



VYSOKÉ UČENÍ TECHNICKÉ V BRNĚ

BRNO UNIVERSITY OF TECHNOLOGY

FAKULTA STROJNÍHO INŽENÝRSTVÍ

FACULTY OF MECHANICAL ENGINEERING

ÚSTAV AUTOMOBILNÍHO A DOPRAVNÍHO INŽENÝRSTVÍ

INSTITUTE OF AUTOMOTIVE ENGINEERING

KYVADLO ČELISŤOVÉHO DRTIČE 1 600 X 1 250

PENDULUM JAW CRUSHER 1 600 X 1 250

DIPLOMOVÁ PRÁCE

MASTER'S THESIS

AUTOR PRÁCE

AUTHOR

Bc. Jiří Ješuta

VEDOUCÍ PRÁCE

SUPERVISOR

doc. Ing. Jiří Malášek, Ph.D.

BRNO 2016

Zadání diplomové práce

| | |
|-------------------|--|
| Ústav: | Ústav automobilního a dopravního inženýrství |
| Student: | Bc. Jiří Ješuta |
| Studijní program: | Strojní inženýrství |
| Studijní obor: | Automobilní a dopravní inženýrství |
| Vedoucí práce: | doc. Ing. Jiří Malášek, Ph.D. |
| Akademický rok: | 2015/16 |

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 1 600 x 1 250

Stručná charakteristika problematiky úkolu:

Návrh konstrukce čelistového drtiče DCJ 1 600 x 1 250 se zaměřením na pevnostní optimalizaci kyvadla.

Cíle diplomové práce:

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

Nakreslit sestavný výkres drtiče.

Dle zvoleného kinematického modelu optimalizovat tvar a konstrukci kyvadla z hlediska zatěžujících sil - s výsledkem výkresu kyvadla.

Seznam literatury:

Duda, W. H. (1992): Internationale verfahrenstechnik der Zementindustrie. Bauverlag GmbH. Wiesbaden, Berlin. MacDonald Evans, London.

Bigoš, P., Kulka, J., Kopas, M., Mantič, M. (2012): Teória a stavba zdvíhacích a dopravných zariadení. TU v Košiciach. ISBN 978-80-553-1187-6.

Malášek, J. (2005): Stroje pro výrobu stavebních materiálů a stavebních dílců. VUT v Brně.

Medek, J. (1998): Mechanické pochody. VUT v Brně. ISBN 80-214-1284-x.

Pacas, B. (1983): Teorie stavebních strojů. SNTL Praha.

Voštová, V. (1992): Teorie stavebních strojů I,II. ČVUT v Praze.

Termín odevzdání diplomové práce je stanoven časovým plánem akademického roku 2015/16

V Brně, dne

L. S.

prof. Ing. Václav Píštěk, DrSc.
ředitel ústavu

doc. Ing. Jaroslav Katolický, Ph.D.
děkan fakulty



ABSTRAKT

Tato diplomová práce se zabývá konstrukčním návrhem kyvadla jednovzpěrného čelistového drtiče. První část pojednává o mechanickém rozpojování nerostných surovin. V druhé části jsou porovnány charakteristické vlastnosti dvouvzpěrných a jednovzpěrných drtičů. Třetí část se věnuje výpočtům a návrhu důležitých součástí drtiče. Další část se skládá z výpočtu drtící síly, návrhu a způsobu výroby kyvadla. V poslední části je provedena pevnostní analýza navrženého kyvadla v programu NX I-deas pomocí metody konečných prvků (MKP).

KLÍČOVÁ SLOVA

čelistový drtič, jednovzpěrný, dvouvzpěrný, čelist, kyvadlo, svařování, odlévání, metoda konečných prvků (MKP)

ABSTRACT

This thesis deals with the design of the construction of a pendulum of a single toggle jaw crusher. The first part of this thesis treats the mechanical raw minerals disintegration. In the second part the characteristics of a single toggle jaw crusher and double toggle jaw crusher are compared. The third part addresses the calculation and the construction of the main components of the jaw crusher. Next part of the thesis consists of the calculation of the crushing force, the pendulum design, and the method of manufacturing a pendulum. The strength analysis of the designed pendulum using the finite element method (FEM) in program NX-Ideas is made in the last part of this thesis.

KEYWORDS

jaw crusher, single toggle, double toggle, jaw plate, pendulum, welding, casting, finite element method (FEM)



BIBLIOGRAFICKÁ CITACE

JEŠUTA, J. *Kyvadlo čelistového drtiče 1 600 x 1 250*. Brno: Vysoké učení technické v Brně, Fakulta strojního inženýrství, 2016. 80 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 27. května 2016

.....

Jiří Ješuta



PODĚKOVÁNÍ

Rád bych poděkoval panu doc. Ing. Jiřímu Maláškovi, Ph.D. za velmi cenné rady. Dále děkuji všem lidem, kteří mi poskytli důležité informace pro zpracování této diplomové práce. Velké díky patří rodičům Daně a Vítovi Ješutovým a sestře Kateřině za podporu po celou dobu studia. Děkuji též mým kamarádům a přítelkyni Martině.



OBSAH

| | |
|---|----|
| Úvod | 10 |
| 1 Rozpojování geologických materiálů | 11 |
| 1.1 Sekundární mechanické zdrobňování | 11 |
| 1.1.1 Způsoby rozpojování | 12 |
| 1.1.2 Technicko-technologické ukazatelé rozpojování | 15 |
| 1.1.3 Základní teorie rozpojování | 16 |
| 1.1.4 Strojní zařízení pro drcení | 18 |
| 2 Čelist'ové drtiče | 21 |
| 2.1 Základní popis | 21 |
| 2.2 Dvouvzpěrný čelist'ový drtič | 23 |
| 2.3 Jednovzpěrný čelist'ový drtič | 25 |
| 2.4 Srovnání dvouvzpěrného a jednovzpěrného čelist'ového drtiče | 27 |
| 2.5 Další typy čelist'ových drtičů | 28 |
| 3 Návrh čelist'ového drtiče | 29 |
| 3.1 Volba pohonu | 29 |
| 3.2 Návrh setrvačníku | 30 |
| 3.3 Volba svěrného spojení | 34 |
| 3.4 Výpočet zdvihu kyvadla | 37 |
| 3.5 Výkonnost drtiče | 38 |
| 4 Návrh kyvadla | 41 |
| 4.1 Zatížení kyvadla | 41 |
| 4.2 Volba ložisek | 48 |
| 4.3 Rozměrový návrh kyvadla | 50 |
| 4.4 Technologie výroby kyvadla | 52 |
| 4.4.1 Odlévání | 52 |
| 4.4.2 Svařování | 53 |
| 4.4.3 Volba technologie výroby | 56 |
| 5 Pevnostní analýza kyvadla | 57 |
| 5.1 Kinematický model | 57 |
| 5.2 Síť a tloušťky stěn | 58 |
| 5.3 Výsledky pevnostní analýzy | 59 |
| 5.4 Bezpečnostní analýza | 61 |
| 5.5 Optimalizace kyvadla | 65 |
| Závěr | 69 |
| Seznam použitých zkratk a symbolů | 72 |



| | |
|---------------------|----|
| Seznam obrázků..... | 77 |
| Seznam tabulek..... | 79 |
| Seznam příloh..... | 80 |



ÚVOD

Před mnoha lety začalo lidstvo využívat různé nástroje, které sloužily ke zdrobňování nerostných surovin. Nejčastěji se jednalo o kámen ke stavebním účelům nebo o rudu k výrobě kovů. Postupem času docházelo k vývoji a zdokonalování těchto pomocných zařízení a jejich podoba se přiblížila charakteru strojů, které s pomocí přidané energie odstranily velmi namáhavou ruční práci. Jako jedny z prvních strojů, které sloužily k drcení a rozmělnění, vznikly zhruba před čtyřmi sty lety tzv. stoupy a jiné mlecí stroje. Pomocí těchto strojů byl zpracováván ječmen, či pšenice na kroupy, nebo jím byl drcen mák. Současně však existovaly stoupy určené k drcení kůry pro koželuhy, dále pro drcení železné rudy a zlatonosných nerostů. Tyto stroje byly zprvu poháněny vodou, větrem, nebo silou zvířat, avšak tato energie byla omezená a nebylo možné ji stupňovat. Kvůli tomu se vývoj těchto strojů na několik stovek let zastavil. Až později po vynalezení parního stroje, díky kterému byly získány poměrně značné zdroje energie, se mohlo přistoupit ke stavbě velkých strojů. Přelom ve způsobu zpracování kamene má na svědomí americký konstruktér Eli W. Blake, který po řadě nezdařilých projektů v roce 1858 vynalezl dvouvzpěrný čelist'ový drtič. Konstrukce byla založena na principu kolenové páky. Tento typ konstrukce, který již na tu dobu umožnil drcení objemných kamenů, se téměř beze změn používá i v dnešní době.

Hlavním cílem této práce je vytvořit návrh konstrukce kyvadla jednovzpěrného čelist'ového drtiče. Dále budou popsány způsoby rozpojování geologických materiálů, které je důležité zohlednit při výběru drtičího zařízení. Jedna z kapitol práce bude věnována technologiím výroby, jako jsou odlévání a svařování. Model kyvadla i drtiče bude vytvořen v modeláři Autodesk Inventor, pevnostní analýza bude provedena v programu NX I-deas a výkresová dokumentace bude zhotovena v programu AutoCad.

Toto téma jsem si zvolil, protože mě zaujaly zdrobňovací stroje, které jsem viděl při návštěvě mnichovského veletrhu Bauma před třemi lety.



1 ROZPOJOVÁNÍ GEOLOGICKÝCH MATERIÁLŮ

V přírodě se kamenná zrna nevyskytují v takových velikostech a tvarech, aby je bylo možné přímo použít pro výrobu stavebních hmot a materiálů. Proto je nutné jejich rozpojení (drcení, zdobňování, zmenšování). Jedná se o nevratný technologický proces úpravy nerostných surovin, při kterém dochází k rozpadu materiálu na menší částice požadovaného rozměru.

Mezi primární rozpojování patří všechny metody těžení hornin a zemin. Těžba je prováděna ze stavebních důvodů, nebo jako příprava materiálu pro další zpracování (sekundární rozpojování). Rozpojování hornin je možné provádět několika základními způsoby [5]:

- mechanicky: přímé působení pracovního nástroje na masiv (proces řezání a vrtání)
- hydraulicky: využití rozpojovacího účinku proudu vody
- fyzikálně: využití účinků ultrazvuku, vysokofrekvenčního proudu, vysokých teplot
- chemicky: materiál je převáděn do tekutého, nebo plynného skupenství

Nejrozšířenější způsobem těžení je způsob mechanický. Volba metody rozpojování závisí na druhu těženého materiálu, tvaru a jeho mechanických vlastnostech.

Sekundární zdobňování je úprava velikosti, tvaru a čistoty materiálu po vytěžení. Cílem tohoto procesu je získání požadovaných vlastností pro přímé použití při výrobě stavebních materiálů a hmot. Jedná se zde především o mechanické rozpojování materiálu.

1.1 SEKUNDÁRNÍ MECHANICKÉ ZDOBŇOVÁNÍ

Mechanické zdobňování je pracovní proces, při kterém působením vnějších sil dochází k porušení vnitřních mezimolekulárních sil soudržnosti částic a následnému rozpadu zrna na soubor menších zrn. Hlavními technologickými pochody jsou drcení a mletí. Rozhodující je konečná velikost částice.

Drcení je zdobňování zrn převážně na velikost větší jak 1,25 mm. Stroje pro drcení nazýváme drtiče. Konečný produkt se zpravidla nezískává na jediném drtiči, ale proces drcení je rozdělen mezi několik stupňů drcení. Při primárním drcení zdobňujeme materiál dovezený přímo z lomu. Hlavním úkolem je rozdrtit velké kusy kamene na takovou velikost, aby ho bylo možné ekonomicky třídit a dále zdobňovat. Z primárního drtiče do sekundárního následují ty kameny, které svou velikostí nespĺňují předem stanovené požadavky. U produktu dosáhneme převážně požadovaných vlastností. Při třetím stupni drcení obdržíme produkt požadovaných vlastností a jakosti. Přehled typů drtičů je v následující kapitole.

Mletí je zdobňování zrn převážně na velikost menší jak 1,25 mm. Stroje pro mletí nazýváme mlýny. Mletí od drcení se také liší tím, že mletí může probíhat za sucha i za mokra. Při mletí za sucha dochází k menšímu opotřebením mlecích těles a pracovního prostoru. Nevýhodou je velká energetická spotřeba. Výhodou mokrého mletí je fakt, že kapalina usnadňuje proces mletí. Podle pohybu činných ploch mlýnů rozlišujeme mlýny dynamické (kladivové, odrazové, úderové), tlakové (válnové, kolové, prstencové), pádové s volnými mlecími tělesy (bubnové, vibrační) a mlýny bez mlecích těles.



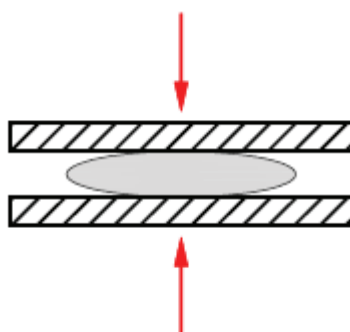
Tab. 1: Dělení drcení a mletí v závislosti na velikosti částic produktu [1]

| Název operace | Velikost částic produktu [mm] |
|--------------------------|-------------------------------|
| Hrubé drcení (předběžné) | 125 a větší |
| Střední drcení | 25 až 125 |
| Jemné drcení | 25 a menší |
| Mletí | 1,25 a menší |
| Jemné mletí | 0,08 až 1,25 |
| Velmi jemné mletí | 0,08 a menší |

1.1.1 ZPŮSOBY ROZPOJOVÁNÍ

NAMÁHÁNÍ TLAKEM

Ke zdobnění materiálu dochází při překročení pevnosti v tlaku mezi dvěma čelistmi. Tlakové síly působí jednorázově nebo postupně. Toto namáhání využívají čelistové drtiče s hladkými čelistmi, drtiče kuželové a válcové, popř. kolové mlýny.

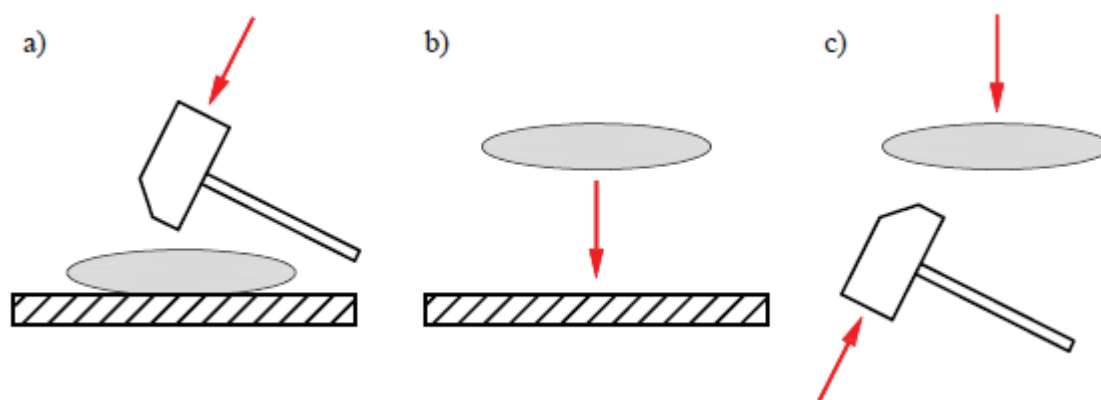


Obr. 1: Namáhání tlakem [1]

NAMÁHÁNÍ ÚDEREM, NÁRAZEM

K rozbíjení kamenných zrn dochází při jednorázovém nebo opakovaném působení kinetické (pohybové) energie (úder, ráz). Na obr. 2 jsou zobrazeny tři případy, které mohou nastat:

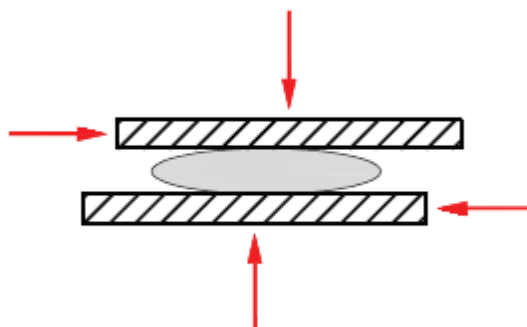
- pohyb funkčních elementů zařízení působí na nepohyblivé zrno (kladivové drtiče a mlýny),
- pohyb zrna proti pevně stojící desce (odrazové drtiče a mlýny),
- pohyb funkčních elementů zařízení proti pohybujícímu se zrnu (bubnové mlýny).



Obr. 2: Namáhání úderem [1]

NAMÁHÁNÍ SMYKEM

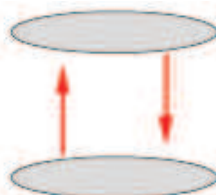
Roztírání zrna je vyvoláno vzájemným pohybem drtících ploch kolmo na směr působení tlakové síly např. u kolových mlýnů, u válcových drtičů a mlýnů s rozdílnou obvodovou rychlostí válců.



Obr. 3: Namáhání smykem [1]

VZÁJEMNÝ KONTAKT MEZI ČÁSTICEMI

Při procesu drcení se částice zdobňují vzájemnými nárazy a vzájemným otěrem.

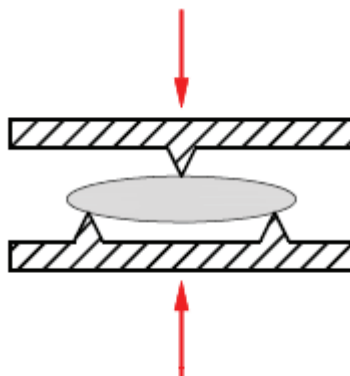


Obr. 4: Vzájemný dotek částic [1]



NAMÁHÁNÍ OHYBEM

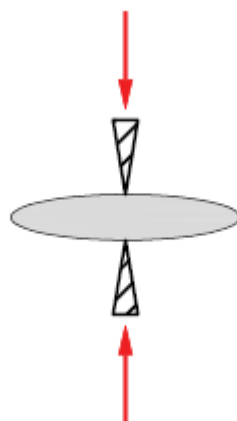
K přelamování materiálu dochází při jeho vhodném uložení mezi břity a opakovanému působení vnější síly. Tento typ namáhání je využíván u válcových ozubených drtičů a u čelistových drtičů s rýhovanými čelistmi.



Obr. 5: Namáhání ohybem [4]

ŠTÍPÁNÍ

K rozpojení dochází při působení ostrých hrotů funkčních ploch na materiál. Tohoto způsobu se využívá zejména při výrobě dlažebních kostek.



Obr. 6: Štípání kamene [4]

Skutečný průběh zdrobňování od uvedených schémat se liší především tím, že při drcení nedochází k rozpojování pouze jedné částice, ale velkého počtu kusů nebo zrn. Částice se zdrobňují vzájemnými nárazy a vzájemným otěrem. V jednom okamžiku dochází ke kombinaci různých způsobů zdrobňování.



1.1.2 TECHNICKO-TECHNOLOGICKÉ UKAZATELE ROZPOJOVÁNÍ

Zdrobňování je z hlediska energie velmi náročný proces. Množství energie spotřebované při rozpojování je závislé především na následujících ukazatelích.

VSTUPNÍ ZAVÁŽKA

Maximální velikost zavážky je omezena rozměry vstupní štěrby stroje, popř. celkovou konstrukcí stroje. Čím více větších kusů kamene je na vstupu, tím více energie musíme dodat do rozpojovacího procesu.

ROZPOJITELNOST (DRTITELNOST, MELITELNOST)

Rozpojitelnost je schopnost partikulárních materiálů k oddělení a rozpojení jednotlivých zrn sypkého materiálu. Výkonnost zdrobňovacího stroje je ovlivněna tím, že každá hornina klade při drcení jiný odpor. Pro srovnání drtitelností hornin se jako základní hornina používá diabas nebo moravská droba, jejichž drtitelnost je rovna 100 % [5].

Tab. 2: Porovnání drtitelnosti hornin [4]

| Druh horniny | Drtitelnost [%] |
|---|-----------------|
| Melafyr, spilit, křehké vápence apod. | 110 až 125 |
| Diabas, modrá moravská droba | 100 |
| Rula, amfibol, měkčí žuly | 90 až 95 |
| Čedič, žula o pevnosti v tlaku 250 MPa | 80 – 85 |
| Velmi tvrdé čediče o pevnosti v tlaku 300 MPa | 60 – 80 |

STUPEŇ ROZPOJENÍ

Stupeň rozpojení je jedna z hlavních charakteristických vlastností drtičů a mlýnů, která vyjadřuje zmenšení částice při zdrobnění.

$$s = \frac{D}{d} \quad [-] \quad (1)$$

kde: s.....prostý stupeň rozpojení dle ČSN 44 7010 [-]

Dmaximální průměr původního materiálu [m]

dmaximální průměr výsledného materiálu [m]

Při nižším stupni drcení je materiál méně zdrobňován, je tedy nutné za sebou zařadit více zdrobňovacích strojů. S rostoucím počtem za sebou řazených strojů se zvyšují nároky na zastavěný prostor.



Tab. 3: Hodnoty prostého stupně rozpojení [5]

| Druh rozpojovacího stroje | Prostý stupeň rozpojení s [-] |
|--------------------------------|-------------------------------|
| Válcové drtiče | 3 – 5 |
| Válcové drtiče s protinoží | 4 – 8 |
| Čelistové drtiče | 4 – 10 |
| Kuželové drtiče | 6 – 25 |
| Kladivové drtiče jednorotorové | 10 – 15 |
| Kladivové drtiče dvourotorové | 15 – 40 |
| Kolové mlýny | 5 – 8 |

1.1.3 ZÁKLADNÍ TEORIE ROZPOJOVÁNÍ

Rozpojovací teorie zkoumá závislosti mezi parametry zdrobňovacího stroje a vlastnostmi rozpojovaného materiálu, zaměřuje se především na spotřebovanou energii a rychlost rozpojování. Cílem zdrobňovacího procesu je vyvolat vyšší napětí v materiálu, než je jeho mez pevnosti, a tím rozrušit jeho strukturu.

RITTINGEROVA TEORIE

Tato teorie je nazývána „povrchová“, protože hypotézou je úměrnost mezi rozpojovací prací a nově vzniklým povrchem. Je zde zanedbána energie pružných deformací a deformační práce. Využití nachází u mletí, kde je velký přírůstek povrchu. Dalším předpokladem je geometrická podobnost zrn před a po rozpojení [5].

$$A = k_R \cdot \Delta S = k_R \cdot (l_0^2 - l_1^2) \quad [J] \quad (2)$$

kde: Apráce potřebná k rozpojení [J]

k_RRittingerův součinitel [$J \cdot m^2$]

ΔSpřírůstek povrchu [m^2]

l_0rozměr zrna před zdrobněním [m]

l_1rozměr zrna po zdrobněním [m]

KIRPIČEVOVA TEORIE

Teorie vychází z předpokladu, že rozpojovací práce je přímo úměrná celkové hmotnosti nebo celkovému objemu zdrobňovaného materiálu. Uplatnění nachází u drcení, kde je malý přírůstek povrchu. A to z toho důvodu, že v této teorii je zanedbána práce ke zvětšení povrchu, ale počítá se s energií pružných deformací až do mezního stavu pevnosti v tlaku [5].



$$A = k_K \cdot m = k_K \cdot V_K \cdot \rho_K = k_K \cdot V_K \cdot \rho_K \cdot k_V \cdot l^3 \quad [J] \quad (3)$$

kde: k_K Kirpičevův součinitel úměrnosti [$J \cdot kg^{-1}$]

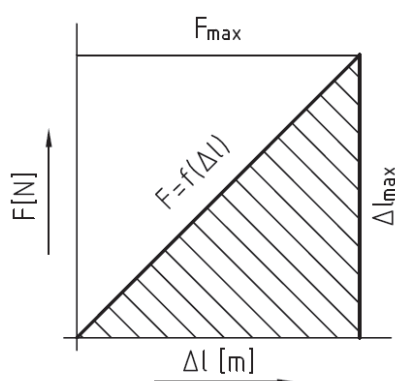
m hmotnost rozpojovaného materiálu [kg]

V_K objem rozpojovaného materiálu [m^3]

ρ_K objemová hmotnost rozpojovaného materiálu [$kg \cdot m^{-3}$]

k_V součinitel objemu zrna v závislosti na rozměru l ($k_{V_{krychle}} = 1$, $k_{V_{koule}} = \pi/6$) [-]

l rozměr zrna (délka strany krychle, průměr koule) [m]



Obr. 7: Graf závislosti mezi silou a deformací [5]

Kirpičevův součinitel k_K lze odvodit z mechanických vlastností rozpojovaného materiálu. Na obr. 7 je graf závislosti mezi silou a deformací při zatížení tlakem. Vyšrafovaná část představuje velikost deformační práce. Rozpojovací práci A lze tedy vyjádřit následovně.

$$A = \frac{F_{max} \cdot \Delta l_{max}}{2} \quad [J] \quad (4)$$

kde: F_{max} maximální síla [N]

Δl_{max} maximální prodloužení [m]

Dalším předpokladem je rovnoměrné rozložení napětí na ploše průřezu zrna S , ve které se zrno porušilo. Poté platí rovnice. Následně použijeme formulaci Hookova zákona ve tvaru rovnice (6).

$$F_{max} = S_p \cdot \sigma \quad [N] \quad (5)$$

kde: S_p plocha průřezu zrna, kde nastalo porušení [m^2]

σ napětí na ploše S [Pa]



$$\frac{\Delta l}{l} = \frac{\sigma}{E} \quad (6)$$

kde: Δldélková změna [m]

Emodul pružnosti materiálu [Pa]

Dosazením a úpravou rovnic (5) a (6) do rovnice (4) dostáváme druhou formulaci Kirpičevovy teorie:

$$A = \frac{l \cdot S_p \cdot \sigma^2}{2 \cdot E} = \frac{\sigma^2}{2 \cdot E} \cdot V_K \quad [J] \quad (7)$$

Rovnice (7) a (4) budou později použity pro výpočet zatížení.

BONDOVA TEORIE

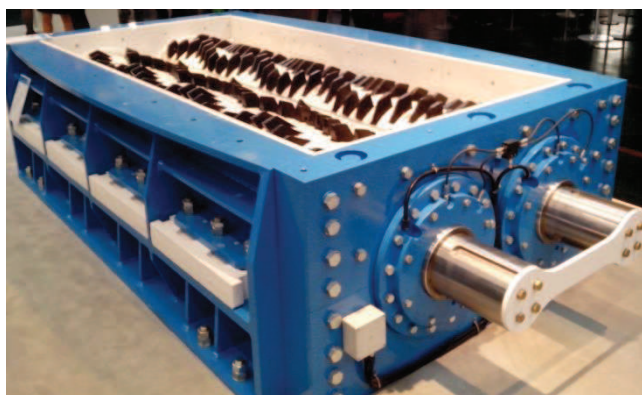
Tato teorie vychází z Rittengerovy povrchové a z Kirpičevovy objemové teorie. Předpokladem je, že energie předaná tělesu se koncentruje jak v hmotě, tak i na povrchu. Využití lze uplatnit u drcení a mletí. Dalo by se říci, že Bondova teorie je výhodná, ale nepoužívá se, protože stanovení součinitele k_B je velmi obtížné [5].

$$A = k_{Bo} \cdot \left(\frac{1}{\sqrt{l_1}} - \frac{1}{\sqrt{l_0}} \right) \quad [J] \quad (8)$$

kde: k_{Bo}Bondův součinitel (jednotka nebyla dohledána v žádné literatuře)

1.1.4 STROJNÍ ZAŘÍZENÍ PRO DRCENÍ

Drtiče rozdělujeme podle působící síly na drtiče, které pracují za použití tlaku (statické), a na drtiče, které pracují za použití rázu (dynamické).



Obr. 8: Válcový drtič ThyssenKrupp RollSizer

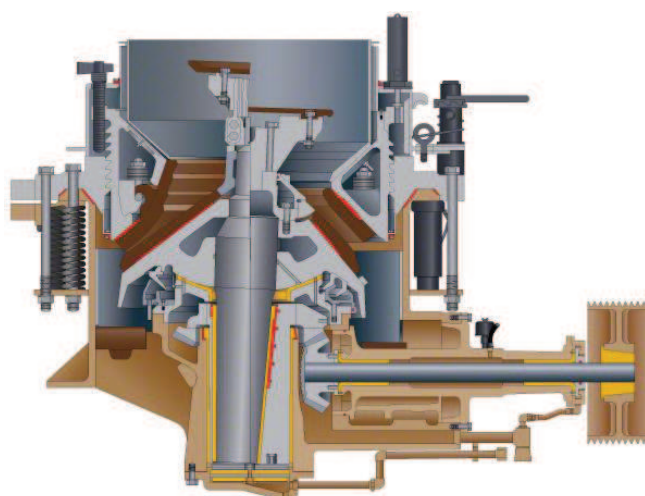


STATICKÉ DRTIČE

Rozlišujeme několik typů statických (tlakových) drtičů:

- čelist'ové drtiče
 - dvouvzpěrné
 - jednovzpěrné
 - zdvojené
 - dvojčinné
 - kuželočelist'ové
- kuželové drtiče
 - ostroúhlé
 - tupoúhlé
 - krouživé
 - inerční
 - vibrační
- válcové drtiče
 - jednoválcové
 - dvouválcové
 - s hladkými válci
 - s tvarovanými válci
 - s ozubenými válci

Čelist'ové drtiče drtí materiál střídavým přibližováním a oddalováním pohyblivé čelisti vůči pevné čelisti. Více v následující kapitole. U kuželových drtičů je drtící síla vyvolána krouživým pohybem. Materiál je zde drcen mezi pohyblivým drtícím kuželem a pevným drtícím pláštěm stroje, viz obr. 9. Válcové drtiče drtí materiál mezi dvěma protiběžnými válci (dvouválcové), nebo mezi válcem a pevnou čelistí (jednoválcové). Materiál je vtahován do pracovního prostoru svou hmotností, třením (hladké válce), nebo mechanicky (profilované válce). Obr. 8 je vlastní fotka válcového drtiče z veletrhu Bauma 2016.



Obr. 9: Řez kuželovým drtičem [18]



DYNAMICKÉ DRTIČE

Rozlišujeme několik typů:

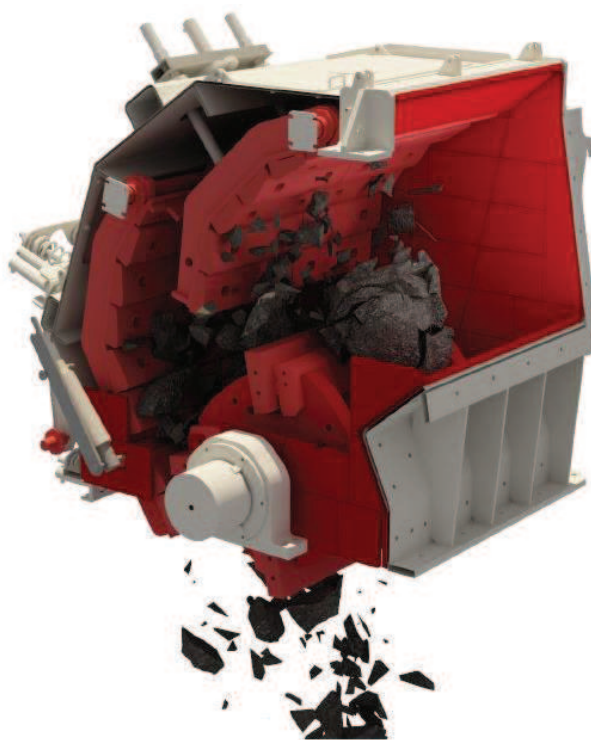
- kladivové
- odrazové
- pádové
- metací

V těchto typech drtičů je materiál drcen úderem pracovního elementu stroje. Rozlišujeme drtiče s přímým úderem (kladivové), kdy se pohybuje pracovní část stroje (kladivo) vůči klidnému materiálu, který se nachází na roštnici. U drtičů s nepřímým úderem (odrazové) má materiál počáteční rychlost (volný pád) a je urychlován odrazovými lištami na pevnou pancéřovou pracovní část stroje. Řez tohoto drtiče je zobrazen na obr. 10. Pro oba způsoby musí platit podmínka, že v okamžiku kontaktu materiálu s pracovním elementem musí být kinetická energie minimálně stejně velká nebo větší, jak rozpojovací práce [1].

$$\frac{1}{2} \cdot m_z \cdot v^2 \geq A \quad [J] \quad (9)$$

kde: m_z hmotnost zrna, nebo pracovního elementu, popř. obou [kg]

v relativní rychlost mezi materiálem a činnou plochou [$m \cdot s^{-1}$]



Obr. 10: Odrazový drtič Metso [20]



2 ČELIŠŤOVÉ DRTIČE

Jak již bylo řečeno v předchozí kapitole, čelist'ové drtiče řadíme mezi drtiče statické. Materiál je drcen střídavým přibližováním pohyblivé čelisti k čelisti nepohyblivé. Používají se pro hrubé a střední drcení velmi pevných a těžce drtitelných materiálů. Zpravidla bývají zařazovány jako primární vstupní zdobňovací stroje. Mezi nejrozšířenější typy patří dvouvzpěrný a jednovzpěrný čelist'ový drtič.

2.1 ZÁKLADNÍ POPIS

RÁM- FRÉMA

Rám drtiče je skříňového obdélníkového tvaru. Při procesu drcení působí na frému značné zatížení, a proto musí být vyrobena z kvalitní ocelolitiny. Provedení rámu závisí na velikosti a typu drtiče. Malé a středně velké drtiče mají konstrukci odlévanou a uzavřenou. Frémy velkých drtičů se sestavují ze dvou čelních a dvou bočních dílů, které jsou spojeny šrouby.

VZPĚRNÁ DESKA

Jedná se v podstatě o nosník, který je namáhán vzpěrem. Odlévají se buď jako celek, nebo jsou dělené (spojené nýty, nebo šrouby). Funkcí desky je ochrana drtiče při přetížení. K přetížení dojde tehdy, vnikne-li do drtícího prostoru nedrtitelný kus materiálu, např. ulomený zub lopaty nakladače. V této situaci dochází k velkému přetížení vzpěrné desky, která následně praskne. Poté dojde k uvolnění kyvadla, výstupní štěrbina se rozevře a veškerý materiál uvnitř drtícího prostoru propadá. Deska musí být přístupná a jednoduše vyměnitelná obsluhou stroje a navrhuje se jako nejslabší člen sestavy drtiče.

TÁHLO S PRUŽINOU

Pružina zabráňuje vypadnutí vzpěrné desky, která je opřena o kyvadlo a stavěcí zařízení, popř. je ještě opřena o ojnici u dvouvzpěrného čelist'ového drtiče.

ČELIST

Čelist je drtícím nástrojem a je v přímém kontaktu s drceným materiálem. Nepohyblivá čelist je pevně uložena ve frémě, pohyblivá čelist je připevněna ke kyvadlu. Vyrábí se odléváním manganové oceli s obsahem manganu 12 až 18 %. Čelisti s vyšším obsahem manganu jsou určeny pro drcení vysoce abrazivních materiálů. Tvar čelistí bývá přímý, lomený nebo zaoblený. Přímé a lomené se používají u všech druhů drtičů i všech druhů hornin. Zaoblené jsou určeny pro drcení měkčích hornin. Výhodou zaoblení čelisti je získání stejnoměrnější granulace. Podle velikosti drtiče mohou být čelisti vícedílné. Za účelem prodloužení životnosti jsou konstruovány tak, aby se jednotlivé čelisti daly otočit, nebo se daly vyměnit pevné za pohyblivé a naopak. Na obr. 11 jsou zobrazeny různé profily čelistí firmy Metso.



Obr. 11: Profily čelistí [16]

SETRVAČNÍK

Drtič je zpravidla opatřen dvěma setrvačníky. Jeden setrvačnick je drážkován pro použití řemenového převodu. Drcení se vykonává pouze v jedné polovině otáčky, v druhé polovině se překonávají pasivní odpory drtiče. Aby byl elektromotor rovnoměrně využitý, je potřeba nainstalovat setrvačníky, které akumulují energii při chodu naprázdno a při pracovní půlotáčce tuto energii dodávají do drtícího procesu.

EXCENTRICKÝ HŘÍDEL

Pomocí soudečkových ložisek je uložen v bočnicích frémy. U jednovzpěrného čelistového drtiče je kyvadlo s pohyblivou čelistí usazeno přímo na hřídel, zatímco u dvouvzpěrného drtiče je hřídel osazen ojnicí.

ZAJIŠTĚNÍ PROTI PŘETÍŽENÍ

Existuje několik variant proti poškození drtiče při přetížení. Jednou variantou je již zmíněné prasknutí vzpěrné desky.

Dále může být v setrvačnicku nainstalované pojistné zařízení, které funguje tak, že mezi setrvačnickem a excentrickým hřídelem je naklínované rameno pojistného zařízení. Při přetížení dojde k vypnutí pojistky a následnému přerušení spojení mezi hřídelem a setrvačnickem, který ztrácí energii.

U moderních drtičů je jištění prováděno pomocí hydrauliky. Jednou z možností je hydraulické uložení pevné čelisti, která se při přetížení uvolní, a dojde k rozevření výstupní štěrbiny. Dále se používá hydraulické stavěcí zařízení pro nastavení výstupní štěrbiny, které právě současně plní i funkci jištění proti přetížení.

ÚSTÍ DRTIČE

Jedná se o otvor, kterým vstupuje hornina mezi čelisti. Obvykle je obdélníkového tvaru a ovlivňuje maximální rozměry materiálu, který je možno do drtiče dodat. Velikost vstupní



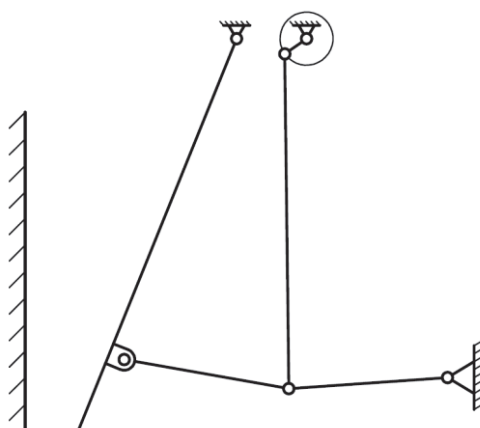
tlamy drtiče se udává pomocí šířky čelistí B x vzdálenost čelistí na vstupu A. Dle zadání této práce je hodnota B= 1 600 mm a hodnota A= 1 250 mm.

VÝSTUPNÍ ŠTĚRBINA

Výstupní otvor bývá zpravidla v místě, kde podrcený materiál opouští drtič. Je to nejužší místo mezi čelistmi. Změnou rozměru výstupního otvoru se upravuje velikost zrn výsledného produktu. Při drticím procesu dochází ke zmenšování a zvětšování výstupní štěrby. Zdvihem nazýváme právě rozdíl šířky otvoru při přibližování a při oddalování pohyblivé čelisti během jedné otáčky mechanismu. Hmotnostní výkonnost stroje je přímo úměrná velikosti zdvihu.

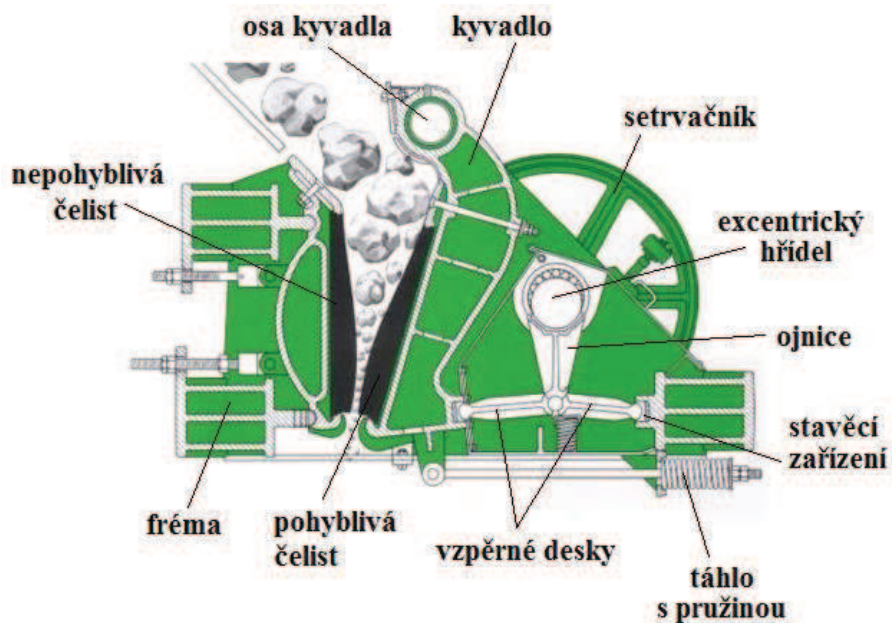
2.2 DVOUVZPĚRNÝ ČELISŤOVÝ DRTIČ

V roce 1858 americký konstruktér Eli W. Blake vynalezl první dvouvzpěrný čelistový drtič. Jeho princip zůstal dodnes zachován, a to díky pákovému mechanismu, který snižuje rozpojovací síly. Na obr. 12 je kinematické schéma tohoto drtiče.



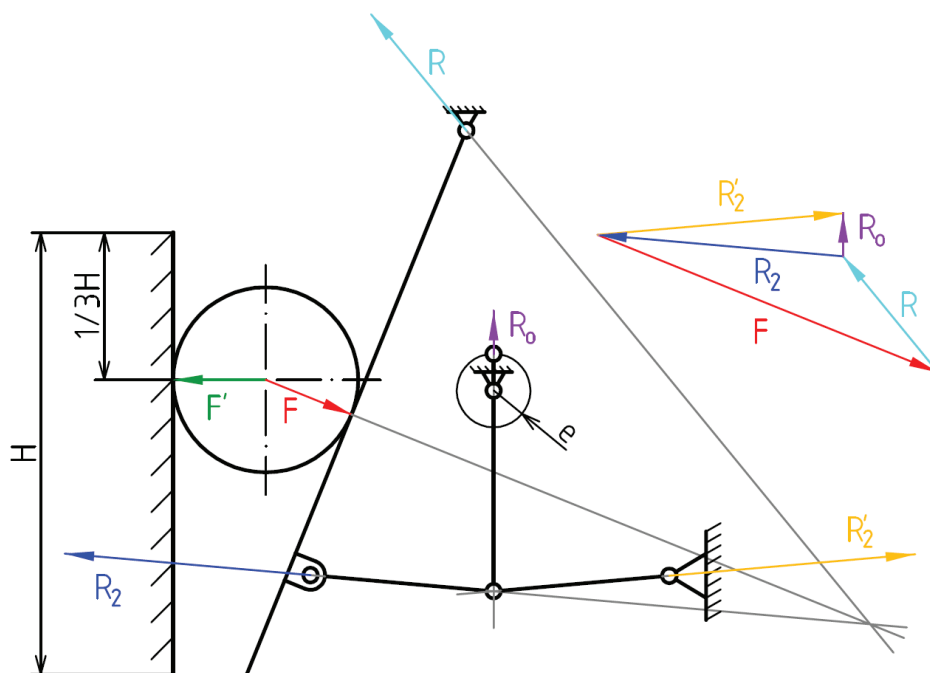
Obr. 12: Kinematické schéma dvouvzpěrného čelistového drtiče [2]

Na obr. 13 je řez drtiče s popisem komponent. Drtič se skládá z frémy, ke které je připevněna nepohyblivá čelist, z pohyblivé čelisti upevněné na kyvadle a z hnacího ústrojí. Pancéřové desky na bocích frémy a obě čelisti tvoří tlamu drtiče. V ložiskách bočnic rámu je uloženo na ose kyvadlo, které spolu s pohyblivou čelistí vykonává kývavý pohyb. Tento pohyb je nepřímou způsoben pákovým mechanismem, který se skládá z ojnice a dvou vzpěrných desek. Ojnice je uložena na excentrickém hřídeli. Vzpěrné desky mohou sloužit jako pojistky při přetížení. Vnitřní strany desek jsou uloženy v ojnici, vnější konec jedné desky se opírá o kyvadlo a vnější konec druhé desky se opírá o seřizovací zařízení. Tímto zařízením, které je uchycené v rámu, se pomocí stavěcího klínu, nebo pomocí distančních podložek upravuje šířka výstupní štěrby. Některé drtiče využívají pro nastavení výstupní štěrby hydraulickou regulaci. Stálý kontakt mezi kyvadlem, vzpěrnými deskami a ojnici zajišťuje táhlo s vratnými pružinami. Setrvačnick s drážkami, který je uloženy na excentrickém hřídeli, slouží k přenosu krouticího momentu od elektromotoru přes řemenový převod.



Obr. 13: Řez dvouvzpěrným čelistovým drtičem [21]

V silovém rozkladu na obr. 14 není uvažovaná třecí síla. Síla R_0 , která zatěžuje klikový mechanismus drtiče, je mnohem menší než drtící síla F . To vede k nižšímu zatížení ložisek i excentrického hřídele.



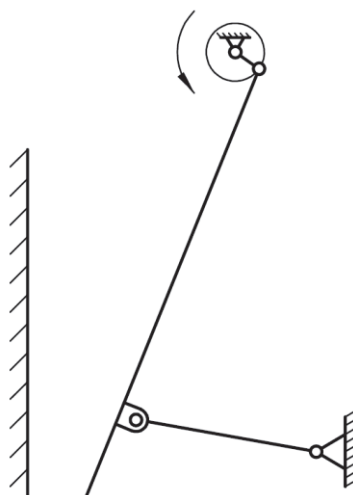
Obr. 14: Silový rozklad dvouvzpěrného čelistového drtiče [7]



- kde: F drtící síla [N]
 F' drtící síla [N]
 R_2 reakce ve vzpěrné desce [N]
 R'_2 reakce ve vzpěrné desce [N]
 R reakce v uložení kyvadla [N]
 R_0 síla zatěžující klikový mechanismus [N]
 H výška drtícího prostoru [m]
 e excentricita výstředníkového hřídele [m]

2.3 JEDNOVZPĚRNÝ ČELISŤOVÝ DRTIČ

Jednovzpěrný čelist'ový drtič se liší od dvouvpěrného tím, že kyvadlo s pohyblivou čelistí koná složený kývavý a posuvný pohyb. Aby byl materiál vtlačován do drtícího prostoru, musí se excentrický hřídel otáčet ve směru šipky dle kinematického schématu na obr. 15. Hřídel s ložisky je mnohem více namáhána, protože jednovzpěrný čelist'ový drtič nemá tak účinný převodový stupeň v mechanismu převodu jako drtič dvouvpěrný.

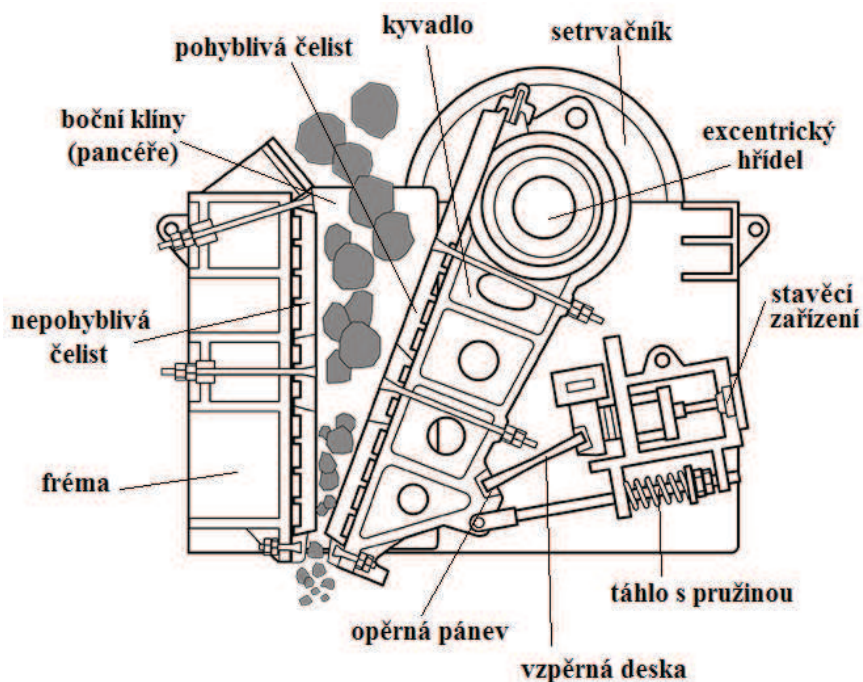


Obr. 15: Kinematické schéma jednovzpěrného čelist'ového drtiče [2]

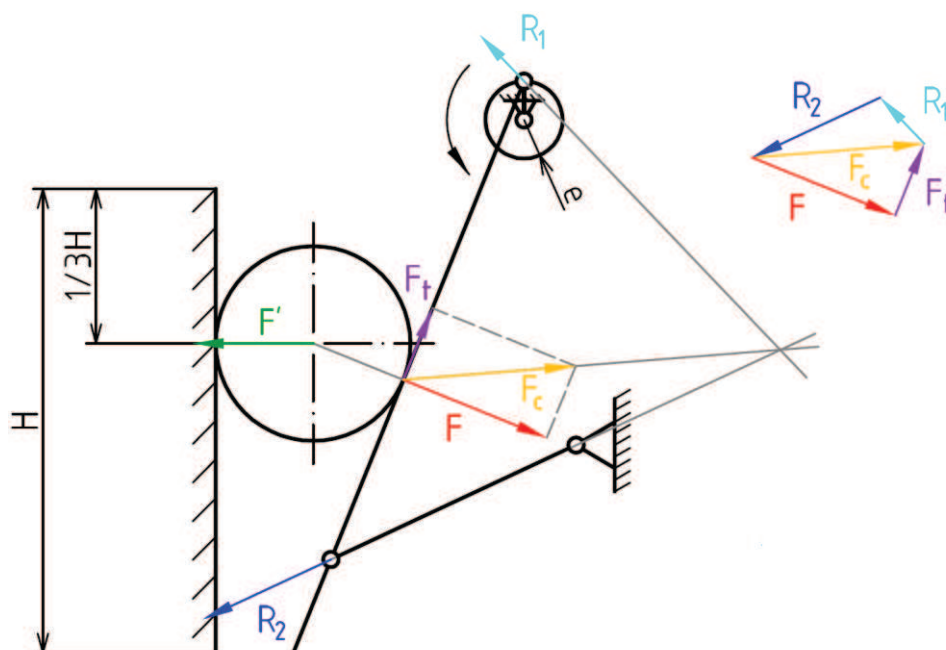
Na obr. 16 je řez jednovzpěrného čelist'ového drtiče s popisem součástí. Drtič je tvořen rámem s nepohyblivou čelistí, kyvadlem s pohyblivou čelistí a hnacím mechanismem se setrvačником. Pohyb kyvadla je vyvolán přímo otáčením excentrického hřídele, na kterém je uložen pomocí ložisek. V dolní části se kyvadlo opírá přes opěrnou pánev o jedinou vzpěrnou desku. Vzpěrná deska je uchycena v zadní stěně frémy a může sloužit jako pojistné zařízení při přetížení. Nebo se vzpěrná deska může opírat o hydraulické stavěcí zařízení, které



nastavuje šířku výstupní štěrby a současně plní funkci pojistky proti přetížení. Táhlo s pružinou opět zajišťuje stálý kontakt mezi kyvadlem a vzpěrnou deskou.



Obr. 16: Řez jednovzpěrným čelistovým drtičem [24]



Obr. 17: Silový rozklad jednovzpěrného čelistového drtiče [3]



- kde: F drtící síla [N]
 F' drtící síla [N]
 F_t třecí složka drtící síly [N]
 F_c celková drtící síla [N]
 R_1 reakce v uložení kyvadla [N]
 R_2 reakce ve vzpěrné desce [N]

Jelikož u jednovzpěrných drtičů odpadá převodový účinek vzpěrných desek, jsou excentrický hřídel i ložiska namáhány větším zatížením. V silovém rozkladu na obr. 17 uvažujeme třecí sílu.

2.4 SROVNÁNÍ DVOUVZPĚRNÉHO A JEDNOVZPĚRNÉHO ČELIŠTOVÉHO DRTIČE

Nyní mezi sebou porovnáme oba výše popsané čelistové drtiče.

DVOUVZPĚRNÝ ČELIŠTOVÝ DRTIČ

- drcení velmi pevných materiálů
- zpracování větších kusů kamene
- menší namáhání ložisek a excentrického hřídele
- nižší výkon
- horší tvarová hodnota produktu

JEDNOVZPĚRNÝ ČELIŠTOVÝ DRTIČ

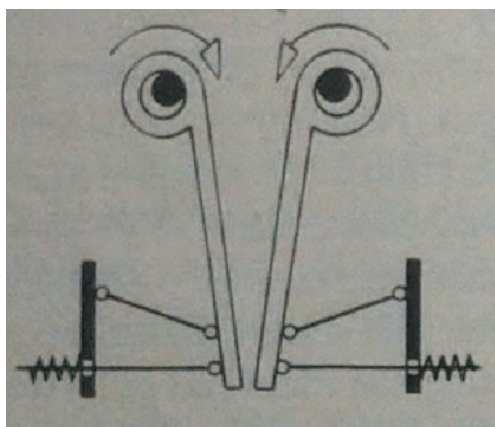
- jednodušší konstrukce
- menší rozměry
- nižší hmotnost
- nižší cena
- větší zdvih u vstupní štěrbině
- větší otěr čelistí a bočních pancéřů
- větší spotřeba energie pro drcení



2.5 DALŠÍ TYPY ČELIŠŤOVÝCH DRTIČŮ

DVOJČINNÝ ČELIŠŤOVÝ DRTIČ

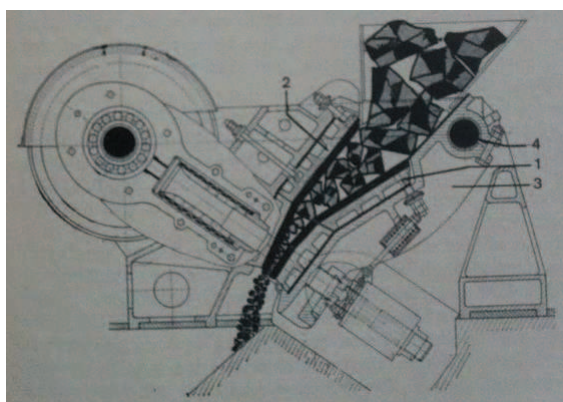
Zajímavým typem čelistových drtičů je dvojčinný drtič, znázorněný na obr. 18. Obě čelisti jsou pohyblivé, jejich excentrické hřídele se otáčejí proti sobě a otáčky jsou vhodným způsobem synchronizovány. Hornina je drcena prudkými údery proti sobě se pohybujících čelistí. Tento drtič se může použít pro drcení velmi pevných materiálů.



Obr. 18: Dvojčinný čelistový drtič [6]

RÁZOVÝ ČELIŠŤOVÝ DRTIČ

Pohyblivá čelist (1) rázového drtiče na obr. 19 je uložena velmi ploše a nasazena na ose (4) ve frémě. Výkyvy pohyblivé čelisti jsou ovládnány odpruženým mechanismem, který přenáší rázy od excentrického hřídele na okraj čelisti. Hornina je rozmačkávána a zároveň pohyblivá čelist vrhá drcená zrna prudce vzhůru proti nepohyblivé čelisti (1). Výhodou těchto drtičů je velký stupeň drcení, relativně malá spotřeba energie a dobrá tvarová hodnota zrna.



Obr. 19: Rázový čelistový drtič [6]



3 NÁVRH ČELISTOVÉHO DRTIČE

3.1 VOLBA POHONU

Pro čelistový drtič DCJ 1 600 x 1 250 je zvolen trojfázový asynchronní elektromotor od společnosti Siemens s označením 1LA8317-6EB. Samotným výrobcem je tento typ doporučen pro technologická zařízení, jako jsou lisy, papírenské stroje a drtiče. Předností tohoto elektromotoru je robustní konstrukce, spolehlivá ložiska, nízká hlučnost a ochrana dílů proti korozi. Parametry elektromotoru jsou v následující tabulce.

Tab. 4 Parametry elektromotoru Siemens 1LA8317-6EB [22]

| Označení veličiny | Popis veličiny | Hodnota | Jednotka |
|-------------------|-----------------------------|---------|---------------------|
| n_m | Otáčky elektromotoru | 993 | $[\text{min}^{-1}]$ |
| P_m | Výkon elektromotoru | 200 | $[\text{kW}]$ |
| M_k | Točivý moment elektromotoru | 1923 | $[\text{Nm}]$ |
| η_m | Účinnost elektromotoru | 95,8 | $[\%]$ |
| f_s | Frekvence sítě | 50 | $[\text{Hz}]$ |

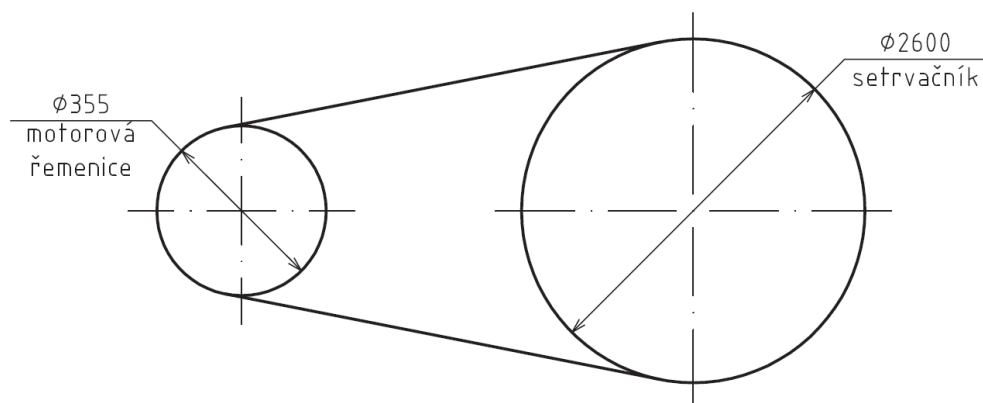


Obr. 20 Asynchronní elektromotor Siemens 1LA8317-6EB [22]

Mezi řemenicí elektromotoru a jedním ze setrvačníků čelistového drtiče je vybrán řemenový převod. Řemenice a setrvačník jsou opatřeny šesti klínovými drážkami pro úzké klínové řemeny průřezu SPC. Tento převod se vyznačuje tichým chodem, protože řemen svou pružností, popř. prokluzem, tlumí rázy. Při drticím procesu je to velmi užitečná vlastnost. Prokluz dále při přetížení plní funkci pojistky [10]. Dle literatury [9] je zvolena motorová řemenice o výpočtovém průměru $d_f = 355 \text{ mm}$.



3.2 NÁVRH SETRVAČNÍKU



Obr. 21: Řemenový převod

Je zvolen setrvačnick s následujícími parametry:

Tab. 5 Parametry setrvačnicku

| Označení veličiny | Popis veličiny | Hodnota | Jednotka |
|-------------------|--------------------------------------|---------|-----------------------|
| D_s | Vnější průměr setrvačnicku | 2600 | [mm] |
| t_{vs} | Tloušťka věnce setrvačnicku | 450 | [mm] |
| b_{vs} | Šířka věnce setrvačnicku | 90 | [mm] |
| ρ_{vs} | Objemová hmotnost věnce setrvačnicku | 7 850 | [kg·m ⁻³] |

PŘEVODOVÝ POMĚR

$$i = \frac{D_s}{d_f} \quad [-] \quad (10)$$

$$i = \frac{2600}{355} = 7,323 \ 94$$

$$i = \underline{7,324}$$

kde: i převodový poměr [-]

D_s vnější průměr setrvačnicku [mm]

d_f výpočtový průměr motorové řemenice [mm]

**OTÁČKY SETRVAČNÍKU**

$$i = \frac{n_s}{n_m} \rightarrow n_s = \frac{n_m}{i} \quad [min^{-1}] \quad (11)$$

$$n_s = \frac{993}{7,324} = 135,581 \ 65 \ min^{-1}$$

$$n_s = \underline{135,582 \ min^{-1}}$$

kde: n_s otáčky setrvačnicku [min^{-1}]

ÚHLOVÁ RYCHLOST SETRVAČNÍKU

$$\omega_s = 2 \cdot \pi \cdot \left(\frac{n_s}{60}\right) \quad [rad \cdot s^{-1}] \quad (12)$$

$$\omega_s = 2 \cdot \pi \cdot \left(\frac{135,582}{60}\right) = 14,198 \ 11 \ rad \cdot s^{-1}$$

$$\omega_s = \underline{14,198 \ rad \cdot s^{-1}}$$

kde: ω_súhlová rychlost setrvačnicku [$rad \cdot s^{-1}$]

π Ludolfovo číslo [-]

MOMENT SETRVAČNOSTI VYCHÁZEJÍCÍ Z OTÁČEK A VÝKONU

- stupeň nerovnoměrnosti otáčení $\delta_n = (0,006 \text{ až } 0,008)$ [3]
- voleno $\delta_n = 0,007$

$$J_{nP} = \frac{k_p \cdot P_m}{8 \cdot \pi^2 \cdot \left(\frac{n_s}{60}\right)^3 \cdot \delta_n} \quad [m^2 \cdot kg] \quad (13)$$

$$J_{nP} = \frac{1,3 \cdot 200 \ 000}{8 \cdot \pi^2 \cdot \left(\frac{135,582}{60}\right)^3 \cdot 0,007} = 40 \ 769,296 \ 62 \ m^2 \cdot kg$$

$$J_{nP} = \underline{40 \ 769,297 \ m^2 \cdot kg}$$

kde: J_{nP}moment setrvačnosti vycházející z otáček a výkonu [$m^2 \cdot kg$]

k_pkoeficient zvýšení výkonu elektromotoru [-]

δ_nstupeň nerovnoměrnosti otáčení [-]

**HMOTNOST VĚNCE**

$$m_v = \pi \cdot (D_s - t_{vs}) \cdot t_{vs} \cdot b_{vs} \cdot \rho_{vs} \quad [kg] \quad (14)$$

$$m_v = \pi \cdot (2,6 - 0,009) \cdot 0,009 \cdot 0,45 \cdot 7\,850 = 2\,506,965\,02 \text{ kg}$$

$$m_v = \underline{2\,506,965 \text{ kg}}$$

kde: m_v hmotnost věnce [kg]

D_s vnější průměr setrvačnicku [m]

t_{vs} tloušťka věnce setrvačnicku [m]

b_{vs} šířka věnce setrvačnicku [m]

ρ_{vs} objemová hmotnost věnce setrvačnicku [$kg \cdot m^{-3}$]

MOMENT SETRVAČNOSTI SETRVAČNÍKŮ

- zvoleny dva setrvačnický $\rightarrow p = 2$

$$J_s = p \cdot 1,1 \cdot \frac{m_v}{4} \cdot (D_s - t_{vs})^2 \quad [kg \cdot m^2] \quad (15)$$

$$J_s = 2 \cdot 1,1 \cdot \frac{2\,506,965}{4} (2,6 - 0,09)^2 = 8\,686,771\,61 \text{ kg} \cdot m^2$$

$$J_s = \underline{8\,686,772 \text{ kg} \cdot m^2}$$

kde: J_s moment setrvačnosti setrvačnicků [$kg \cdot m^2$]

p počet setrvačnicků [-]

CELKOVÝ MOMENT SETRVAČNOSTI

$$J_c = J_{nP} + J_s \quad [kg \cdot m^2] \quad (16)$$

$$J_c = 40\,769,297 + 8\,686,772 = 49\,456,069 \text{ kg} \cdot m^2$$

$$J_c = \underline{49\,456,069 \text{ kg} \cdot m^2}$$

kde: J_c celkový moment setrvačnosti setrvačnicků [$kg \cdot m^2$]

**ENERGIE OTÁČENÍ MECHANISMU**

$$E_1 = \frac{1}{2} \cdot J_c \cdot \omega_s^2 \quad [J] \quad (17)$$

$$E_1 = \frac{1}{2} \cdot 49\,456,069 \cdot 14,198^2 = 4\,984\,756,423 \text{ J}$$

$$E_1 = \underline{4\,984\,756,423 \text{ J}}$$

kde: E_1energie otáčení mechanismu [J]

ENERGIE PŘI ZAHLCENÍ DRTIČE

- při zahlcení drtiče jsou otáčky setrvačníku nulové $\rightarrow \omega_{s2} = 0 \text{ rad} \cdot \text{s}^{-1}$

$$E_2 = \frac{1}{2} \cdot J_c \cdot \omega_{s2}^2 \quad [J] \quad (18)$$

$$E_2 = \frac{1}{2} \cdot 49\,456,069 \cdot 0^2 = 0 \text{ J}$$

$$E_2 = \underline{0 \text{ J}}$$

kde: E_2energie při zahlcení drtiče [J]

ω_{s2} úhlová rychlost setrvačníku při zahlcení drtiče [$\text{rad} \cdot \text{s}^{-1}$]

ROZDÍL ENERGIÍ PŘI PROVOZU A PŘI ZAHLCENÍ

$$\Delta E = E_1 - E_2 \quad [J] \quad (19)$$

$$\Delta E = 4\,984\,756,423 - 0 = 4\,984\,756,423 \text{ J}$$

$$\Delta E = \underline{4\,984\,756,423 \text{ J}}$$

kde: ΔE rozdíl energií při provozu a při zahlcení drtiče [J]

CELKOVÁ VYKONANÁ PRÁCE

$$W_c = \Delta E \quad [J] \quad (20)$$

$$W_c = \underline{4\,984\,756,423 \text{ J}}$$

kde: W_c celková vykonaná práce [J]

**MECHANICKÝ VÝKON NA HŘÍDELI**

- doba zastavení drtiče při zahlcení volena $t = 1,1$ s

$$P_h = \frac{W_c}{t} \quad [W] \quad (21)$$

$$P_h = \frac{4\,984\,756,423}{1,1} = 4\,531\,596,748 \text{ W}$$

$$P_h = \underline{4\,531\,596,748 \text{ W}}$$

kde: P_hmechanický výkon na hřídeli [W]

t doba zastavení drtiče při zahlcení [s]

PŘENESENÝ MOMENT

$$P_h = M_t \cdot \omega_s \quad \rightarrow \quad M_t = \frac{P_h}{\omega_s} \quad [Nm] \quad (22)$$

$$M_t = \frac{4\,531\,596,748}{14,198} = 319\,171,485 \text{ Nm}$$

$$M_t = \underline{319\,171,485 \text{ Nm}}$$

kde: M_tpřenesený moment [Nm]

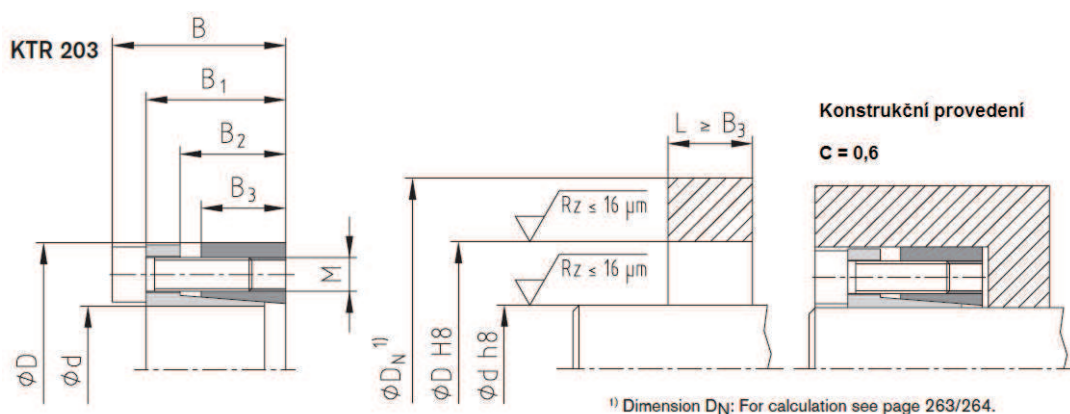
3.3 VOLBA SVĚRNÉHO SPOJENÍ

Pro přenos krouticího momentu na hřídel je možné použít podélné klíny a pera. Dále se používají drážkované, hranolové a polygonové, svěrné a lisované spojení, popř. spojení se svary, nebo lepení. Při procesu drcení jsou jednotlivé komponenty drtiče dynamicky namáhány, a proto je vhodné se vyhnout vrubům. Z tohoto důvodu je vybráno svěrné hřídelové spojení pro přenos vysokých krouticích momentů, které je realizováno pomocí svěrného pouzdra. Princip spočívá ve šroubovém spojení dělených kuželových kroužků, které se roztahují mezi nábojem (setrvačником) a hřídelem. Další výhodou je snadná montáž a demontáž.

Na základě výpočtu přeneseného momentu M_t dle rovnice (22) je voleno samostředící hřídelové spojení Clampex 203 od firmy KTR. Z katalogu výrobce je vybráno spojení pro nejbližší vyšší krouticí moment 333 800 Nm o základních rozměrech 340 x 425 mm. Na obr. 22 je samotné svěrné spojení a obr. 23 informuje o rozměrech, konstrukčním provedení a dalších parametrech spojení.



Obr. 22: Svěrné spojení KTR
Clampex 203 [23]



¹⁾ Dimension D_N: For calculation see page 263/264.

| CLAMPEX® – KTR 203 | | | | | | | | | | | | | | | | |
|--------------------|-----------------|----------------|----------------|----------------|----------------|--|--------|----|-----------------------------------|-----------|---|-------------------------------------|---|-----|------|--------------|
| d x D [mm] | Dimensions [mm] | | | | | Clamping screws DIN EN ISO 4762 - 12.9 μtotal=0.14 | | | | | KTR 203 | | | | | |
| | | | | | | | | | | | Transmittable torque or axial force | | Surface pressure between clamping element | | | Weight [-kg] |
| | B | B ₁ | B ₂ | B ₃ | D ₁ | M | Length | z | T _A [Nm] ¹⁾ | T [Nm] | F _{ax} [kN] | Shaft PW [N/mm ²] | Hub PN [N/mm ²] | | | |
| 220 x 285 | 88 | 72 | 57 | 50 | 294 | M16 | 40 | 12 | 290 | 360 | 77300 | 703 | 169 | 131 | 13,4 | |
| 240 x 305 | 88 | 72 | 57 | 50 | 314 | M16 | 40 | 15 | 290 | 360 | 105400 | 878 | 194 | 153 | 14,5 | |
| 260 x 325 | 88 | 72 | 57 | 50 | 334 | M16 | 40 | 18 | 290 | 360 | 137000 | 1054 | 215 | 172 | 16,1 | |
| 280 x 355 | 102 | 84 | 66 | 60 | 364 | M18 | 50 | 16 | 400 | 480 | 160300 | 1145 | 181 | 143 | 23,4 | |
| 300 x 375 | 102 | 84 | 66 | 60 | 384 | M18 | 50 | 18 | 400 | 480 | 193200 | 1288 | 190 | 152 | 25,3 | |
| 320 x 405 | 121 | 101 | 81 | 74 | 414 | M20 | 50 | 18 | 580 | 690 | 269300 | 1683 | 189 | 149 | 36,9 | |
| 340 x 425 | 121 | 101 | 81 | 74 | 434 | M20 | 50 | 21 | 580 | 690 | 333800 | 1964 | 207 | 166 | 39,0 | |
| 360 x 455 | 138 | 116 | 93 | 86 | 464 | M22 | 60 | 18 | 780 | 930 | 375700 | 2087 | 179 | 141 | 54,0 | |
| 380 x 475 | 138 | 116 | 93 | 86 | 484 | M22 | 60 | 21 | 780 | 930 | 462700 | 2435 | 198 | 158 | 56,2 | |
| 400 x 495 | 138 | 116 | 93 | 86 | 504 | M22 | 60 | 21 | 780 | 930 | 487000 | 2435 | 188 | 152 | 58,9 | |

Obr. 23: Část katalogu firmy KTR [23]



Dle doporučení výrobce svěrného pouzdra je proveden výpočet minimálního vnějšího průměru náboje. Ve výpočtu se bere v potaz konstrukční provedení spojení, vnitřní průměr náboje, tlak na náboj a smluvní mez kluzu materiálu náboje. Setrvačnick (náboj) je odlit z tvárné litiny 42 2303, pro kterou je smluvní mez kluzu $R_{p02} = 230$ MPa [13]. Ostatní hodnoty a výpočty jsou dostupné z katalogu výrobce [23].

MINIMÁLNÍ VNĚJŠÍ PRŮMĚR NÁBOJE

- dle konstrukce $C = 0,8$

$$D_N \geq D_S \cdot \sqrt{\frac{R_{p02} + (p_N \cdot C)}{R_{p02} - (p_N \cdot C)}} \quad [mm] \quad (23)$$

$$D_N \geq 425 \cdot \sqrt{\frac{230 + (166 \cdot 0,8)}{230 - (166 \cdot 0,8)}} = 821,087 \text{ 49}$$

$$D_N \geq \underline{821,087 \text{ mm}}$$

kde: D_Nminimální vnější průměr náboje

D_Svnější průměr svěrného spojení/ vnitřní průměr náboje [mm]

R_{p02}smluvní mez kluzu [MPa]

p_N tlak na náboj [$N \cdot mm^{-2}$]

Ckonstrukční faktor náboje [-]

VOLBA VNĚJŠÍHO PRŮMĚRU NÁBOJE

$$k_N = \frac{D_{Nv}}{D_N} \quad [-] \quad (24)$$

$$k_N = \frac{1 \text{ 100}}{821,087} = 1,339 \text{ 69}$$

$$k_N = \underline{1,34}$$

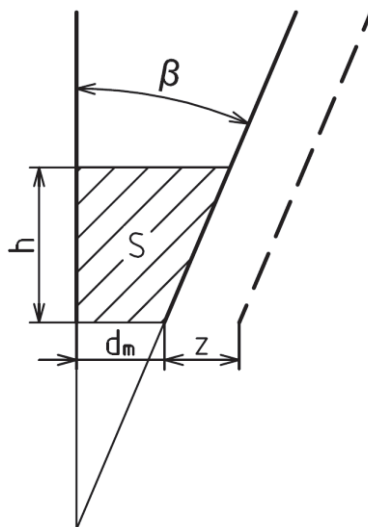
kde: k_N bezpečnost navrženého náboje [-]

D_{Nv} zvolený vnější průměr náboje [mm]



3.4 VÝPOČET ZDVIHU KYVADLA

Jedná se o teoretický výpočet, který je proveden podle literatury [2]. Některé vypočtené hodnoty se mohou lišit od skutečných.



Obr. 24: Průřez drticím prostorem [5]

kde: β úhel záběru čelistí [$^{\circ}$]

S plocha průřezu podrceného materiálu [m^2]

d_m minimální šířka výstupní štěrbiny [m]

h dráha pádu zrna [m]

z zdvih kyvadla [m]

DOBA JEDNOHO VÝPADU

- doba jednoho výpadu je dána dobou jedné půlotáčky

$$t_v = \frac{1}{2 \cdot n_s} \quad [\text{s}] \quad (25)$$

$$t_v = \frac{1}{2 \cdot \frac{135,582}{60}} = 0,221 \, 27 \, \text{s}$$

$$t_v = \underline{0,221 \, \text{s}}$$

kde: t_v doba jedné půlotáčky [s]

**DRÁHA PÁDU ZRNA**

- jedná se o dráhu pádu zrna za půlotáčku při zvětšení výstupní štěrbin

$$h = \frac{z}{\operatorname{tg}(\beta)} = \frac{1}{2} \cdot g \cdot t^2 \quad [m] \quad (26)$$

$$h = \frac{1}{2} \cdot 9,81 \cdot 0,221^2 = 0,239 \, 57 \, m$$

$$h = \underline{0,240 \, m}$$

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

ZDVIH KYVADLA

- úhel záběru čelistí se pohybuje v rozmezí $\beta = (15 \text{ až } 25)^\circ$ [2]
- voleno $\beta = 22^\circ$

$$z = h \cdot \operatorname{tg}(\beta) \quad [m] \quad (27)$$

$$z = 0,240 \cdot \operatorname{tg}(22^\circ) = 0,096 \, 97 \, m$$

$$z = \underline{0,097 \, m}$$

Výpočtem určený zdvih drtiče je 97 mm. Jedná se o teoretickou hodnotu, která se může v závislosti na konstrukčním provedení excentrického hřídele lišit od skutečného zdvihu.

3.5 VÝKONNOST DRTIČE

Výpočet kapacity drtiče, tedy množství materiálu zpracovaného za jednotku času, lze provést pomocí jednoduchého empirického vztahu. Z tohoto výpočtu dostáváme pouze základní velmi hrubý rozsah výkonnosti drtiče. Pro přesnější výpočet podle Taggart a Levensona je potřeba nejdříve určit dílčí veličiny. Použitá jednotka „tuna za hodinu“ neodpovídá soustavě SI, ale je běžně užívána při technologických a obchodních schůzkách. Výpočet je proveden podle literatury [2].

EMPIRICKÝ VZTAH PRO VÝKONNOST

- dle zadání práce je vzdálenost čelistí $A_v = 1,25 \, m$ a šířka $B = 1,6 \, m$

$$Q_e = A_v \cdot B \cdot (100 \div 140) \quad [t \cdot h^{-1}] \quad (28)$$

$$Q_e = 1,25 \cdot 1,6 \cdot (100 \div 140) = 200 \div 280 \, t \cdot h^{-1}$$

$$Q_e = \underline{200 \div 280 \, t \cdot h^{-1}}$$



kde: Q_e výkonnost drtiče z empirického vztahu [$t \cdot h^{-1}$]

A_v šířka vstupního otvoru (rozvěr, vzdálenost čelistí) [m]

B šířka čelistí [m]

(100÷140)...empirický součinitel výkonnosti [$t \cdot m^{-2} \cdot h^{-1}$]

PLOCHA PRŮŘEZU

- minimální šířka výstupní štěrbin je volena dle konstrukce $d_m = 120$ mm [19]

$$S = \frac{(d_m + z) + d_m}{2} \cdot h = \frac{2 \cdot d_m + z}{2} \cdot \frac{z}{\operatorname{tg}(\beta)} \quad [m^2] \quad (29)$$

$$S = \frac{2 \cdot 0,12 + 0,097}{2} \cdot \frac{0,097}{\operatorname{tg}(22^\circ)} = 0,040 \, 45 \, m^2$$

$$S = \underline{0,040 \, m^2}$$

VELIKOST STŘEDNÍHO ZRNA

$$d_{st} = \frac{2 \cdot d_m + z}{2} \quad [m] \quad (30)$$

$$d_{st} = \frac{2 \cdot 0,12 + 0,097}{2} = 0,168 \, 5 \, m$$

$$d_{st} = \underline{0,169 \, m}$$

kde: d_{st} velikost středního zrna [m]

HMOTNOSTNÍ VÝKONNOST DRTIČE PODLE TAGGARTA

$$Q_T = B \cdot d_{st} \cdot 930 \quad [t \cdot h^{-1}] \quad (31)$$

$$Q_T = 1,6 \cdot 0,169 \cdot 930 = 251,472 \, t \cdot h^{-1}$$

$$Q_T = \underline{251,472 \, t \cdot h^{-1}}$$

kde: Q_T hmotnostní výkonnost podle Taggarta [$t \cdot h^{-1}$]

(930)...součinitel výkonnosti drtiče [$t \cdot m^{-2} \cdot h^{-1}$]

**HMOTNOSTNÍ VÝKONNOST DRTIČE PODLE LEVENSONA**

- součinitel zaplnění štěrbin $k_s = (0,25 \text{ až } 0,60)$ dle literatury [5]
- voleno $k = 0,6$
- sypná objemová hmotnost vápence $\rho_v = 1,6 \text{ t} \cdot \text{m}^{-3}$ volena dle rozsahu v literatuře [3]

$$Q_L = 60 \cdot V \cdot n_s \cdot k \cdot \rho = 60 \cdot d_{st} \cdot \frac{z}{\text{tg}(\beta)} \cdot B \cdot n_s \cdot k_s \cdot \rho_v \quad [t \cdot h^{-1}] \quad (32)$$

$$Q_L = 60 \cdot 0,169 \cdot \frac{0,097}{\text{tg}(22^\circ)} \cdot 1,6 \cdot 135,582 \cdot 0,6 \cdot 1,6 = 506,982 \text{ } 99 \text{ t} \cdot \text{h}^{-1}$$

$$Q_L = \underline{506,982 \text{ } 99 \text{ t} \cdot \text{h}^{-1}}$$

kde: Q_Lhmotnostní výkonnost podle Levensona [$\text{t} \cdot \text{h}^{-1}$]

V objem podrceného materiálu [m^3]

k_s součinitel zaplnění štěrbin [-]

ρ_v sypná objemová hmotnost vápence [$\text{kg} \cdot \text{m}^{-3}$]

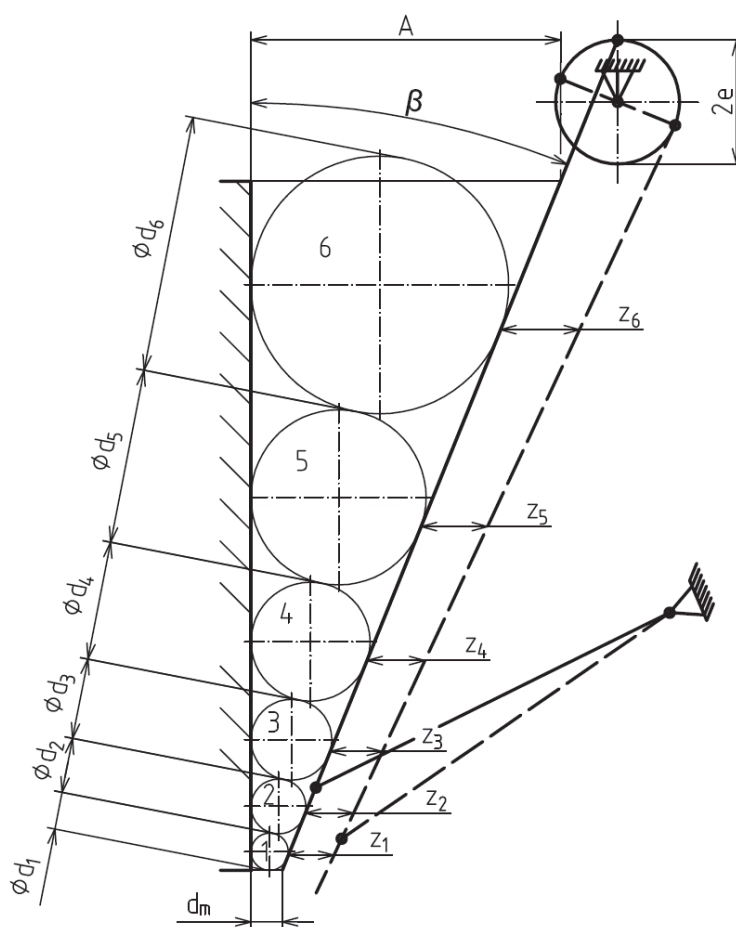
Výkonnost Q_e vypočtená podle empirického vztahu nám udává pouze orientační hodnotu výkonnosti drtiče. Kapacita drtiče počítaná z Taggartovy rovnice odpovídá skutečným výkonnostem středních drtičů. U velkých drtičů jsou vypočtené hodnoty menší a naopak u malých drtičů jsou větší. Při nastavené minimální výstupní štěrbině $d_m = 120 \text{ mm}$ je výkonnost drtiče podle Levensona 507 tun podrceného materiálu za hodinu. I když se stále jedná o teoretický výpočet, který se může během specifických podmínek měnit, odpovídá tato hodnota výkonnostem drtičů této velikosti dnešní produkce.



4 NÁVRH KYVADLA

4.1 ZATÍŽENÍ KYVADLA

K výpočtu zatěžujících sil kyvadla byla použita tzv. „objemová teorie“ s předpokladem ideálního zaplnění drtícího prostoru kulovými zrny. Dalším předpokladem výpočtu je lineární nárůst síly. Drtící prostor je zobrazen na obrázku. Rozpojovaný objem je dán průměrem jednotlivých zrn, příslušným zdvihem a šířkou čelisti. Drtící zdvih odpovídá složenému pohybu kývání pohyblivé čelisti, vyvozenému excentricitou hřídele $2e$ a kýváním okolo opěrného bodu vzpěrné desky. Excentricita je volena $e = 20$ mm. Drtící práce a síla jsou vypočteny podle rovnic (7) a (4) uvedených v kapitole 1.1.3. Pro přehlednost a jednoznačnost metody odečítání rozměrů zrn a zdvihů není obr. 25 kreslen v měřítku.



Obr. 25: Schéma drtícího prostoru s konstrukcí odečítání průměrů a zdvihů

VOLBA DRCENÉHO MATERIÁLU

Pro výpočet zatěžovacích sil mechanismu je nezbytně nutné zvolit drcený materiál. Byl vybrán dolomit a vápenec. Charakteristické vlastnosti jsou zobrazeny v tab. 6.



Tab. 6: Vlastnosti drcených materiálů [3]

| Materiál | Dolomit | Vápenec |
|---|------------|--------------|
| Modul pružnosti E [MPa] | 56 000 | 80 000 |
| Pevnost v tlaku σ_d [Mpa] | 160 | 200 |
| Sypná objemová hmotnost ρ [$t \cdot m^{-3}$] | 1,5 až 2,0 | 1,45 až 1,75 |

PRŮMĚRY ZRN A ZDVIHY

V tab. 7 jsou zobrazeny průměry zrn a příslušné zdvihy při nastavené výstupní šterbině 120 mm. Hodnoty průměrů zrn a zdvihů jsou odečteny z nákresu drtícího prostoru na obr. 25 a jsou shodné pro dolomit a vápenec.

Tab. 7: Průměry zrn a zdvihy

| Zrno č. | průměr $D_{1...6}$ [mm] | zdvih $z_{1...6}$ [mm] |
|---------|-------------------------|------------------------|
| 1 | 150,71 | 14,75 |
| 2 | 221,78 | 15,60 |
| 3 | 326,37 | 16,86 |
| 4 | 480,29 | 18,71 |
| 5 | 706,80 | 21,42 |
| 6 | 1040,13 | 25,42 |

VSTUPNÍ OBJEM

$$V_{vs1} = \frac{\pi}{6} \cdot B \cdot D_1^2 \quad [m^3] \quad (33)$$

$$V_{vs1} = \frac{\pi}{6} \cdot 1,6 \cdot 0,150\,71^2 = 0,019\,03\,m^3$$

$$V_{vs1} = \underline{0,019\,03\,m^3}$$

kde: V_{vs1} vstupní objem zrna č. 1 [m^3]

D_1 průměr zrna č. 1 [m]

**VÝSTUPNÍ OBJEM**

$$V_{vy1} = \frac{\pi}{6} \cdot B \cdot (D_1 - z_1)^2 \quad [m^3] \quad (34)$$

$$V_{vy1} = \frac{\pi}{6} \cdot 1,6 \cdot (0,150\,71 - 0,014\,75)^2 = 0,015\,486\,m^3$$

$$V_{vy1} = \underline{0,015\,49\,m^3}$$

kde: V_{vy1} výstupní objem zrna č. 1 [m^3]

z_1 zdvih v místě zrna č. 1 [m]

PRÁCE POTŘEBNÁ K DRCENÍ

$$A_{1d} = \frac{\sigma_{dd}^2}{2 \cdot E_d} \cdot (V_{vs1} - V_{vy1}) \quad [J] \quad (35)$$

$$V_{vy1} = \frac{(160 \cdot 10^6)^2}{2 \cdot 80 \cdot 10^9} \cdot (0,019\,03 - 0,015\,49) = 809,142\,857\,J$$

$$V_{vy1} = \underline{809,143\,J}$$

kde: A_{1d}práce potřebná k drcení dolomitického zrna č. 1 [J]

σ_{dd}pevnost v tlaku dolomitu [Pa]

E_dmodul pružnosti dolomitu [Pa]

VELIKOST DRTÍCÍ SÍLY

$$F_{1d} = \frac{2 \cdot A_{1d}}{z_1} \quad [J] \quad (36)$$

$$F_{1d} = \frac{2 \cdot 809,143}{0,014\,75} = 109\,714,305\,1\,N$$

$$F_{1d} = \underline{109\,714,305\,N}$$

kde: F_{1d} drtící síla dolomitického zrna č. 1 [N]



VYPOČTENÉ HODNOTY PRO VŠECHNY ZRNA DOLOMITU

V následující tab. 8 jsou uvedeny vypočtené hodnoty všech zrn dolomitu, které jsou důležité pro následující výpočet zatěžovací síly kyvadla zrna dolomitu. Jelikož výpočet pro dolomitická zrna č. 2 až 6 je stejný jako pro výpočet dolomitického zrna č. 1, jsou vypočtené hodnoty zobrazeny v tabulce.

Tab. 8: Vypočtené hodnoty pro zbylá zrna dolomitu

| Zrno dolomitu | Vstupní objem $V_{vs1...6}$ [m ³] | Výstupní objem $V_{vy1...6}$ [m ³] | Práce potřebná k drcení $A_{1d...6d}$ [J] | Drtící síla $F_{1d...6d}$ [N] |
|---------------|---|--|---|-------------------------------|
| č. 1 | 0,019 03 | 0,015 49 | 809,143 | 109 714,305 |
| č. 2 | 0,041 21 | 0,035 61 | 1 280,000 | 164 102,564 |
| č. 3 | 0,089 24 | 0,080 25 | 2 054,857 | 243 755,279 |
| č. 4 | 0,193 25 | 0,178 49 | 3 373,714 | 360 632,175 |
| č. 5 | 0,418 52 | 0,393 53 | 5 712,000 | 533 582,438 |
| č. 6 | 0,906 35 | 0,862 59 | 10 002,286 | 786 961,920 |

SOUČET DRTÍCÍCH SIL

$$F_d = F_{1d} + F_{2d} + F_{3d} + F_{4d} + F_{5d} + F_{6d} \quad [N] \quad (37)$$

$$F_d = 109\,714,305 + 164\,102,564 + 243\,755,279 + 360\,632,175 + 533\,582,438 + 786\,961,920 = 2\,198\,748,681\,N$$

$$F_d = \underline{2\,198\,748,681\,N}$$

kde: F_ddrtící síla zrn dolomitu [N]

F_{2d} drtící síla dolomitického zrna č. 2 [N]

F_{3d} drtící síla dolomitického zrna č. 3 [N]

F_{4d} drtící síla dolomitického zrna č. 4 [N]

F_{5d} drtící síla dolomitického zrna č. 5 [N]

F_{6d} drtící síla dolomitického zrna č. 6 [N]

**TŘECÍ SÍLA**

- součinitel tření mezi ocelí a kamenem volen $f=0,5$ dle literatury [5]

$$F_{td} = F_d \cdot f \quad [N] \quad (38)$$

$$F_{td} = 2\,198\,748,681 \cdot 0,5 = 1\,099\,374,341\,N$$

$$F_{td} = \underline{1\,099\,374,341\,N}$$

kde: F_{td}třecí složka drtící síly zrn dolomitu [N]

fsoučinitel tření mezi ocelí a kamenem [-]

CELKOVÁ DRTÍCÍ SÍLA

$$F_{cd} = \sqrt{F_d^2 + F_{td}^2} \quad [N] \quad (39)$$

$$F_{cd} = \sqrt{2\,198\,748,681^2 + 1\,099\,374,341^2} = 2\,458\,275,758\,N$$

$$F_{cd} = \underline{2\,458\,275,758\,N}$$

kde: F_{cd}celková drtící síla dolomitu [N]

VYPOČTENÉ HODNOTY PRO VŠECHNY ZRNA VÁPENCE

Všechny předchozí výpočty pro určení výsledné drtící síly dolomitu jsou shodné jako pro výpočet výsledné drtící síly vápence. Proto jsou hodnoty zaznamenány v tab. 9 a tab. 10.

Tab. 9: Vypočtené hodnoty pro zrna vápence

| Zrno vápence | Vstupní objem $V_{vs1...6}$ [m ³] | Výstupní objem $V_{vy1...6}$ [m ³] | Práce potřebná k drcení $A_{1v...6v}$ [J] | Drtící síla $F_{1v...6v}$ [N] |
|--------------|---|--|---|-------------------------------|
| č. 1 | 0,019 03 | 0,015 49 | 885 | 120 000,000 |
| č. 2 | 0,041 21 | 0,035 61 | 1 400 | 179 487,180 |
| č. 3 | 0,089 24 | 0,080 25 | 2 247,5 | 266 607,355 |
| č. 4 | 0,193 25 | 0,178 49 | 3 690 | 394 441,475 |
| č. 5 | 0,418 52 | 0,393 53 | 6 247,5 | 583 333,333 |
| č. 6 | 0,906 35 | 0,862 59 | 10 940 | 860 739,575 |



Tab. 10: Hodnoty vypočtených sil pro vápenec

| Drtící síla zrn vápence F_v [N] | Třecí síla vápence F_{tv} [N] | Celková drtící síla vápence F_{cv} [N] |
|--------------------------------------|------------------------------------|---|
| 2 404 608,918 | 1 202 304,459 | 2 688 434,500 |

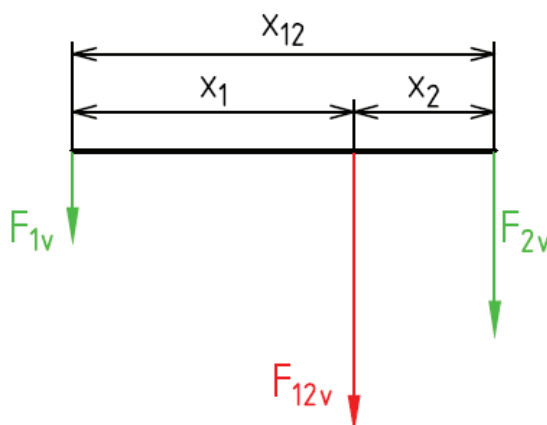
GRAFICKÉ URČENÍ CELKOVÉ DRTÍCÍ SÍLY A REAKCÍ

V tab. 11 jsou porovnány celkové drtící síly zvolených materiálů. Protože větší hodnotu celkové drtící síly dosahuje vápenec, bude následující grafické určení reakcí, další veškerý výpočet a návrh komponent proveden právě pro vápenec.

Tab. 11: Porovnání celkových drtících sil zvolených materiálů

| Celková drtící síla dolomitu F_{cd} [N] | | Celková drtící síla vápence F_{cv} [N] |
|---|---|--|
| 2 458 275, 758 | < | 2 688 434,500 |

Na obr. 27 je zobrazeno silové působení na pohyblivou čelist a silový rozklad na reakce do vzpěrné desky a ložisek kyvadla. Obrázek odpovídá teorii základního silového působení jednovzpěrného drtiče podle kapitoly... Pro zjištění velikosti a především působíště síly F_v byl vždy pro dvojice sil použit obr. 26 a vzorec (40). Výsledky jsou zaznamenány do tab. 12.



Obr. 26: Skládání rovnoběžných sil



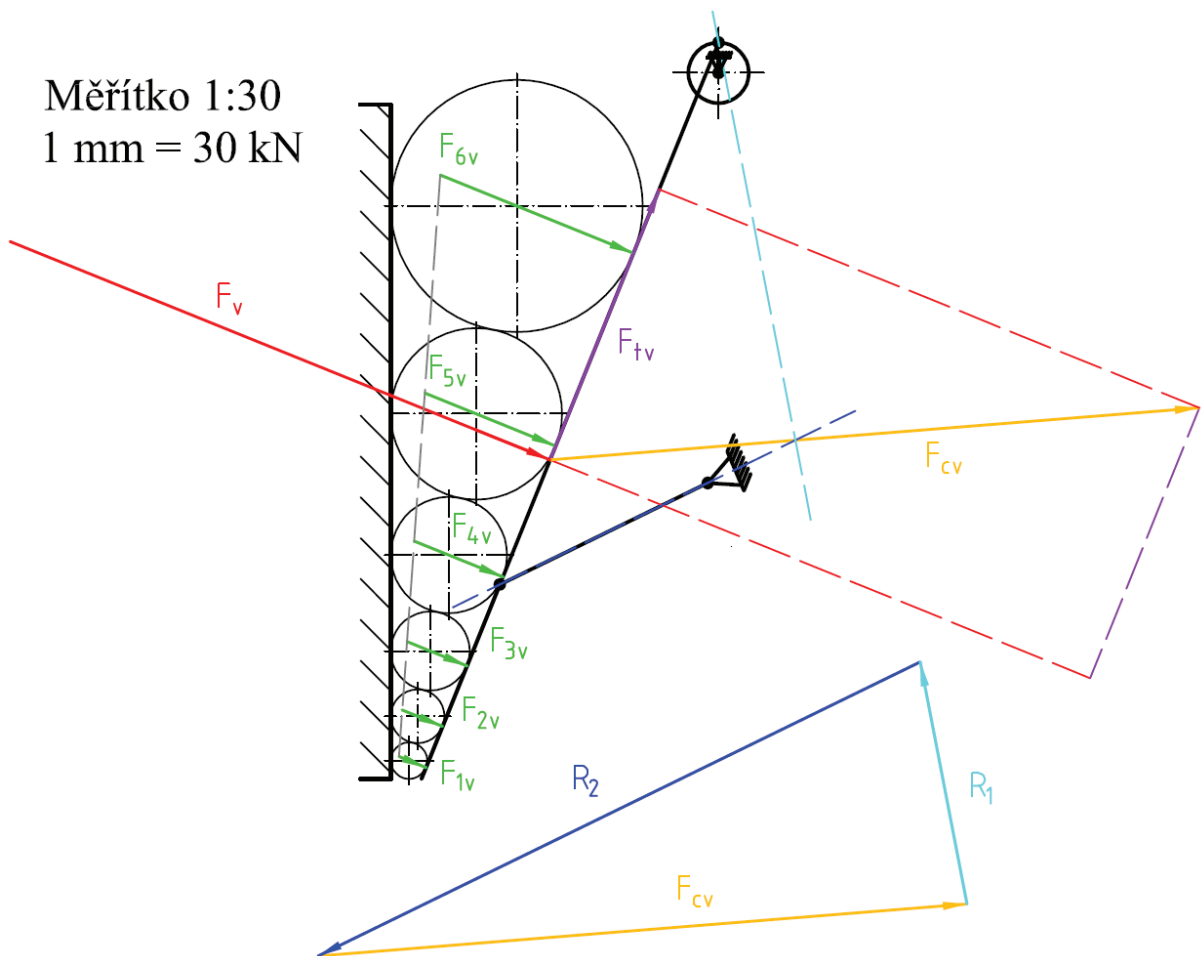
$$x_1 = \frac{F_{2v} \cdot x_{12}}{F_{12v}} = \frac{F_{2v} \cdot x_{12}}{F_{1v} + F_{2v}} \quad [N] \quad (40)$$

kde: x_1 vzdálenost síly F_{1v} od výslednice F_{12v} [m]

x_2 vzdálenost síly F_{2v} od výslednice F_{12v} [m]

x_{12} vzdálenost mezi silami F_{1v} a F_{2v} [m]

F_{12v} výslednice sil F_{1v} a F_{2v} [m]



Obr. 27: Silové působení a grafické určení výsledné drtící síly a reakcí

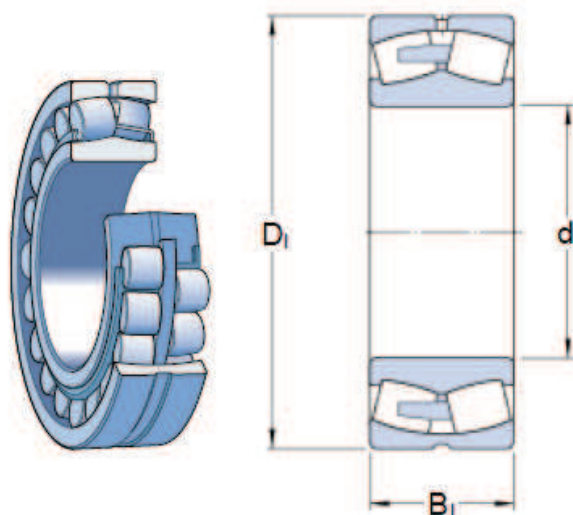
Tab. 12: Výsledky grafického určení výsledné drtící síly a reakcí

| Celková drtící síla F_{cv} [N] | Reakce v uložení kyvadla R_1 [N] | Reakce ve vzpěrné desce R_2 [N] |
|-------------------------------------|---------------------------------------|--------------------------------------|
| 2 688 435 | 1 017 402 | 2 766 774 |



4.2 VOLBA LOŽISEK

Na základě určené reakce R_1 , která působí do ložisek kyvadla, byla vybrána soudečková dvouřadá naklápěcí ložiska s válcovou dírou od firmy SKF. Na obr. 28 jsou zobrazeny konkrétní ložiska s označením 24088 ECA/W33 a v tab. 13 jsou uvedeny základní rozměry a hodnoty důležité pro výpočet životnosti a statické únosnosti.



Obr. 28: Ložisko SKF 24088 ECA/W33 [17]

Tab. 13: Charakteristika ložiska [17]

| Rozměry | | | Základní dynamická | Základní statická |
|------------|------------|------------|---------------------|---------------------|
| D_1 [mm] | d_1 [mm] | B_1 [mm] | únosnost C_d [kN] | únosnost C_0 [kN] |
| 650 | 440 | 212 | 4 987 | 9 150 |

kde: D_1vnější průměr ložiska [mm]

d_1vnitřní průměr ložiska [mm]

B_1šířka ložiska [mm]

C_d základní dynamická únosnost ložiska [kN]

C_0 základní statická únosnost ložiska [kN]



ŽIVOTNOST LOŽISEK

- výpočet je proveden dle dostupné literatury na stránkách firmy SKF [17]
- koeficient $a_1 = 1$ zvolen dle tabulky SKF
- koeficient $a_{SKF} = 1,5$ odečten z grafu SKF
- ekvivalentní dynamické zatížení $P = R_1$

$$L_{nm} = a_1 \cdot a_{SKF} \cdot \frac{10^6}{60 \cdot n_s} \cdot \left(\frac{C_d}{P}\right)^{\frac{10}{3}} \quad [h] \quad (41)$$

$$L_{nm} = 1 \cdot 1,5 \cdot \frac{10^6}{60 \cdot 135,582} \cdot \left(\frac{4\,987}{1\,017,402}\right)^{\frac{10}{3}} = 36\,888,747\,52 \text{ h}$$

$$L_{nm} = \underline{36\,889 \text{ h}}$$

kde: L_{nm}životnost ložisek [h]

a_1 součinitel spolehlivosti [-]

a_{SKF}součinitel modifikované spolehlivosti [-]

P ekvivalentní dynamické zatížení ložisek [kN]

STATICKÁ ÚNOSNOST LOŽISEK

- ekvivalentní statické zatížení $P_0 = R_1$

$$s_0 = \frac{C_0}{P_0} \quad [-] \quad (42)$$

$$s_0 = \frac{9\,150}{1\,017,402} = 8,993\,50$$

$$s_0 = \underline{9}$$

kde: s_0 statická bezpečnost ložiska [-]

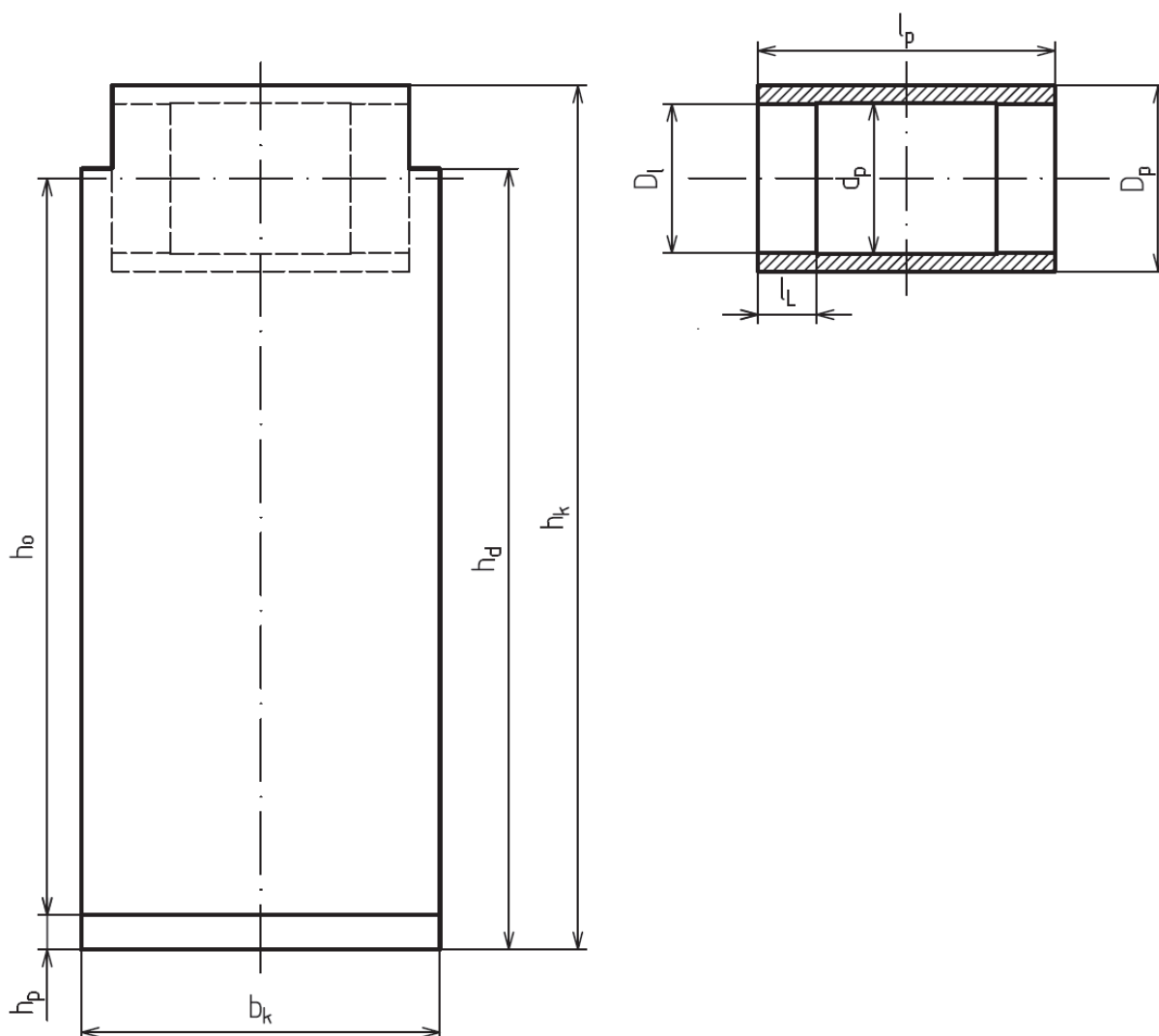
P_0ekvivalentní statické zatížení ložiska [kN]

Podle literatury [3] se trvanlivá životnost ložisek pohybuje obvykle od 20 000 do 50 000 h. Výpočet životnosti podle SKF tedy zapadá do zmiňovaného rozmezí. Statická únosnost též vyhovuje. Pro výrazné rázové zatížení ložisek doporučuje výrobce SKF statickou bezpečnost ≥ 4 . Vypočtená hodnota bezpečnosti $s_0 = 9$ je tedy vyhovující.



4.3 ROZMĚROVÝ NÁVRH KYVADLA

Zadaná šířka čelisti byla výchozím rozměrem pro návrh těla kyvadla. Uložení kyvadla je provedeno pomocí dvou dvouřadých naklápěcích soudečkových ložisek. Rozměr vybraných ložisek SKF byl tedy výchozím bodem pro návrh velikosti pouzdra kyvadla. Na následujících dvou obrázcích jsou zobrazeny kostra s pouzdem a profil kyvadla. Návrhy jsou doplněné o rozměry v tab. 16 a tab. 18.

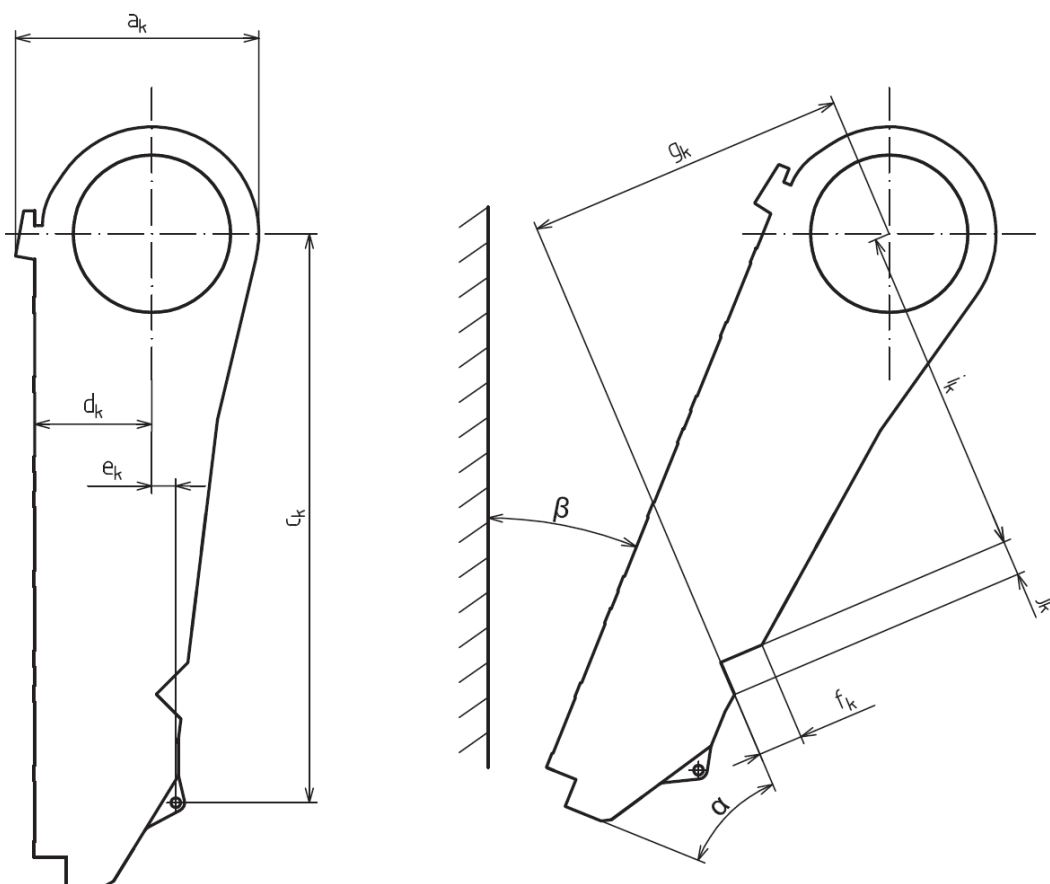


Obr. 29: Kostra a pouzdro kyvadla



Tab. 14: Rozměry kostry a pouzdra kyvadla

| Rozměr | Popis | Hodnota [mm] |
|--------|--|--------------|
| b_k | šířka kyvadla | 1 560 |
| D_l | vnější průměr ložiska | 650 |
| d_p | vnitřní průměr náboje | 660 |
| D_p | vnější průměr náboje | 810 |
| h_d | výška čelní desky | 3 397 |
| h_k | výška kyvadla | 3 760 |
| h_o | vzdálenost paty kyvadla od osy kyvadla | 3 355 |
| h_p | výška paty kyvadla | 150 |
| l_L | délka lože pro ložisko | 255 |
| l_p | šířka náboje | 1 292 |



Obr. 30: Profil kyvadla



Tab. 15: Rozměry profilu kyvadla

| Rozměr | Popis | Hodnota [mm] | Hodnota [°] |
|----------|--|--------------|-------------|
| a_k | velikost náboje s odrazovou deskou | 1 251 | – |
| c_k | pozice osy táhla vůči horizontální ose kyvadla | 2 925 | – |
| d_k | pozice čelní desky vůči vertikální ose kyvadla | 603 | – |
| e_k | pozice osy táhla vůči vertikální ose kyvadla | 123 | – |
| f_k | hloubka lože vzpěrné desky | 230 | – |
| g_k | pozice lože vzpěrné desky vůči středu náboje | 1 659 | – |
| i_k | pozice lože vzpěrné desky vůči středu náboje | 1 690 | – |
| j_k | délka lože vzpěrné desky | 180 | – |
| α | úhel lože vzpěrné desky | – | 45 |
| β | úhel záběru čelistového drtiče | – | 22 |

4.4 TECHNOLOGIE VÝROBY KYVADLA

4.4.1 ODLÉVÁNÍ

Součást vyrobená technologií odlévání (odlitek) vzniká litím roztaveného kovu do předem připravené formy, která je písková, nebo kovová. Rozdělujeme způsob odlévání na odlévání gravitační a za zvýšeného tlaku. Odlitky jsou vhodné především pro části strojů, které jsou namáhané tlakem nebo u kterých je kladen požadavek na tlumení vibrací a rázů. Příkladem mohou být rámy strojů a převodové skříně [10].

Před samotnou výrobou odlitku je potřeba nejdříve vytvořit model součásti, který slouží k výrobě forem. Model je tvarově shodný s odlitkem a je zvětšen o přídatky na obrábění. Vyrábí se ze dřeva, plastu nebo kovu. Pokud mají být v odlitku dutiny, vkládají se do formy tzv. jádra, která se vyrábí samostatně v jadernicích. Modely mohou být dělené (spojení čepem), nebo nedělené. Avšak primárně se snažíme o nedělený model.

Po vyjmutí modelu z formy se vytvoří dutina, do které se vlévá roztavený kov vtokovou soustavou. Výfukovou soustavou se odvádějí plyny, které vznikají při odlévání. Ztuhnutím kovu ve formě vzniká surový odlitek, který je následně očištěn a zbaven vtokové i výfukové soustavy. Tímto nám vznikne hrubý odlitek, který dále pokračuje podle požadavků na další zpracování (antikoroziční nátěry, tepelné zpracování, třískové obrábění).

Běžně používaným materiálem je šedá litina a její vlastnosti jsou závislé na chemickém složení a rychlosti ochlazování. Tvárná litina je vlastnostmi podobná šedé, ale má větší sklon ke tvorbě staženin. Pro výrobu tenkostěnných odlitků se používá temperovaná litina. Oceli na odlitky mají horší vlastnosti pro odlévání. Hůře zabíhají do formy a mají velký sklon ke tvorbě staženin.

Moderní technologie odlévání umožňuje výrobu tvarově složitých odlitků.

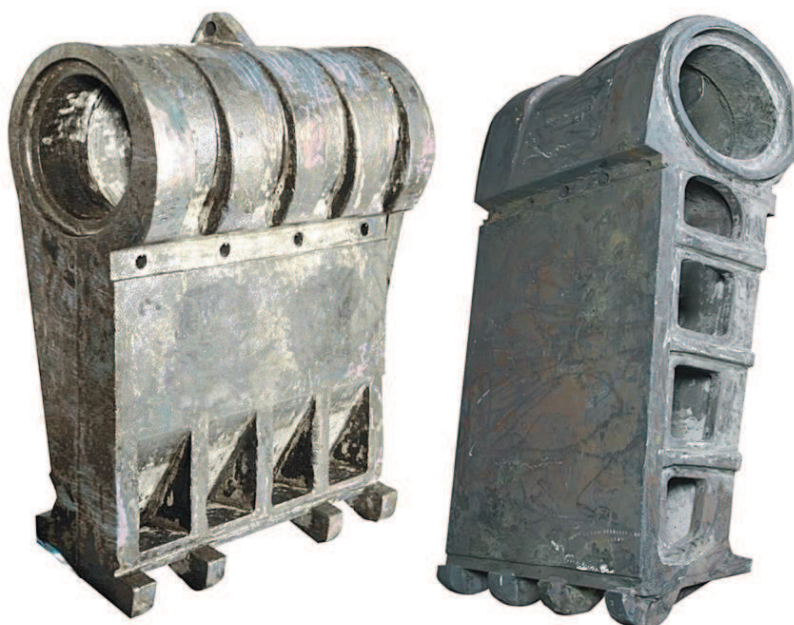


VÝHODY

- u sériové produkce ekonomicky výhodné
- vysoká tuhost odlitku
- oproti svarku není nutné další tepelné zpracování

NEVÝHODY

- vyšší hmotnost v porovnání se svarkem
- vyšší počáteční investice při výrobě
- kvůli větší hmotnosti dochází k vyššímu namáhání částí drtiče (ložiska, excentrický hřídel)



Obr. 31: Odlitek kyvadla [15]

4.4.2 SVAŘOVÁNÍ

Svařování je nerozebíratelné spojování kovových součástí. Umožňuje vyrábět strojní součásti a konstrukce spojováním komponent jednoduchého tvaru. Součásti jsou převážně z plechů a profilů. Svařování nalézá také uplatnění při opravách, nebo výměně opotřebovaných částí. Dělíme se na tavné a tlakové.

TAVNÉ SVAŘOVÁNÍ

Při svařování dochází ke spojení částí místním roztavením svarových ploch bez přídavného materiálu, nebo nejčastěji s přídavným materiálem. Přídavný materiál je stejného, nebo podobného složení.



Základní pojmy tavného svařování jsou následující [12]:

- základní materiál (materiál, který je svařován)
- přídatný materiál (přidáván během procesu svařování, dráty, elektrody, tavidla)
- svarová lázeň (materiál roztavený při svařování, po ztuhnutí nazýváme svarovým kovem)
- svarové plochy (plochy základního materiálu, které jsou nataveny)

Na obr. 32 je zobrazeno základní značení svarů na výkresech.

| Svar | | | | | | | |
|--------|---|---|------|---|-------|---------|----------------------|
| lemový | I | V | 1/2V | U | 1/2 U | koutový | děrový (žlábkový) |
| | | | | | | | |

Obr. 32: Vybrané základní značky svarů podle ČSN EN 22553 [8]

SVAŘOVÁNÍ TLAKEM

Ke spojení svarových ploch, které jsou ohřáté do plastického stavu, dochází působením mechanického tlaku nebo rázu.

SVAŘITELNOST

Svařitelnost je důležitá vlastnost ocelí. Jedná se o schopnost kovového materiálu tvořit svarový spoj, který vyhovuje všem požadavkům z hlediska technologie, konstrukce a funkční způsobilosti výrobku. Norma ČSN 05 13 12 stanovuje čtyři stupně svařitelnosti: zaručená, zaručená podmíněná, dobrá a obtížná. Kritéria svařitelnosti jsou následující [11]:

- chemické složení
- zkřehnutí v tepelně ovlivněné oblasti svaru
- náchylnost k trhlinám
- zkřehnutí základního materiálu v oblasti přehřáté struktury u hranice závaru
- zkřehnutí účinkem prostorové napjatosti vyvolané návarem

Vybraná ocel 11 523 pro výrobu kyvadla má svařitelnost zaručenou.

VÝHODY

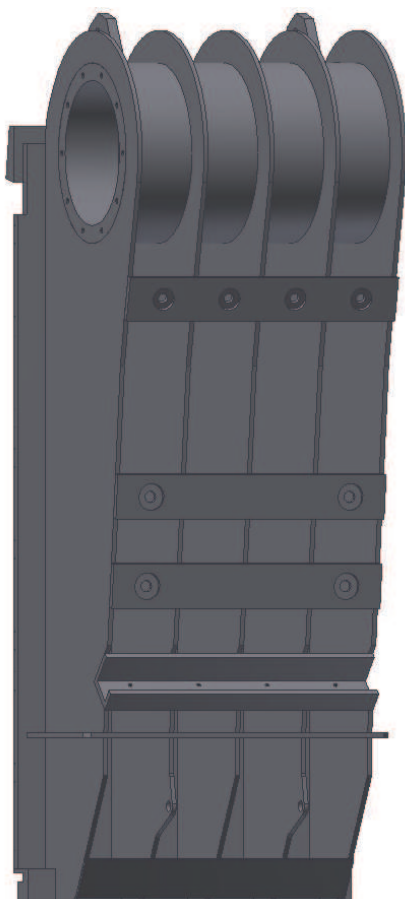
- zjednodušení konstrukce
- náhrada výkovků a odlitků
- volnost při navrhování
- snížení hmotnosti vhodnou volbou materiálu
- snížení výrobních nákladů
- rychlost realizace projektu
- zvýšení produktivity automatizovaným svařováním



NEVÝHODY

- nestejný průběh teplot při svařování
- změna struktury a mechanických vlastností svarového spoje
- vznik vnitřních pnutí a deformací
- jakost svarů nepříznivě ovlivněna skrytými vnitřními vadami (vrubový účinek)
- při rychlém chladnutí svaru u ocelí vyšších pevností může dojít ke vzniku nerovnovážných struktur

Na obr. 33 a obr. 34 je zobrazený první návrh kyvadla jednovzpěrného čelistového drtiče. Model byl vytvořen v programu Autodesk Inventor. Kyvadlo se skládá z náboje pro ložiska a pro excentrický hřídel. K náboji bude přivařeno 5 bočnic, na které bude zepředu navařena čelní deska. Ta následně bude sloužit pro uchycení čelistí. Dále jsou na náboji přivařena dvě oka pro uchycení při manipulaci s kyvadlem. Na obrázku je vidět lože vzpěrné desky, ve kterém je uložena opěrná pánev. V dolní části je výztuha v podobě desky, ke které jsou přivařeny kratší bočnice. Dvě bočnice jsou opatřeny oky pro čepové spojení s táhlem pružiny. Úplně vespuďu je zadní část vyztužená pásou. Další komponenty v zadní části jsou výztuhy s otvory, které slouží pro uchycení čelistí průběžnými šrouby. Vespuďu přední části je přivařené lože, ve kterém bude zašroubován klín pro zachycení čelistí.



Obr. 33: Model svarku kyvadla



Obr. 34: Model svarku kyvadla

4.4.3 VOLBA TECHNOLOGIE VÝROBY

Po srovnání jednotlivých výhod a nevýhod obou variant jsem se rozhodl, že kyvadlo bude vyrobeno technologií svařováním. Předpokladem bylo, že kyvadlo se nebude vyrábět sériově, nebo pouze v malém počtu kusů. Důležitou roli v rozhodování hrál fakt, že variantou svarek lze ušetřit velké množství hmotnosti oproti odlitému kyvadlu. Tím pádem se sníží zatížení ložisek i excentrického hřídele. Zároveň se sníží i prvotní investice při výrobě, protože nebude potřeba výroba modelu, forem a jader pro odlitek. Dále bude po svaření svarek kyvadla vyžhán.

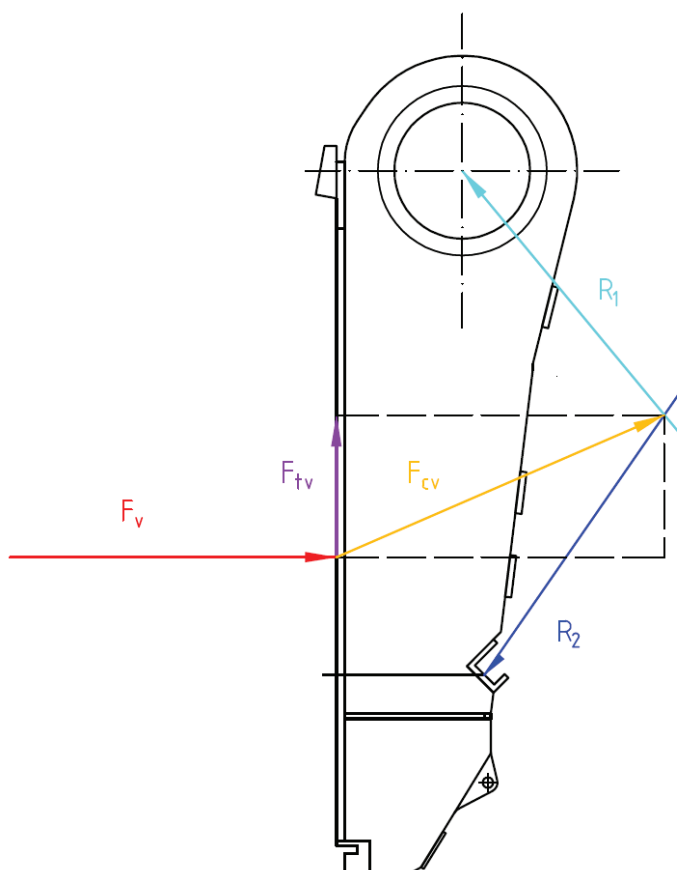


5 PEVNOSTNÍ ANALÝZA KYVADLA

Pevnostní výpočet je proveden v programu NX I-deas pomocí metody konečných prvků (MKP) podle von Misesovy podmínky plasticity. V modeláři programu byl vytvořen navržený model svarku kyvadla jako skořepina. Poté byla na vzniklé plochy vygenerována vhodná síť a přiřazena tloušťka stěn. Následně bylo nahrazeno uložení excentrického hřídele s ložisky pomocnými prvky *Beam* a *Constraint*. Vzpěrná deska v loži pro vzpěrnou desku kyvadla byla nahrazena též pomocnými prvky *Beam* a *Constraint*. Uchytení vzpěrné desky v rámu drtiče bylo nahrazeno prvkem *Displacement Restraint*. Dále byly určeny okrajové podmínky. Nakonec byl na model kyvadla umístěn zátěžový stav dle níže uvedeného kinematického modelu a provedena pevnostní analýza.

5.1 KINEMATICKÝ MODEL

Kinematický model a působíště sil na obr. 35 vycházejí z teorie základního silového působení a rozkladu sil na jednovzpěrný čelistový drtič dle kap. 2.3. Jednotlivé zatěžující síly a reakce vypočtené v kap. 4.1 jsou uvedeny v tab. 16.



Obr. 35: Kinematický model

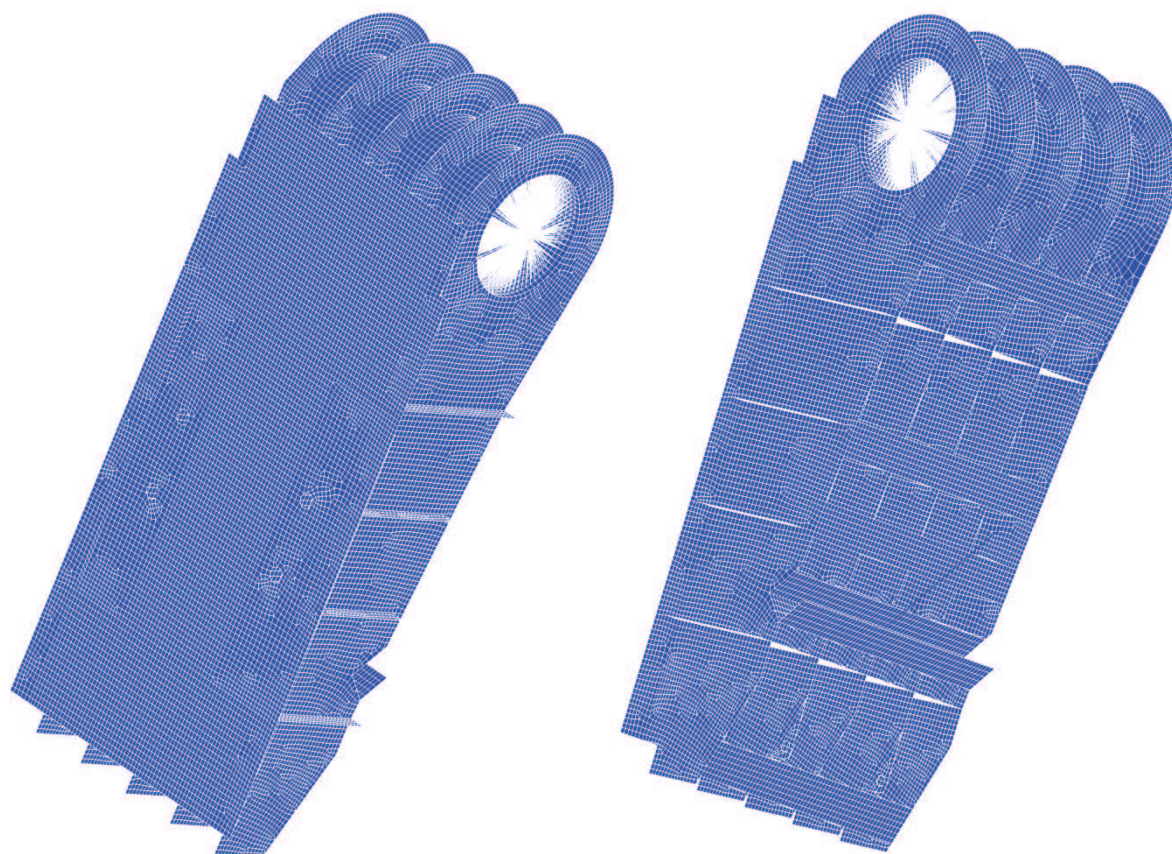


Tab. 16: Zatěžující síly kinematického modelu

| Označení | Popis | Hodnota [N] |
|----------|-------------------------|-------------|
| F_v | Drtící síla vápence | 2 404 609 |
| F_{tv} | Třecí síla vápence | 1 202 304 |
| R_1 | Reakce v ložiskách | 1 017 402 |
| R_2 | Reakce ve vzpěrné desce | 2 766 774 |

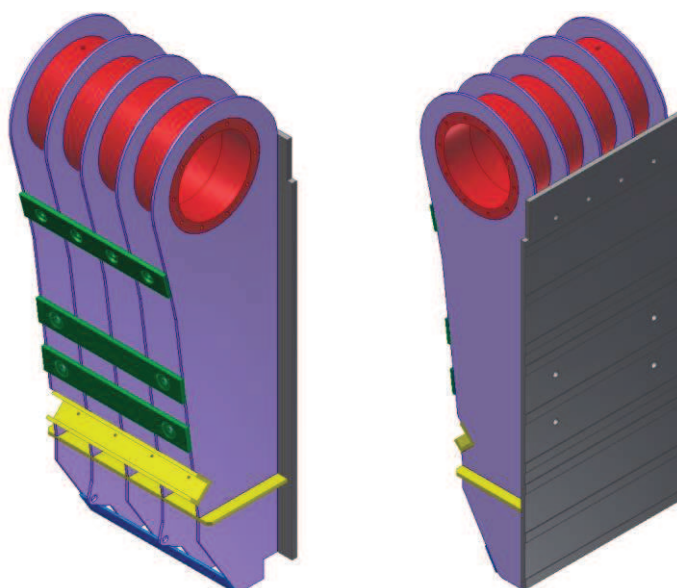
5.2 SIŤ A TLOUŠŤKY STĚN

Na obr. 36 je zobrazena vygenerovaná síť modelu a náhrady uložení hřídele a vzpěrné desky.



Obr. 36: Vygenerovaná síť modelu

Po vytvoření sítě byla ke každé části kyvadla přidružena určitá tloušťka. Na následujícím obr. 37 jsou jednotlivé tloušťky barevně odlišeny a v tab. 17 jsou uvedené hodnoty.



Obr. 37: Barevné odlišení tloušťek stěn

Tab. 17: Tloušťky stěn

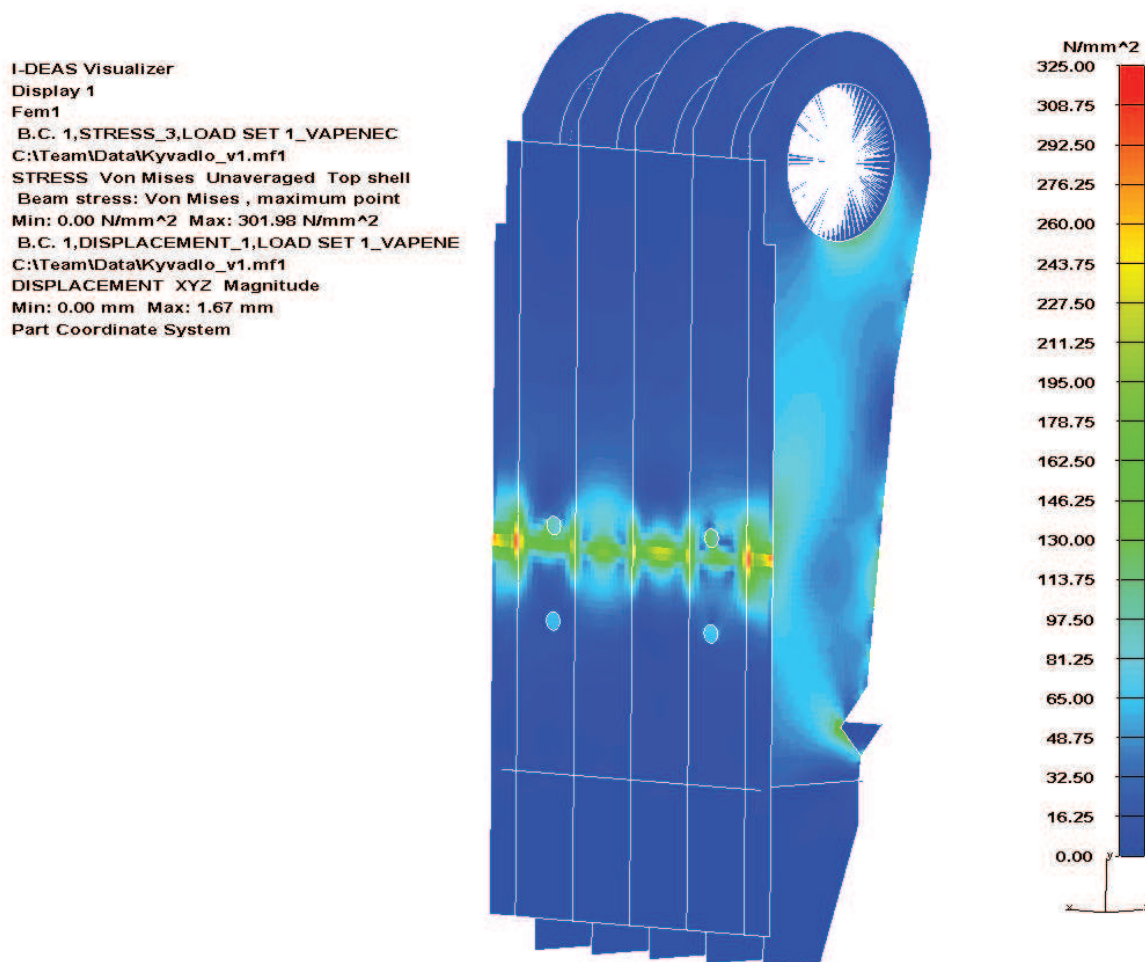
| Popis | Barva | Tloušťka [mm] |
|---------------------|---------|---------------|
| Náboj | Červená | 80 |
| Čelní deska | Šedá | 35 |
| Zadní výztuhy | Zelená | 30 |
| Sedlo vzpěrné desky | Žlutá | 25 |
| Spodní výztuha | Modrá | 15 |
| Bočnice | Fialová | 10 |

5.3 VÝSLEDKY PEVNOSTNÍ ANALÝZY

Výsledky pevnostní analýzy programu NX I-deas jsou následující:

- maximální napětí modelu $\sigma_{\max} = 302 \text{ MPa}$,
- maximální průhyb modelu $l_{\max} = 1,67 \text{ mm}$.

Na dalších obr. 38 a obr. 39 je napětí modelu znázorněno spektrem barev od tmavě modré až po červenou. Červená barva představuje mez kluzu materiálu konstrukční oceli 11 523. Dle literatury [14] v normě ČSN 41 1523 je mez kluzu $R_e = 325 \text{ MPa}$ pro maximální tloušťku materiálu 80 mm včetně. V oblasti působení zatěžujících sil na obou koncích čelní desky lze vidět nejvyšší napětí $\sigma_{\max} = 302 \text{ MPa}$. Největší průhyb l_{\max} je roven 1,67 mm. Dále nejvíce namáhanými komponenty jsou bočnice kyvadla.



Obr. 38: Výsledek pevnostní analýzy před optimalizací

VÝPOČET BEZPEČNOSTI

$$k = \frac{R_e}{\sigma_{max}} \quad [-] \quad (43)$$

$$k = \frac{325}{302} = 1,076 \ 16$$

$$k = \underline{1,08}$$

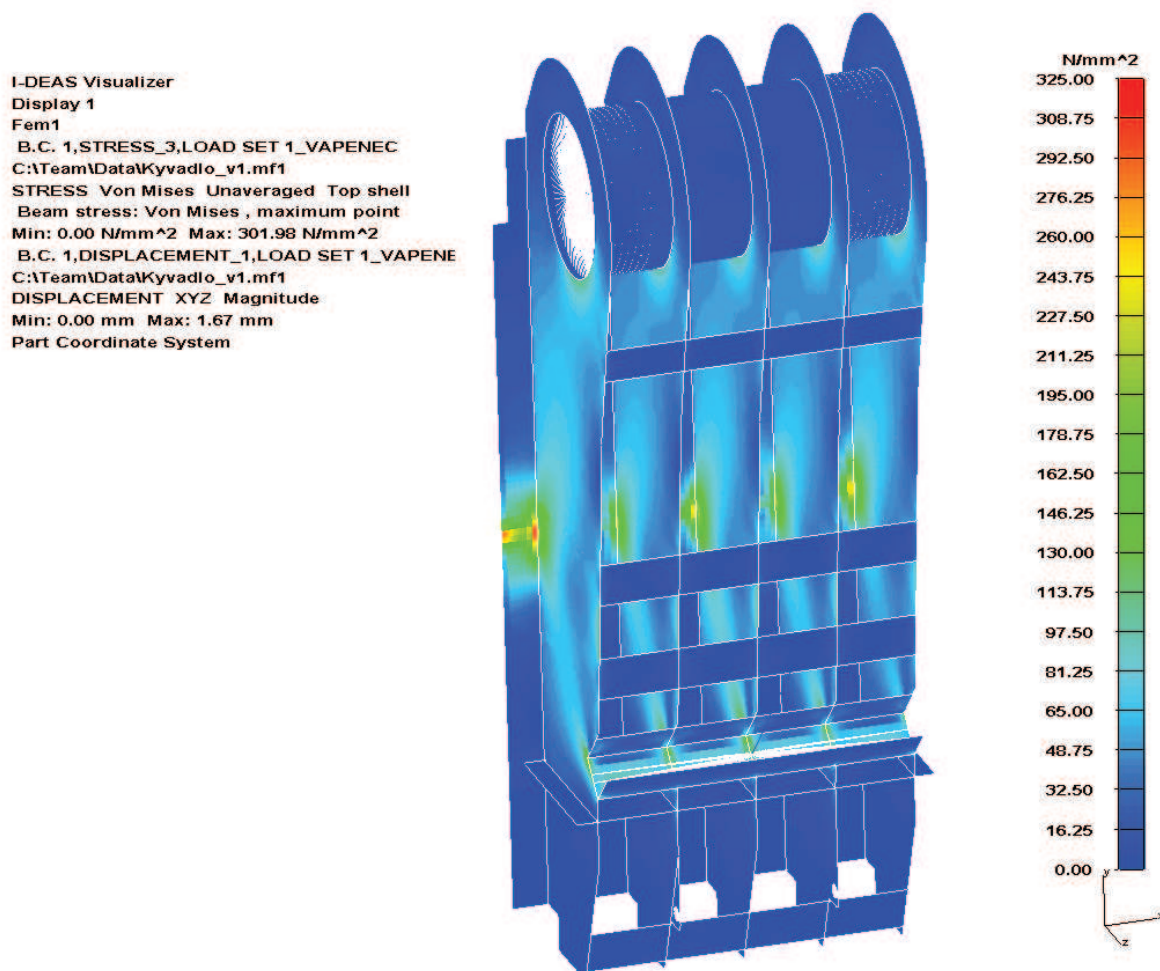
kde: kbezpečnost vzhledem k meznímu stavu kyvadla [-]

R_emez kluzu materiálu [MPa]

σ_{max}maximální napětí modelu [MPa]



Výsledná bezpečnost vzhledem k meznímu stavu $k = 1,08$ je považována za nedostatečnou. Je nutné provést optimalizaci kyvadla. Pro nalezení míst vhodných optimalizaci je v následující kapitole použita bezpečnostní analýza.



Obr. 39: Výsledek pevnostní analýzy před optimalizací

5.4 BEZPEČNOSTNÍ ANALÝZA

Při této analýze je nastavena předem požadovaná bezpečnost. V tomto případě jsou zobrazeny stavy pro bezpečnost $k = 1,5$; $2,0$ a $3,0$. Program NX I-deas po vyhodnocení bezpečnosti zobrazí vzniklá napětí modelu dvěma barvami. Červeně označená místa nevyhovují dané bezpečnosti, zbylé zelené oblasti bezpečnosti vyhovují. Na obr. 40 je znázorněn stav pro bezpečnost $k_{1,5} = 1,5$.

**POŽADOVANÁ BEZPEČNOST $k=1,5$**

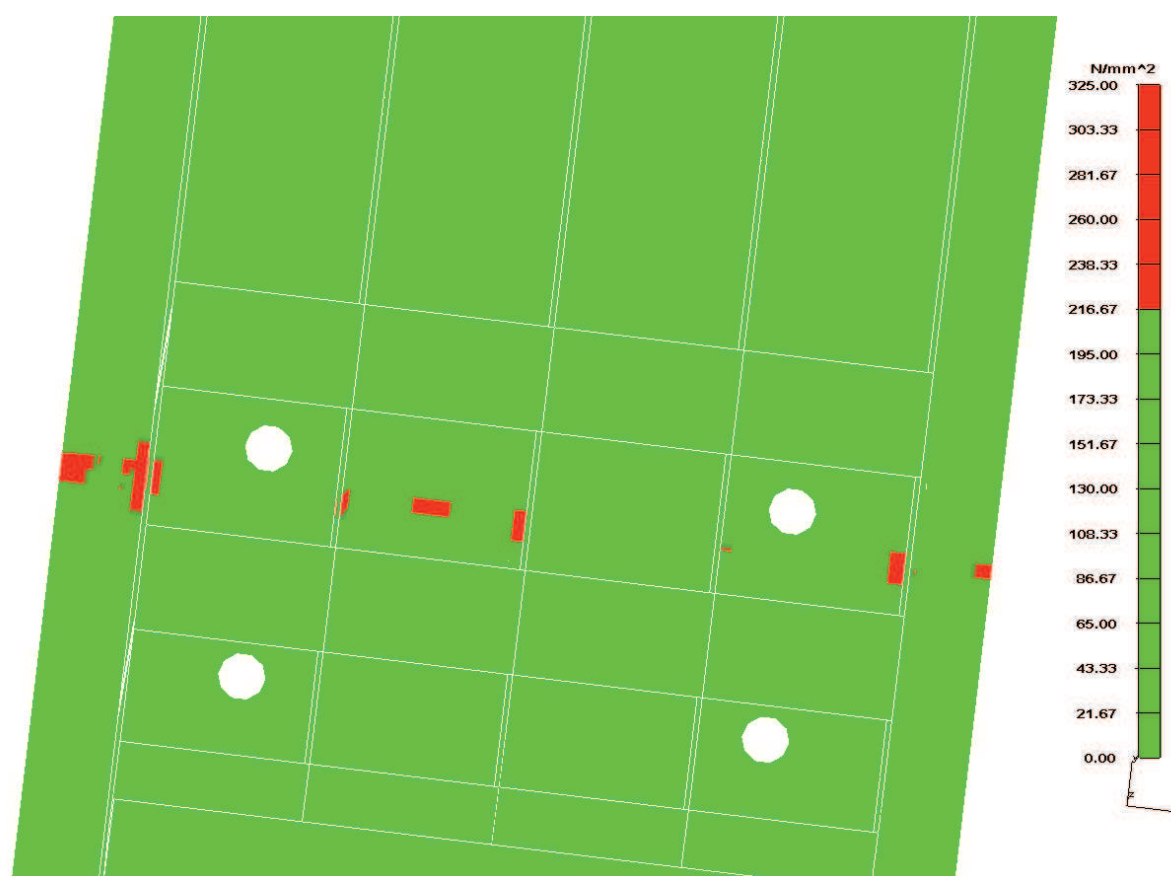
$$\sigma_{min1,5} = \frac{R_e}{k_{1,5}} \quad [MPa] \quad (44)$$

$$\sigma_{min1,5} = \frac{325}{1,5} = 216,666\ 67 \text{ MPa}$$

$$\sigma_{min1,5} = \underline{216,67 \text{ MPa}}$$

kde: $\sigma_{min1,5}$ minimální dovolené napětí modelu pro bezpečnost 1,5 [MPa]

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



Obr. 40: Bezpečnostní analýza pro $k = 1,5$

Na předchozím obrázku lze vidět, že požadované bezpečnosti nevyhovují místa, kde působí zatěžující síly.



POŽADOVANÁ BEZPEČNOST $k=2,0$

$$\sigma_{min2,0} = \frac{R_e}{k_{2,0}} \quad [MPa] \quad (45)$$

$$\sigma_{min2,0} = \frac{325}{2,0} = 162,5 \text{ MPa}$$

$$\sigma_{min2,0} = \underline{162,5 \text{ MPa}}$$

kde: $\sigma_{min2,0}$ minimální dovolené napětí modelu pro bezpečnost 2,0 [MPa]

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

Při bezpečnosti $k_{2,0} = 2$ dochází na obr. 41 k šíření nevyhovujících oblastí oproti předchozímu stavu.



Obr. 41: Bezpečnostní analýza pro $k = 2,0$



POŽADOVANÁ BEZPEČNOST $k=3,0$

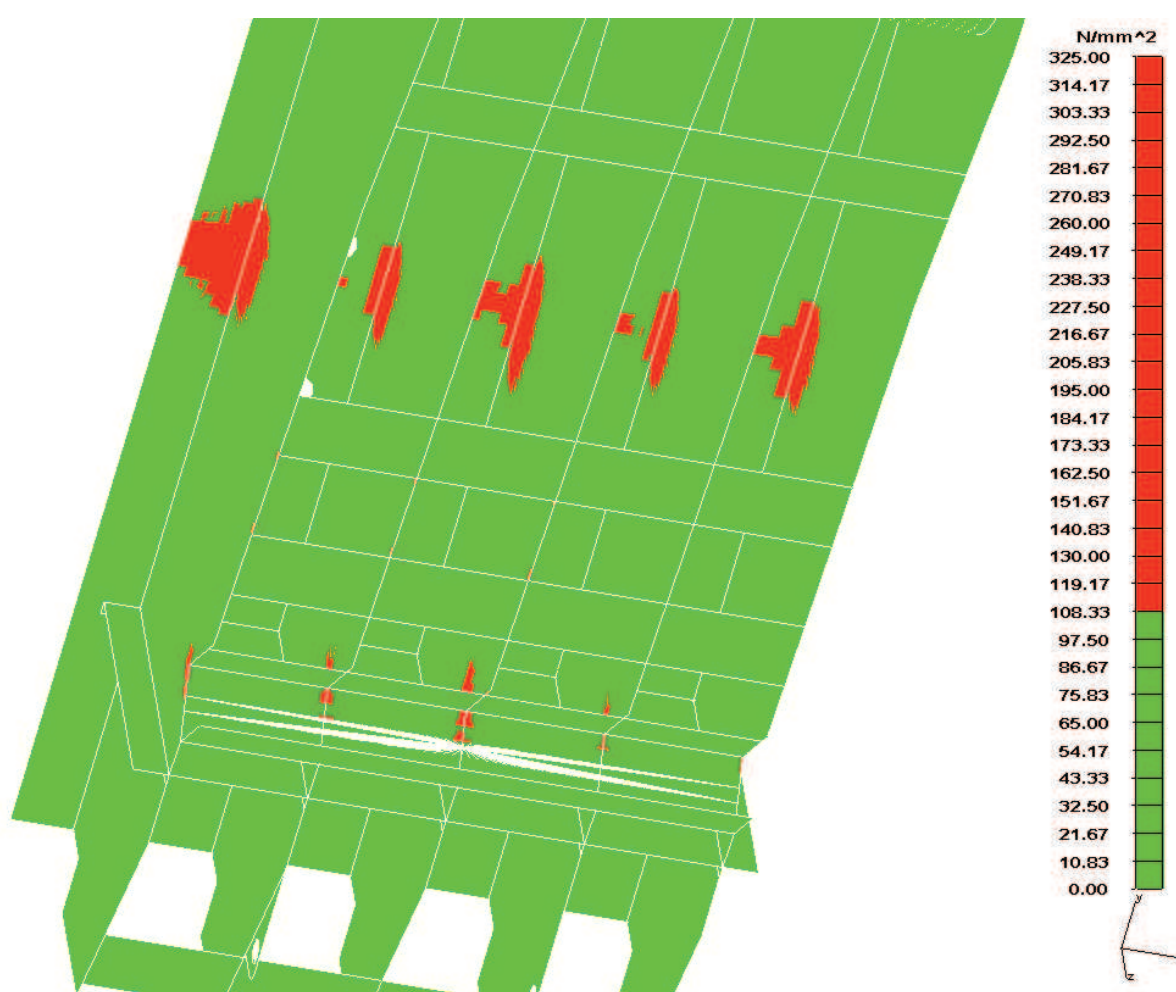
$$\sigma_{min3,0} = \frac{R_e}{k_{3,0}} \quad [MPa] \quad (46)$$

$$\sigma_{min3,0} = \frac{325}{3,0} = 108,333 \ 33 \ MPa$$

$$\sigma_{min3,0} = \underline{108,33 \ MPa}$$

kde: $\sigma_{min3,0}$ minimální dovolené napětí modelu pro bezpečnost 3,0 [MPa]

$k_{3,0}$ požadovaná bezpečnost 3,0 [-]



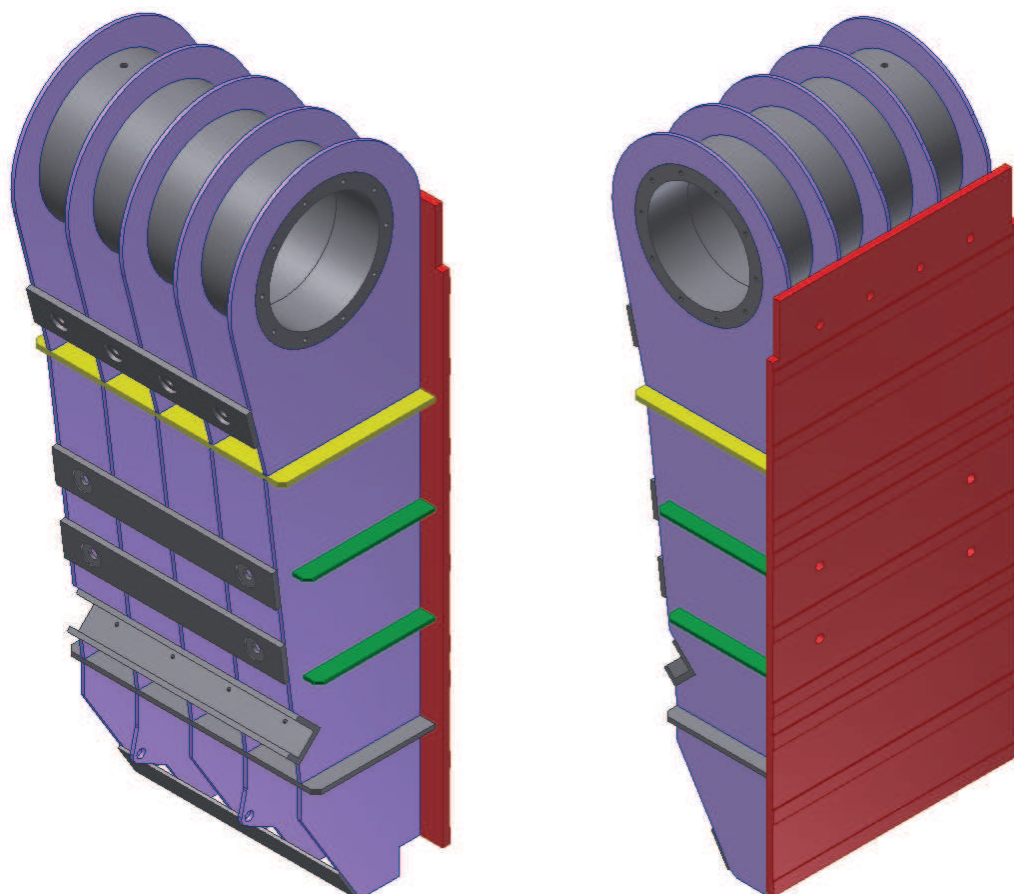
Obr. 42: Bezpečnostní analýza pro $k = 3$

Na obr. 42 lze pozorovat šíření nevyhovujícího napětí, které postupuje do bočnic. Také se objevuje napětí v místě kontaktu bočnic se sedlem pro vzpěrnou desku. Dále vznikají špičky napětí v místě dotyku bočnic a výztuh pro uchycení čelistí.



5.5 OPTIMALIZACE KYVADLA

Na základě předchozí bezpečnostní analýzy je provedena optimalizace původního návrhu kyvadla. Oproti prvotnímu návrhu byly zesíleny bočnice kyvadla z 10 mm na 20 mm, čelní deska z 35 mm na 40 mm. Dále byly nově přidány dvě žebra na každou stranu kyvadla o tloušťce 20 mm a deska o tloušťce 25 mm. Nové součásti jsou opět z oceli 11 523 jako původní kyvadlo. Předpokladem optimalizace je zvýšení tuhosti kyvadla a snížení maximálního napětí modelu. Pro přehlednost je optimalizace zobrazena na obr. 43 a v tab. 18 jsou uvedeny veškeré změny.



Obr. 43: Optimalizované kyvadlo

Tab. 18: Optimalizace kyvadla

| Popis | Barva | Rozměr [mm] | |
|-------------|---------|-------------------|-----------------|
| | | Před optimalizací | Po optimalizaci |
| Bočnice | Fialová | 10 | 20 |
| Čelní deska | Červená | 35 | 40 |
| Žebra | Zelená | – | 20 |
| Deska | Žlutá | – | 25 |



VÝSLEDKY PEVNOSTNÍ ANALÝZY PO OPTIMALIZACI

Po úpravě modelu byla opět provedena pevnostní analýza s těmito výsledky:

- maximální napětí modelu $\sigma_{\text{omax}} = 210,29 \text{ MPa}$,
- maximální průhyb modelu $l_{\text{omax}} = 0,85 \text{ mm}$.

VÝPOČET BEZPEČNOSTI OPTIMALIZOVANÉHO KYVADLA

$$k_o = \frac{325}{\sigma_{\text{omax}}} \quad [-] \quad (47)$$

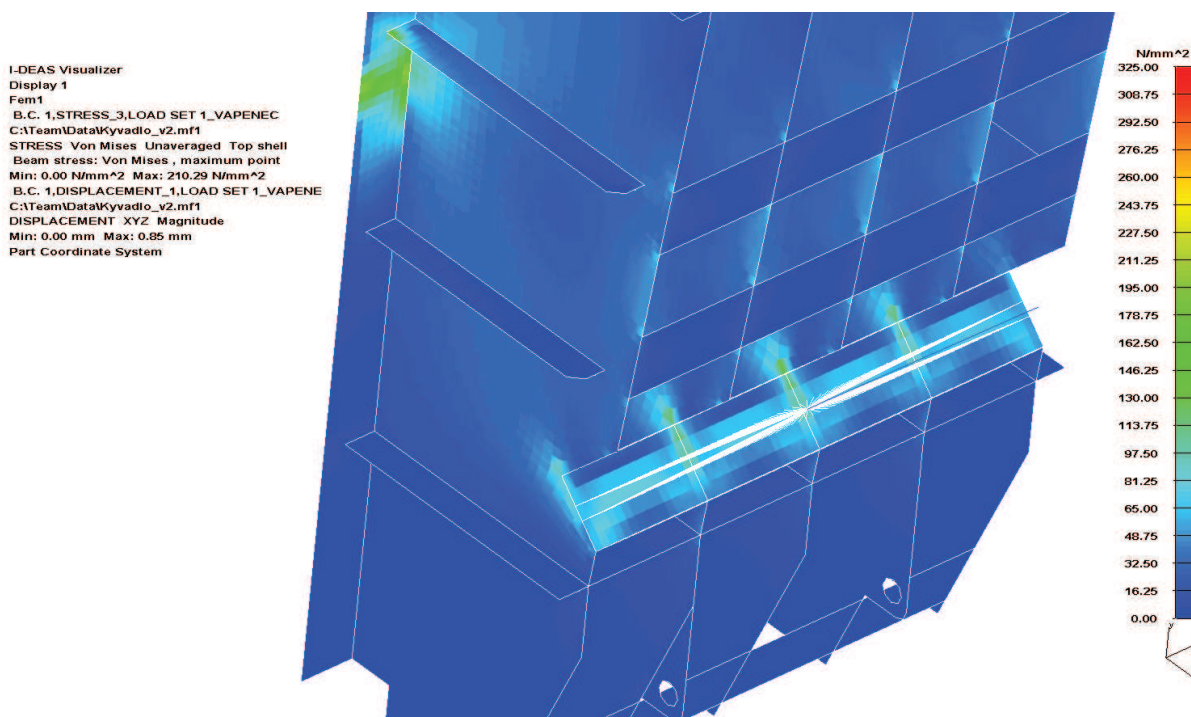
$$k_o = \frac{325}{210,29} = 1,545 \ 48$$

$$k_o = \underline{1,54}$$

kde: k_obezpečnost vzhledem k meznímu stavu optimalizovaného kyvadla [-]

σ_{omax} ...maximální napětí optimalizovaného modelu [MPa]

Maximální průhyb $l_{\text{omax}} = 0,85 \text{ mm}$ a bezpečnost $k_o = 1,54$ lze považovat za dostatečnou.



Obr. 44: Výsledek pevnostní analýza po optimalizaci



I-DEAS Visualizer

Display 1

Fem1

B.C. 1,STRESS_3,LOAD SET 1_VAPENEC

C:\Team1\Data\Kyvadlo_v2.mf1

STRESS Von Mises Unaveraged Top shell

Beam stress: Von Mises , maximum point

Min: 0.00 N/mm^2 Max: 210.29 N/mm^2

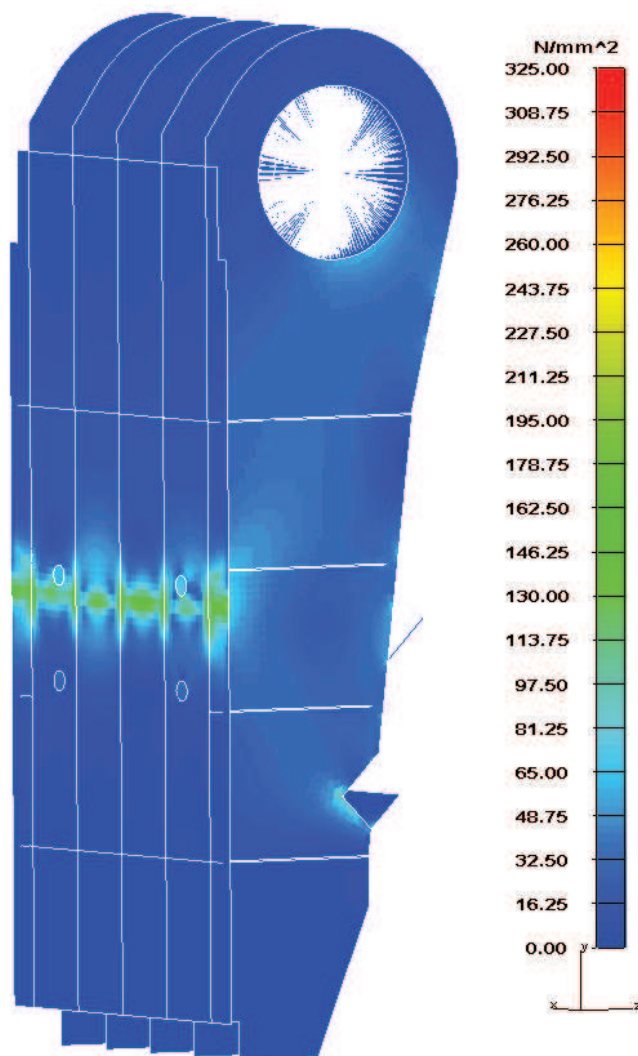
B.C. 1,DISPLACEMENT_1,LOAD SET 1_VAPENE

C:\Team1\Data\Kyvadlo_v2.mf1

DISPLACEMENT XYZ Magnitude

Min: 0.00 mm Max: 0.85 mm

Part Coordinate System



Obr. 45: Výsledek pevnostní analýzy po optimalizaci

Největší napětí $\sigma_{\text{max}} = 210,29$ MPa se opět vyskytuje v místě působení zatěžujících sil, nyní ale s bezpečností 1,54. Po optimalizaci došlo výrazně ke snížení napětí v bočnicích. V místě sedla vzpěrné desky dochází ke koncentraci napětí o největší hodnotě přibližně 130 MPa. Tato hodnota je považována za přijatelnou, protože odpovídá bezpečnosti 2,5.



I-DEAS Visualizer

Display 1

Fem1

B.C. 1,STRESS_3,LOAD SET 1_VAPENEC

C:\Team\Data\Kyvadlo_v2.mf1

STRESS Von Mises Unaveraged Top shell

Beam stress: Von Mises , maximum point

Min: 0.00 N/mm² Max: 210.29 N/mm²

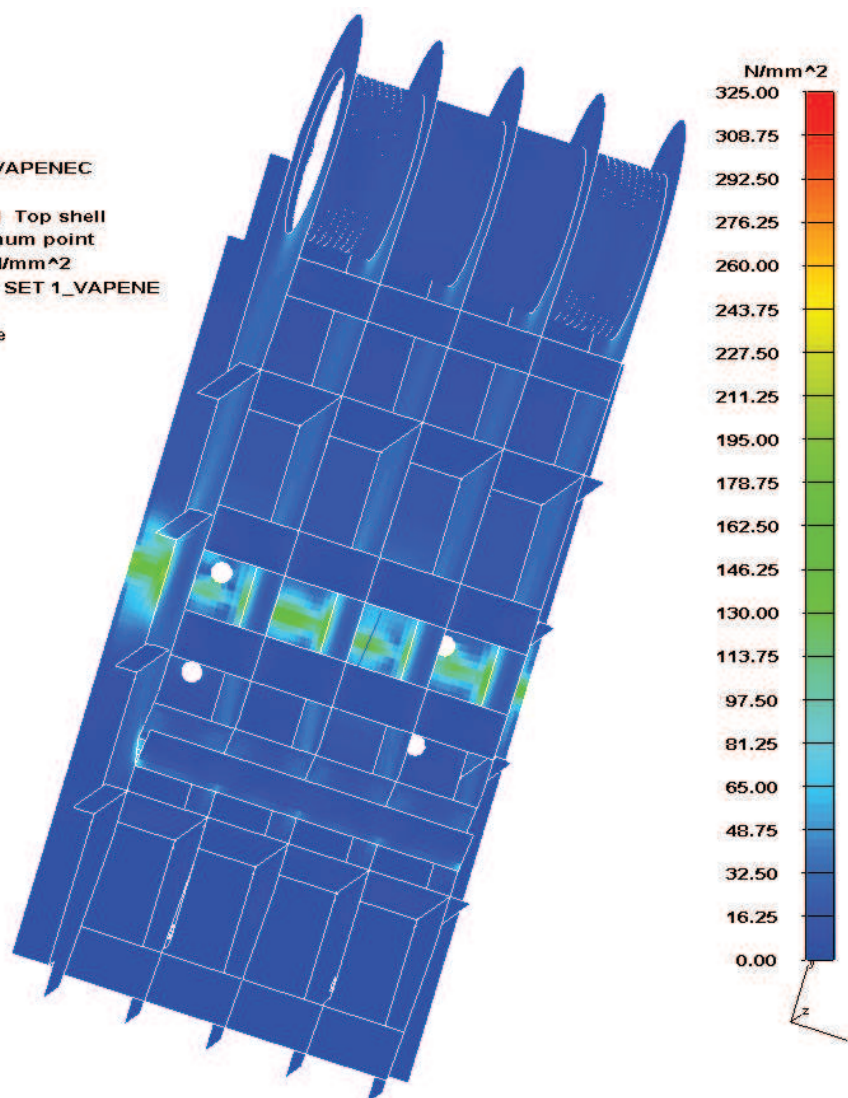
B.C. 1,DISPLACEMENT_1,LOAD SET 1_VAPENE

C:\Team\Data\Kyvadlo_v2.mf1

DISPLACEMENT XYZ Magnitude

Min: 0.00 mm Max: 0.85 mm

Part Coordinate System



Obr. 46: Výsledek pevnostní analýzy po optimalizaci



ZÁVĚR

Na začátku této diplomové práce jsme se dozvěděli důležité informace o zdrobňování nerostných surovin a o jejich způsobu rozpojování. Dále jsme se seznámili se základními teoriemi rozpojování a se stroji pro drcení. Další kapitola byla zaměřena na čelist'ové drtiče, kde byly podrobněji rozebrány dvouvpěrné a jednovpěrné čelist'ové drtiče. Získali jsme poznatky o komponentech těchto drtičů, o principu fungování a o moderních řešeních některých částí. Seznámili jsme se také s důležitými rozdíly mezi nimi. Následující část se věnovala samotnému návrhu důležitých konstrukčních uzlů. Na začátku navrhování byl zvolen elektromotor od společnosti Siemens, poté se přistoupilo k jednotlivým výpočtům. Na základě výsledků byl vybrán samostředící svěrný spoj od firmy KTR pro spojení setrvačnicků s excentrickým hřídelem.

Další část práce byla věnována výpočtům zatěžujících sil kyvadla. Byla použita Kirpičevova objemová teorie, se kterou jsme byli obeznámeni v úvodu práce. Na základě silového rozkladu celkové drtící síly na reakce byly vybrány soudečková naklápěcí ložiska od výrobce SKF. Poté přišel na řadu návrh funkčních rozměrů kyvadla. Tady jsme se také seznámili se základy technologie svařování a odlévání, to nám pomohlo ve výběru způsobu výroby kyvadla. Následující část patří k nejdůležitějším částem této práce a týká se pevnostního rozboru navrhnutého kyvadla. V programu NX I-deas byl vytvořen model kyvadla a zatížen dle kinematického schématu. Poté byla provedena pevnostní analýza pomocí metody konečných prvků. Prvotní výsledky analýzy byly nedostatečné z hlediska bezpečnosti vůči meznímu stavu použitého materiálu, a proto se přistoupilo k optimalizaci kyvadla. Pro nalezení kritických míst byla použita bezpečnostní analýza. Po optimalizaci kyvadla byla opět provedena pevnostní analýza a při stejném zatížení bylo dosaženo dostatečně vysoké bezpečnosti modelu kyvadla.

Následně byla vypracována výkresová dokumentace kyvadla a sestavy drtiče v programu AutoCad. Model kyvadla a drtiče byl vytvořen v programu Autodesk Inventor. Detailní pohledy sestavy drtiče jsou součástí příloh této práce. Pro přehlednost a názornost je text doplněn obrázky. Lze tedy říci, že práce splňuje zadání i cíle vytyčené v úvodu.

Psaní diplomové práce bylo pro mě velmi přínosné. Během zpracování jsem měl možnost si vyzkoušet proces navrhování kyvadla čelist'ového drtiče. Velice mě bavila realizace modelu a výkresů. Prohloubil jsem si znalosti o tomto tématu a zároveň jsem využil poznatky získané při studiu.

V budoucnu bych se rád podílel i na realizaci obdobného projektu v praxi.



POUŽITÉ INFORMAČNÍ ZDROJE

- [1] MEDEK, Jaroslav. *Mechanické pochody*. Vyd. 3. přeprac. Brno: PC-DIR, 1998. ISBN 80-214-1264-X.
- [2] MALÁŠEK, Jiří. *Stroje pro výrobu stavebních materiálů a stavebních dílců*. Vysoké učení technické/ FSI, 2005.
- [3] POLICKÝ, Zdeněk. *Úpravárenské stroje*. Brno: Vysoké učení technické, 1987.
- [4] HOLEC, Miroslav. *Drcení a třídění kamene*. Praha: Státní nakladatelství technické literatury, 1959.
- [5] PACAS, Blahoslav. *Teorie stavebních strojů: určeno pro posl. fak. strojní*. Praha: SNTL, 1983.
- [6] DINTER, Oskar. *Drcení a mletí nerostných surovin*. Praha: SNTL-Nakladatelství technické literatury, 1984.
- [7] POLUS, Emil. *Úpravárenské stroje I: drtiče a mechanické třídiče pro průmysl kamene, výrobu maltovin a lehčených stavebních hmot*. Praha: SNTL-Nakladatelství technické literatury, 1970. Učební texty vysokých škol.
- [8] SHIGLEY, Joseph Edward, Charles R. MISCHKE a Richard G. BUDYNAS, VLK, Miloš (ed.). *Konstruování strojních součástí*. Překlad Martin Hartl. V Brně: VUTIUM, 2010. Překlady vysokoškolských učebnic. ISBN 978-80-214-2629-0.
- [9] LEINVEBER, Jan a Pavel VÁVRA. *Strojnické tabulky: pomocná učebnice pro školy technického zaměření*. 4., dopl. vyd. Úvaly: Albra, 2008. ISBN 978-80-7361-051-7.
- [10] SVOBODA, Pavel. *Základy konstruování*. Vyd. 3., upr. a dopl. Brno: Akademické nakladatelství CERM, 2009. ISBN 978-80-7204-633-1.
- [11] PLACHÝ, Jan. *Technologie slévání, tváření a svařování*. 1. Praha: ČVUT / Učební texty vys. škol, 1970.
- [12] DVOŘÁK, Milan. *Technologie II*. Vyd. 3., dopl., v Akademickém nakl. CERM 2. vyd. Brno: Akademické nakladatelství CERM, 2004. ISBN 80-214-2683-7.
- [13] ČSN 42 2303. *Tvárná litina 42 2303 feritická*. Praha: Vydavatelství Úřadu pro normalizaci a měření, 1977.
- [14] ČSN 41 1523. *Ocel 11 523*. Praha: Český normalizační institut, 1994.
- [15] *Isik Celik: jaw crusher spare parts* [online]. 2016 [cit. 2016-05-15]. Dostupné z: <http://www.isikcelik.com.tr/eng/katalog.pdf>
- [16] *Metso: mining and construction* [online]. 2016 [cit. 2016-05-15]. Dostupné z: [http://www.metso.com/miningandconstruction/MaTobox7.nsf/DocsByID/6A45BC83C1FA9791C2257856002E170D/\\$File/C-Jaw_en.pdf](http://www.metso.com/miningandconstruction/MaTobox7.nsf/DocsByID/6A45BC83C1FA9791C2257856002E170D/$File/C-Jaw_en.pdf)



- [17] *SKF: spherical roller bearings* [online]. 2007 [cit. 2016-05-15]. Dostupné z: http://www.skf.com/binary/151-148465/6100_EN.pdf
- [18] *Excel Foundry & Machine: replacement components* [online]. 2016 [cit. 2016-05-15]. Dostupné z: <http://www.excelfoundry.com/replacement-components/cone-crushers/symons-gyradisc/>
- [19] *PSP Engineering: jednovzpěrné čelistové drtiče* [online]. 2012 [cit. 2016-05-15]. Dostupné z: <http://www2.pspeng.cz/jednovzperne-celistove-drtice-dcj>
- [20] *Metso: impact crushers* [online]. 2016 [cit. 2016-05-15]. Dostupné z: <http://www.metso.com/products/impact-crushers/nordberg-np-series-impact-crushers/>
- [21] *Terra source global: jaw crushers by Pennsylvania crusher Brand* [online]. 2016 [cit. 2016-05-15]. Dostupné z: <http://terrasource.com/blog/jaw-crushers-by-pennsylvania-crusher-brand>
- [22] *Siemens: simotics low-voltage motors* [online]. 2012 [cit. 2016-05-15]. Dostupné z: http://www1.siemens.cz/ad/current/content/data_files/katalogy/d81_1/cat_d-81-1_2012_en.pdf
- [23] *KTR: clamping elements* [online]. 2016 [cit. 2016-05-15]. Dostupné z: https://www.ktr.com/fileadmin/ktr/media/Tools_Downloads/kataloge/08_clamping_elements_precision_joints.pdf
- [24] *UTP Maintenance: jaw crusher* [online]. 2016 [cit. 2016-05-15]. Dostupné z: <http://www.utp-maintenance.com/Industries/Mining/Application-Solutions-Crusher>



SEZNAM POUŽITÝCH ZKRATEK A SYMBOLŮ

| | | |
|----------------------|---------------------------------------|--|
| (100÷140) | [t·m ⁻² ·h ⁻¹] | empirický součinitel výkonnosti |
| (930) | [t·m ⁻² ·h ⁻¹] | součinitel výkonnosti drtiče podle Taggarta |
| A | [J] | práce pro rozpojení |
| a ₁ | [-] | součinitel spolehlivosti |
| A _{1d...6d} | [J] | práce potřebné k drcení dolomitických zrn č. 1 až 6 |
| A _{1v...6v} | [J] | práce potřebné k drcení vápencových zrn č. 1 až 6 |
| a _k | [m] | velikost náboje s odrazovou deskou |
| a _{SKF} | [-] | součinitel modifikované spolehlivosti |
| A _v | [m] | šířka vstupního otvoru (rozvěr, vzdálenost čelistí) |
| B | [m] | šířka čelistí |
| b _k | [m] | šířka kyvadla |
| B _l | [m] | šířka ložiska |
| b _{vs} | [m] | šířka věnce setrvačnicku |
| C | [-] | konstrukční faktor |
| C ₀ | [N] | základní statická únosnost ložiska |
| C _d | [N] | základní dynamická únosnost ložiska |
| c _k | [m] | pozice osy táhla vůči horizontální ose kyvadla |
| D | [m] | maximální průměr původního materiálu |
| d | [m] | maximální průměr výsledného materiálu |
| D _{1...6} | [m] | průměry zrn č. 1 až 6 |
| d _k | [m] | pozice čelní desky vůči vertikální ose kyvadla |
| D _l | [m] | vnější průměr ložiska |
| d _l | [m] | vnitřní průměr ložiska |
| d _m | [m] | minimální šířka výstupní štěrbin |
| D _N | [m] | minimální vnější průměr náboje |
| D _{Nv} | [m] | zvolený vnější průměr náboje |
| d _p | [m] | vnitřní průměr náboje |
| D _p | [m] | vnější průměr náboje |
| d _f | [m] | výpočtový průměr řemenice elektromotoru |
| D _s | [m] | vnější průměr setrvačnicku |
| D _S | [m] | vnější průměr svěrného spojení / vnitřní průměr náboje |
| d _{st} | [m] | velikost středního zrna |



| | | |
|---------------|----------------------|--|
| e | [m] | excentricita výstředníkového hřídele |
| E | [Pa] | modul pružnosti |
| E_1 | [J] | energie otáčení mechanismu |
| E_2 | [J] | energie při zahlcení drtiče |
| E_d | [Pa] | modul pružnosti dolomitu |
| e_k | [m] | pozice osy táhla vůči vertikální ose kyvadla |
| f | [–] | součinitel tření mezi ocelí a kamenem |
| F | [N] | drtící síla |
| F' | [N] | drtící síla |
| F_{12v} | [N] | výslednice sil F_{1v} a F_{2v} |
| $F_{1d...6d}$ | [N] | drtící síly dolomitických zrn č. 1 až 6 |
| $F_{1v...6v}$ | [N] | drtící síly vápencových zrn č. 1 až 6 |
| F_c | [N] | celková drtící síla |
| F_{cd} | [N] | celková drtící síla dolomitu |
| F_{cv} | [N] | celková drtící síla vápence |
| F_d | [N] | drtící síla zrn dolomitu |
| f_k | [m] | hloubka lože vzpěrné desky |
| F_{max} | [N] | maximální síla |
| f_s | [Hz] | frekvence sítě |
| F_t | [N] | třecí složka drtící síly |
| F_{td} | [N] | třecí složka drtící síly zrn dolomitu |
| F_{tv} | [N] | třecí složka drtící síly zrn vápence |
| F_v | [N] | drtící síla zrn vápence |
| g | [m·s ⁻²] | tíhové zrychlení |
| g_k | [m] | pozice lože vzpěrné desky vůči středu náboje |
| h | [m] | dráha pádu zrna |
| H | [m] | výška drtícího prostoru |
| h_d | [m] | výška čelní desky |
| h_k | [m] | výška kyvadla |
| h_o | [m] | vzdálenost paty kyvadla od osy kyvadla |
| h_p | [m] | výška paty kyvadla |
| i | [–] | převodový poměr |
| i_k | [m] | pozice lože vzpěrné desky vůči středu náboje |



| | | |
|------------|---------------------|--|
| J_c | $[m^2 \cdot kg]$ | celkový moment setrvačnosti |
| j_k | $[m]$ | délka lože vzpěrné desky |
| J_{nP} | $[m^2 \cdot kg]$ | moment setrvačnosti z otáček a výkonu |
| J_s | $[m^2 \cdot kg]$ | moment setrvačnosti setrvačnicků |
| k | $[-]$ | bezpečnost vzhledem k meznímu stavu kyvadla |
| $k_{1,5}$ | $[-]$ | požadovaná bezpečnost 1,5 |
| $k_{2,0}$ | $[-]$ | požadovaná bezpečnost 2,0 |
| $k_{3,0}$ | $[-]$ | požadovaná bezpečnost 3,0 |
| k_{Bo} | | Bondův součinitel |
| k_K | $[J \cdot kg^{-1}]$ | Kirpičevův součinitel úměrnosti |
| k_N | $[-]$ | bezpečnost navrženého náboje |
| k_o | $[-]$ | bezpečnost vzhledem k meznímu stavu optimalizovaného kyvadla |
| k_p | $[-]$ | přetížitelnost elektromotoru |
| k_R | $[J \cdot m^2]$ | Rittingerův součinitel |
| k_{ξ} | $[-]$ | součinitel zaplnění štěrbin |
| k_V | $[-]$ | součinitel objemu zrna v závislosti na rozměru l |
| l | $[m]$ | rozměr zrna (délka strany krychle, průměr koule) |
| l_0 | $[m]$ | rozměr zrna před zdrobněním |
| l_1 | $[m]$ | rozměr zrna po zdrobnění |
| l_L | $[m]$ | délka lože pro ložisko |
| l_{max} | $[m]$ | maximální průhyb modelu |
| L_{nm} | $[h]$ | životnost ložisek |
| l_{omax} | $[m]$ | maximální průhyb optimalizovaného modelu |
| l_p | $[m]$ | šířka náboje |
| m | $[kg]$ | hmotnost rozpojovaného materiálu |
| M_k | $[Nm]$ | kroucí moment elektromotoru |
| M_t | $[Nm]$ | přenesený moment |
| m_v | $[kg]$ | hmotnost věnce setrvačnicku |
| m_z | $[kg]$ | hmotnost zrna, nebo pracovního elementu, popř. obou |
| n_m | $[s^{-1}]$ | otáčky elektromotoru |
| n_s | $[s^{-1}]$ | otáčky setrvačnicku |
| p | $[-]$ | počet setrvačnicků |
| P | $[N]$ | ekvivalentní dynamické zatížení ložisek |



| | | |
|---------------|----------------------|--|
| P_0 | [N] | ekvivalentní statické zatížení |
| P_h | [W] | mechanický výkon na hřídeli |
| P_m | [W] | výkon elektromotoru |
| p_N | [Pa] | tlak na náboj |
| Q_e | [t·h ⁻¹] | hmotnostní výkonnost dle empirického vztahu |
| Q_L | [t·h ⁻¹] | hmotnostní výkonnost podle Levensona |
| Q_T | [t·h ⁻¹] | hmotnostní výkonnost podle Taggarta |
| R | [N] | reakce v uložení kyvadla |
| R'_2 | [N] | reakce ve vzpěrné desce |
| R_1 | [N] | reakce v uložení kyvadla |
| R_2 | [N] | reakce ve vzpěrné desce |
| R_e | [Pa] | mez kluzu materiálu |
| R_o | [N] | síla zatěžující klikový mechanismus |
| R_{p02} | [Pa] | smluvní mez kluzu |
| s | [-] | prostý stupeň rozpojení dle ČSN 44 7010 |
| S | [m ²] | plocha průřezu podrceného materiálu |
| s_0 | [-] | statická bezpečnost ložiska |
| S_p | [m ²] | plocha průřezu, kde nastalo porušení |
| t | [s] | doba zastavení drtiče |
| t_v | [s] | doba jednoho výpadu |
| t_{vs} | [m] | tloušťka věnce setrvačníku |
| v | [m·s ⁻¹] | relativní rychlost mezi materiálem a pracovním elementem |
| V | [m ³] | objem podrceného materiálu |
| V_K | [m ³] | objem rozpojovaného materiálu |
| $V_{vs1...6}$ | [m ³] | vstupní objemy zrn č. 1 až 6 |
| $V_{vy1...6}$ | [m ³] | výstupní objemy zrn č. 1 až 6 |
| W_c | [J] | celková práce |
| x_1 | [m] | vzdálenost síly F_{1v} od výslednice F_{12v} |
| x_{12} | [m] | vzdálenost mezi silami F_{1v} a F_{2v} |
| x_2 | [m] | vzdálenost síly F_{2v} od výslednice F_{12v} |
| z | [m] | zdvih kyvadla |
| $z_{1...6}$ | [m] | zdvihy v místě zrn č. 1 až 6 |
| α | [°] | úhel lože vzpěrné desky |



| | | |
|---------------------|------------------------|---|
| β | [°] | úhel záběru čelistového drtiče |
| ΔE | [J] | rozdíl energií při běžném provozu a při zahlcení |
| Δl | [m] | délková změna |
| Δl_{\max} | [m] | maximální prodloužení |
| δ_n | [-] | stupeň nerovnoměrnosti otáčení |
| ΔS | [m ²] | přírůstek povrchu |
| η_m | [%] | účinnost elektromotoru |
| π | [-] | Ludolfovo číslo |
| ρ | [kg·m ⁻³] | sypná objemová hmotnost |
| ρ_K | [kg·m ⁻³] | objemová hmotnost rozpojovaného materiálu |
| ρ_v | [kg·m ⁻³] | sypná objemová hmotnost vápence |
| ρ_{vs} | [kg·m ⁻³] | objemová hmotnost věnce setrvačnicku |
| σ | [Pa] | napětí na ploše S |
| σ_d | [Pa] | pevnost v tlaku |
| σ_{dd} | [Pa] | pevnost v tlaku dolomitu |
| σ_{\max} | [Pa] | maximální napětí modelu |
| $\sigma_{\min 1,5}$ | [Pa] | minimální dovolené napětí modelu pro bezpečnost 1,5 |
| $\sigma_{\min 2,0}$ | [Pa] | minimální dovolené napětí modelu pro bezpečnost 2,0 |
| $\sigma_{\min 3,0}$ | [Pa] | minimální dovolené napětí modelu pro bezpečnost 3,0 |
| σ_{\max} | [Pa] | maximální napětí optimalizovaného modelu |
| ω_s | [rad·s ⁻¹] | úhlová rychlost setrvačnicku |
| ω_{s2} | [rad·s ⁻¹] | úhlová rychlost setrvačnicku při zahlcení drtiče |



SEZNAM OBRÁZKŮ

| | |
|--|----|
| Obr. 1: Namáhání tlakem [1]..... | 12 |
| Obr. 2: Namáhání úderem [1]..... | 13 |
| Obr. 3: Namáhání smykem [1]..... | 13 |
| Obr. 4: Vzájemný dotek částic [1]..... | 13 |
| Obr. 5: Namáhání ohybem [4]..... | 14 |
| Obr. 6: Štípání kamene [4]..... | 14 |
| Obr. 7: Graf závislosti mezi silou a deformací [5]..... | 17 |
| Obr. 8: Válcový drtič ThyssenKrupp RollSizer..... | 18 |
| Obr. 9: Řez kuželovým drtičem [18]..... | 19 |
| Obr. 10: Odrazový drtič Metso [20]..... | 20 |
| Obr. 11: Profily čelistí [16]..... | 22 |
| Obr. 12: Kinematické schéma dvouvpěrného čelistového drtiče [2]..... | 23 |
| Obr. 13: Řez dvouvpěrným čelistovým drtičem [21]..... | 24 |
| Obr. 14: Silový rozklad dvouvpěrného čelistového drtiče [7]..... | 24 |
| Obr. 15: Kinematické schéma jednovpěrného čelistového drtiče [2]..... | 25 |
| Obr. 16: Řez jednovpěrným čelistovým drtičem [24]..... | 26 |
| Obr. 17: Silový rozklad jednovpěrného čelistového drtiče [3]..... | 26 |
| Obr. 18: Dvojjinný čelistový drtič [6]..... | 28 |
| Obr. 19: Rázový čelistový drtič [6]..... | 28 |
| Obr. 20 Asynchronní elektromotor Siemens 1LA8317-6EB [22]..... | 29 |
| Obr. 21: Řemenový převod..... | 30 |
| Obr. 22: Svěrné spojení KTR Clampex 203 [23]..... | 35 |
| Obr. 23: Část katalogu firmy KTR [23]..... | 35 |
| Obr. 24: Průřez drtícím prostorem [5]..... | 37 |
| Obr. 25: Schéma drtícího prostoru s konstrukcí odečítání průměrů a zdvihů..... | 41 |
| Obr. 26: Skládání rovnoběžných sil..... | 46 |
| Obr. 27: Silové působení a grafické určení výsledné drtící síly a reakcí..... | 47 |
| Obr. 28: Ložisko SKF 24088 ECA/W33 [17]..... | 48 |
| Obr. 29: Kostra a pouzdro kyvadla..... | 50 |
| Obr. 30: Profil kyvadla..... | 51 |
| Obr. 31: Odlitek kyvadla [15]..... | 53 |
| Obr. 32: Vybrané základní značky svarů podle ČSN EN 22553 [8]..... | 54 |
| Obr. 33: Model svarku kyvadla..... | 55 |
| Obr. 34: Model svarku kyvadla..... | 56 |
| Obr. 35: Kinematický model..... | 57 |
| Obr. 36: Vygenerovaná síť modelu..... | 58 |
| Obr. 37: Barevné odlišení tlouštěk stěn..... | 59 |
| Obr. 38: Výsledek pevnostní analýzy před optimalizací..... | 60 |
| Obr. 39: Výsledek pevnostní analýzy před optimalizací..... | 61 |
| Obr. 40: Bezpečnostní analýza pro $k = 1,5$ | 62 |
| Obr. 41: Bezpečnostní analýza pro $k = 2,0$ | 63 |
| Obr. 42: Bezpečnostní analýza pro $k = 3$ | 64 |
| Obr. 43: Optimalizované kyvadlo..... | 65 |
| Obr. 44: Výsledek pevnostní analýza po optimalizaci..... | 66 |
| Obr. 45: Výsledek pevnostní analýzy po optimalizaci..... | 67 |
| Obr. 46: Výsledek pevnostní analýzy po optimalizaci..... | 68 |





SEZNAM TABULEK

| | |
|---|----|
| Tab. 1: Dělení drcení a mletí v závislosti na velikosti částic produktu [1] | 12 |
| Tab. 2: Porovnání držitelnosti hornin [4] | 15 |
| Tab. 3: Hodnoty prostého stupně rozpojení [5] | 16 |
| Tab. 4 Parametry elektromotoru Siemens 1LA8317-6EB [22] | 29 |
| Tab. 5 Parametry setrvačnicku | 30 |
| Tab. 6: Vlastnosti drcených materiálů [3] | 42 |
| Tab. 7: Průměry zrn a zdvihy | 42 |
| Tab. 8: Vypočtené hodnoty pro zbylá zrna dolomitu | 44 |
| Tab. 9: Vypočtené hodnoty pro zrna vápence | 45 |
| Tab. 10: Hodnoty vypočtených sil pro vápenec | 46 |
| Tab. 11: Porovnání celkových drtících sil zvolených materiálů | 46 |
| Tab. 12: Výsledky grafického určení výsledné drtící síly a reakcí | 47 |
| Tab. 13: Charakteristika ložiska [17] | 48 |
| Tab. 14: Rozměry kostry a pouzdra kyvadla | 51 |
| Tab. 15: Rozměry profilu kyvadla | 52 |
| Tab. 16: Zatěžující síly kinematického modelu | 58 |
| Tab. 17: Tloušťky stěn | 59 |
| Tab. 18: Optimalizace kyvadla | 65 |



SEZNAM PŘÍLOH

Příloha 1: Jednovzpěrný čelist'ový drtič DCJ 1 600 x 1 250

Příloha 2: Jednovzpěrný čelist'ový drtič DCJ 1 600 x 1 250

Příloha 3: Jednovzpěrný čelist'ový drtič DCJ 1 600 x 1 250

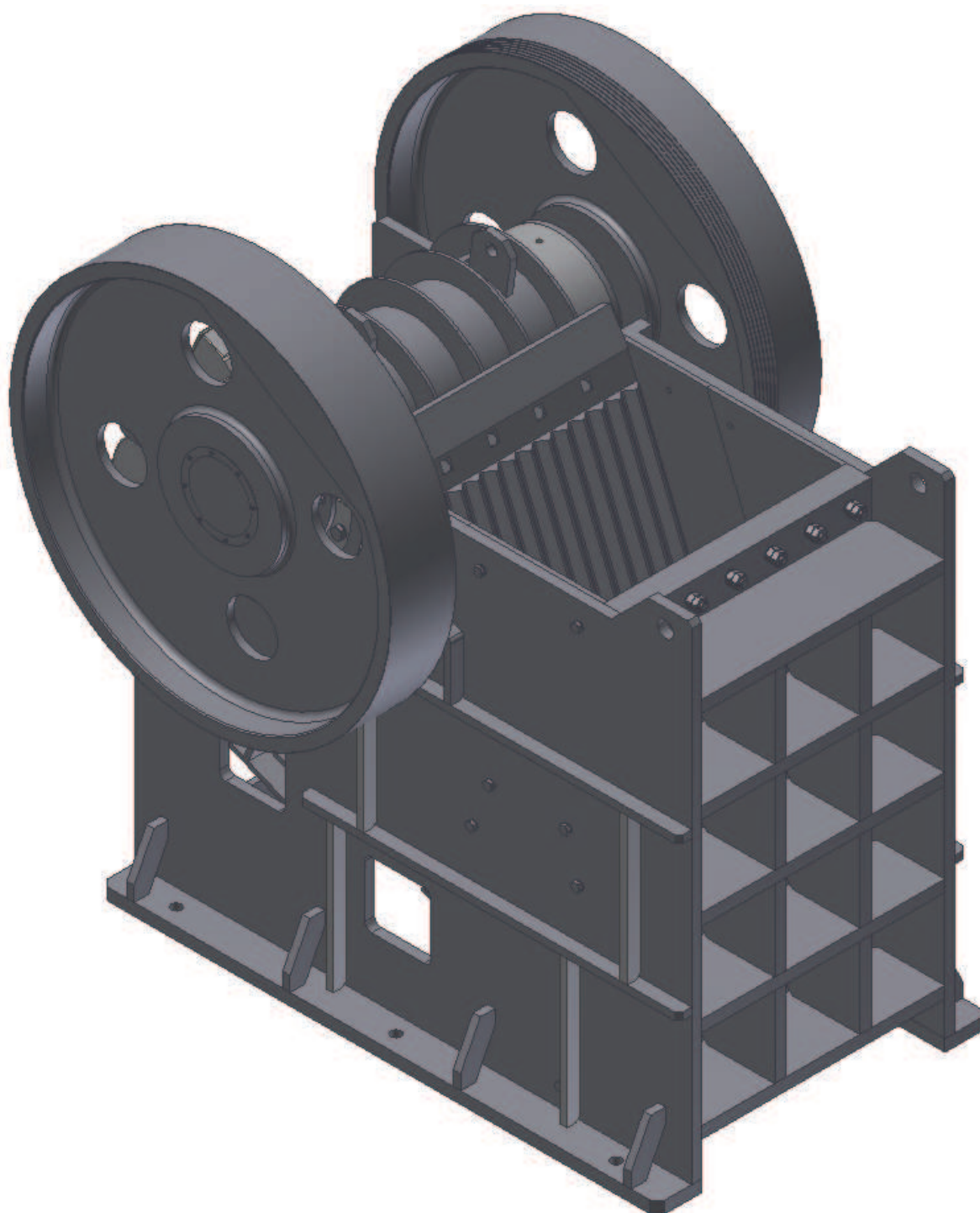
SEZNAM VÝKRESOVÉ DOKUMENTACE

Výkres sestavy DCJ 1 600 x 1 250: 1-5oADI9-00/00

Výkres svarku kyvadla: 1-5oADI9-02/00

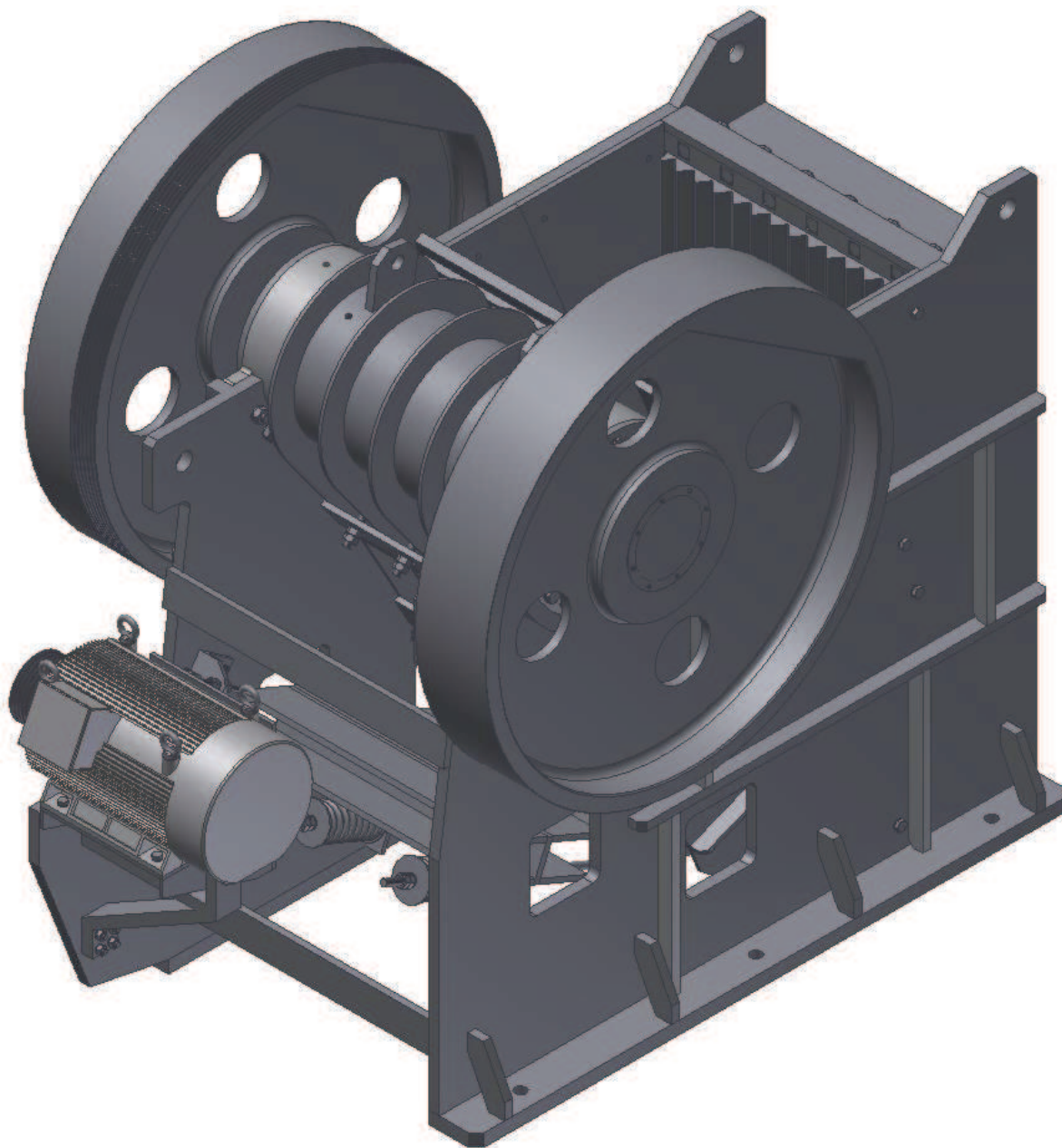


Příloha 1: Jednovzpěrný čelistový drtič DCJ 1 600 x 1 250





Příloha 2: Jednovzpěrný čelistový drtič DCJ 1 600 x 1 250





Příloha 3: Jednovzpěrný čelistový drtič DCJ 1 600 x 1 250

