde: sstupeň rozpojení [-]

$D_{\max}$maximální rozměr zrna před zdrobňováním [m]

$d_{\max}$maximální výstupní rozměr zrna po zdrobňování [m]

Čím vyšší stupeň rozpojení daný stroj má, tím více je materiál zdrobňován a snižuje se tím počet strojů řazených za sebou při návrhu technologického celku.

Tab. 1: Rozpojovací schopnosti drtičů [10]

Druh rozpojovacího stroje	Stupeň rozpojení
	s [-]
Válcové drtiče s hladkými válci	3 - 5
Válcové drtiče se zuby	4 - 10
Čelistové drtiče	3 - 10
Kuželové drtiče	6 - 25
Odrazové drtiče	10 - 40
Kladivové drtiče jednorotorové	10 - 15
Kladivové drtiče dvourotorové	15 - 40



Tab. 2: Základní druhy mechanického rozpojování [10]

Druh mechanického rozpojování		Velikost zdrobnělých zrn	Vhodný druh rozpojovacího stroje
		[mm]	
Drcení	hrubé (primární)	> 125	čelistový, kuželový ostroúhlý drtič
	střední (sekundární)	> 25	kuželový ostroúhlý drtič, kuželový tupouhlý drtič, odrazový drtič
	jemné	< 25	kladivový, válcový, odrazový drtič
Mletí	hrubé	< 3	tyčový, autogenní mlýn
	střední	0,08 až 0,8	kulový, bubnový, autogenní mlýn
	jemné	0,03 až 0,08	kulový-troubový mlýn
	velmi jemné	0,01 až 0,03	kulový-troubový, vibrační mlýn
		0,003 až 0,01	koloidní, tryskový mlýn

1.1.4 STROJE PRO DRCENÍ NEROSTNÝCH SUROVIN

Nerostné suroviny nebo také recyklovaný stavební materiál drtíme tlakovým nebo dynamickým způsobem. Tlakové drcení je charakteristické rozpadem větších zrn na menší za působení tlaku drtících ploch. Dynamické drcení je typickým příkladem namáhání drcených zrn rázem.

Skupina tlakových drtičů:

- čelistové drtiče
 - ☐ dvouvzpěrné
 - ☐ jednovzpěrné
 - ☐ zvláštní typy
- kuželové drtiče
 - ☐ ostroúhlé
 - ☐ tupouhlé
 - ☐ inerční
 - ☐ zvláštní typy
- válcové drtiče
 - ☐ dvouválcové hladké
 - ☐ dvouválcové s protinoží
 - ☐ jednoválcové
 - ☐ dvoustupňové



Jak již název napovídá, tlakové drtiče využívají k rozpojení zrna tlakového působení drtících nástrojů. U kuželových a čelistových drtičů je materiál drcen střídavým přibližováním pohyblivé čelisti k pevné čelisti. Pro válcové drtiče je drcení charakterizováno změnou vzdáleností mezi povrchem drtících válců. Hlavním činitelem, který se podílí na rozpojení zrna, je tzv. drtící síla. Její hodnota musí být taková, aby došlo ke štěpení zrna. Její změna závisí částečně na zdvihu a rychlosti kývání pohyblivé čelisti, velikosti výstupní štěrbiny, tvaru čelistí a také na samotné štěpnosti materiálu. Rozbor silového zatížení reprezentující skupinu tlakových drtičů si provedeme podrobněji v kapitolách 2.2.1 a 2.3.1.



Obr. 6: Jednovzpěrný čelistový drtič firmy Telsmith [14]

Skupina dynamických drtičů:

- kladivové drtiče
- odrazové drtiče
- metací drtiče
- zvláštní typy

Dynamické drtiče využívají ke zdrobňování materiálu kinetickou energii pohybujícího se zrna nebo pracovního elementu nebo obou zároveň. Pokud má nastat rozpojení, je nutné, aby kinetická energie v okamžiku styku drceného materiálu s pracovním elementem odpovídala minimálně práci potřebné k rozpojení drceného zrna. Tato podmínka je dána vztahem:

$$\frac{1}{2} \cdot m \cdot v^2 \geq A_{roz} \quad [J] \quad (1.1.4-1)$$



kde: m hmotnost zrna nebo pracovního element nebo obou (závislost na konkrétním případě) [kg]

v relativní rychlost zrna k pracovnímu elementu nebo pracovního elementu k zrna [$\text{m}\cdot\text{s}^{-1}$]

A_{roz} rozpojovací práce [J]

Dynamické drtiče mají výhodu v menší měrné spotřebě energie než drtiče kuželové nebo čelist'ové. Toto je dáno tím, že se zrna rázy rozpadají v místech nejmenší soudružnosti. Naopak obecně u tlakových drtičů průběh drcení určuje okamžitá poloha zrna mezi pracovními elementy, což vyžaduje vyšší hodnotu energie.



Obr. 7: Odrazový drtič firmy DSP Přerov [9]



2 ČELISTOVÉ DRTIČE

Čelistový drtič je stroj, který se používá hlavně pro hrubé a střední (primární a sekundární) drcení nelepivých tvrdých materiálů s vysokou pevností v tlaku. Mezi tyto materiály patří například těžko drtitelný lomový kámen a rudy. Materiál se drtí mezi dvěma čelistmi a to střídavým přibližováním jedné čelisti ke druhé. Jedna čelist se tedy pohybuje – pohyblivá čelist a druhá zůstává stát – pevná čelist.

2.1 ZÁKLADNÍ TERMINOLOGIE

Rám drtiče tzv. fréma je tvořena buďto odlitkem nebo je sestavená ze svařených či sešroubovaných silnostěnných plechů. Přední a zadní část frémy tvoří tzv. čela, která jsou spojena bočnicemi. Další charakteristickou částí každého drtiče jsou drtící čelisti. Jedná se o desky z manganové oceli, která je vysoce odolná proti otěru zpracovávaného materiálu. Drtící čelisti rozdělujeme na pevnou a pohyblivou čelist. Pohyblivá čelist je uložena na kyvadle, jenž koná kývavý pohyb. Pevná čelist je uložena na rámu drtiče. Boční klíny připevněné také k rámu drtiče (k bočnicím) společně s drtícími čelistmi určují **drtící komoru**.

Jedním ze základních parametrů drtiče je **vstupní otvor**. Tento prostor vymezují vnitřní rozměry horní hrany drtících čelistí a bočních klínů. Někteří výrobci drtičů započítávají do tohoto rozměru i tloušťku bočních klínů připevněných k bočnicím. Vstupní otvor má většinou obdélníkový tvar, výjimečně čtvercový tvar. Dle rozměrů vstupního otvoru označuje většina výrobců velikost drtiče. Rozměr bývá uváděn v milimetrech nebo v centimetrech. Našemu zadání odpovídá 110 x 70 cm, kde vstupní otvor má šířku 110 cm a délku 70 cm.

Dle velikosti vstupního otvoru můžeme určit **velikost maximálních kusů drceného materiálu**. Základní rozměr zrna (kusu) stanovuje tzv. trojrozměrný osový kříž. Délky os jsou určeny rozměry opsaného rovnoběžnostěnu zrna (kusu). Nejdelší osa poté představuje délku zrna „x“, střední délka osy představuje šířku zrna „y“ a nejkratší osa představuje tloušťku zrna „z“. Dílčími rozměry jsou tedy délka a šířka zrna, které by neměly překročit 80 % rozměrů délky a šířky vstupního otvoru do drtiče. Případným nedodržením by mohlo dojít k zahlcení drtiče.

Místo, kde drcený materiál opouští prostor mezi čelistmi, označujeme jako **výstupní štěrbinu**. Možný rozsah nastavení výstupní štěrby je důležitý regulační parametr. V podstatě jde o mezeru mezi spodními hranami drtících čelistí. Výstupní štěrbina má dva extrémní stavy. K prvnímu stavu dochází při sevření tzv. sevřená výstupní štěrbina (css = closed site setting). K druhému stavu dochází při rozevření tzv. rozevřená výstupní štěrbina (oss = open site setting). Výrobci čelistových drtičů často využívají použitých zkratk. **Zdvih kyvadla** je následně určen rozdílem velikostí sevřené a rozevřené výstupní štěrby.

$$z = css - oss \quad [\text{m}] \quad (2.1-1)$$

kde: z zdvih kyvadla [m]

css..... sevřená výstupní štěrbina [m]

oss..... rozevřená výstupní štěrbina [m]

Čím vyšší máme zdvih, tím větší je výkon drtiče. Velikost zdvihu (s velikostí výstupní štěrby) nám dává velikost výstupní plochy, která určuje, kolik materiálu může nakonec projít ven z drtiče.

Velikost zdvihu společně s nastavením výstupní štěrby ovlivňuje také zrnitost produktu drcení. Pohyblivá čelist koná kývavý pohyb o velikosti zdvihu a střídavě tedy mění šířku výstupní štěrby. Větší šířka výstupu z drtící komory způsobuje produkci větších zrn. Velikost výstupní štěrby můžeme měnit. Tento proces se nazývá **stavění výstupní štěrby**. Stavění můžeme provádět hydraulicky nebo také mechanicky. Při hydraulickém stavění překonává hydromotor sílu tažné pružiny a přitom uvolňuje zadní pánev vzpěrné desky, za kterou se dle potřeby můžou přidat (odebrat) podpěrné podložky, které upraví rozměry štěrby. Mechanické stavění výstupní štěrby je obdobný proces, kde funkci hydromotoru plní stavěcí šroub. Určité druhy drtičů mají kromě podpěrných podložek také protisměrně uložené klíny, které umožňují plynulou regulaci nastavení velikosti výstupní štěrby.

V následující části si více charakterizujeme čelisti drtiče. Jedná se o drtící nástroje, které jsou v přímém kontaktu s drceným materiálem. Čelisti se vyrábí odléváním manganové oceli, přičemž někdy využíváme rozdílný obsah manganu (12-20%) pro ovlivnění vlastností odlitku. Vysoce legovaná manganová ocel je vhodná k drcení vysoce abrazivních materiálů, zato manganová ocel s nižším obsahem manganu vystačí například k drcení méně abrazivního materiálu např. vápence. Výrobci také dodávají rozdílné tvary povrchu čelistí. Příklady můžeme vidět na *obr. 8*, kde postupně zleva doprava je čelist s tupými zuby, hrubě vlnitá čelist, čelist s ostrými zuby, čelist s temovacími drážkami a jemně vlnitá čelist. Dochází i k různým kombinacím rozdílných typů povrchů pohyblivé a pevné čelisti.



Obr. 8: Typy čelistí [15]

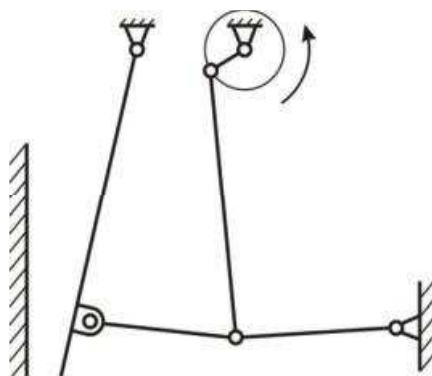
Za zmínku stojí i tvar drtícího prostoru mezi čelistmi. V klasické koncepci se u některých čelistových drtičů udržuje přímý tvar čelistí. Z výrobních důvodů je tento tvar výhodný, avšak pro samotný proces drcení je lepší použít nerovného (prohnutého, obloukového) tvaru čelistí. Podle Taggartovy teorie dochází při práci drtiče k zahlcování prostoru mezi přímými čelistmi, jelikož výstupní štěrbina nestačí odvádět drcený materiál, který je předdrcen v horní části drtícího prostoru. Výhoda nerovného tvaru čelistí je především v tom, že drtič produkuje na výstupu více zrn než u přímého tvaru čelistí.

Díky otěru dochází k většímu opotřebení čelistí blíže k výstupní štěrbině, proto se čelisti vyrábějí tak, aby se daly otočit a mohla se využít jejich zadní strana. Dle velikosti drtiče se vyrábějí čelisti jednodílné, dvoudílné a vícedílné.



2.2 DVOUVZPĚRNÉ ČELISTOVÉ DRTIČE

Poprvé zkonstruovány americkým vynálezcem panem Blakem před více než 145 lety. S historického hlediska se tedy opírají o značný konstrukční vývoj, hlavní princip však zůstává stejný. Konstrukční uspořádání dvouvzpěrných čelistových drtičů je určeno pro drcení velmi pevných, vysoce abrazivních a houževnatých materiálů s pevností v tlaku až 400 MPa.



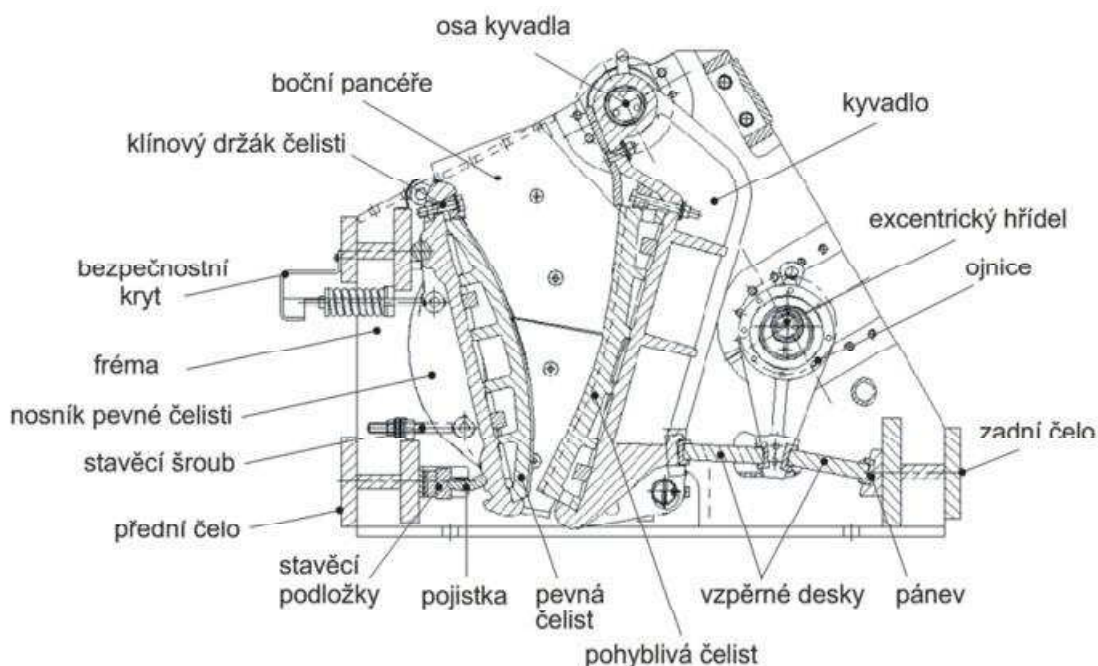
Obr. 9: Kinematické schema dvouvzpěrného čelistového drtiče [2]

Základní princip dvouvzpěrného čelistového drtiče spočívá v uložení jeho kyvadla, které je zavěšené na svém vlastním hřideli, přičemž koná kývavý pohyb působením hnacího mechanismu od motoru přes setrvačnick na ojnici a dvojici vzpěrných desek. Tento proces má za následek vykonání nejdelší dráhy pohyblivé čelisti na výstupu a nejmenší dráhy na vstupu. Toto konstrukční řešení má podstatný vliv na provozní odolnost a tím relativně dlouhou životnost v nejtěžších provozních podmínkách, a proto je výhodné jejich použití především v lomech, kde se drtí horniny s vysokou pevností. Jsou však výrobě nákladnější než jednovzpěrné čelistové drtiče, a proto se v poslední době už většina výrobců nezabývá dalším vývojem dvouvzpěrných čelistových drtičů. Tento fakt souvisí i s požadavky provozovatelů na mobilní a semimobilní drtící jednotky. Těmto požadavkům vyhovují především lehčí a konstrukčně jednodušší jednovzpěrné čelistové drtiče.



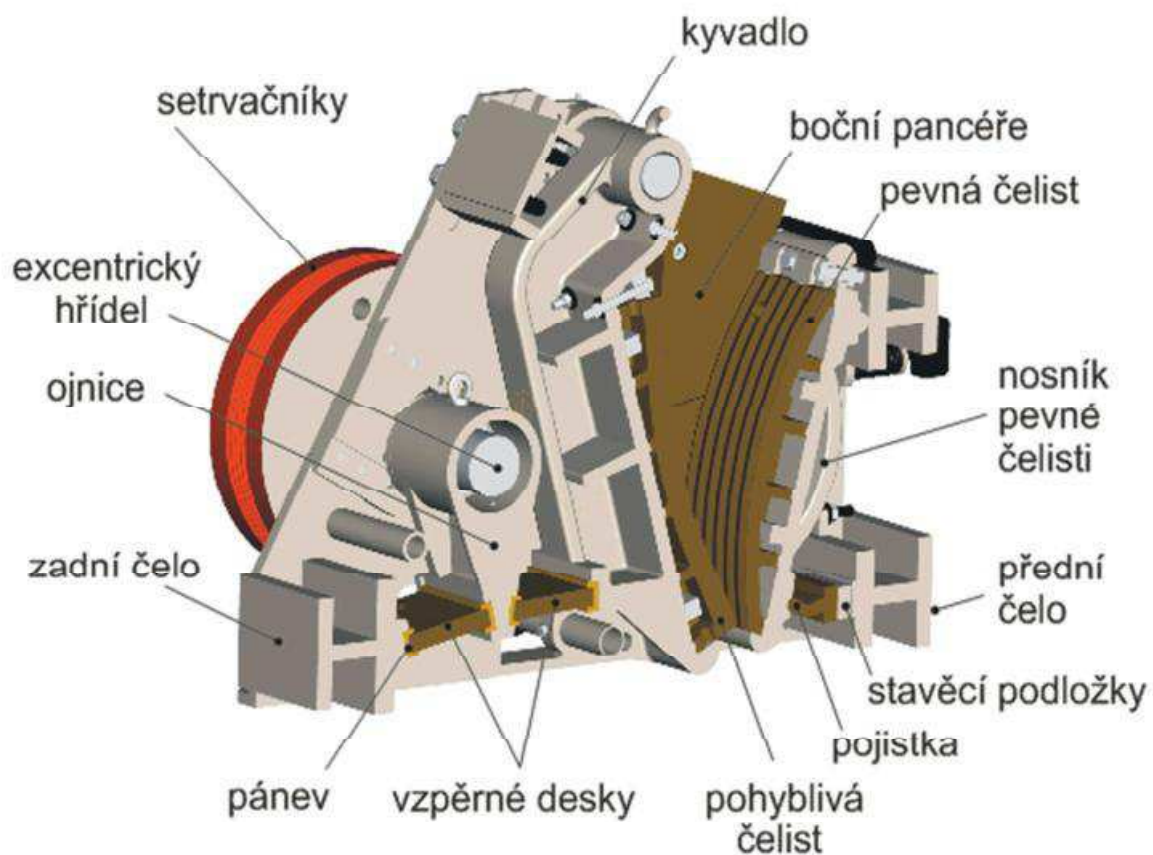
Obr. 10: Dvouvzpěrný čelistový drtič [18]

Dále se zaměříme na konstrukční prvky drtiče. Ve frémě je usazena pevná čelist s bočními klíny. Na kyvadle je připevněná pohyblivá čelist. Kyvadlo je poté zavěšené na hřídeli. Ve své spodní části je kyvadlo uváděné do pohybu hnacím mechanismem, který se skládá z přední a zadní vzpěrné desky, excentrického hřídele se setrvačníky a ojnice. Vzpěrné desky jsou usazeny v pánvích. Přední vzpěrná deska je opřena jednou stranou o kyvadlo a druhou stranou o ojnici. Zadní vzpěrná deska je opřena o ojnici a zadní čelo frémy drtiče. Mezi předním čelem a nosníkem pevné čelisti je u moderních drtičů umístěn mechanismus k stavění velikosti výstupní šterbiny. Zdvih závisí na úhlu sklonu vzpěrných desek a na excentricitě výstředníkového hřídele.

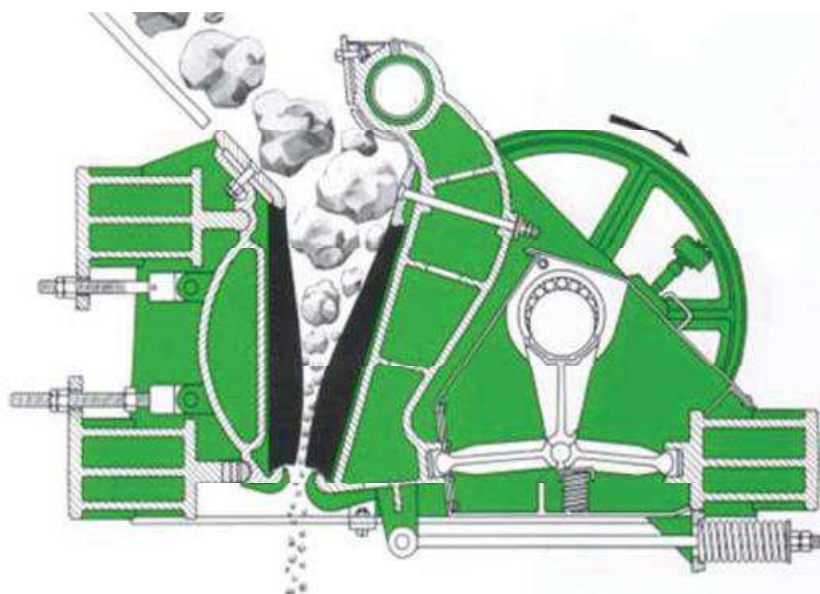


Obr. 11: Řez dvouvzpěrným čelistovým drtičem

Způsob zajištění drtiče vůči nedrtitelným předmětům je řešen lámací pojistnou deskou umístěnou mezi nosníkem pevné čelisti a předním čelem. Každý výrobce má své specifické konstrukční provedení, které má své výhody a nevýhody – liší se náročností na provozní obsluhu, spolehlivostí, výkonností, životností náhradních dílů a dalšími aspekty. Konkrétní drtič se vybírá nejen podle předpokládaného nasazení, ale také podle ceny stroje a ceny náhradních dílů.

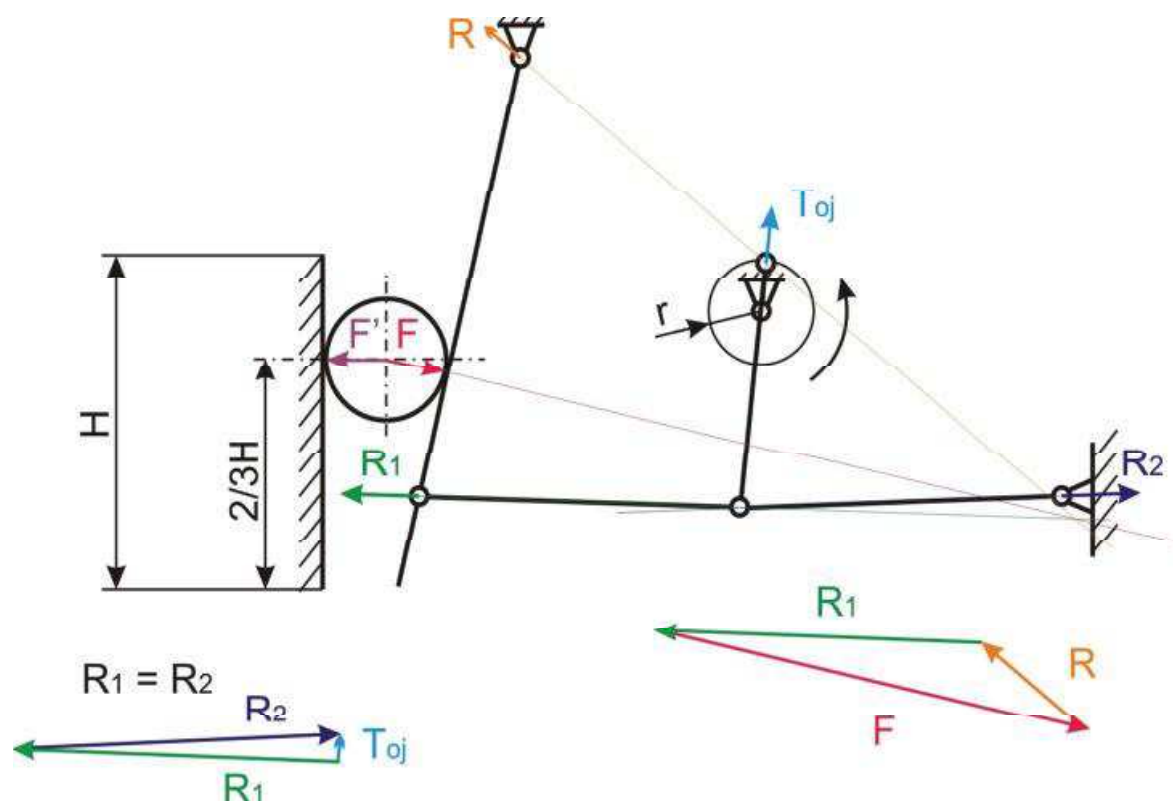


Obr. 12: 3D řez dvouvzpěrným čelistovým drtičem



Obr. 13: Proces drcení [12]

2.2.1 PŮSOBNÍ NAMÁHÁNÍ VE DVOUVZPĚRNÉM ČELISTOVÉM DRTIČI



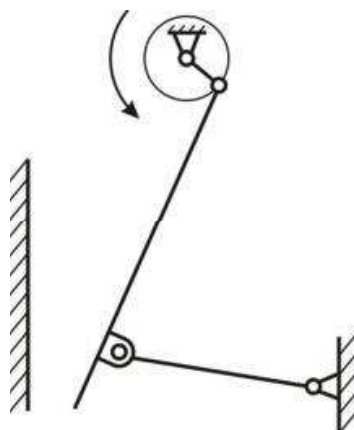
Obr. 14: Silový rozklad dvouvpěrného čelistového drtiče

kde:	R reakce v závěsu kyvadla	[MN]
	R_1 síla ve vzpěrné desce	[MN]
	R_2 síla ve vzpěrné desce	[MN]
	r excentricita výstředníkového hřídele	[mm]
	T_{oj} tah v ojnici	[MN]
	F drtící síla	[MN]
	F' drtící síla	[MN]
	H výška drtícího prostoru	[mm]

Z rozkladu sil vyplývá, že výstředníkový hřídel a jeho ložiska jsou namáhána silou T v ojnici. Tato síla je díky pákovému převodu zjevně menší než síla drtící F , což ve výsledku způsobuje nižší zatížení excentrického hřídele a ložisek. V tomto případě silového rozkladu neuvažujeme působení třecí síly F_T .

2.3 JEDNOVZPĚRNÉ ČELISTOVÉ DRTIČE

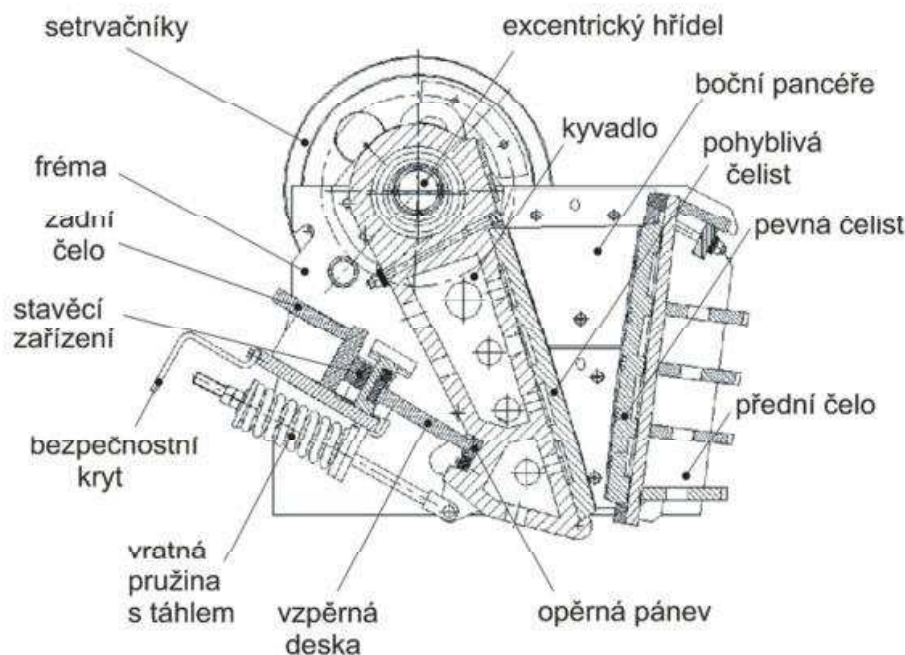
Jedná se o nejrozšířenější typ drtičů používaných při výrobě kameniva. Tyto drtiče jsou určeny k drcení materiálů s pevností v tlaku do 350 MPa. Na rozdíl od dvouvpěrného čelistového drtiče je kyvadlo zavěšené přímo na excentrickém hřídeli. Díky tomuto řešení urazí čelist nejdelší dráhu pohybu ve vstupním otvoru a u výstupního otvoru nejmenší dráhu. To má za důsledek snížení rizika zablokování drtiče velkými kusy materiálu u vstupu. Pro výstup platí limitace propadu větší částice, než je dovoleno štěrbinou.



Obr. 15: Kinematické schéma
jednovzpěrného čelistového drtiče [2]

Hnací mechanismus jednovzpěrného čelistového drtiče tvoří dva setrvačníky, které jsou usazené na koncích excentrického hřídele. Jeden ze setrvačnicků má drážky pro klínové řemeny, jenž slouží k přenosu motorického pohonu drtiče. Díky tomuto přenosu se po spuštění motoru přenáší krouticí moment z motoru na setrvačnick, který je pomocí unášече připevněn na excentrickou hřídel drtiče. Pohon dodává po roztočení setrvačnicků i zpětnou energii, kterou setrvačnický ztrácejí při překonávání odporu drceného materiálu. Výkonnost drtiče je závislá na počtu otáček. Čím má drtič vyšší otáčky, tím má i vyšší výkonnost. Při volbě pohonu bereme v úvahu největší zatížení drtiče. Nejčastěji používáme elektrické nebo hydraulické motory.

Dále se zaměříme na konstrukční prvky jednovzpěrného čelistového drtiče. Fréma je dělená a je tvořena bočnicemi ze silných ocelových plechů, ocelolitinového předního čela a zadního nosníku. Jednotlivé dílce jsou pospojovány pomocí šroubových spojů. Jednou z hlavních součástí je excentrický hřídel, na němž je uloženo kyvadlo. Celá hřídel je umístěna v ložiscích na bočnicích frémy drtiče. Vlivem excentricity (výstřednosti) dochází ke kývavému pohybu kyvadla, což způsobuje požadovaný pohyb vyvolávající drcení. Pohyb horní hrany kyvadla připomíná kruhovitý tvar, zato pohyb spodní hrany kyvadla je podobný elipse. Tato situace má za následek zdržení materiálu u výstupní štěrbině, což způsobuje dodrcení. Proto také dochází k většímu opotřebení čelistí na výstupu z drtiče. Čím je menší výstupní štěrbina, tím je větší náchylnost k opotřebení. Excentrický hřídel se otáčí ve směru do drtící komory, protože tím dochází k vtahování drceného materiálu směrem k výstupu z drtiče.

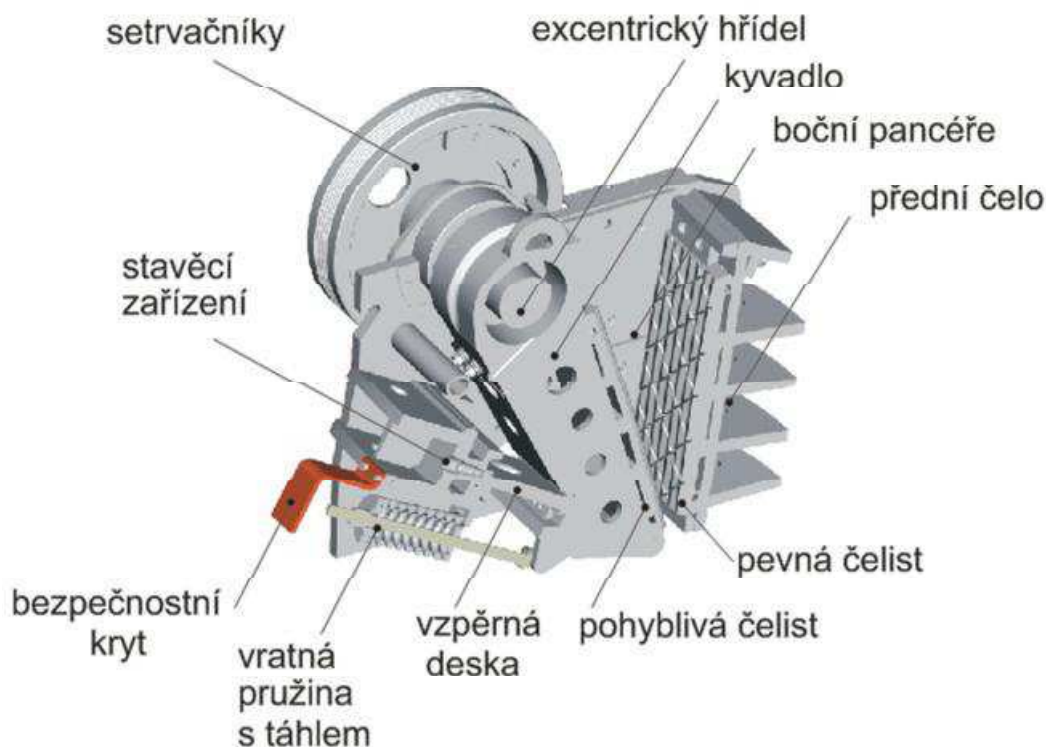


Obr. 16: Řez jednovzpěrným čelistovým drtičem

Kyvadlo je podepřeno vzpěrnou deskou, která je z obou stran usazena v pánvích. Přitlačení kyvadla ke vzpěrné desce je realizováno pomocí táhla s pružinou. Pánve rozdělujeme na třecí, které vyžadují mazání a pánve odvalovací bez nutnosti mazání.

Důležitým konstrukčním parametrem je umístění vzpěrné desky. Ta může být kolmo nebo skloněná směrem dolů nebo směrem vzhůru k rovině pohyblivé čelisti. Při kolmé poloze nedochází ke změně šířky výstupní štěrby během otáčky excentrického hřídele. Takové drtiče disponují malým výkonem a slouží k jemnému drcení, využívají se jen výjimečně. Vzpěrná deska nakloněná směrem dolů má své využití u velkých čelistových drtičů, které jsou určeny k primárnímu drcení. A nakonec vzpěrná deska skloněná směrem vzhůru bývá využívána u drtičů pro střední a jemné drcení. Sklon vzpěrné desky nám určuje velikost zdvihu. Jak již bylo řečeno výše, zdvih je určen jako rozdíl rozevřené a sevřené výstupní štěrby.

Vzpěrná deska obdobně jako u dvouvzpěrných čelistových drtičů plní funkci ochrany drtiče vůči nedrtitelným předmětům. Mezi nedrtitelné předměty řadíme ocelové kusy, které se spolu s drceným materiálem dostanou do drtičího prostoru. Jako příklad můžeme uvést kousky vrtacího nářadí, diamantové korunky, zuby z bagru a jiné předměty. Při vniknutí takovéto části dochází k extrémnímu přetížení vzpěrné desky, která následně praskne. To vyvolá efekt uvolnění podepřeného kyvadla a následné rozevření výstupní štěrby. Obsah drceného materiálu uvnitř drtičí komory poté propadá ven. Obsluhující pracovníci poté vloží novou vzpěrnou desku a uvedou drtič do provozu. Takovéto zabezpečení poškodí pouze vzpěrnou desku a ostatní části drtiče zůstávají bez poškození plně funkční. Z ekonomického hlediska tak není ztráta příliš vysoká. Problémem zůstává dočasné odstavení drtiče z provozu, do doby než pracovníci vymění vzpěrnou desku.

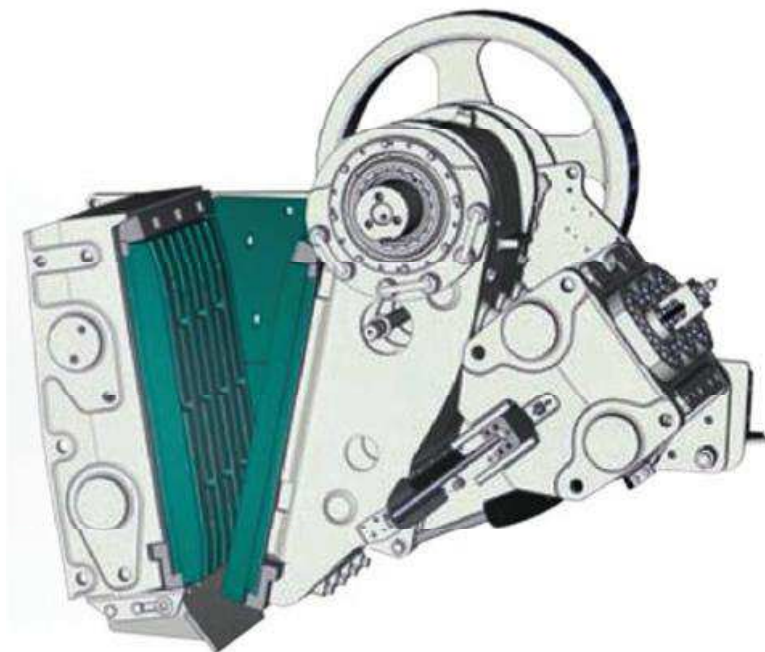


Obr. 17: 3D řez jednovzpěrným čelistovým drtičem

Další pojistka může být umístěna v náboji setrvačnicků. Setrvačnick je uložen otočně volně na hřídel, kde je naklínované rameno pojistky. Pojistka je tvořena spojkami, které jsou za provozu přitlačeny destičkami k setrvačnicku. Při přetížení dochází k uvolnění pojistky vyklouznutím spojek a následnému přerušení pevného spojení setrvačnicku z hřídelí, čímž se přeruší hnací síla a setrvačnick běží naprázdno. Kyvadlo ztratí energii a zastaví se.



Obr. 18: Pojistné zařízení v setrvačnicku [10]

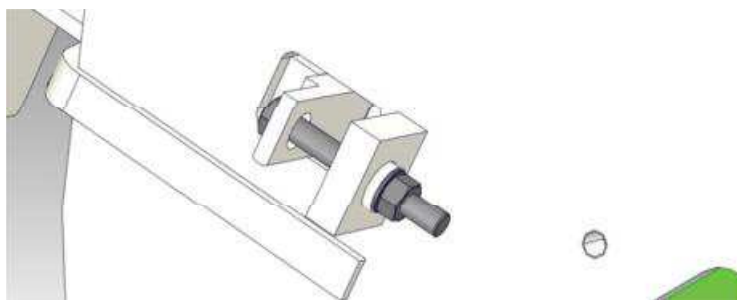


Obr. 19: Systém hydraulického uvolnění čelisti firmy Metso [13]

Nejnovějším jištěním při vniknutí nedrtitelného materiálu je hydraulické uvolnění čelisti. Někteří výrobci umísťují hydraulické válce na pevnou čelist' a jiní je instalují přímo za kyvadlo. Na *obr. 19* je pojistný systém čelist'ového drtiče firmy Metso, který se stává ze tří hydraulických válců a ultrazvukového senzoru. V případě vniknutí nedrtitelného materiálu jako je například kus železa, dojde k uvolnění pojistného ventilu a odtoku oleje z válců. To má za následek rozevření výstupní štěrbiny a propad materiálu ven z drtícího prostoru. Senzor poté vyhodnotí situaci a pomocí hydraulických válců vrátí čelist zpět do původní polohy samočinně nebo mechanicky obsluhou stroje po stisknutí ovládacího tlačítka.

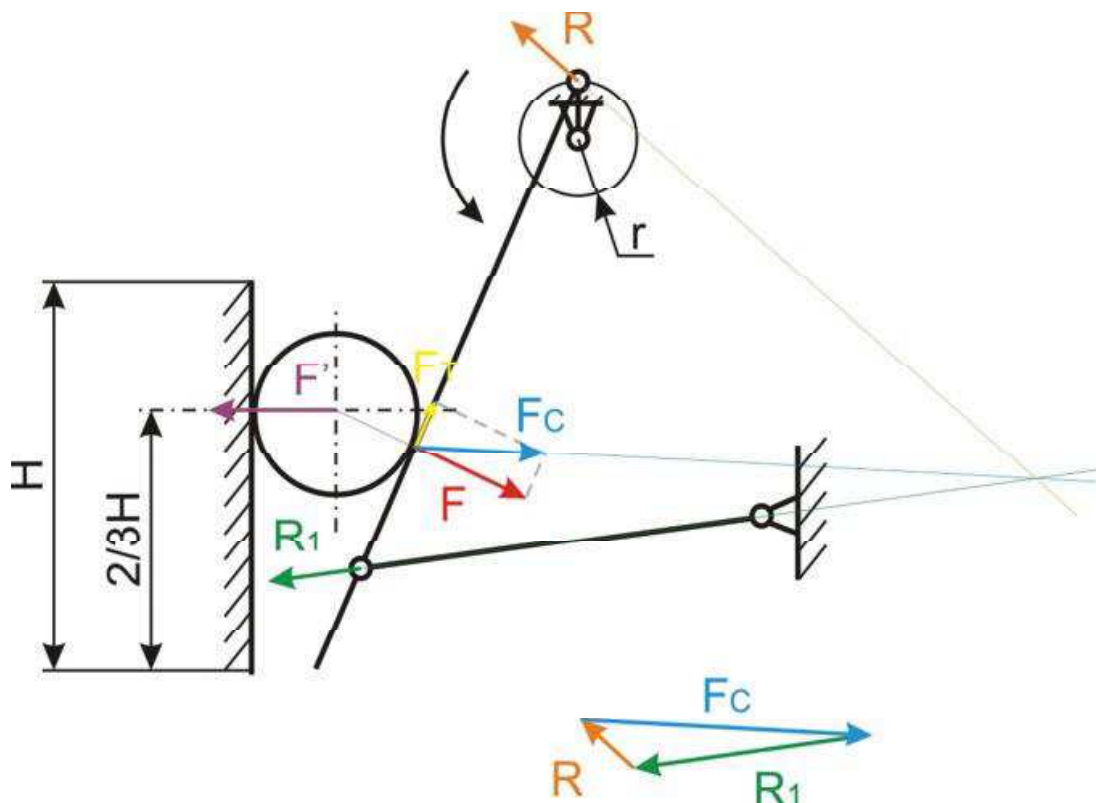
Především při primárním drcení nemůžeme nikdy vyloučit případný výskyt nedrtitelného materiálu uvnitř drtiče. Z tohoto důvodu jsou zajištění při vniknutí takového materiálu velmi důležitá pro předejití případných škod a finančních ztrát.

Stavění výstupní štěrbiny probíhá stejným způsobem, který již byl popsán v kapitole dvouvzpěrných čelist'ových drtičů. U jednovzpěrných čelist'ových drtičů manipulujeme obvykle s menšími silami, ale závisí samozřejmě na velikosti drtiče.



Obr. 20: Stavěcí šroub s podložkami

2.3.1 PŮSOBNÍ NAMÁHÁNÍ V JEDNOVZPĚRNÉM ČELISTOVÉM DRTIČI



Obr. 21: Silový rozklad jednovzpěrného čelistového drtiče

- kde: R reakce v závěsu kyvadla [MN]
 R_1 síla ve vzpěrné desce [MN]
 r excentricita výstředníkového hřídele [mm]
 F drtící síla [MN]
 F' drtící síla [MN]
 F_T třecí síla [MN]
 F_C celková drtící síla [MN]
 H výška drtícího prostoru [mm]

U jednovzpěrných čelistových drtičů odpadá převodový účinek vzpěrných desek, což má za následek větší namáhání výstředníkového hřídele a jeho ložisek. Díky tomu je nutné použití větších ložisek než u dvouvzpěrných čelistových drtičů. Nedoporučuje se proto drcení velmi pevných materiálů. V tomto případě silového rozkladu uvažujeme působení třecí síly F_T .



2.4 VÝSLEDNÉ SROVNÁNÍ ČELISTOVÝCH DRTIČŮ

V této kapitole si pro přehlednost shrneme ve zkratce nejdůležitější vlastnosti obou popisovaných typů čelistových drtičů. Výběr správného drtiče je v praxi nesmírně důležitý, obzvláště pokud se jedná o volbu primárního čelistového drtiče.

Dvouvpěrné čelistové drtiče (v porovnání s jednovpěrnými)

- nižší opotřebení čelistí
- nižší opotřebení bočních pancéřů
- nižší provozní náklady
- delší životnost ložisek
- nižší výška drtiče
- možnost drtit velmi pevné materiály

Jednovpěrné čelistové drtiče (v porovnání s dvouvpěrnými)

- nižší hmotnost
- nižší investiční náklady
- vyšší výkon
- lepší zpracování větších kusů materiálů
- kratší rozměr drtiče
- jednodušší konstrukce

2.5 SPECIÁLNÍ DRUHY ČELISTOVÝCH DRTIČŮ

Vedle dvou výše zmíněných typů čelistových drtičů se konstruktéři z celého světa snažili vytvořit i jiné druhy, které se však v praxi nějak výrazně neprosadily. V následující podkapitole si uvedeme některé tyto speciální čelistové drtiče.

Jedním z nich je zajisté dvouvpěrný čelistový drtič se složitým pohybem pohyblivé čelisti. Vyznačuje se tím, že na rozdíl od konvenčního provedení pevného hřídele nesoucího kyvadlo a pohyblivou čelist, má společně s ojnicí další excentrický hřídel. Tato konstrukce má za následek zvýšení pohybu horní polohy kyvadla, což způsobuje lepší vtahování drceného materiálu dovnitř drtícího prostoru.

Jihokorejská firma KUE-KEN uvedla čelistový drtič s velmi malým úhlem čelistí tzv. úhlem záběru. U tohoto drtiče dochází k částečnému odskakování zrn, které narážejí do čelistí. Pohyblivá čelist je téměř rovnoběžná s pevnou čelistí, což způsobuje klouzání drceného materiálu k výstupní štěrbině. Pevná čelist je navíc navýšená nad pohyblivou čelistí. Podmínkou takovéto konstrukce je značné zvýšení otáček hnacího hřídele, které se pohybuje



mezi $300 \div 400 \text{ min}^{-1}$. Zvýšením otáček dochází k úderovému drcení, kdy je materiál prudce vrhán proti pevné čelisti, štěpen na menší kusy a dodrcován pohyblivou čelistí. Předností tohoto drtiče je nižší spotřeba elektrické energie a rovnoměrný kubický tvar zrn. Jedná se o tzv. úderový čelistový drtič.

Konstrukce dvojčinných čelistových drtičů je charakteristická dvěma svislými pohyblivými čelistmi, z nichž má každá svůj vlastní excentrický hřídel umístěný ve spodní části. Pohon obou čelistí je synchronní s protisměrným otáčením. Horní části čelistí jsou opřené o dvě vzpěrné desky. Ochranou vůči nedrtitelným předmětům je vysunutí jedné z čelistí až o 100 milimetrů, což vyvolá propad veškerého drceného materiálu pod drtič. Mezi výhody patří vysoký stupeň drcení (až 20) a nepřerušovaný chod při vniknutí nedrtitelného materiálu.

Velmi neobvyklou konstrukcí je horizontální čelistový drtič. Drtící prostor je vymezen třemi plochami. Na bocích jsou dvě horizontální čelisti, které v půdorysu svírají úhel záběru. Spodní strana je tvořena článkovým podavačem, který vsunuje do drtící komory materiál. Obě čelisti se současně protisměrně pohybují. Hlavní výhodou horizontálního čelistového drtiče je jeho nenáročnost na výšku. Uplatnění nachází v drcení v podzemí. Mezi nevýhodu patří častá a složitá údržba podavače.



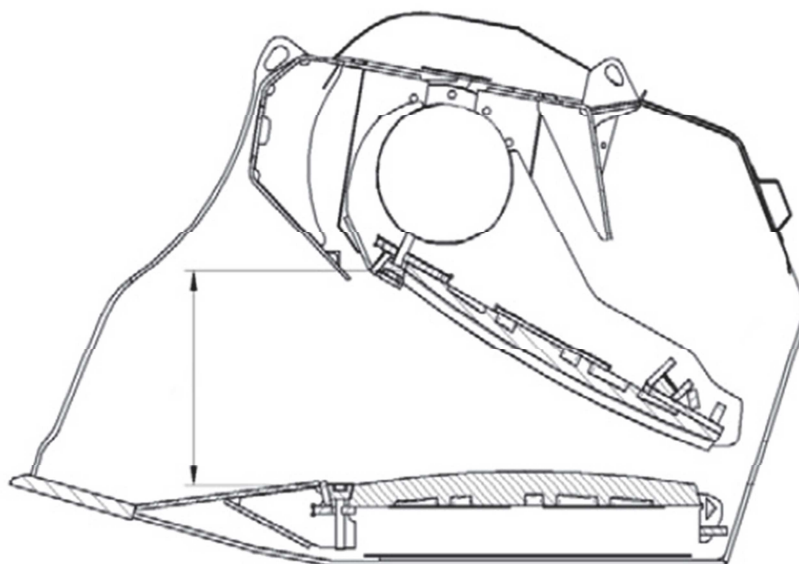
Obr. 22: Čelistový drtič firmy KUE-KEN [16]



Relativní novinkou ve stavebním průmyslu je čelistová drtící lžíce, která je u různých typů rypadel připevněna ke konci ramene. Uplatnění tohoto zařízení se nachází v recyklačních procesech při demolicích a na stavbách. Lžíce se využívá na drcení cihel, asfaltu, betonu i kamene. Výhodou je především mobilita rypadla. Mezi zápory patří vyšší náklady na provoz, limitace velikosti drceného materiálu při srovnání s čelistovým drtičem a omezení třídění drceného materiálu na frakce, což je výsadou třídící lžíce.



Obr. 23: Čelistová drtící lžíce [19]



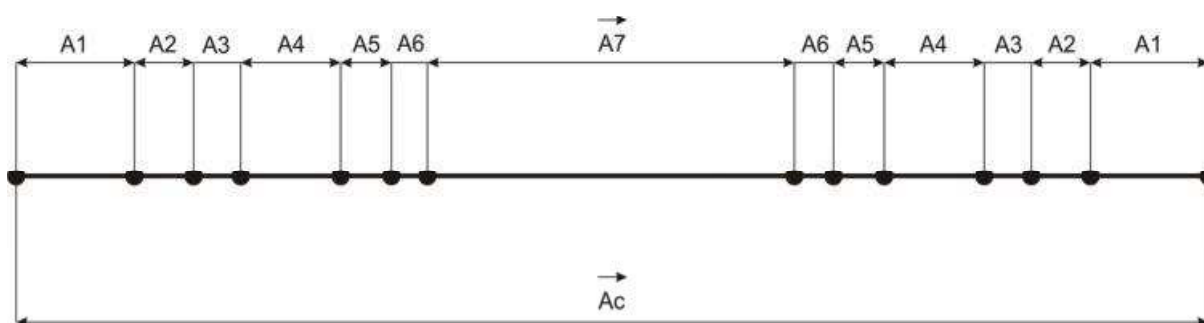
Obr. 24: Řez čelistovou drtící lžicí [19]

3 NÁVRH ČELISTOVÉHO DRTIČE

Při návrhu vycházíme z modelu již funkčního čelistového drtiče DC 95x70 firmy DSP Přerov. Důvodem je stejná velikost vstupního otvoru mezi čelistmi, jako je u zadání našeho drtiče, tedy 70 cm. Vstupní otvor se tak rozšíří pouze mezi bočnicemi drtiče. Pro tento účel rozšíření můžeme využít zjednodušenou konstrukční metodu rozměrového řetězce. Smyslem této metody je uspořádání dílčích komponentů na výstředníkové hřídeli, která představuje uzavřený okruh řetězce. Každá součást nebo prvek na součásti představuje tzv. člen rozměrového řetězce A_i . Ve srovnání s verzí drtiče DC 95x70 dojde ke zvětšení členu A_7 , jenž představuje rozměr šířky kyvadla a také nastane prodloužení výstředníkové hřídele v nejširším místě. Oba tyto členy zvětšíme o 15 cm (150 mm), což nám ve výsledku dá požadovaný vstup 110x70. Rozměry ostatních členů zůstávají zachované beze změny. Pro grafickou úpravu zavedeme následující značení nad jednotlivými členy:

→..... zvětšující se člen

←..... zmenšující se člen



Obr. 25: Schéma členů rozměrového řetězce

Popis dílů (součástí) uložených na výstředníkovém hřídeli:

A1..... délka setrvačníku [mm]

A2..... délka labyrintu [mm]

A3..... délka víka [mm]

A4..... délka tělesa ložisek [mm]

A5..... délka labyrintu [mm]

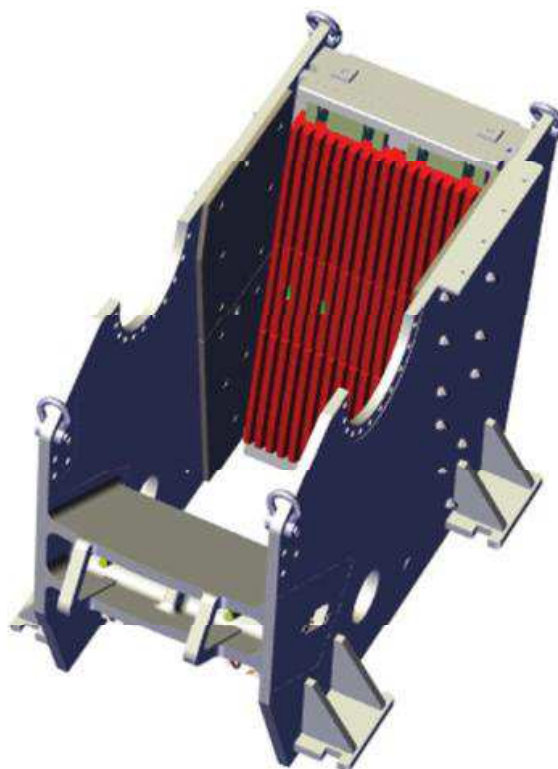
A6..... délka víka kyvadla [mm]

A7..... délka kyvadla [mm]

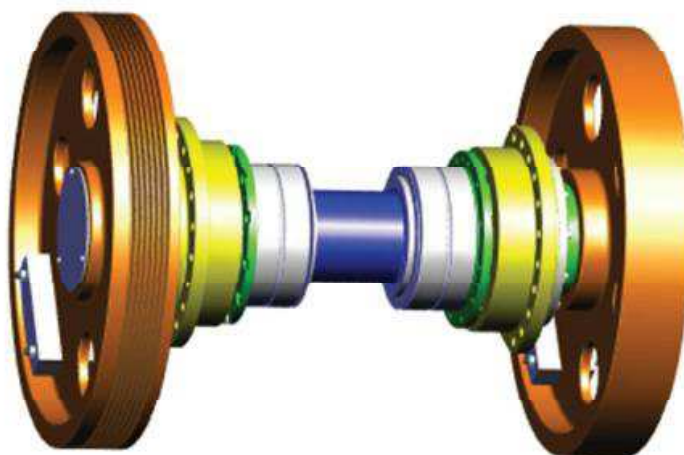
Ac..... délka výstředníkové hřídele $\approx$ vzdálenost mezi oběma setrvačníky [mm]



Řešení rozměrových řetězců se obvykle používá k stanovení mezních úchylek a tolerancí jednotlivých členů. V předešlém řešení jsme však názorně uvedli zvětšení jmenovitých rozměrů kyvadla a výstředníkového hřídele. Tato změna se týkala pouze rozšíření podstavy kyvadla s hřídelovým uložením. Nesmíme zapomenout také na rozšíření samotné frémy o 150 mm mezi bočnicemi. Po konzultaci se zadavatelem a z důvodu využití navrhovaného typu čelistového drtiče DC 110x70 k recyklačním účelům stavebních materiálů a díky jeho mírnému rozšíření vstupního otvoru, vychází konstrukce ostatních dílů z typu DC 95x70 dimenzovaného k drcení tvrdých materiálů jako je například žula. Dále budeme tento drtič označovat DC 110x70 R.



Obr. 26: Rozšíření frémy a pevné čelisti



Obr. 27: Komponenty rozměrového řetězce



3.1 VOLBA POHONU

Pro čelistový drtič DC 110x70 R volíme trojfázový asynchronní elektromotor 2Sg typ 315M6B. Elektromotor má následující parametry:

Tab. 3: Parametry elektromotoru [17]

Označení	Popis	Hodnota	
n_m	Otáčky elektromotoru	985 min ⁻¹	
P_m	Výkon elektromotoru	110 kW	150 HP
M_k	Krouticí moment na hřídeli elektromotoru	1066 Nm	
η_m	Účinnost elektromotoru	94,2 %	
f	Frekvence sítě	50 Hz	

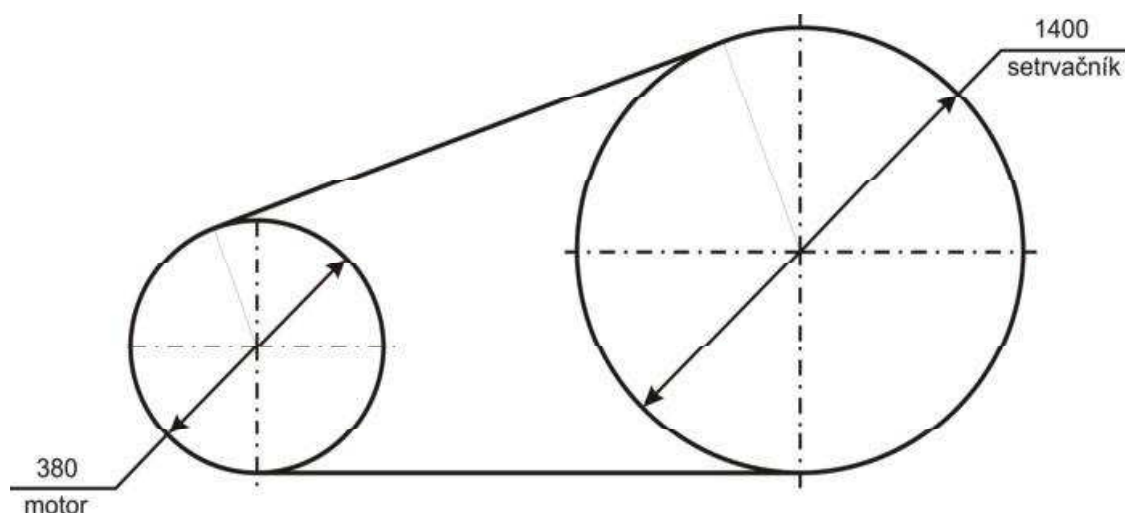


Obr. 28: Asynchronní elektromotor 2Sg [17]

Volíme řemenový převod mezi řemenicí elektromotoru a setrvačnickem čelistového drtiče. Řemenice a setrvačnick jsou na povrchu opatřeny pěti klínovými drážkami, do kterých jsou umístěny klínové řemeny. Způsob opásání je otevřený, tedy řemenice a setrvačnick mají stejný smysl otáčení. Tento převod nám dovoluje prokluz a tlumí rázy, což je výhodné během drtícího procesu stroje. Použijeme motorovou řemenici o vnějším průměru $d_m = 380 \text{ mm}$.



3.2 NÁVRH SETRVAČNÍKŮ



Obr. 29: Řemenový převod

Volíme setrvačnick následujících parametrů:

Tab. 4: Parametry setrvačnicku

Označení	Popis	Hodnota
D_s	Vnější průměr setrvačnicku	1400 mm
t_{vn}	Tloušťka věnce	140 mm
b_{vn}	Šířka věnce	204 mm
ρ_{vn}	Měrná hmotnost věnce	7850 kg·m ⁻³

Výpočet převodového poměru – i [–]

$$i = \frac{D_s}{d_m} \quad [-] \quad (3.2-1)$$

$$i = \frac{1400}{380} = 3,684$$

$$i = \underline{\underline{3,684}}$$



kde: i převodový poměr [–]

D_s vnější průměr setrvačníku [mm]

d_m vnější průměr motorové řemenice [mm]

Výpočet otáček setrvačníku – n_s [min⁻¹]

$$i = \frac{n_m}{n_s} \rightarrow n_s = \frac{n_m}{i} \quad [\text{min}^{-1}] \quad (3.2-2)$$

$$n_s = \frac{985}{3,68} = 267 \text{ min}^{-1}$$

$$\underline{\underline{n_s = 267 \text{ min}^{-1}}}$$

kde: n_m otáčky elektromotoru [min⁻¹]

n_s otáčky setrvačníku [min⁻¹]

Výpočet momentů setrvačnosti

Pro zadaný čelistový drtič počítáme také s tzv. nerovnoměrností chodu δ_n [-], jenž popisuje náhlou změnu zatížení u elektrických strojů, kdy nastává tzv. kývání. U čelistových drtičů se pohybuje nerovnoměrnost chodu v rozmezí hodnot 0,006 ÷ 0,008. V našem případě volíme $\delta_n = 0,007$.

Moment setrvačnosti vycházející z výkonu a otáček – J_{Pn} [kg·m²]

$$J_{Pn} = \frac{k_p \cdot P_m}{8 \cdot \pi^2 \cdot \left(\frac{n_s}{60}\right)^3 \cdot \delta_n} \quad [\text{kg} \cdot \text{m}^2] \quad (3.2-3)$$

$$J_{Pn} = \frac{1,3 \cdot 110000}{8 \cdot \pi^2 \cdot \left(\frac{267}{60}\right)^3 \cdot 0,007}$$

$$\underline{\underline{J_{Pn} = 2936 \text{ kg} \cdot \text{m}^2}}$$

kde: k_p koeficient zvýšení jmenovitého výkonu elektromotoru (přetížitelnost) [–]



Hmotnost věnce - m_v [kg]

$$m_v = \pi \cdot (D_s - t_{vn}) \cdot t_{vn} \cdot b_{vn} \cdot \rho_{vn} \quad [\text{kg}] \quad (3.2-4)$$

$$m_v = \pi \cdot \frac{(1400 - 140)}{1000} \cdot \frac{140}{1000} \cdot \frac{204}{1000} \cdot 7850 = 887 \text{ kg}$$

$$m_v = \underline{\underline{887 \text{ kg}}}$$

Moment setrvačnosti setrvačnicků - J_s [kg·m²]

$$J_s = p \cdot 1,1 \cdot \frac{m_v}{4} \cdot (D_s - t_{vn})^2 \quad [\text{kg} \cdot \text{m}^2] \quad (3.2-5)$$

$$J_s = 2 \cdot 1,1 \cdot \frac{887}{4} \cdot \left(\frac{1400 - 140}{1000} \right)^2 = 775 \text{ kg} \cdot \text{m}^2$$

$$J_s = \underline{\underline{775 \text{ kg} \cdot \text{m}^2}}$$

kde: p počet setrvačnicků [–]

3.3 NÁVRH SVĚRNÉHO HŘÍDELOVÉHO SPOJENÍ

K přenosu krouticího momentu na výstředníkovou hřídel je možné použít uložení s jedním nebo více pery, drážkové spojení, klínové spojení nebo svěrné spojení. U čelistových drtičů dochází ke značnému dynamickému namáhání jednotlivých pracovních dílců, proto je výhodné eliminovat jakékoliv vruby a zároveň tím snížit možnost poruchovosti stroje. Ideálním řešením je volba svěrného hřídelového spojení. Utažením šroubů dochází k nasunutí a pevnému spojení příruby s pouzdem a nábojem. Uložení je realizováno pomocí plošného kónického styku. Spojení je vhodné k přenosu vysokých momentů. Výhoda spočívá v jednoduché demontáži zařízení a v ochraně proti korozi.



Obr. 30: Svěrné hřídelové spojení [11]



Energie otáčení mechanismu – E [J]

$$E = \frac{1}{2} \cdot J_c \cdot \omega_s^2 \quad [\text{J}] \quad (3.3-1)$$

$$E = \frac{1}{2} \cdot (J_{pn} + J_s) \cdot (2 \cdot \pi \cdot n_s)^2$$

kde: J_ccelkový moment setrvačnosti mechanismu [$\text{kg} \cdot \text{m}^2$]

Rozdíl energií při běžném provozu a při zahlcení drtiče – ΔE [J]

$$\Delta E = \frac{1}{2} \cdot (J_{pn} + J_s) \cdot \left(2 \cdot \pi \cdot \frac{n_{s1}}{60} \right)^2 - \frac{1}{2} \cdot (J_{pn} + J_s) \cdot \left(2 \cdot \pi \cdot \frac{n_{s2}}{60} \right)^2 \quad [\text{J}] \quad (3.3-2)$$

$$\Delta E = \frac{1}{2} \cdot J_c \cdot \left(2 \cdot \pi \cdot \frac{n_{s1}}{60} \right)^2 - \frac{1}{2} \cdot J_c \cdot \left(2 \cdot \pi \cdot \frac{n_{s2}}{60} \right)^2$$

$$\Delta E = \frac{1}{2} \cdot (2936 + 775) \cdot \left(2 \cdot \pi \cdot \frac{267}{60} \right)^2 - \frac{1}{2} \cdot (2936 + 775) \cdot \left(2 \cdot \pi \cdot \frac{0}{60} \right)^2 = 1450577 \text{ J}$$

$$\underline{\underline{\Delta E = 1450577 \text{ J}}}$$

kde: n_{s1} otáčky setrvačnicků odpovídající 267 min^{-1} [min^{-1}]

n_{s2} nulové otáčky [min^{-1}]

Pro výpočet svěrného pouzdra pro kritický stav při zahlcení drtícího prostoru drobným (podštěrbinovým) drceným materiálem navrhujeme dobu zastavení drtiče. Tato doba odpovídá $t = 1,1$ s. Jedná se o teoretickou hodnotu uváděnou výrobcem. Bereme v úvahu, že vykonaná celková práce je rovna úbytku rotační energie.

$$W_c = \Delta E \quad [\text{J}] \quad (3.3-3)$$



Výpočet mechanického výkonu na hřídeli – P [W]

$$P = \frac{W_c}{t} \quad [\text{W}] \quad (3.3-4)$$

$$P = \frac{1450577}{1,1} = 1318706 \text{ W}$$

$$P = \underline{\underline{1318706 \text{ W}}}$$

Přenesený moment – M_t [Nm]

$$P = M_t \cdot \omega_s \quad (3.3-5)$$

$$M_t = \frac{P}{\omega_s} \quad [\text{Nm}]$$

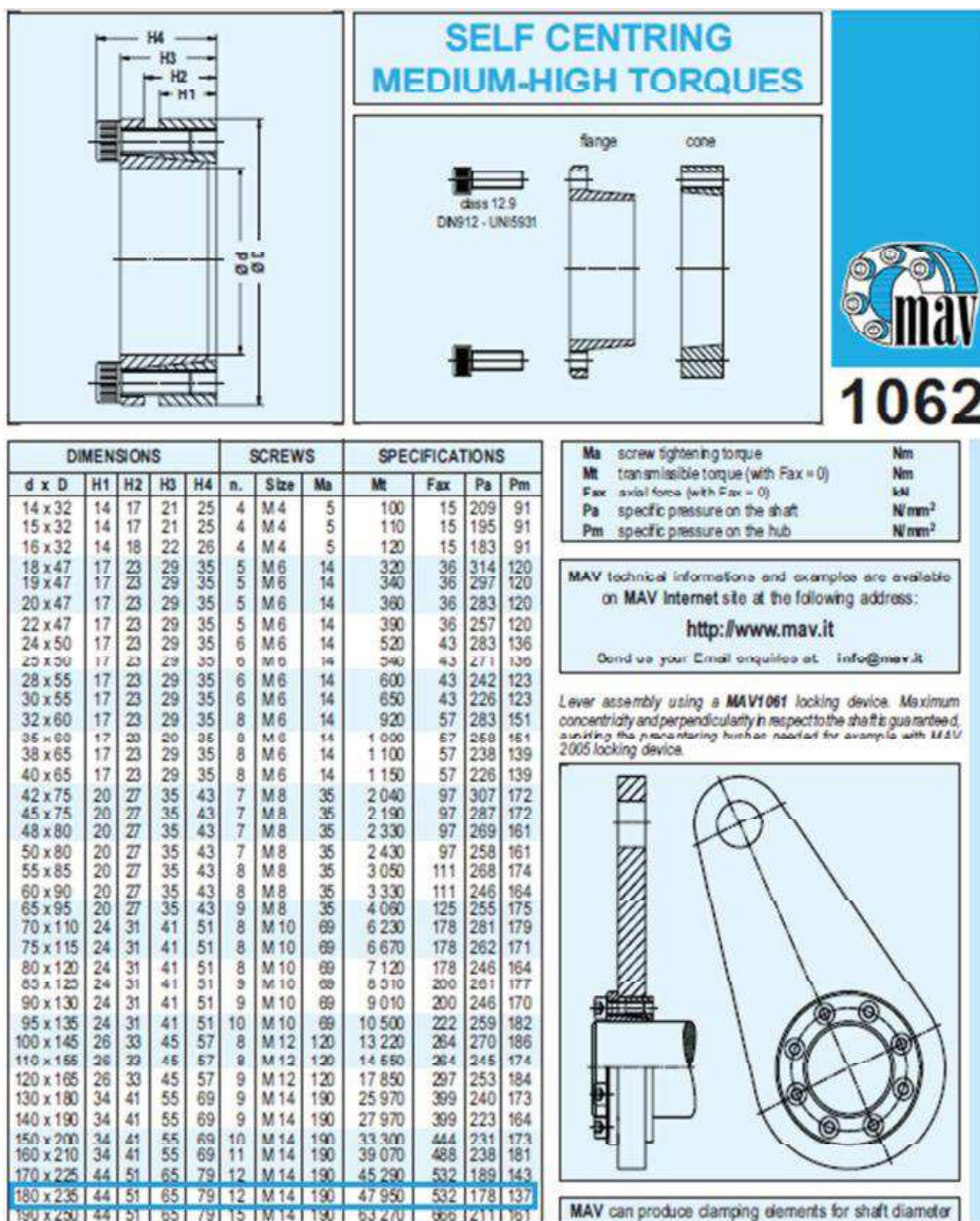
$$M_t = \frac{P}{2 \cdot \pi \cdot \frac{n_s}{60}}$$

$$M_t = \frac{1318706}{2 \cdot \pi \cdot \frac{267}{60}} = 47163 \text{ Nm}$$

$$M_t = \underline{\underline{47163 \text{ Nm}}}$$

kde: ω_s úhlová rychlost setrvačníku [s^{-1}]

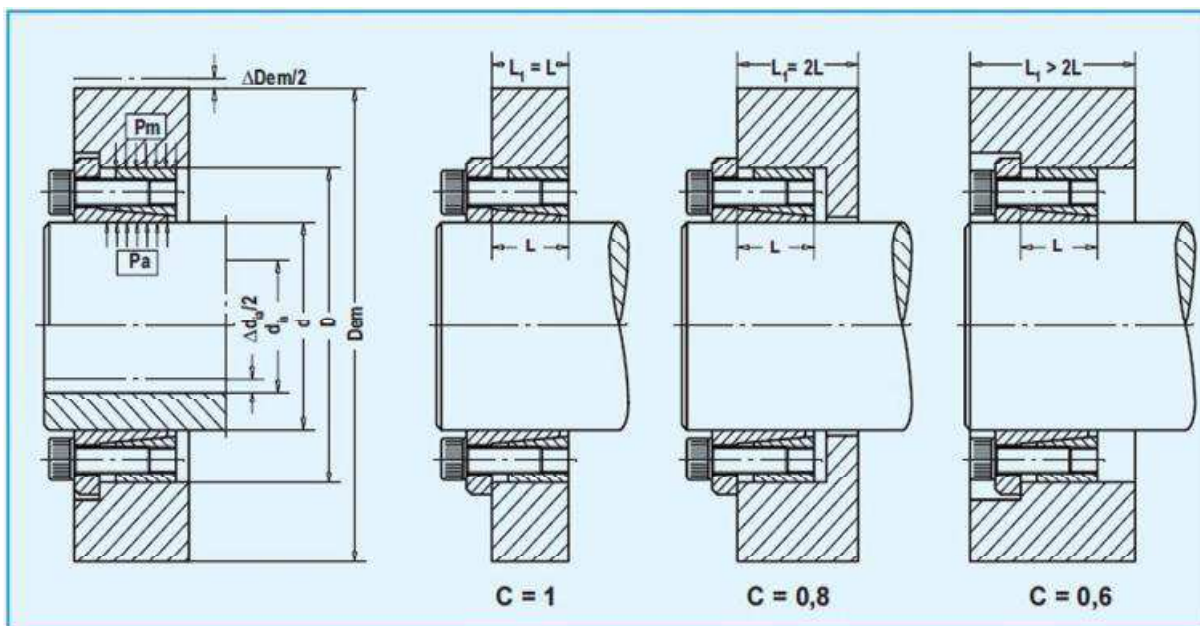
Z katalogu firmy MAV volíme svěrné samostředící hřídelové spojení pro vysoké krouticí momenty MAV 1062 180 x 235, jelikož pro spočítaný přenesený moment M_t je nejbližší vyšší moment roven tabulkové hodnotě $M_t = 47950 \text{ Nm}$. Následně tabulkový průměr výstředníkové hřídele d odpovídá rozměru 180 mm. Tento postup je doporučen výrobcem svěrných spojení. Výběr odpovídajících hodnot z katalogu je znázorněn na následující stránce.



Obr. 31: Určení svěrného spojení [11]

Minimální vnější průměr náboje - D_{em} [mm]

Když použijeme svěrné hřídelové spojení, musíme brát v úvahu tlakové napětí, které vznikne mezi vnějším průměrem pouzdra a nábojem. K výpočtu minimálního vnějšího průměru náboje D_{em} se vychází ze vzorce silnostěnného dutého válce. V závislosti na délce a tvaru náboje se mění reálné napětí. Faktor C charakterizuje konstrukční uspořádání elementů.

Obr. 32: Konstrukční faktor C [11]

V našem případě volíme konstrukční uspořádání, kdy $C = 0,6$. Tlak na náboj p_m odpovídá dle katalogu hodnotě 137 N/mm^2 . Implicitně vnitřní průměr náboje D je 235 mm . Náboj a tedy celý setrvačnick je vyroben z žíhané a popouštěné uhlíkové oceli 42 2650.5, jejíž smluvní mez kluzu $R_{p0,2}$ je 260 MPa .

Výpočet minimálního vnějšího průměru náboje - D_{em} [mm]

$$D_{em} \geq D \cdot \sqrt{\frac{R_{p0,2} + (C \cdot p_m)}{R_{p0,2} - (C \cdot p_m)}} \quad [\text{mm}] \quad (3.3-6)$$

$$D_{em} \geq 235 \cdot \sqrt{\frac{260 + (0,6 \cdot 137)}{260 - (0,6 \cdot 137)}}$$

$$\underline{\underline{D_{em} \geq 326 \text{ mm}}}$$

kde: D vnitřní průměr náboje [mm]

$R_{p0,2}$... smluvní mez kluzu [MPa]

Ckonstrukční faktor [–]

p_m tlak na náboj [$\text{N} \cdot \text{mm}^{-2}$]

Volba vnějšího průměru náboje - D_e [mm]

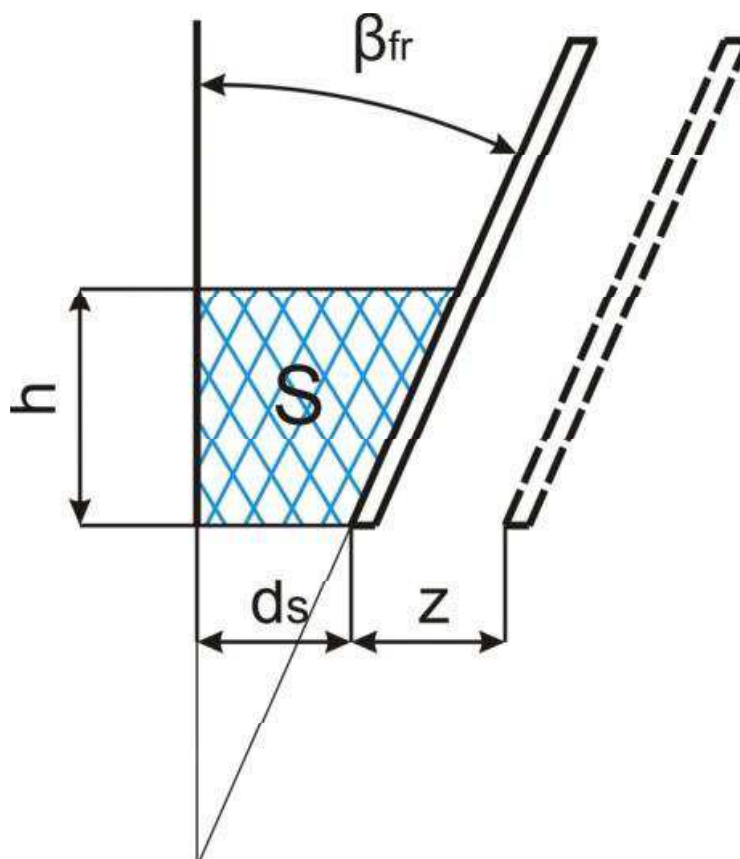
Vzhledem k předchozímu výpočtu volíme vnější průměr náboje $D_e = 400$ mm. S výslednou bezpečností 1,23. Tato bezpečnost je dostatečná, protože k zahlcení drtiče dochází ve výjimečných stavech při nedodržení provozních podmínek.

$$k_n = \frac{D_e}{D_{em}} \quad [-] \quad (3.3-7)$$

$$k_n = \frac{400}{326} = \underline{\underline{1,23}}$$

kde: k_n bezpečnost navrženého náboje [-]

3.4 VÝPOČET ZDVIHU KYVADLA



Obr. 33: Výstupní štěrbina drtiče



Doba jednoho výpadu - t_v [s]

Doba jednoho výpadu je určena dobou jedné půlotáčky.

$$t_v = \frac{1}{2 \cdot n_s} \quad [\text{s}] \quad (3.4-1)$$

$$t_v = \frac{1}{2 \cdot \frac{267}{60}} = \underline{\underline{0,1124 \text{ s}}}$$

Dráha pádu zrna – h [m]

Jedná se o dráhu pádu zrna za jednu půlotáčku při zvětšení výstupní šterbiny.

$$h = \frac{z}{tg\beta_{fr}} = \frac{1}{2} \cdot gt^2 \quad [\text{m}] \quad (3.4-2)$$

$$h = \frac{1}{2} \cdot 9,81 \cdot 0,1124^2 = \underline{\underline{0,0620 \text{ m}}}$$

kde: β_{fr}úhel záběru čelistového drtiče [$^\circ$] (volen 23°)

g tíhové zrychlení [$\text{m} \cdot \text{s}^{-2}$]

Zdvih kyvadla – z [m]

$$h = \frac{z}{tg\beta_{fr}} \quad [\text{m}]$$

$$z = h \cdot tg\beta_{fr}$$

$$z = 0,0620 \cdot tg(23^\circ) = \underline{\underline{0,026 \text{ m}}}$$

Z výpočtu vyplývá, že zdvih navrhovaného jednovzpěrného čelistového drtiče DC 110x70 R bude 26 mm.



3.5 VÝPOČET VÝKONNOSTI DRTIČE

Výkonnost čelistového drtiče můžeme určit pomocí několika vztahů. Nejjednodušším výpočtem je empirický vztah, který nám stanoví přibližný rozsah množství podrceného materiálu za hodinu.

$$Q = A_{tlama} \cdot B \cdot (100 \div 140) \quad [t \cdot h^{-1}] \quad (3.5-1)$$

kde: Q výkonnost čelistového drtiče $[t \cdot h^{-1}]$

A_{tlama} ...vzdálenost čelistí na vstupu ($A_{tlama} = 0,70 \text{ m}$) $[m]$

B šířka čelistí ($B = 1,08 \text{ m}$) $[m]$

Rozměry hodnot A_{tlama} a B jsme odměřili z výkresu.

$$Q = 0,70 \cdot 1,08 \cdot (100 \div 140)$$

$$Q = \underline{\underline{75,6 \div 105,8 \text{ t} \cdot \text{h}^{-1}}}$$

Z empirického vztahu dostáváme pouze přibližný rozsah výkonnosti drtiče. Pro určení přesnější hodnoty použijeme vztah pro celkovou objemovou výkonnost, ale nejdříve budeme nuceni dopočítat hodnoty dílčích veličin.

Výpočet plochy průřezu S (z obr. 33):

$$S = \frac{(d_s + z) + d_s}{2} \cdot h = \frac{2 \cdot d_s + z}{2} \cdot \frac{z}{\tan \beta_{fr}} \quad [m^2] \quad (3.5-2)$$

kde: d_s minimální šířka výstupní štěrby (u drtiče DC 110x70 R je 0,08 m) $[m]$

$$S = \frac{2 \cdot 0,08 + 0,026}{2} \cdot 0,062 = 5,77 \cdot 10^{-3} \text{ m}^2$$

$$S = \underline{\underline{5,77 \cdot 10^{-3} \text{ m}^2}}$$

Za jednu otáčku (jeden zdvih čelisti) vypadne z drtiče objem vyrobeného produktu V . Průřez objemem odpovídá ploše S o velikosti $57,7 \text{ cm}^2$.



Výpočet velikosti středního zrna – $d_{stř}$ [m]

Během zdvihu dochází k oddalování pohyblivé čelisti od pevné a tím vypadávají z drtiče kousky rozdrčeného materiálu o velikosti středního zrna.

$$d_{stř} = \frac{2 \cdot d_s + z}{2} \quad [\text{m}] \quad (3.5-3)$$

$$d_{stř} = \frac{2 \cdot 0,08 + 0,026}{2} = \underline{\underline{0,093 \text{ m}}}$$

Velikost středního zrna odpovídá hodnotě 93 mm.

Nyní můžeme přejít k přesnějšímu výpočtu výkonnosti čelistového drtiče. Využijeme následujícího vztahu.

$$Q_V = 60 \cdot V \cdot n_s \cdot k = 60 \cdot d_{stř} \cdot \frac{z}{\text{tg} \beta_{fr}} \cdot B \cdot n_s \cdot k \quad [\text{m}^3 \cdot \text{h}^{-1}] \quad (3.5-4)$$

kde: Q_V celková objemová výkonnost čelistového drtiče [$\text{m}^3 \cdot \text{h}^{-1}$]

V objem vyrobeného produktu [m^3]

$d_{stř}$ velikost středního zrna [m]

n_s otáčky setrvačníku [min^{-1}]

k součinitel zaplnění šterbiny ($0,25 \div 0,60$) [–]

Pro následující výpočet předpokládáme maximální zaplnění šterbiny, volíme tedy $k = 0,60$.

$$Q_V = 60 \cdot 0,093 \cdot \frac{0,026}{\text{tg}(23^\circ)} \cdot 1,08 \cdot 267 \cdot 0,6 = 59,13 \text{ m}^3 \cdot \text{h}^{-1}$$

$$Q_V = \underline{\underline{59,13 \text{ m}^3 \cdot \text{h}^{-1}}}$$

Objemová sypaná hmotnost materiálu závisí na měrné hmotnosti, velikosti a tvaru zrn a na práci věnované střešení. Pro výpočty využíváme hodnoty pro běžné kamenivo, která se pohybuje v rozmezí ($1,45 \div 1,7 \text{ t} \cdot \text{m}^{-3}$). Pro náš výpočet volíme $\rho_V = 1,6 \text{ t} \cdot \text{m}^{-3}$. Nyní můžeme vypočítat výkonnost drtiče Q při nastavení minimální výstupní šterbiny.



$$Q = Q_v \cdot \rho_v \quad [\text{t} \cdot \text{h}^{-1}] \quad (3.5-5)$$

$$Q = 59,13 \cdot 1,6 = 94,6 \text{ t} \cdot \text{h}^{-1}$$

$$\underline{\underline{Q = 94,6 \text{ t} \cdot \text{h}^{-1}}}$$

kde: ρ_v objemová sypná hmotnost materiálu [$\text{t} \cdot \text{m}^{-3}$]

Výkonnost drtiče je při minimální výstupní štěrbině přibližně 95 tun podrceného materiálu za hodinu. Nesmíme zapomenout, že se jedná pouze o teoretický výpočet, který se v rámci specifických podmínek může měnit.

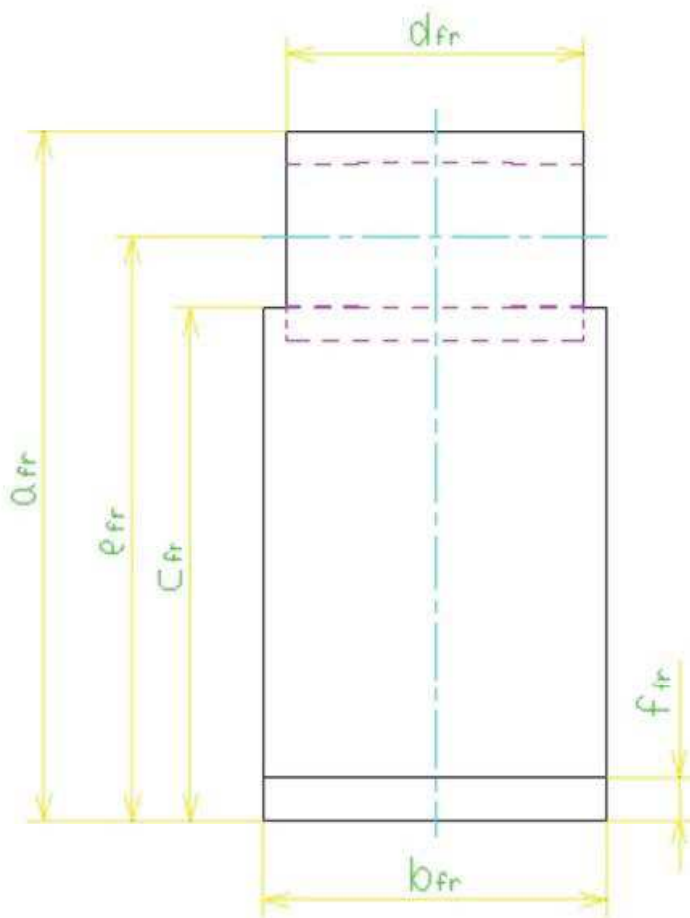
4 NÁVRH KYVADLA

Jak již bylo řečeno, kyvadlo koná kývavý pohyb, který je způsoben otáčkami excentrického hřídele. Kyvadlo je uloženo na hřídeli pomocí dvou dvouřadých naklápěcích soudečkových ložisek. Uložení excentrické hřídele je realizováno rovněž pomocí dvouřadých naklápěcích soudečkových ložisek ve dvou ložiskových tělesech, která jsou polohována v bočnicích drtiče. Na kyvadlo je přichycena pohyblivá čelist.

V následujících podkapitolách si blíže popíšeme možné varianty kyvadla, jak z technologického tak i z konstrukčního hlediska. Rozebereme si výhody a nevýhody, které jednotlivé volby nabízejí. Provedeme porovnání, dle kterého nakonec zvolíme nejlepší variantu pro naše zadání.

4.1 ZÁKLADNÍ KOSTRA KYVADLA

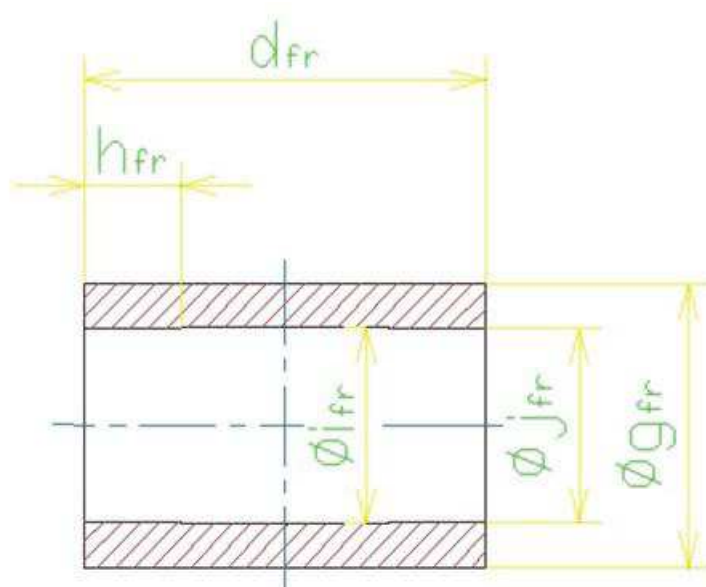
Pro návrh kyvadla vycházíme ze základních rozměrových hodnot, které po zvětšení vstupního otvoru vyplývají z konstrukčních uzlů drtiče. Pro zhotovení modelu kyvadla si tedy načrtneme jeho základní kostru s funkčními rozměry.



Obr. 34: Kostra kyvadla

Tab. 5: Legenda kostry kyvadla

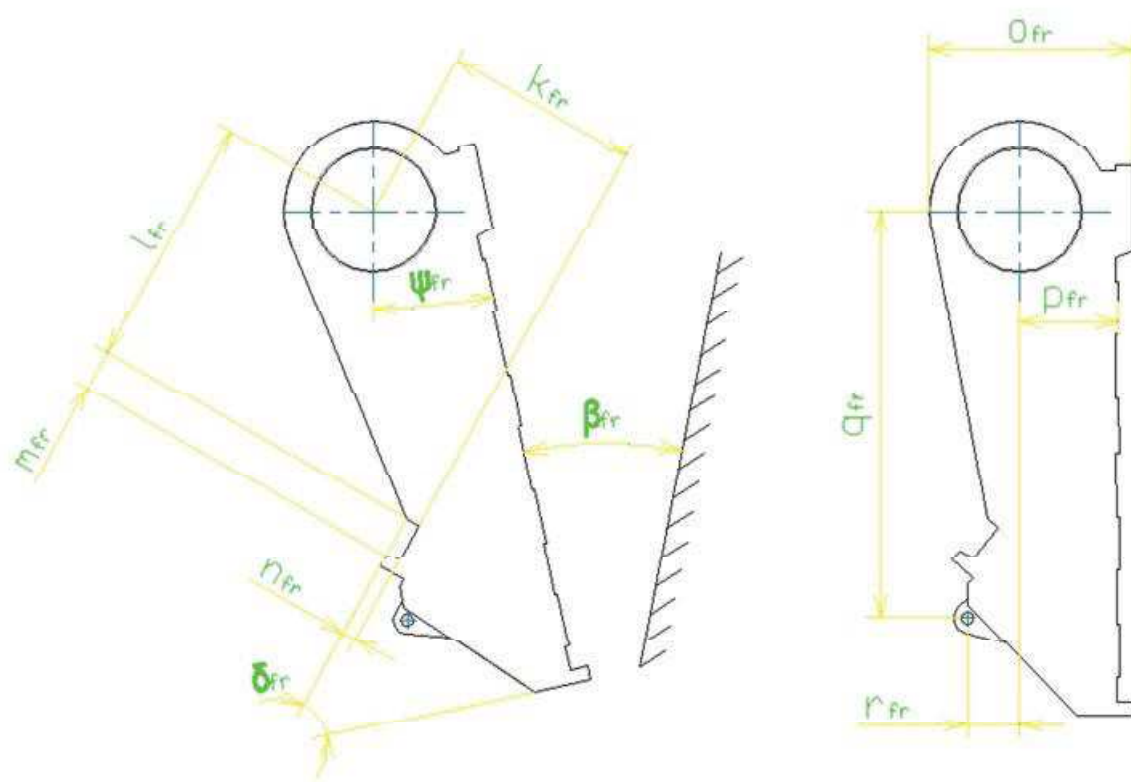
Rozměr [-]	Popis	Hodnota [mm]
a_{fr}	délka kyvadla	2117
b_{fr}	šířka kyvadla	1050
c_{fr}	délka těla kyvadla	1540
d_{fr}	délka pouzdra kyvadla	909
e_{fr}	vzdálenost od konce paty k ose pouzdra	1797
f_{fr}	rozměr paty kyvadla	130



Obr. 35: Pouzdro kyvadla

Tab. 6: Legenda pouzdra kyvadla

Rozměr [-]	Popis	Hodnota [mm]
d_{fr}	délka pouzdra	909
g_{fr}	vnější průměr pouzdra	640
h_{fr}	délka vloženého ložiska	173
i_{fr}	vnitřní průměr pouzdra	450
j_{fr}	vnější průměr ložiska	440



Obr. 36: Profil kostry kyvadla

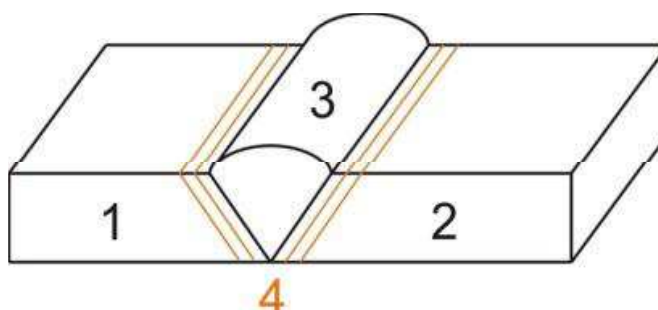
Tab. 7: Legenda profilu kostry kyvadla

Rozměr [-]	Popis	Hodnota [mm]	Hodnota [°]
k_{fr}	poloha sedla vůči ose kyvadla 1	688	-
l_{fr}	poloha sedla vůči ose kyvadla 2	904	-
m_{fr}	délka sedla	150	-
n_{fr}	hloubka sedla	50	-
o_{fr}	rozsah pouzdra s odrazovou deskou kyvadla	722	-
p_{fr}	poloha lišty k ose kyvadla	352	-
q_{fr}	poloha osy táhla vůči ose kyvadla 1	1453	-
r_{fr}	poloha osy táhla vůči ose kyvadla 2	188	-
β_{fr}	úhel záběru	-	23
ψ_{fr}	úhel naklonění kyvadla	-	12
δ_{fr}	úhel sedla	-	49

4.2 PRVNÍ VARIANTA – SVAREK

4.2.1 SVAŘOVÁNÍ

Kyvadlo navržené jako svarek bude vyrobeno postupným svařením jednotlivých dílců. Svařování patří mezi proces nerozebíratelného druhu spojení mezi dvěma nebo více díly. Doslova dochází k dosažení meziatomových vazeb spojovaných dílů při jejich vzájemném ohřevu a plastické deformaci. Svařování rozdělujeme dvěma způsoby na *svařování tavné*, kdy dojde k místnímu ztavení spojovaných částí bez tlakového zatížení, a na *svařování s použitím tlaku*, kde je nutné svařované části tlakově zatížit. Pevné spojení je vytvořeno pomocí nerozebíratelného svarového spoje.



Obr. 37: Svarové spojení

Tab. 8: Legenda svarového spoje [8]

Označení [-]	Popis
1	První část svařovaného dílce
2	Druhá část svařovaného dílce
3	Svar
4	Tepelně ovlivněná oblast

Svar – tvoří svarový spoj, který je vytvořen díky krystalizaci roztaveného kovu v důsledku tavného svařování nebo při plastické deformaci svařením za použití tlaku.

Tepelně ovlivněná oblast – jedná se o část dílu okolo svaru, která se neroztavila, ale její vlastnosti a struktura se změnila díky vlivu působícího tepla. Na obr. 37 se jedná o oranžově označenou oblast.

Během svařování dochází ke spojování dvou či více dílců. Pro vytvoření svarového spoje se může použít přídavný materiál, čímž je např. elektroda nebo trubičkový drát. Přídavný materiál tavíme a mísíme ho s částí roztaveného dílce, jenž po ztuhnutí společně vytvoří svarový kov. Tento proces usnadňuje vytvořit svarový spoj.



Svařování se neuplatňuje pouze při výrobě svarků, či svarových konstrukcí. Své využití nachází také v opravárenství. Servisní technici opravují případné trhliny na součástech drtiče právě svařováním a následným možným zabroušením. Svařování se také používá v kombinaci s odlitky, kdy je potřeba navařit určitou část, která vylepšuje vlastnosti součástky (stroje). Svařování neznamená pouze pevné nerozebíratelné spojení dvou částí, ale také navařování vrstvy materiálu na povrch dílce např. za účelem zvětšení objemu opotřebovaného materiálu. Dále také můžeme uvažovat stavy, kdy je povrchová vrstva účelně upravena pro potřebné vlastnosti jako např. ochrana proti otěru nebo korozi.

Svařitelnost – je důležitou schopností materiálu vytvořit dle správně zvolené technologie svarové spojení s podobnými vlastnostmi, které má svařovaný materiál.

Svařitelnost materiálu se klasifikuje jako:

- obtížná – tyto materiály nejsou vhodné ke svařování (např.: 11 600, 12 050, 13 240)
- dobrá (např.: 10 370, 12 030, 14 331, 15 331)
- podmíněčně zaručená (např.: 13 123, 14 220, 15 223)
- zaručená – materiály vhodné k volbě svarku (např.: 11 373, 11 523, 12 020, 13 030)

Z výše zmíněné klasifikace jsme pro návrh svarku kyvadla zvolili dle ČSN 41 1523 materiál ocel 11 523. Zvolený materiál je vhodná ocel ke svařování se zaručenou svařitelností.

Důležité je také, jak svar vypadá a jak je proveden. Ovlivnit jakost svarového spoje může tvar svarku, volba přídavného materiálu, správná konstrukce, svařitelnost materiálu, ale např. i kvalifikace svářeče.

Druhy svarů: Svarové spoje rozdělujeme dle tvaru, průřezu a svarové úpravy do následujících skupin.

Tavné svary	■ tupé	□ lemový svar, svar I, svar V, svar U, svar X svar UU, svar $\frac{1}{2}V$, svar $\frac{1}{2}X$
	■ koutové	□ koutový svar, rohový svar, děrový svar, žlábkový svar
Tlakové svary	■ tupé	□ tupý svar tlakem, tupý svar odtavením
	■ přeplátované	□ bodový svar, bradavkový svar, švový svar

Mezi tupé svary se řadí takové svary, které spojují dílce ležící v jedné rovině. Ke koutovým svarům patří ty, které svařují dílce svírající mezi sebou určitý úhel, nejčastěji jde o pravý úhel. Pokud svařujeme dílce velkých tlouštěk, může být svar tvořen z několika vrstev tzv. „housesnek“. Svary jsou průběžné, ale také přerušované. V příloze výkresové dokumentace jsme všechny použité svary označili schematickými značkami, které odpovídají stanoveným normám.



4.2.2 VÝHODY SVARKU

Svařování nahrazuje technologie výroby strojních součástí litím či nýtováním. V praxi se uplatňuje svařování především při malosériové nebo kusové výrobě. Pokud vyrábíme kyvadlo pro čelistový drtič, který má unikátní rozměry a často se nevyrábí, je vhodné přiklonit se k volbě svarku. Důvodem jsou v tomto případě nižší náklady při výrobě kyvadla. Obecně platí, že hlavní výhodou svarku je snížení hmotnosti výrobku. Pokud porovnáváme vzájemné hmotnosti s odlitkem, můžeme dojít k úspoře hmotnosti až o 50 %. Další značná výhoda svarku spočívá ve volnosti při navrhování konstrukce kyvadla. Konstruktor není omezen objemovým modelem jako u odlitků. Může tedy dle potřeby umisťovat a volit polohy žeber, podpěr a různých vzpěr jak mu dovolí výsledky pevnostních výpočtů, což dává značnou volnost a rozmanitost při návrhu konstrukce na rozdíl od odlitku. Je-li zvolena správná konstrukce vůči zatížení kyvadla, jsou svarky odolnější proti nárazům. Pokud bereme v úvahu vytvoření pouze jednoho výrobku, je jeho pracnost na výrobu značně úspornější při volbě svarku. Dochází k ušetření jak energií, tak i času. Přídavek na opracování se u svarků pohybuje okolo 8 až 12 %, u odlitků je tato hodnota až 20 %. Díky svařování je možné opravovat poškozené součásti přímo ve výrobě, což je pozitivum. Mezi klady se také řadí zvýšení tuhosti a pevnosti konstrukce a možnost uplatnit optimální materiál i vzhledem k bezpečnosti a typu provozu výrobku. Před samotným návrhem je důležité přizpůsobit konstrukci kyvadla, aby bylo využito optimálních výhod pro svařování.

4.2.3 NEVÝHODY SVARKU

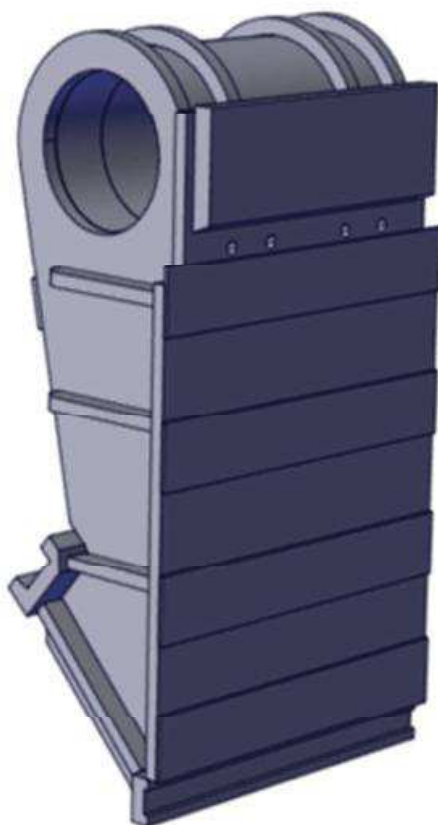
Nevýhodou svařování je vznik napětí, které postupně narůstá při chladnutí svaru. Je to dáno tím, že okolní materiál není prohřátý a dochází ke smršťování chladnoucího svaru. Toto se děje především při svařování elektrickým obloukem. Dochází také ke změně struktury materiálu. Vznikají tzv. strukturální zóny s různými velikostmi a hranicemi zrn. Místo přechodu je citlivější na namáhání. Následkem nerovnoměrného ohřevu a tuhosti konstrukce vzniká vnitřní pnutí a deformace svarku, proto je výhodné po svaření výrobek vyžít. Žiháním vylepšíme vlastnosti svaru, který je poté odolnější vůči námaze. Jako nevýhodu můžeme brát v potaz náklady spojení s žiháním. Při svařování také dochází ke změně tvrdosti a pružnosti materiálu. Toto je způsobeno díky obsahu uhlíku, dusíku a fosforu v oceli nebo svařovacím plynu. Svar je také místo, kde by se mohly vyskytovat vnitřní vady, které by mohly vyvolat případné trhliny. Tyto vady by mohly ovlivnit bezpečnost a životnost svarku během provozu. Vady uvnitř svaru mohou vzniknout např. při špatně použitém materiálu, nevhodně zvolené technologii svařování nebo při nedostatečné kvalifikaci svářeče. Pokud srovnáme svarek s odlitkem, nevýhodou svarku bude jeho nižší tlumící účinek. V případě výroby kyvadel do čelistových drtičů menších rozměrů, které jsou vyráběny sériově, je výhodnější zvolit odlitek kyvadla.

4.2.4 PODMÍNKY KONSTRUKCE SVARKU

Svařované konstrukce volíme v případech, kdy z pohledu efektivity vycházejí finančně výhodněji při srovnání výroby odlitku či výkovku. Pro optimalizaci výroby svarků je podstatné zaměřením se na návrh svarových konstrukcí a na jejich výrobu. Na začátku je důležité stanovit způsob namáhání součástí. Pro náš případ kyvadla čelistového drtiče půjde o dynamické namáhání. Pracovní prostředí bude silně prašné. Zvolený materiál svarku tedy i

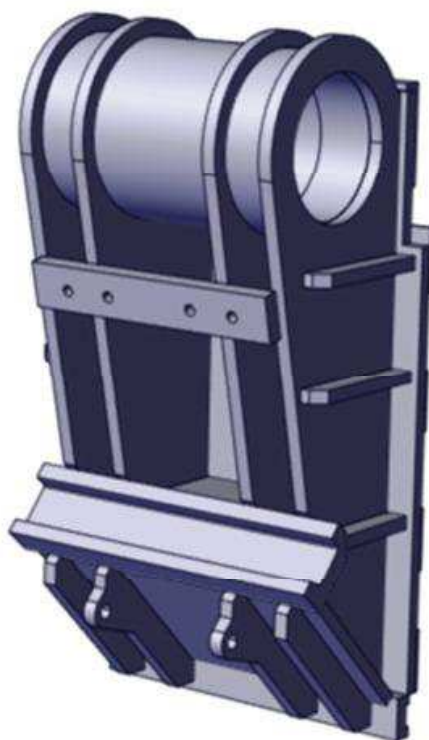


hlavní konstrukce bude ocel 11 523. Přídavným materiálem bude elektroda. Návrh tvaru kyvadla a jeho hlavních funkčních rozměrů vychází z předchozí kapitoly. Tvar je určen pro podmínky provozu v návaznosti na konstrukční prvky drtiče. Další hodnoty a polohy dílců jsou voleny dle výhodného uspořádání vůči odolnosti zatížení kyvadla. V praxi technolog dále zajišťuje použití vhodného způsobu svařování, omezení vnitřního pnutí a deformací, kontrolu možných vad ve svarech a jejich přípustnost.

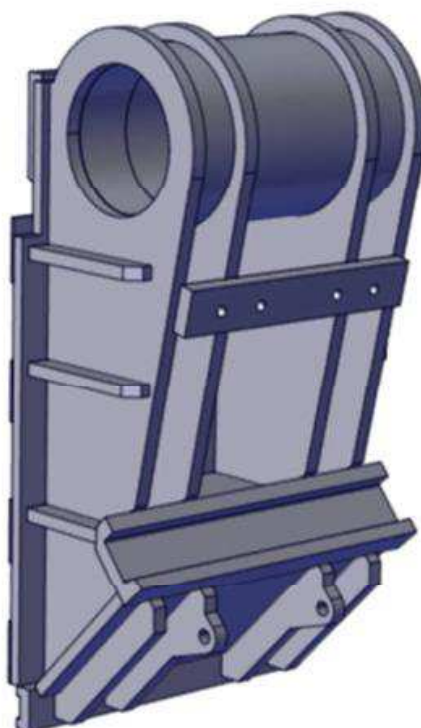


Obr. 38: Navržený svarek kyvadla

Na obrázku **XX** je zachyceno prvotně navržené kyvadlo jednovzpěrného čelistového drtiče ve variantě svarku. Konstrukci 3D modelu jsme provedli v programu Creo. Vycházeli jsme ze zadaných rozměrů potřebných k návrhu. Kyvadlo se stává z pouzdra, v němž jsou uložena ložiska s excentrickým hřídelem. Na pouzdro jsou přivařené bočnice, které představují vlastní profil kyvadla. Pro počáteční návrh jsme zvolili 4 bočnice. Konce bočnic jsou vyztužené charakteristickým žebrováním. Čelo kyvadla představuje přední deska s lištami. Tento celek je navařen na bočnice. Lišty mají za úkol spojit kyvadlo s pohyblivou čelistí pomocí vzájemných protikusů. Důležitou součástí je sedlo, které je vidět ze zadního pohledu na kyvadlo. V sedlu je umístěna pánev, o kterou se opírá vzpěrná deska. Působí zde síla, která je důležitá pro pevnostní výpočet kyvadla, viz kinematický model. Spodní část kyvadla tvoří patka, jejíž úlohou je přichycení pohyblivé čelisti ke kyvadlu. Zbylé vzpěry jsou voleny jako pouhý předpoklad k zatížení. Po pevnostní analýze bude nutné kyvadlo optimalizovat vyhovujícími konstrukčními úpravami.



Obr. 39: Navržený svarek kyvadla



Obr. 40: Navržený svarek kyvadla



4.3 DRUHÁ VARIANTA – ODLITEK

4.3.1 ODLÉVÁNÍ

Odlévání je proces výroby součásti z kovu nebo jiného tavitelného materiálu. Tavenina se vlévá do dutiny formy mající tvar a velikost odlitku.

Odlitek – je výrobek vzniklý ztuhnutím tekutého kovu ve formě.

Surový odlitek – odlitek, který je po ztuhnutí a zchladnutí vyňat z formy.

Hrubý odlitek – odlitek, který je vyčištěný od povrchových nečistot a zbaven nálitků, výfuků a jader.

Čistý odlitek – odlitek s přídatky na obrábění.

Před samotným odléváním je nutné zhotovit model součástky, který nám slouží k výrobě forem. Model má tvar odlitku s přídatky na obrábění a měl by být co nejjednodušší pro zaformování a následné vyjmutí z formy ven. Modely mohou být dělené, kdy jsou spojeny pomocí spojovacích čepů, nebo nedělené, kdy jsou zaformovány jako celek.

U složitějších tvarů odlitků se využívají tzv. nálitky. Pomocí nich je možné doplnit taveninu do míst, kde by mohlo díky smršťování dojít k vytvoření sraženiny. Nálitky jsou důležité pro rovnoměrné ochlazování taveniny a ztuhnou zpravidla později než odlitek. Umisťují se vždy výše než odlitek a na místa určená k pozdějšímu obrábění.

Před odléváním odlitků kyvadel sušíme formy i jádra. Tato operace zvyšuje pevnost, prodyšnost a odstraňuje nežádoucí vlhkost, která by mohla vést ke vzniku bublin, sraženin a jiných vad. Kyvadlo odléváme metodou gravitačního lití do pískové formy s dolní výpustí.



Obr. 41: Hrubý odlitek kyvadla



4.3.2 VÝHODY ODLITKU

Výhoda odlitků spočívá ve schopnosti vyrábět tvarově složité výrobky během relativně krátkého času. Kyvadlo můžeme považovat za tvarově složitý výrobek a obzvláště v případě sériové výroby dosáhneme značné úspory času. Pro čelistové drtiče malých rozměrů je výhodnější dát přednost odlitku kyvadla. Varianta svarku by v tomto případě byla náročnější na provedení a z ekonomické stránky dražší volbou. Pozitivem odlitku je také jeho velký tlumicí účinek v porovnání s tlumením svarku. Další výhodou jsou menší tepelná pnutí v odlévaném kyvadle, než pnutí, co vzniknou nerovnoměrně při svařování svarku. Pro metodu tlakového lití nebo metodu vytavitelného modelu dosahujeme poměrně dobré přesnosti výrobku, tedy odlitku. Odpadá zde značná část nutného třískového obrábění, vrtání či řezání jednotlivých dílců, čemuž se u svarku nevyhneme. Pokud budeme uvažovat sériovou výrobu čelistového drtiče jedné určité velikosti, je výhodné zvolit variantu odlitku kyvadla.

4.3.3 NEVÝHODY ODLITKU

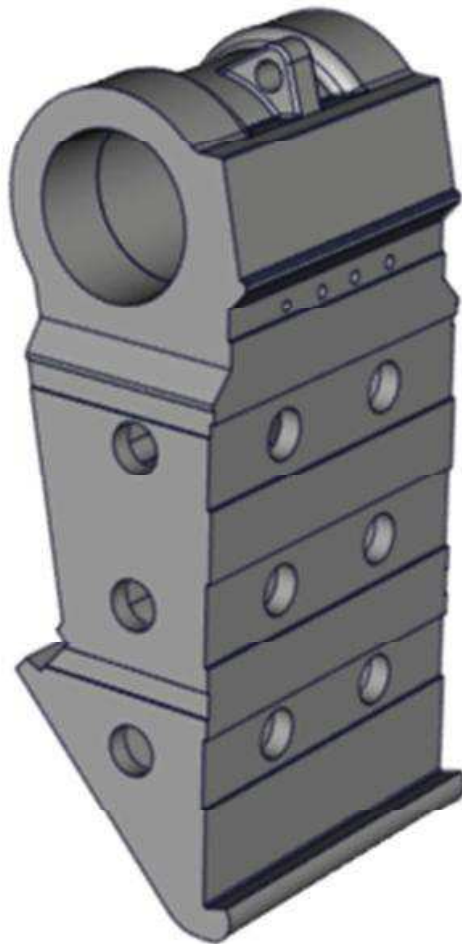
Při vzájemném porovnání se svarkem je odlitek až o 50 % těžší, což v případě kyvadla klade vyšší požadavky na dimenzování excentrické hřídele a ložisek. Nevýhodou se můžou zdát také vyšší počáteční investice, které jsou způsobené díky nutnosti zhotovení modelu pro odlévání. U sériové výroby se však tyto investice brzy vrátí. Nevýhodou jsou horší mechanické vlastnosti odlitku. Jde především o nižší pevnost konstrukce kyvadla a větší citlivost vůči nárazům v porovnání se svarkem. U odlitku je konstruktér limitován zásadami konstrukce odlitku. Větší volnost dostáváme při navrhování svarku kyvadla. Po každém odlití se odlitek musí vyčistit a musí se odstranit vtoky a další nepřípustné výstupky. Dalším rizikem můžou být možnosti výskytu vad v podobě trhlin za tepla, staženin, bublin, prasklin, nezaběhnutí nebo přesazení odlitého materiálu. Rozdíly v tloušťce stěn odlitku směřují k nerovnoměrnému tuhnutí taveniny, které způsobí odlišné strukturní vlastnosti v jednotlivých částech odlitku a tím i vznik případného pnutí a deformací. Tyto vady závisí na kvalitě a dodržování technologického postupu.

4.3.4 PODMÍNKY NÁVRHU ODLITKU

Mezi zásady při navrhování odlitku patří správná volba materiálu s ohledem na funkčnost a technologické požadavky. Odlitek by měl mít hladké a jednoduché tvary, nejlépe se stejnoměrnou tloušťkou stěn. Při návrhu bychom měli omezit ostré úhly a hrany. Důležité je zaměřit se na vhodnou volbu správného zaoblení. Klademe důraz na jednoduchost návrhu např. v co nejmenším spojování stěn v jednom místě. Tímto předejdeme nežádoucímu tvoření špiček. V praxi se nejlépe odlévá šedá nebo tvárná litina. Pro naše účely navrhnout odlitek kyvadla, který bude dynamicky namáhaný, by zmíněné litiny nebyly nejvhodnější volbou. Za výhodnější považujeme odlévání z manganové oceli na odlitky ČSN 42 2709. Rozhodli jsme se zvolit tento materiál především díky jeho větší odolnosti vůči dynamickému namáhání. Pro předejití vzniku vnitřního pnutí budeme odlitek normalizačně žíhat. Odlitek kyvadla můžeme odlehčit vhodnou volbou jader, která nám vytvoří uvnitř kyvadla dutiny a značně tím sníží celkovou hmotnost odlitku. Dutiny by měly být propojeny dostatečnými, pozvolnými přechody. Pro náš odlitek kyvadla jsme volili propojení válcovými dutinami o průměru 100 mm. Odlévání proběhne do pískové formy.

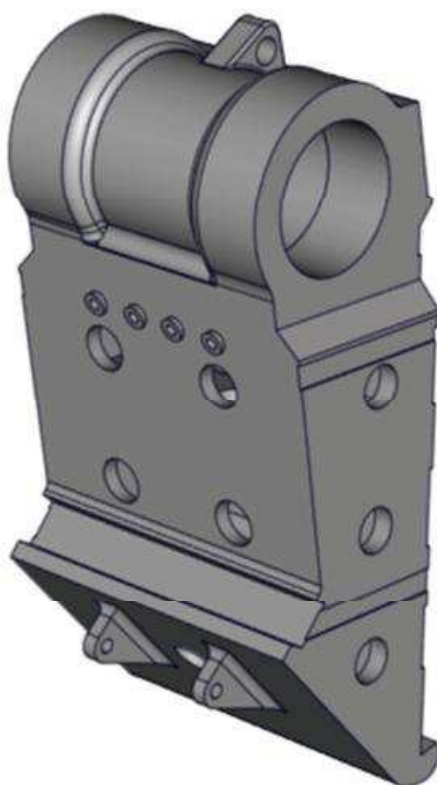


Navržený 3D model odlitku kyvadla jsme zpracovali v programu Inventor. Model jsme zhotovili do verze, kde je brán v potaz finální stav i s obráběcími úpravami kyvadla a tedy absencí technologických úkosů.

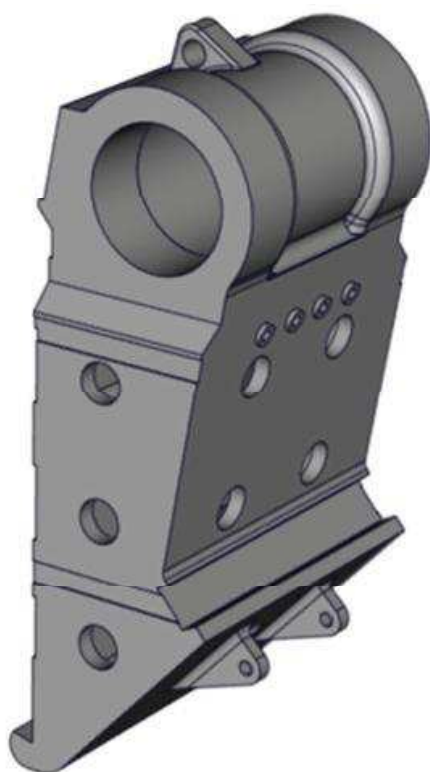


Obr. 42: Navržený odlitek kyvadla

Z prvního pohledu si můžeme všimnout patrného rozdílu při porovnání se svarkem a to celkové celistvosti kyvadla. Jednotlivé funkční části na sebe plynule navazují a netvoří se nám žádné ostré přechody. Uvnitř odlitku jsou tři dutiny, které jsou vzájemně propojené válcovými výstupy. Tloušťka stěny těla kyvadla je 60 mm. Přední čelo tvoří lišty s patkou, které protikusem spojují kyvadlo s pohyblivou čelistí drtiče. Bočnice odpovídá základnímu profilu kyvadla, které má v tomto případě silně tlumící účinek a větší hmotnost než předchozí návrh svarku. Sedlo je celistvou součástí těla kyvadla, což je výrazně jednodušší než při náročnosti řešení řádného přivaření sedla u svarku. Na bočnicích jsou patrné dva plošné zářezy na každé straně. Tyto zářezy jsou technologické plochy sloužící k ustavení odlitku kyvadla při obrábění. Vnitřní průměry pouzdra jsou řešené dle standardních rozměrů uvedených v návrhu kyvadla. Uchycení třmenu táhla s pružinou řeší zadní dílce na spodu kyvadla, které jsou po odlití obrobena na požadovanou tloušťku. Na vnější straně pouzdra je navíc oko sloužící pro uchycení lana nebo řetězu k háku jeřábu. Oko prochází osou těžiště odlitku kyvadla.



Obr. 43: Navržený odlitek kyvadla



Obr. 44: Navržený odlitek kyvadla



4.4 VOLBA VARIANTY NÁVRHU

V předchozích podkapitolách jsme si představili návrhy kyvadla jako varianty svarku nebo odlitku. Při realizaci modelů jsme dbali na dodržení funkčních rozměrů v návaznosti na umístění kyvadla do jednovzpěrného čelistového drtiče DC 110x70 R. Po zhodnocení výhod a nevýhod jednotlivých variant jsme se rozhodli, že použijeme variantu číslo 1, která reprezentuje svarek kyvadla. Toto rozhodnutí jsme učinili na základě faktu, že navrhovaný rozměr drtiče firma sériově nevyrábí, což by v případě volby odlitku znamenalo zbytečnou investici do modelu potřebného k odlévání. Za značnou výhodu svarku považujeme také téměř poloviční hmotnost kyvadla v porovnání s odlitkem. Jelikož je na výchozím vyrobeném drtiči DC 95x70 umístěno kyvadlo z odlitku, můžeme předpokládat, že při použití svarku na nový navrhovaný drtič bude hmotnost kyvadla i přes větší rozměr menší. Ve výsledku to znamená, že pro novou větší verzi drtiče snížíme zatížení do ložisek a zatížení samotného výstředníkového hřídele. Při volbě svarku bereme v potaz i nižší tuhost a tlumící účinky kyvadla. Poněvadž je navrhovaný drtič určený pro drcení materiálů k recyklaci, tedy materiálů s nižší pevností, můžeme si dovolit snížení tuhosti kyvadla při použití varianty svarku. Zvolenou variantu následně zatížíme a provedeme její pevnostní analýzu. Pokud prvotní návrh kyvadla nebude vyhovovat zadanému zatížení, provedeme jeho konstrukční optimalizaci a opakujeme pevnostní kontrolu. Více o pevnostním výpočtu v další kapitole.

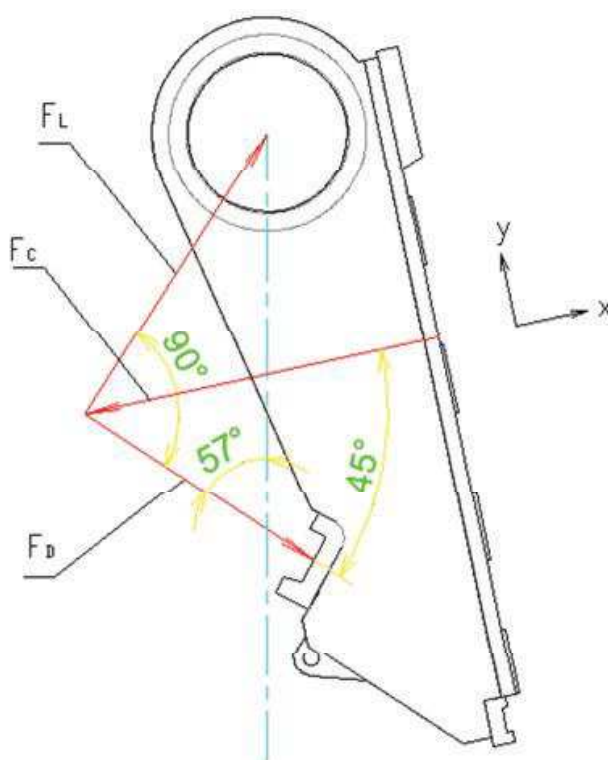
5 PEVNOSTNÍ VÝPOČET KYVADLA

5.1 KINEMATICKÝ MODEL

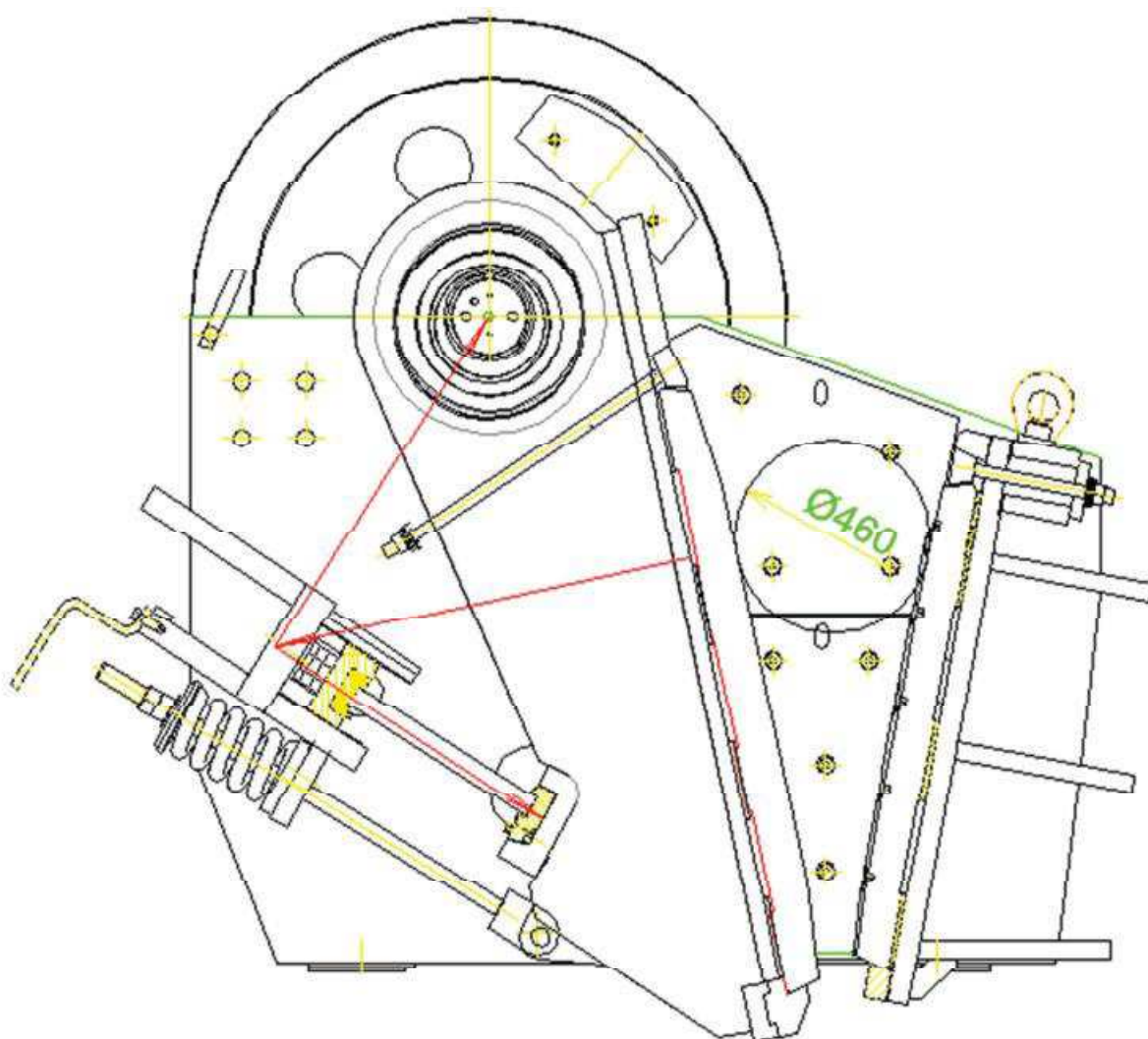
Zadavatelská firma poskytla předpokládané kritické silové zatížení kyvadla s celkovou drtící silou a jejími vyvolanými reakcemi na desku sedla kyvadla a do ložisek. Zadaný stav je dále popsán v tabulce. Působíště sil odpovídá teorii základního silového rozkladu jednovzpěrného čelistového drtiče viz kapitola 2.3.1.

Tab. 9: Silové zatížení kinematického modelu [9]

Označení	Popis	Hodnota [MN]
F_C	Celková drtící síla	2,20
F_D	Reakce do desky	1,94
F_{Dx}	Rozložená reakce do desky ve směru osy x	1,705
F_{Dy}	Rozložená reakce do desky ve směru osy y	0,929
F_L	Reakce do ložisek	1,05
F_{Lx}	Rozložená reakce do ložisek ve směru osy x	0,495
F_{Ly}	Rozložená reakce do ložisek ve směru osy y	-0,929



Obr. 45: Kinematický model kyvadla [9]



Obr. 46: Kinematický model čelistového drtiče [9]

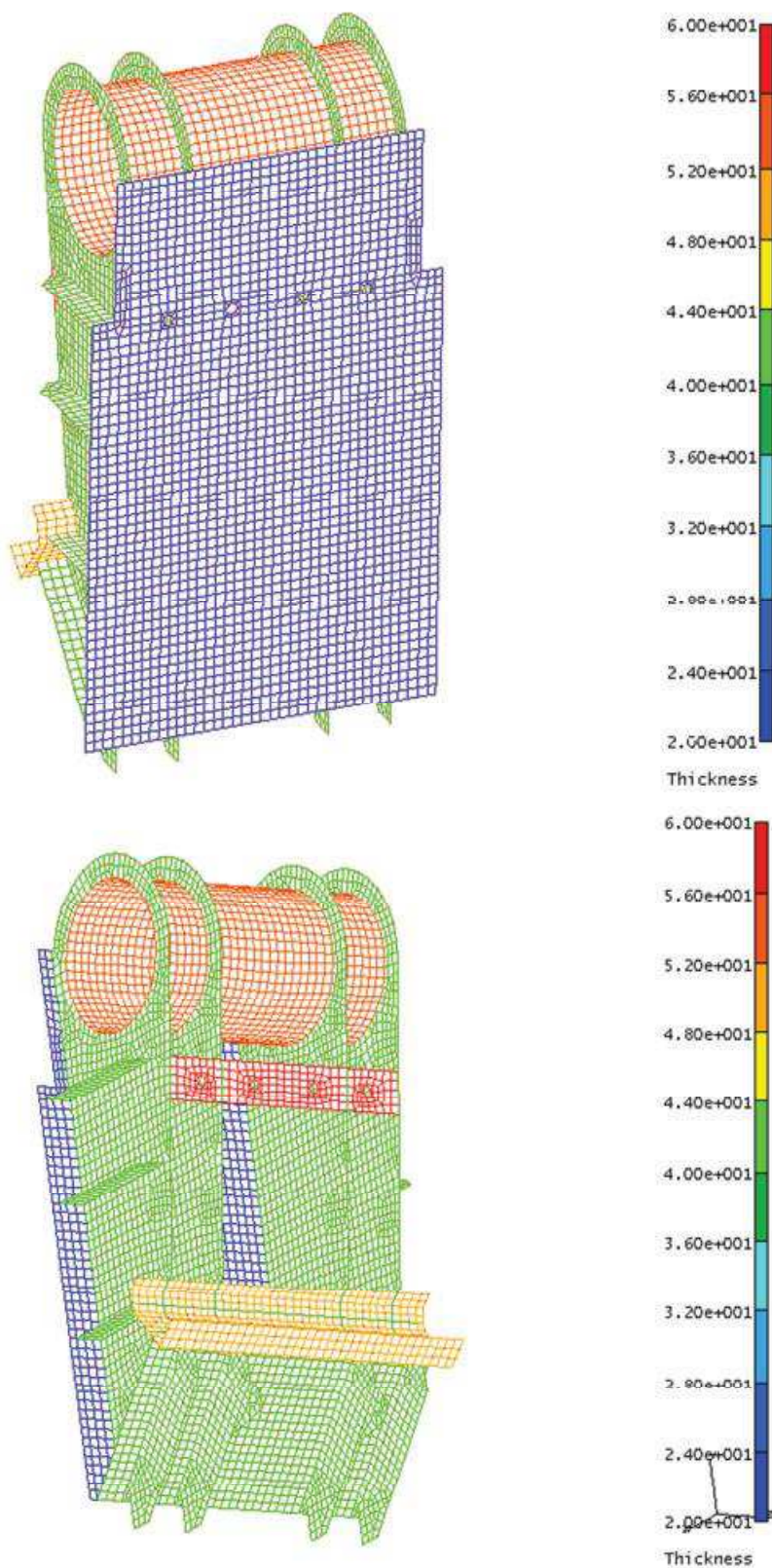
5.2 PEVNOSTNÍ ANALÝZA KYVADLA METODOU KONEČNÝCH PRVKŮ

Do výše uvedeného zátěžového stavu umístíme naše kyvadlo navrhnuté jako svarek a provedeme jeho kontrolní pevnostní výpočet pomocí metody konečných prvků tzv. MKP. Tento výpočet provedeme v programu I-DEAS. V modelářském prostředí vytvoříme kyvadlo v podobě skořepiny, kde vytvořeným plochám přiřadíme navrhované tloušťky. Následně vygenerujeme vhodnou síť. Náhradu uložení výstředníkového hřídele spolu s ložisky provedeme pomocným prvkem *Beam*. Dále určíme okrajové podmínky vycházející z kinematického modelu. Výpočet bude proveden dle von Misesovy podmínky plasticity.



5.2.1 PŘÍŘAZENÍ TLOUŠŤEK

Každý dílec kyvadla je v programu I-DEAS reprezentován tloušťkou určité barvy.



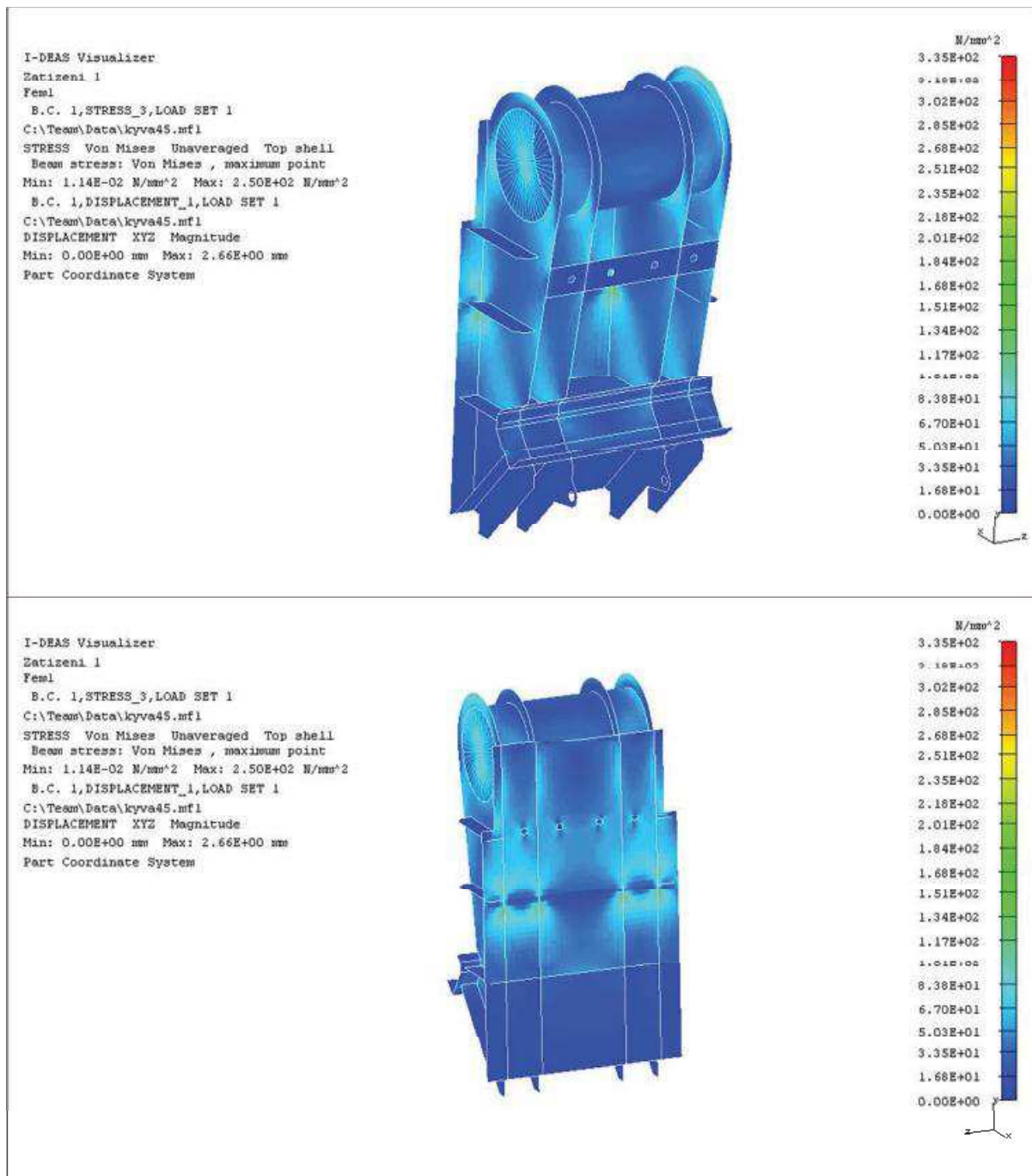
Obr. 47: Přirazené tloušťky stěn v milimetrech



5.2.2 VÝSLEDKY PEVNOSTNÍ ANALÝZY

Výsledky pevnostní analýzy programu I-DEAS:

- Maximální napětí na modelu: $\sigma_{k \max} = 250 \text{ MPa}$
- Maximální průhyb na modelu: $l_{k \max} = 2,66 \text{ mm}$



Obr. 48: Výsledky z programu I-DEAS



Jak si můžeme všimnout, napětí je na modelu znázorněné spektrem barev od tmavě modré až po červenou, která znázorňuje mez kluzu použitého materiálu oceli 11 523. Pokud bereme v úvahu dílec kyvadla s největší tloušťkou, což je zadní deska (viz obr. 47), potom dle ČSN 41 1523 odpovídá mez kluzu pro maximální tloušťku 60 mm hodnotě 335 MPa.

Z výsledků můžeme vyčíst poměrně vysoké napětí 250 MPa v oblasti působitě celkové drtící síly F_c . Nejvíce namáhanými dílci jsou bočnice kyvadla. Maximální průhyb l_{kmax} činí 2,66 mm.

Výpočet bezpečnosti:

Známe: $R_e = 335 \text{ MPa}$

$$\sigma_{k \max} = 250 \text{ MPa}$$

$$k_k = \frac{R_e}{\sigma_{k \max}} \quad (5.2.2-1)$$

$$k_k = \frac{335}{250} = 1,34$$

$$k_k = 1,34$$

kde: R_e mez kluzu [MPa]

σ_{kmax} .. maximální napětí na modelu [MPa]

k_k bezpečnost vůči meznímu stavu kyvadla[–]

Výslednou bezpečnost vůči meznímu stavu 1,34 považujeme za nedostatečnou. Budeme muset provést optimalizaci konstrukce kyvadla. Pro zjištění míst, která by byla vhodná k optimalizaci, využijeme bezpečnostní analýzy.

5.2.3 BEZPEČNOSTNÍ ANALÝZA

Tato analýza stanovuje předem bezpečnost, kterou na navrženém modelu požadujeme. Pro náš případ si ukážeme stavy pro bezpečnost 1,5; 2,0 a 4,0. Program I-DEAS vyhodnotí vzniklá napětí a červeně označí ta místa, která nevyhovují požadované bezpečnosti. Zbylé, tedy vyhovující oblasti, vybarví zeleně.



Na *obr. 49* jsme znázornili stav, při kterém by bezpečnost vůči meznímu stavu kyvadla odpovídala hodnotě 1,5. Detail kritických míst je zakroužkován žlutě.

Výpočet minimálního dovoleného napětí pro bezpečnost $k = 1,5$:

Požadujeme: $k_{1,5} = 1,5$

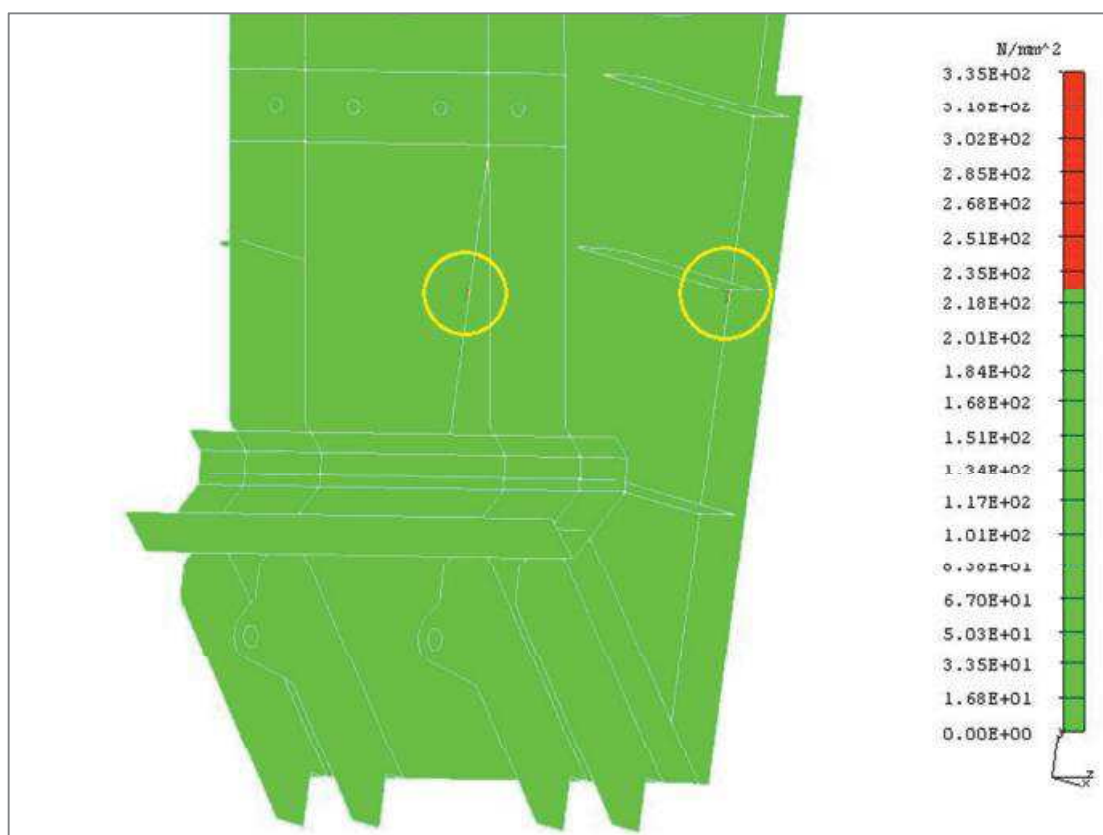
$$\sigma_{k1,5 \min} = \frac{R_e}{k_{1,5}} \quad (5.2.3-1)$$

$$\sigma_{k1,5 \min} = \frac{335}{1,5} = 223 \text{ MPa}$$

$$\sigma_{k1,5 \min} = 223 \text{ MPa}$$

kde: $\sigma_{k1,5 \min}$ minimální dovolené napětí pro bezpečnost 1,5 [MPa]

$k_{1,5}$ požadovaná bezpečnost 1,5 [–]



Obr. 49: Výsledky z programu I-DEAS při bezpečnosti 1,5



Pro názornou ukázkou si uvedeme kritická místa, která nevyhovují bezpečnosti 2,0.

Výpočet minimálního dovoleného napětí pro bezpečnost $k = 2,0$:

Požadujeme: $k_{2,0} = 2,0$

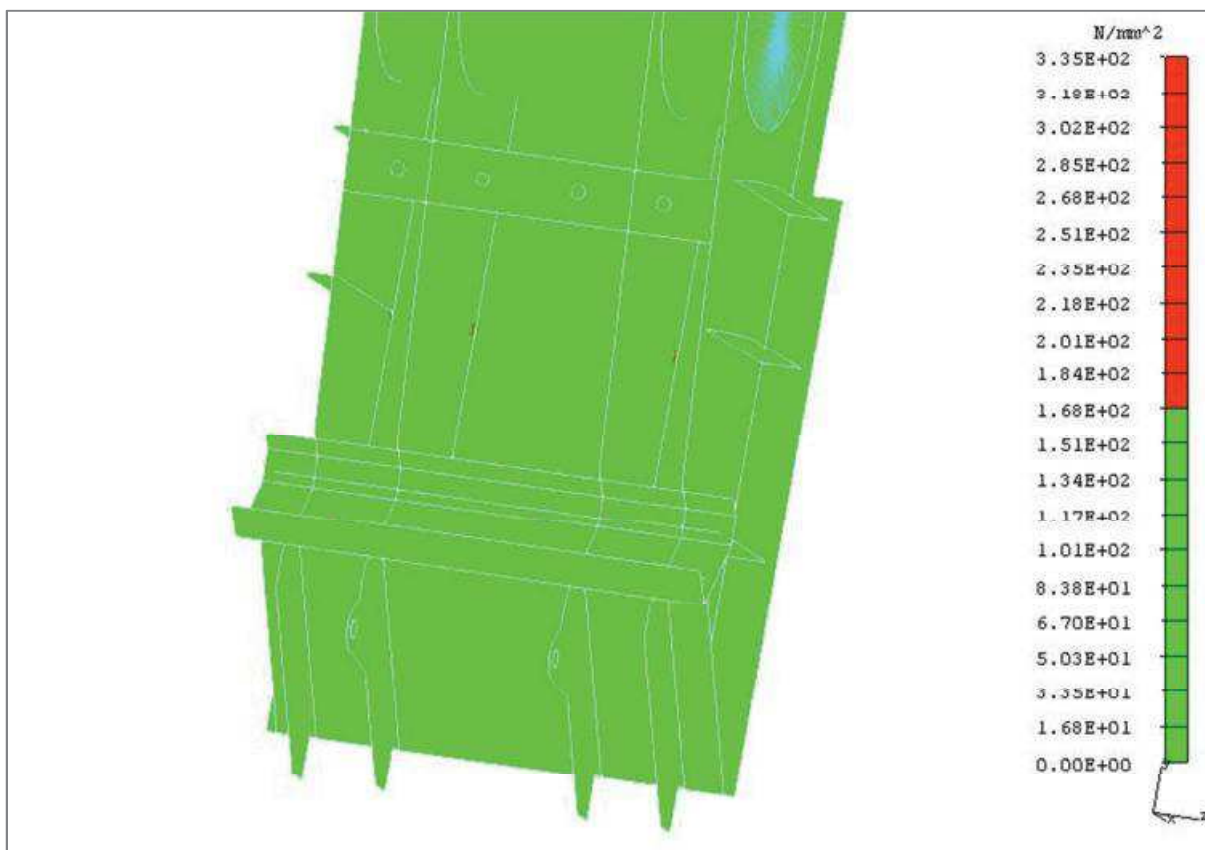
$$\sigma_{k2,0 \min} = \frac{R_e}{k_{2,0}} \quad (5.2.3-2)$$

$$\sigma_{k2,0 \min} = \frac{335}{2,0} = 167,5 \text{ MPa}$$

$$\sigma_{k2,0 \min} = 167,5 \text{ MPa}$$

kde: $\sigma_{k2,0 \min}$ minimální dovolené napětí pro bezpečnost 2,0 [MPa]

$k_{2,0}$ požadovaná bezpečnost 2,0 [–]



Obr. 50: Výsledky z programu I-DEAS při bezpečnosti 2,0

Pokud porovnáme výsledky s předchozími při bezpečnosti 1,5, dochází k nepatrnému rozšíření problematických oblastí (červené barvy).



Pro zajímavost uvádíme, co by nastalo při požadavku bezpečnosti rovné 4,0.

Výpočet minimálního dovoleného napětí pro bezpečnost $k = 4,0$:

Požadujeme: $k_{4,0} = 4,0$

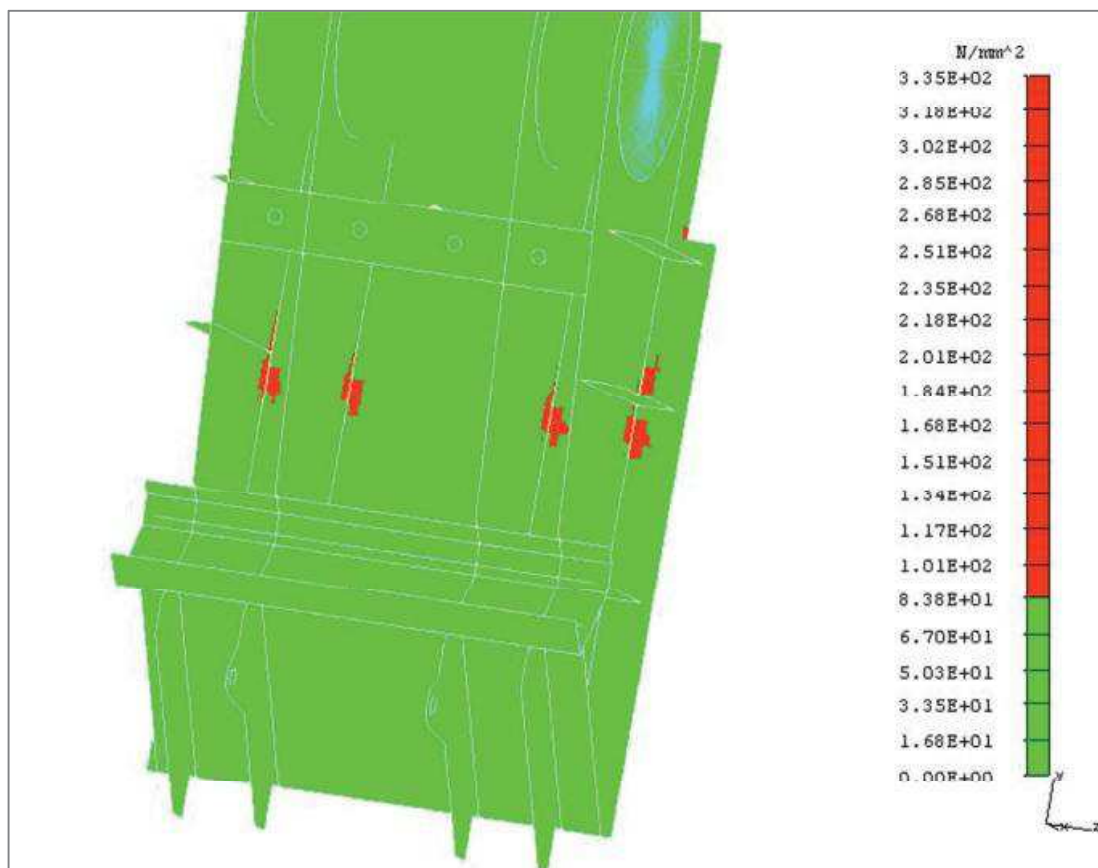
$$\sigma_{k4,0 \min} = \frac{R_e}{k_{4,0}} \quad (5.2.3-3)$$

$$\sigma_{k4,0 \min} = \frac{335}{4,0} = 83,8 \text{ MPa}$$

$$\sigma_{k4,0 \min} = 83,8 \text{ MPa}$$

kde: $\sigma_{k4,0 \min}$ minimální dovolené napětí pro bezpečnost 4,0 [MPa]

$k_{4,0}$ požadovaná bezpečnost 4,0 [–]



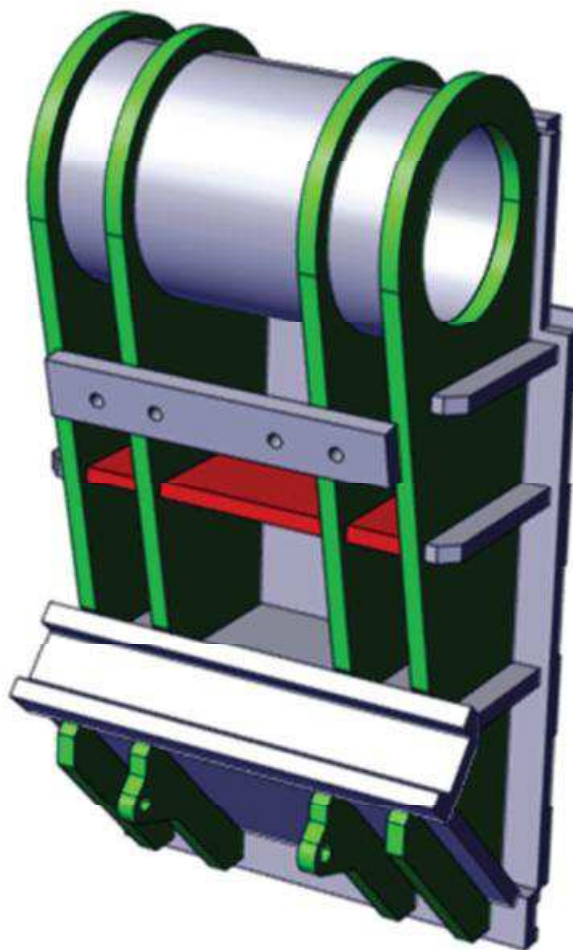
Obr. 51: Výsledky z programu I-DEAS při bezpečnosti 4,0

Na obr. 51 pozorujeme patrný postup šíření nevyhovujícího napětí. Z výsledku budeme čerpat při optimalizaci kyvadla, o které pojednává další kapitola.



5.3 OPTIMALIZACE SVARKU KYVADLA

V návaznosti na výsledky pevnostní analýzy prvotně navrženého svarku kyvadla, provedeme optimalizaci problematických míst. Do oblasti přední čelní desky kyvadla, kde se vyskytuje kritické napětí, umístíme tři žebra o tloušťce 40 mm. Dalšími místy se špičkami napětí jsou kontakty bočnic s čelní deskou. Provedeme úpravu původního návrhu tloušťky jednotlivých bočnic z hodnoty 40 mm na 45 mm.



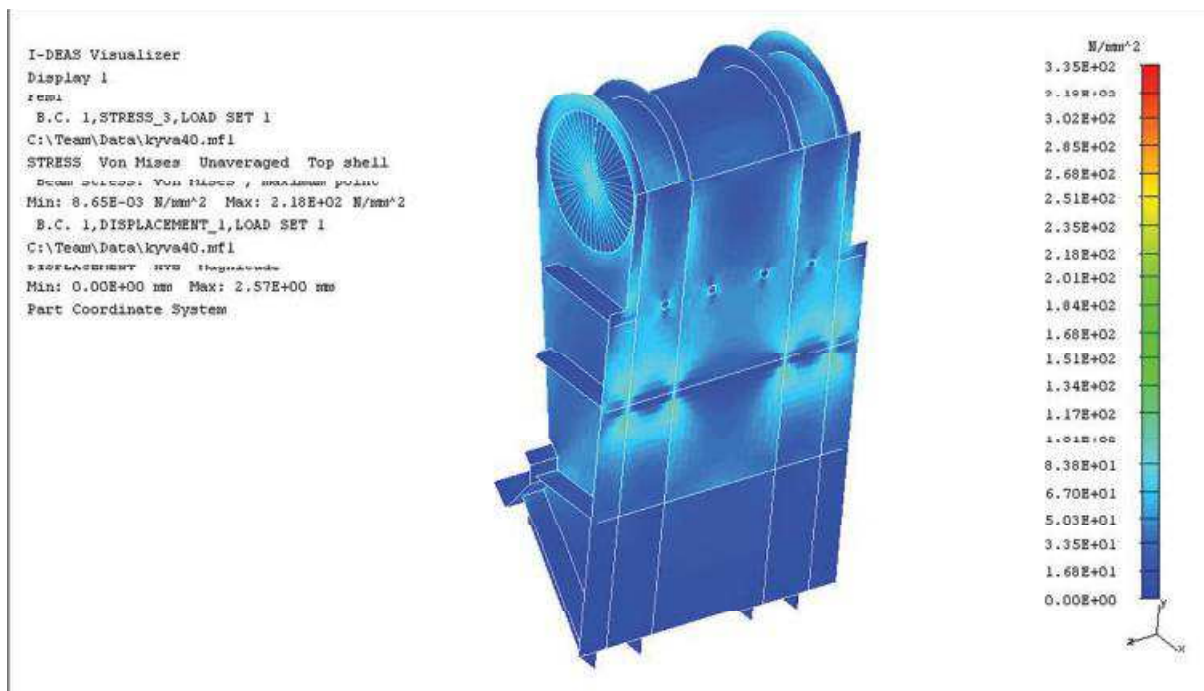
Obr. 52: Optimalizované komponenty kyvadla

Pro přehledné znázornění uvádíme na *obr. 52* změny vůči původnímu modelu svarku. Zelenou barvou jsme označili bočnice, kde jsme zvětšili tloušťku na 45 mm. Novými komponenty jsou tři přidaná žebra, která jsme označili červenou barvou. Předpokládáme, že zvolená žebra zvýší tuhost kyvadla a celkově sníží jeho maximální napětí k danému zatížení. Žebra navrhujeme pro materiál ocel 11 523, tedy stejný materiál, který jsme použili pro návrh celého svarku kyvadla.



5.3.1 VÝSLEDKY PO OPTIMALIZACI KYVADLA

Po uvedené optimalizaci kyvadla opakujeme pevnostní analýzu dle předešlých podmínek vycházejících z kapitoly 5.1.



Obr. 53: Výsledky z programu I-DEAS

Výsledky pevnostní analýzy programu I-DEAS:

- Maximální napětí na optimalizovaném modelu: $\sigma_{ok \max} = 218 \text{ MPa}$
- Maximální průhyb na optimalizovaném modelu: $l_{ok \max} = 2,57 \text{ mm}$

Z hlediska návazného propojení kyvadla s pohyblivou čelistí, můžeme považovat výsledný maximální průhyb $l_{ok \max}$ za přijatelný.



Výpočet bezpečnosti:

Známe: $R_e = 335 \text{ MPa}$

$$\sigma_{ok \max} = 218 \text{ MPa}$$

$$k_{ok} = \frac{R_e}{\sigma_{ok \max}} \quad (5.3.1-1)$$

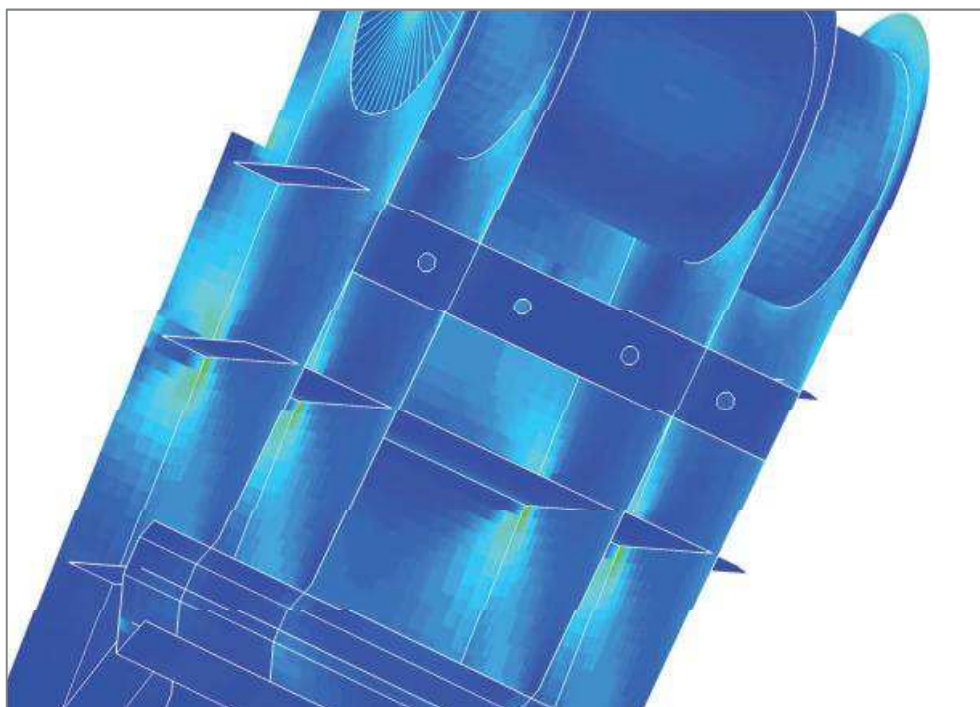
$$k_{ok} = \frac{335}{218} = 1,54$$

$$k_{ok} = 1,54$$

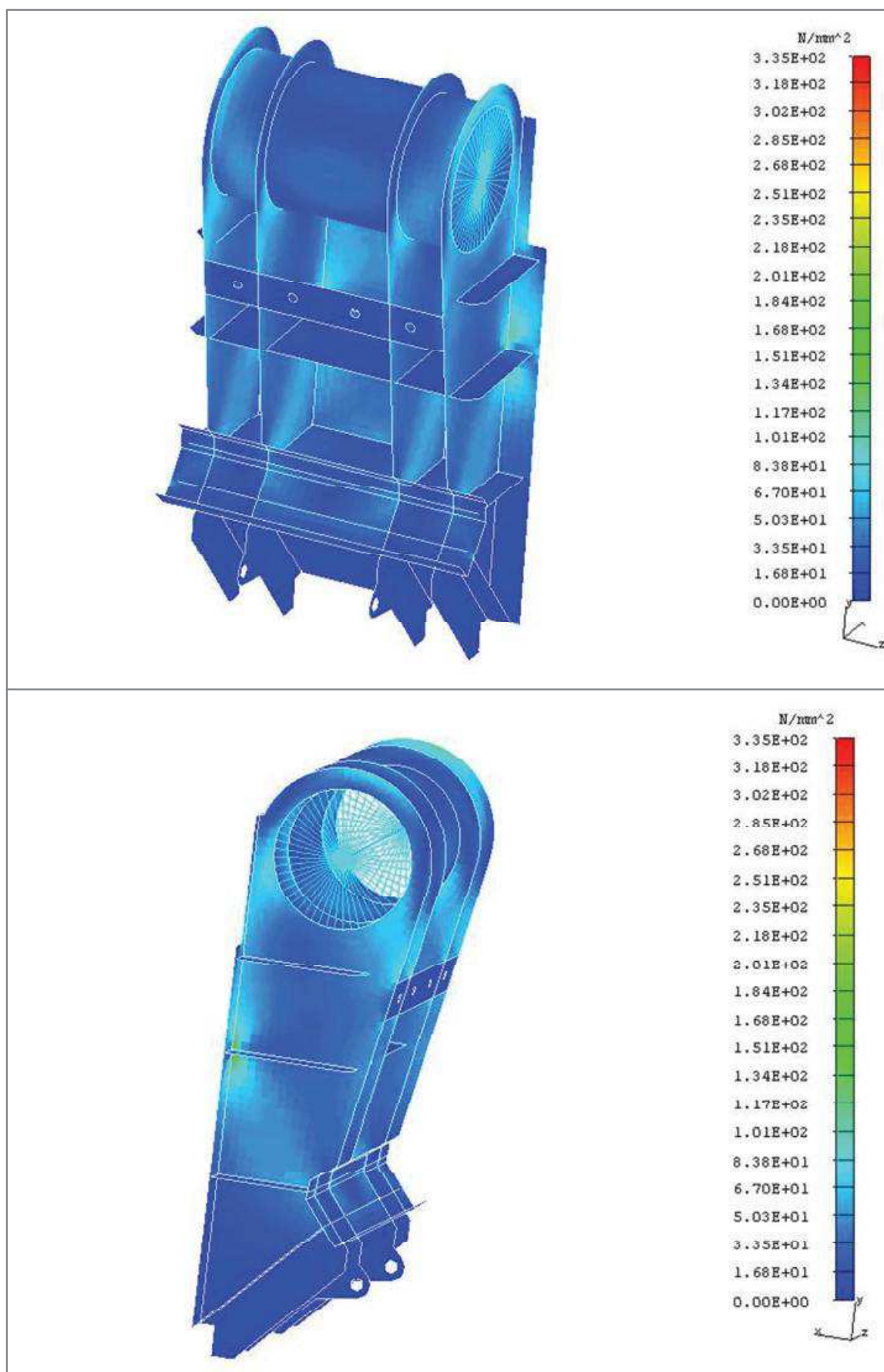
kde: $\sigma_{ok \max}$... maximální napětí na optimalizovaném modelu [MPa]

k_{ok}bezpečnost vůči meznímu stavu optimalizovaného kyvadla [–]

Výsledek bezpečnosti optimalizovaného kyvadla 1,54 je vyhovující. Ke koncentraci nejvyššího napětí dochází v místech spojů žeber a bočnic s čelní deskou těla kyvadla (*obr. 54*). Při vyrobení kyvadla budou těmito místy vedeny svary, které se postarají o zvýšení tuhosti, a vyvolají pokles špiček napětí. Z tohoto důvodu je bezpečnost přijatelná.



Obr. 54: Výsledek z programu I-DEAS



Obr. 55: Výsledek z programu I-DEAS



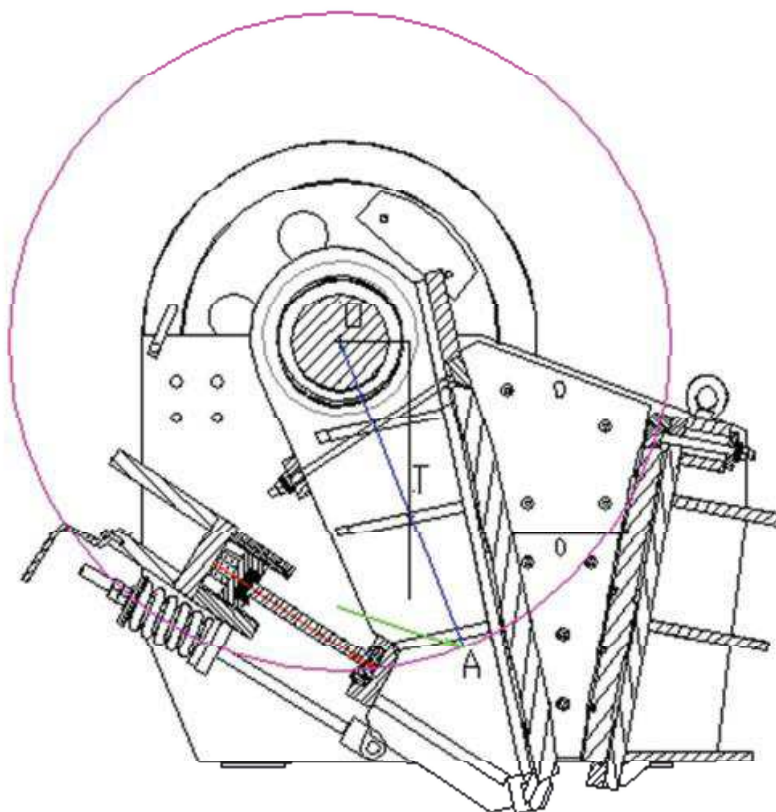
6 VOLBA HYDRAULICKÉHO ZVEDÁKU PRO STAVĚNÍ VÝSTUPNÍ ŠTĚRBINY

Nastavování výstupní štěrby provádíme vkládáním podložek o různé tloušťce mezi zadní čelo frémy a opěrné sedlo. Pro zmenšení výstupní štěrby čelistového drtiče nám stačí snížit předpětí v obou táhlových pružinách. Tento úkon provedeme povolením šroubových nástavků na táhlech. Pro zvětšení výstupní štěrby využíváme hydraulického zvedáku, který vyvine sílu k odtlačení opěrného sedla. Do vzniklé mezery poté vkládáme podložky potřebné tloušťky k rozšíření výstupní štěrby.

Nesmíme zapomenout, že úprava velikosti výstupní štěrby probíhá vždy při stacionárním stavu, tedy v době kdy je drtič odstavený mimo provoz a v pracovní komoře se nenachází žádný drcený materiál.

Výpočet síly ve vzpěrné desce - F_A [N]

Pro následující výpočet využijeme modelu čelistového drtiče. Abychom určili sílu, potřebnou ke stavění výstupní štěrby (konkrétně zvětšení), musíme nejprve zjistit, kde je umístěno těžiště optimalizovaného kyvadla. Tuto informaci získáme z navrženého modelu kyvadla v konstrukčním programu Creo. Těžiště, jinak také bod T , zakreslíme do nárysu drtiče.



Obr. 56: Schematický průřez drtičem

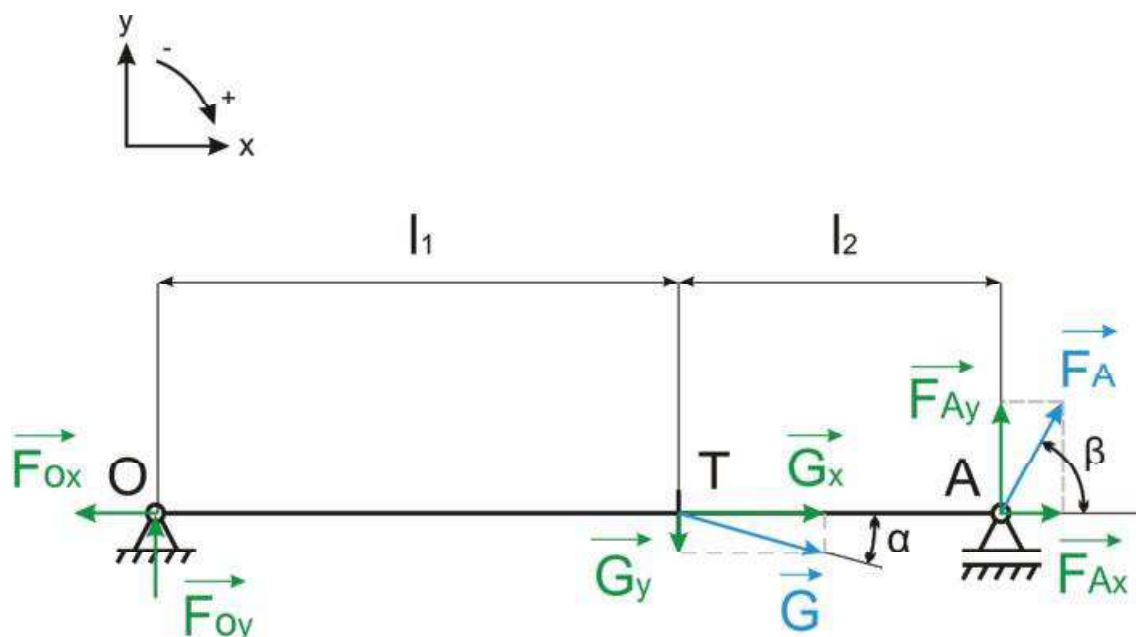


V průřezu nárysu čelistového drtiče si představíme pomyslný nosník procházející střednicí excentrického hřídele (bod O) přes těžiště kyvadla až po bod A , což je bod, do kterého bylo přeneseno silové působení ve vzpěrné desce. Na výše uvedeném nárysu představuje nosník modrou barvu. Červená barva odpovídá síle ve vzpěrné desce působící na pánve. Tato síla byla přenesena pomocí pomocné kružnice (fialové barvy) o středu O do bodu A . Poloměr kružnice je vzdálenost mezi bodem O a působištem síly na konci pánve, respektive v kontaktu pánve se sedlem kyvadla. Zelenou barvou je nakonec označena přenesená síla F_A z pánve na nosník.

Vzniklé silové zatížení na nosník si detailně rozebereme v následujícím nákresu.



Obr. 57: Detail silového působení



Obr. 58: Natočení nosníku do zvolených souřadnic



kde: l_1 vzdálenost osy excentrického hřídele od těžiště [m]

l_2 vzdálenost těžiště od bodu A [m]

α úhel mezi tíhovou silou a nosníkem [$^\circ$]

β úhel mezi nosníkem a silou ve vzpěrné desce [$^\circ$]

Uvedené rozměry jsme odměřili z výkresu průřezu drtičem. Dosahují stávajících hodnot:

$$l_1 = 661 \text{ mm}$$

$$l_2 = 510 \text{ mm}$$

$$\alpha = 22^\circ$$

$$\beta = 50^\circ$$

Pomocí softwaru Creo můžeme také z vytvořeného modelu zjistit hmotnost kyvadla. Program vypočítá celkový objem modelu a uživatel poté jen zadá hustotu daného materiálu, ze kterého chce výsledný model vyrobit. Volíme tedy hustotu oceli, která činí $7850 \text{ kg} \cdot \text{m}^3$. Creo poté již vypočítá celkovou hmotnost modelu a zobrazí ji uživateli. Pro náš případ počítáme také s hmotností pohyblivé čelisti. Dostáváme následující výsledky:

$$m_k = 3020 \text{ kg}$$

$$m_{\check{c}} = 915 \text{ kg}$$

$$m_{k\check{c}} = m_k + m_{\check{c}} \quad (6-1)$$

$$m_{k\check{c}} = 3020 + 915 = 3935 \text{ kg}$$

kde: m_k hmotnost kyvadla [kg]

$m_{\check{c}}$ hmotnost pohyblivé čelisti [kg]

$m_{k\check{c}}$ hmotnost pohyblivé čelisti s kyvadlem [kg]

Z předchozích hodnot můžeme spočítat tíhovou sílu

$$G = m_{k\check{c}} \cdot g \quad (6-2)$$

$$G = 3935 \cdot 9,81 = 38602 \text{ N}$$



kde: G tíhová síla [N]

g tíhové zrychlení [$\text{m}\cdot\text{s}^{-2}$]

Jednotlivé složky určíme dle rozložení ve směru osy x a y :

$$G_x = G \cdot \cos \alpha \quad (6-3)$$

$$G_y = G \cdot \sin \alpha \quad (6-4)$$

$$G_x = 38602 \cdot \cos 22^\circ = 35791 \text{ N}$$

$$G_y = 38602 \cdot \sin 22^\circ = 14461 \text{ N}$$

Provedeme určení statické rovnováhy sil a momentů na nosníku:

$$\sum F_x = 0 : -F_{ox} + G_x + F_{Ax} = 0 \quad (6-5)$$

$$\sum F_y = 0 : F_{oy} - G_y + F_{Ay} = 0 \quad (6-6)$$

$$\sum M_o = 0 : G_y \cdot l_1 - F_{Ay} \cdot (l_1 + l_2) = 0 \quad (6-7)$$

Dále určíme silové reakce na excentrickém hřídeli:

$$F_{Ox} = G_x + F_{Ax} \quad (6-8)$$

$$F_{Oy} = G_y - F_{Ay} \quad (6-9)$$

Z rovnice 6-7 vyjádříme sílu F_{Ay} :

$$F_{Ay} = \frac{G_y \cdot l_1}{l_1 + l_2}$$

Tuto sílu dosadíme nakonec do rovnice 6-10 a vyjádříme si sílu F_A :

$$F_{Ay} = F_A \cdot \sin \beta \quad (6-10)$$



$$\frac{G_y \cdot l_1}{l_1 + l_2} = F_A \cdot \sin \beta$$

$$F_A = \frac{G_y \cdot l_1}{(l_1 + l_2) \cdot \sin \beta}$$

$$F_A = \frac{G \cdot \sin \alpha \cdot l_1}{(l_1 + l_2) \cdot \sin \beta}$$

$$F_A = \frac{38602 \cdot \sin 22^\circ \cdot 661 \cdot 10^{-3}}{(661 \cdot 10^{-3} + 510 \cdot 10^{-3}) \cdot \sin 50^\circ} = 10656 \text{ N}$$

$$\underline{\underline{F_A = 10656 \text{ N}}}$$

Pro úplnost dopočítáme reakce:

$$F_{Ax} = F_A \cdot \cos \beta \quad (6-11)$$

$$F_{Ax} = 10656 \cdot \cos 50^\circ = 6850 \text{ N}$$

$$F_{Ay} = F_A \cdot \sin \beta$$

$$F_{Ay} = 10656 \cdot \sin 50^\circ = 8163 \text{ N}$$

$$F_{Ox} = G_x + F_{Ax}$$

$$F_{Ox} = 35791 + 6850 = 42641 \text{ N}$$

$$F_{Oy} = G_y - F_{Ay}$$

$$F_{Oy} = 14461 - 8163 = 6298 \text{ N}$$

Síla, působící ve vzpěrné desce, je tedy 10 656 N.

Výpočet přítláčné síly v pružině – $F_{\text{pruž}}$ [N]

Dále si vypočítáme přítláčné síly působící v pružinách táhel. Pro plynulý chod při vratném pohybu kyvadla musíme vyvinout pomocí pružin přítlačení, které limituje odskakování (tj. „klepání“) kyvadla o pánev. Pro čelistový drtič DC 110x70 R použijeme dvě pružiny rozměrů 35x175x340x7,5 (*průměr drátu x průměr pružiny x délka pružiny x počet závitů*). Tuhost pružiny $k_{\text{pruž}}$ je $8,94 \cdot 10^5 \text{ N} \cdot \text{m}^{-1}$. Výrobce doporučuje stlačení každé pružiny na rozměr cca 315 mm. Dojde tedy ke stlačení pružiny o 25 mm. Nyní můžeme využít vztahu pro výpočet tuhosti pružiny:



$$k_{pruž} = \frac{F_{pruž}}{\Delta l} \quad [\text{N} \cdot \text{m}^{-1}] \quad (6-12)$$

$$F_{pruž} = k_{pruž} \cdot \Delta l$$

$$F_{pruž} = 8,94 \cdot 10^5 \cdot 0,025 = 22350 \text{ N}$$

$$\underline{\underline{F_{pruž} = 22350 \text{ N}}}$$

kde: $k_{pruž}$tuhost pružiny $[\text{N} \cdot \text{m}^{-1}]$

$F_{pruž}$ přítlačná síla v pružině $[\text{N}]$

Δl stlačení pružiny $[\text{m}]$

Výpočet celkové síly ke stavění výstupní štěrbiny – F_{cv} $[\text{N}]$

Síla ve vzpěrné desce působí společně s oběma přítlačnými silami ve stejném směru (orientaci). Z jejich součtu dostaneme sílu, kterou je potřeba vyvodit k odtlačení kyvadla s pohyblivou čelistí a vytvoření nutné mezery pro vyjmutí podložky a zvětšení výstupní štěrbiny. Pro odtlačení musí platit podmínka:

$$F_{cv} > F_A + p_{pruž} \cdot F_{pruž} \quad [\text{N}] \quad (6-13)$$

$$F_{cv} > 10656 + 2 \cdot 22350$$

$$F_{cv} > 55\,356 \text{ N}$$

kde: $p_{pruž}$počet pružin $[-]$

Celková síla ke stavění výstupní štěrbiny musí být větší než 55 kN. K vyvinutí takovéto síly zvolíme hydraulický zvedák firmy Kennedy pro maximální zatížení 8 tun. Viz obr. 59.

Model Number	Max Load (Tonne)	Height (mm) Min. - Max.	Max Saddle Adjustment	Weight each	Order Code
B234	2	181 - 345	48mm	3.00kg	-5820K
B337	3	194 - 372	60mm	3.75kg	-5840K
B541	5	216 - 416	70mm	4.90kg	-5860K
B845	8	230 - 457	80mm	5.75kg	-5690K
B1248	12	230 - 460	80mm	7.50kg	-5710K
B1546	15	230 - 460	80mm	8.50kg	-5730K
B2045	20	242 - 452	60mm	11.0kg	-5750K

Obr. 59: Katalog hydraulických zvedáků firmy Kennedy [20]



ZÁVĚR

Výsledek diplomové práce spočívá v navrhnuté konstrukci kyvadla ve variantě svarku. Zadavatel zadání používá u čelistových drtičů středních velikostních tříd obvykle kyvadla vyráběná jako odlitek. Z tohoto důvodu vznikl požadavek na unikátní rozměr drtiče DC 110x70 R, vycházející z verze DC 95x70. Rozšířením odpovídajících komponentů drtiče se dospělo k požadované velikosti a získaly se i funkční rozměry pro navrhované kyvadlo. Byly představeny dvě varianty modelů kyvadla zhotovené v programu Creo. Prvním variantou byl model odlitku a druhou variantou model svarku. Po vyhodnocení kladů a záporů obou variant, byl pro požadovaný drtič zvolen svarek. Následně byla pro zatížení dané z kinematického modelu provedena pevnostní analýza Metodou konečných prvků (MKP) v programu I-DEAS. Zobrazené výsledky byly nedostačující z hlediska nízké bezpečnosti vůči meznímu stavu pevnosti použitého materiálu, proto bylo nutné provést optimalizaci konstrukce kyvadla. Po optimalizaci již byla při stejném zatížení dosažena dostatečně vysoká bezpečnost modelu kyvadla, který byl umístěn do drtiče DC 110x70 R. Následně byla vypracována výkresová dokumentace kyvadla a sestavný výkres navrhovaného čelistového drtiče.

Při tvorbě této diplomové práce jsme se seznámili s fungováním moderních čelistových drtičů a uplatněním konstrukčních trendů při jejich navrhování. Poznali jsme také důležité rozdíly mezi jednovzpěrnými a dvouvzpěrnými čelistovými drtiči. Obeznámili jsme se se základy technologie svařování a lití, což nám ve výsledku pomohlo určit výhodnější variantu výroby kyvadla. Postup popsany v této diplomové práci může být obecně využit pro návrhy kyvadel čelistových drtičů. Uvedené obrázky různých řezů čelistovými drtiči byly vytvořené v konstrukčních programech Inventor a Creo. Schémata a rozbory silových zatížení byly nakreslené v grafickém programu Corel. Požadované výkresy byly narýsovány v programu AutoCAD.



POUŽITÉ INFORMAČNÍ ZDROJE

- [1] DUDA, WALTER H.: *Internationale. Verfahrenstechnik. Der Zementindustrie.* Bauverlag GmbH, 3. Auflage, Wiesbaden und Berlin, MacDonald Evans, London, 1992, 636 s.
- [2] MALÁŠEK, J.: *Stroje pro výrobu stavebních materiálů a stavebních dílců.* Brno, Vysoké učení technické v Brně, Fakulta strojního inženýrství, 2005, 152 s.
- [3] MEDEK, J.: *Mechanické pochody.* Brno, Vysoké učení technické v Brně, Fakulta strojní, 1998, 217 s., ISBN 80-214-1284-X.
- [4] PACAS, B.: *Teorie stavebních strojů,* Praha, SNTL, 1986, 244 s.
- [5] ČEP, H., ŠPÍRKOVÁ, R.: *Technologie úpravy kameniva.* Brno, Těžební unie, 1997, 143 s.
- [6] HOLEC, M.: *Drcení a třídění kamene.* Praha, SNTL, 1959, 337 s.
- [7] JELÍNEK, P.: *Slévárenství.* Ostrava, Vysoká škola báňská, 2007, 256 s.
- [8] KOVAŘÍK, R., ČERNÝ F.: *Technologie svařování.* Plzeň, Západočeská univerzita, 2000, 186 s.
- [9] Firemní literatura DSP Přerov
- [10] Firemní literatura Přerovské strojírný
- [11] <http://www.mav.it> – výrobce svěrných spojení [online] [cit. 29. 5. 2010]
- [12] <http://www.penncrusher.com> – výrobce čelistových drtičů [online] [cit. 18. 3. 2007]
- [13] <http://www.metso.com> – technologie pro zpracování nerostných surovin [online] [cit. 21. 10. 2011]
- [14] <http://www.telsmith.com> – technologie pro zpracování nerostných surovin [online] [cit. 3. 8. 2011]
- [15] <http://www.sandvik.com> - technologie pro zpracování nerostných surovin [online] [cit. 25. 9. 2011]
- [16] <http://www.conquip.us> – výrobce čelistových drtičů Kue Ken [online] [cit. 20. 6. 2009]
- [17] <http://www.cantonigroup.com> – výrobce elektromotorů [online] [cit. 20. 2. 2008]
- [18] <http://www.sbmchina.com> – výrobce čelistových drtičů [online] [cit. 30. 11. 2007]
- [19] <http://ecocrusher.com> – výrobce čelistových drtičích lžic [online] [cit. 3. 1. 2012]
- [20] <http://www.kennedy-hydraulics.com> – výrobce hydraulických zvedáků [online] [cit. 9. 5. 2006]



SEZNAM POUŽITÝCH ZKRATEK A SYMBOLŮ

A	[-]	bod A
A1	[mm]	délka setrvačníku
A2	[mm]	délka labyrintu
A3	[mm]	délka víka
A4	[mm]	délka tělesa ložisek
A5	[mm]	délka labyrintu
A6	[mm]	délka víka kyvadla
A7	[mm]	délka kyvadla
A _C	[mm]	délka výstředníkové hřídele (vzdálenost mezi oběma setrvačníky)
a _{fr}	[mm]	délka kyvadla
A _{roz}	[J]	rozpojovací práce
A _{tlama}	[m]	vzdálenost čelistí na vstupu
B	[m]	šířka čelistí
b _{fr}	[mm]	šířka kyvadla
b _{vn}	[mm]	šířka věnce
C	[-]	konstrukční faktor
c _{fr}	[mm]	délka těla kyvadla
css	[m]	sevřená výstupní šterbina
D	[mm]	vnitřní průměr náboje
d	[mm]	tabulkový průměr výstředníkové hřídele
D _e	[mm]	vnější průměr náboje
D _{em}	[mm]	minimální vnější průměr náboje
d _{fr}	[mm]	délka pouzdra
d _m	[mm]	vnější průměr motorové řemenice



$D_{\max}$	[m]	maximální rozměr zrna před zdrobňováním
$d_{\max}$	[m]	maximální výstupní rozměr zrna po zdrobňování
D_s	[mm]	vnější průměr setrvačníku
d_s	[m]	minimální šířka výstupní štěrby
$d_{\text{stř}}$	[m]	velikost středního zrna
E	[J]	energie otáčení mechanismu
e_{fr}	[mm]	vzdálenost od konce paty k ose pouzdra
F	[MN]	drtící síla
f	[Hz]	frekvence sítě
F'	[MN]	drtící síla
F_A	[N]	síla ve vzpěrné desce
F_{Ax}	[N]	rozklad síly ve vzpěrné desce do osy x
F_{Ay}	[N]	rozklad síly ve vzpěrné desce do osy y
F_C	[MN]	celková drtící síla
F_{cv}	[N]	celková síla ke stavění výstupní štěrby
F_D	[MN]	reakce do desky
F_{Dx}	[MN]	rozložená reakce do desky ve směru osy x
F_{Dy}	[MN]	rozložená reakce do desky ve směru osy y
f_{fr}	[mm]	rozměr paty kyvadla
F_L	[MN]	reakce do ložisek
F_{Lx}	[MN]	rozložená reakce do ložisek ve směru osy x
F_{Ly}	[MN]	rozložená reakce do ložisek ve směru osy y
F_{Ox}	[N]	rozklad síly působící do ložisek do osy x
F_{Oy}	[N]	rozklad síly působící do ložisek do osy y
$F_{\text{pruž}}$	[N]	přítlačná síla v pružině



F_T	[MN]	třecí síla
G	[N]	tíhová síla
g	[m·s ⁻²]	tíhové zrychlení
g_{fr}	[mm]	vnější průměr pouzdra
G_x	[N]	rozklad tíhové síly do osy x
G_y	[N]	rozklad tíhové síly do osy y
H	[mm]	výška drtícího prostoru
h	[m]	dráha pádu zrna
h_{fr}	[mm]	délka vloženého ložiska
i	[-]	převodový poměr
i_{fr}	[mm]	vnitřní průměr pouzdra
J_c	[kg·m ²]	celkový moment setrvačnosti mechanismu
j_{fr}	[mm]	vnější průměr ložiska
J_{Pn}	[kg·m ²]	moment setrvačnosti vycházející z výkonu a otáček
J_s	[kg·m ²]	moment setrvačnosti setrvačníků
k	[-]	součinitel zaplnění šterbiny
$k_{1,5}$	[-]	požadovaná bezpečnost 1,5
$k_{2,0}$	[-]	požadovaná bezpečnost 2,0
$k_{4,0}$	[-]	požadovaná bezpečnost 4,0
k_{fr}	[mm]	poloha sedla vůči ose kyvadla 1
k_k	[-]	bezpečnost vůči meznímu stavu kyvadla
k_n	[-]	bezpečnost navrženého náboje
k_{ok}	[-]	bezpečnost vůči meznímu stavu optimalizovaného kyvadla
k_p	[-]	koeficient zvýšení jmenovitého výkonu elektromotoru (přetížitelnost)
$k_{pruž}$	[N·m ⁻¹]	tuhost pružiny



l_1	[m]	vzdálenost osy excentrického hřídele od těžiště
l_2	[m]	vzdálenost těžiště od bodu A
l_{fr}	[mm]	poloha sedla vůči ose kyvadla 2
l_{kmax}	[mm]	maximální průhyb na modelu
l_{okmax}	[mm]	maximální průhyb na optimalizovaném modelu
m	[kg]	hmotnost zrna nebo pracovního element nebo obou
$m_{\check{c}}$	[kg]	hmotnost pohyblivé čelisti
m_{fr}	[mm]	délka sedla
M_k	[Nm]	krouticí moment na hřídeli elektromotoru
m_k	[kg]	hmotnost kyvadla
$m_{k\check{c}}$	[kg]	hmotnost pohyblivé čelisti s kyvadlem
M_t	[Nm]	přenesený moment
m_v	[kg]	hmotnost věnce
n_{fr}	[mm]	hloubka sedla
n_m	[min ⁻¹]	otáčky elektromotoru
n_s	[min ⁻¹]	otáčky setrvačnicku
n_{s1}	[min ⁻¹]	otáčky setrvačnicků odpovídající 267 min ⁻¹
n_{s2}	[min ⁻¹]	nulové otáčky
O	[-]	bod O
o_{fr}	[mm]	rozsah pouzdra s odrazovou deskou kyvadla
oss	[m]	rozevřená výstupní štěrbina
P	[W]	mechanický výkon na hřídeli
p	[-]	počet setrvačnicků
p_{fr}	[mm]	poloha lišty k ose kyvadla
P_m	[kW]	výkon elektromotoru



p_m	$[N \cdot mm^{-2}]$	tlak na náboj
$p_{pruž}$	$[-]$	počet pružin
Q	$[t \cdot h^{-1}]$	výkonnost čelistového drtiče
q_{fr}	$[mm]$	poloha osy táhla vůči ose kyvadla 1
Q_v	$[m^3 \cdot h^{-1}]$	celková objemová výkonnost čelistového drtiče
R	$[MN]$	reakce v závěsu kyvadla
r	$[mm]$	excentricita výstředníkového hřídele
R_1	$[MN]$	síla ve vzpěrné desce
R_2	$[MN]$	síla ve vzpěrné desce
R_e	$[MN]$	mez kluzu
r_{fr}	$[mm]$	poloha osy táhla vůči ose kyvadla 2
$R_{p0,2}$	$[MPa]$	smluvní mez kluzu
S	$[m^2]$	plocha průřezu objemem vyrobeného produktu
s	$[-]$	stupeň rozpojení
T	$[-]$	těžiště
t	$[s]$	doba zastavení drtiče
T_{oj}	$[MN]$	tah v ojnici
t_v	$[s]$	doba jednoho výpadu
t_{vn}	$[mm]$	tloušťka věnce
V	$[m^3]$	objem vyrobeného produktu
v	$[m \cdot s^{-1}]$	relativní rychlost zrna k pracovnímu elementu
W_C	$[J]$	celková vykonaná práce
z	$[m]$	zdvih kyvadla
α	$[^\circ]$	úhel mezi tíhovou silou a nosníkem
β	$[^\circ]$	úhel mezi nosníkem a silou ve vzpěrné desce



β_{fr}	[°]	úhel záběru čelistového drtiče
ΔE	[J]	rozdíl energií při běžném provozu a při zahlcení drtiče
δ_{fr}	[°]	úhel sedla
Δl	[m]	stlačení pružiny
δ_n	[-]	nerovnoměrnost chodu
η_m	[%]	účinnost elektromotoru
ρ_v	[t·m ⁻³]	objemová sypaná hmotnost materiálu
ρ_{vn}	[kg·m ⁻³]	měrná hmotnost věnce
$\sigma_{k1,5min}$	[MPa]	minimální dovolené napětí pro bezpečnost 1,5
$\sigma_{k2,0min}$	[MPa]	minimální dovolené napětí pro bezpečnost 2,0
$\sigma_{k4,0min}$	[MPa]	minimální dovolené napětí pro bezpečnost 4,0
σ_{kmax}	[MPa]	maximální napětí na modelu
σ_{okmax}	[MPa]	maximální napětí na optimalizovaném modelu
ψ_{fr}	[°]	úhel naklonění kyvadla
ω_s	[s ⁻¹]	úhlová rychlost setrvačníku



SEZNAM OBRÁZKŮ

Obr. 1: Namáhání tlakem.....	10
Obr. 2: Namáhání úderem	11
Obr. 3: Namáhání ohybem	11
Obr. 4: Namáhání smykem.....	12
Obr. 5: Namáhání rázem.....	12
Obr. 6: Jednovzpěrný čelistový drtič firmy Telsmith [14]	15
Obr. 7: Odrazový drtič firmy DSP Přerov [9]	16
Obr. 8: Typy čelistí [15]	18
Obr. 9: Kinematické schema dvouvzpěrného čelistového drtiče [2]	19
Obr. 10: Dvouvzpěrný čelistový drtič [18]	19
Obr. 11: Řez dvouvzpěrným čelistovým drtičem	20
Obr. 12: 3D řez dvouvzpěrným čelistovým drtičem.....	21
Obr. 13: Proces drcení [12].....	21
Obr. 14: Silový rozklad dvouvzpěrného čelistového drtiče.....	22
Obr. 15: Kinematické schema jednovzpěrného čelistového drtiče [2]	23
Obr. 16: Řez jednovzpěrným čelistovým drtičem	24
Obr. 17: 3D řez jednovzpěrným čelistovým drtičem.....	25
Obr. 18: Pojistné zařízení v setrvačniku [10]	25
Obr. 19: Systém hydraulického uvolnění čelisti firmy Metso [13]	26
Obr. 20: Stavěcí šroub s podložkami.....	26
Obr. 21: Silový rozklad jednovzpěrného čelistového drtiče.....	27
Obr. 22: Čelistový drtič firmy KUE-KEN [16]	29
Obr. 23: Čelistová drtící lžíce [19]	30
Obr. 24: Řez čelistovou drtící lžicí [19].....	30
Obr. 25: Schéma členů rozměrového řetězce	31
Obr. 26: Rozšíření frémy a pevné čelisti	32
Obr. 27: Komponenty rozměrového řetězce.....	32
Obr. 28: Asynchronní elektromotor 2Sg [17].....	33
Obr. 29: Řemenový převod	34
Obr. 30: Svěrné hřídelové spojení [11]	36
Obr. 31: Určení svěrného spojení [11]	39
Obr. 32: Konstrukční faktor C [11]	40
Obr. 33: Výstupní šterbina drtiče	41
Obr. 34: Kostra kyvadla	46
Obr. 35: Pouzdro kyvadla.....	47
Obr. 36: Profil kostry kyvadla	48
Obr. 37: Svarové spojení	49
Obr. 38: Navržený svarek kyvadla	52
Obr. 39: Navržený svarek kyvadla	53
Obr. 40: Navržený svarek kyvadla	53
Obr. 41: Hrubý odlitek kyvadla.....	54
Obr. 42: Navržený odlitek kyvadla	56
Obr. 43: Navržený odlitek kyvadla	57
Obr. 44: Navržený odlitek kyvadla	57
Obr. 45: Kinematický model kyvadla [9].....	59
Obr. 46: Kinematický model čelistového drtiče [9].....	60
Obr. 47: Přiřazené tloušťky stěn v milimetrech	61



Obr. 48: Výsledky z programu I-DEAS	62
Obr. 49: Výsledky z programu I-DEAS při bezpečnosti 1,5	64
Obr. 50: Výsledky z programu I-DEAS při bezpečnosti 2,0	65
Obr. 51: Výsledky z programu I-DEAS při bezpečnosti 4,0	66
Obr. 52: Optimalizované komponenty kyvadla	67
Obr. 53: Výsledky z programu I-DEAS	68
Obr. 54: Výsledek z programu I-DEAS	69
Obr. 55: Výsledek z programu I-DEAS	70
Obr. 56: Schematický průřez drtičem	71
Obr. 57: Detail silového působení	72
Obr. 58: Natočení nosníku do zvolených souřadnic	72
Obr. 59: Katalog hydraulických zvedáků firmy Kennedy [20]	76



SEZNAM TABULEK

Tab. 1: Rozpojovací schopnosti drtičů [10].....	13
Tab. 2: Základní druhy mechanického rozpojování [10]	14
Tab. 3: Parametry elektromotoru [17]	33
Tab. 4: Parametry setrvačníku	34
Tab. 5: Legenda kostry kyvadla	47
Tab. 6: Legenda pouzdra kyvadla	47
Tab. 7: Legenda profilu kostry kyvadla	48
Tab. 8: Legenda svarového spoje [8]	49
Tab. 9: Silové zatížení kinematického modelu [9].....	59



SEZNAM PŘÍLOH

JP89100 – 00	Čelistový drtič DC 110x70 R	výkres
JP89100 – 01	Kyvadlo (1 list)	výkres
JP89100 – 01	Kyvadlo (2 list)	výkres
JP89100 – 01 – 01	Pouzdro	výkres
JP89100 – 01 – 02	Bočnice vnější	výkres
JP89100 – 01 – 04	Přední deska	výkres
JP89100 – 01 – 08	Lišta	výkres