



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

TŘÍDÍCÍ LOPATA PRO STAVEBNÍ A DEMOLIČNÍ ODPADY

SCREENING SHOVEL FOR CONSTRUCTION AND DEMOLITION WASTE

DIPLOMOVÁ PRÁCE

MASTER'S THESIS

AUTOR PRÁCE

AUTHOR

Bc. Jiří Běluša

VEDOUCÍ PRÁCE

SUPERVISOR

doc. Ing. Miroslav Škopán, CSc.

BRNO 2022

Zadání diplomové práce

Ústav:	Ústav automobilního a dopravního inženýrství
Student:	Bc. Jiří Běluša
Studijní program:	Automobilní a dopravní inženýrství
Studijní obor:	bez specializace
Vedoucí práce:	doc. Ing. Miroslav Škopán, CSc.
Akademický rok:	2021/22

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:

Třídící lopata pro stavební a demoliční odpady

Stručná charakteristika problematiky úkolu:

Návrh třídící lopaty s rotačním pracovním ústrojím pro zpracování stavebního a demoličního odpadu a vytěžené zeminy. Lopata je určena jako přídatné zařízení rypadel hmotností 6 000 kg až 12 000 kg.

Cíle diplomové práce:

Kritická rešerše obdobných existujících řešení.
Zdůvodněný návrh vlastní koncepce řešení.
Kapacitní a pevnostní výpočty.
Celková sestava třídící lopaty.
Svařovací podsestava lopaty.
Podsestava hnacího hydraulického pohonu a drticích válců.

Seznam doporučené literatury:

SHIGLEY Joseph E., Charles R. MISCHKE a Richard G. BUDYNAS. Konstruování strojních součástí. Brno: Vysoké učení technické v Brně, 2010. Překlady vysokoškolských učebnic. ISBN 978-80-214-2629-0.

ŠKOPÁN, Miroslav. Hydraulické pohony strojů. Brno: Vysoké učení technické v Brně, 2009. [cit. 1. 10. 2018]. Dostupné z <https://www.vutbr.cz/studis/student.phtml>.

Termín odevzdání diplomové práce je stanoven časovým plánem akademického roku 2021/22

V Brně, dne

L. S.

prof. Ing. Josef Štětina, Ph.D.
ředitel ústavu

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

ABSTRAKT

Práce obsahuje konstrukční návrh třídící lopaty určenou jako přídatné zařízení pro rypadla. Rešeršní část zahrnuje problematiku třídění stavebního odpadu, možnosti jeho recyklace a přehled konstrukčních provedení třídících lopat. Na základě rešerše je vypracován návrh vlastního konstrukčního řešení, jsou provedeny výpočty vybraných konstrukčních prvků a pevnostní analýza MKP ve výpočetním programu.

KLÍČOVÁ SLOVA

třídící lopata, hřídelová třídící lopata, lopata, rypadlo, stavební a demoliční odpad, recyklace, hydromotor

ABSTRACT

This thesis contains design of a screening bucket used as an attachment for an excavator. Research section consists of construction and demolition waste sorting process, recycling options and design examples of screening buckets. Next part of the thesis includes own design of a screening bucket, calculations and finite element analysis using a computer program.

KEYWORDS

screening bucket, shaft screening bucket, bucket, excavator, construction and demolition waste, recycling, hydraulic motor

BIBLIOGRAFICKÁ CITACE

BĚLUŠA, Jiří. Třídící lopata pro stavební a demoliční odpady. Brno, 2022. Dostupné také z: <https://www.vutbr.cz/studenti/zav-prace/detail/139953>. Diplomová práce. Vysoké učení technické v Brně, Fakulta strojního inženýrství, Ústav automobilního a dopravního inženýrství. Vedoucí práce Miroslav Škopán

ČESTNÉ PROHLÁŠENÍ

Prohlašuji, že tato práce je mým původním dílem, zpracoval jsem ji samostatně pod vedením doc. Ing. Miroslava Škopána a s použitím informačních zdrojů uvedených v seznamu.

V Brně dne 20. května 2022

.....

Jiří Běluša

PODĚKOVÁNÍ

Rád bych poděkoval vedoucímu diplomové práce Ing. Miroslavu Škopánovi, Csc. za užitečné rady a připomínky v průběhu tvorby této práce. Dále bych chtěl poděkovat panu Ing. Jiřímu Michelemu z firmy Renomag spol. s.r.o za poskytnutí tématu práce a cenné rady a dodatky při návrhu některých konstrukčních uzlů.

OBSAH

Úvod	11
1 Stavební odpad a jeho využití.....	12
1.1 Zpracování SDO	13
1.1.1 Mobilní recyklační linky	13
1.1.2 Semimobilní recyklační linky	14
1.1.3 Stacionární recyklační linky	15
1.2 Druhy drtičů používané ke zpracování SDO	16
1.2.1 Čelistový	16
1.2.2 Kuželový.....	16
1.2.3 Odrazový	16
1.2.4 Zubový.....	16
1.3 Využití recyklátu.....	16
2 Třídící lopaty.....	18
2.1 Prosévací	18
2.2 Bubnové	18
2.3 Hřídelové	19
3 Příklady konstrukcí hřídelových třídících lopat.....	20
3.1 Rotastar	20
3.2 Remu	21
3.3 Neuenhauser.....	22
3.4 Allu	23
4 Konstrukční provedení.....	24
4.1 Volba konstrukčního provedení	24
4.2 Analýza tvorby vlastního konstrukčního provedení	24
4.3 Vlastní konstrukční řešení	25
4.4 Princip funkce třídící lopaty	26
4.5 Možnosti provedení řetězových převodů.....	26
4.6 Spojení lopaty se strojem	28
4.7 Základní konstrukční prvky třídící lopaty	29
4.7.1 Rám.....	30
4.7.2 Mříž	30
4.7.3 Třídící ústrojí	31
4.7.4 Uložení pohonu s omezovačem kroutícího momentu	32
4.7.5 Hydraulický okruh.....	32
4.7.6 Kryty	34
5 Výpočtová část	35
5.1 Volba pohonu.....	35
5.2 Návrh řetězu.....	37
5.3 Volba řetězu	38
5.4 Výpočet rozměrů řetězového kola	39
5.5 Kontrola řetězu	41
5.6 Kontrola výstupního hřídele hydromotoru	43

5.7	SIT-LOCK.....	44
5.8	Kontrola hřídele.....	46
5.8.1	Výpočet reakčních sil v ložisku v rovině XY při zablokování prostředního elementu.....	47
5.8.2	Výpočet reakčních sil v ložisku v rovině XY při zablokování krajního elementu.....	48
	Výsledné vnitřní účinky v rovině XY	49
5.8.3	Výpočet reakčních sil v ložisku v rovině XZ.....	57
5.8.4	Výsledné vnitřní účinky v rovině XZ	58
5.9	Celkové reakční síly v ložiskách	62
5.10	Volba ložiska	62
5.11	Výpočet maximálního napětí v ohybu v rovině XY	63
5.12	Výpočet maximálního napětí v ohybu v rovině XZ	64
5.13	Výpočet maximálního napětí v krutu	64
5.14	Výpočet redukovaného napětí dle teorie HMH	65
5.15	Výpočet součinitele bezpečnosti.....	65
5.16	Kontrola svaru	65
6	Pevnostní analýza v programu SolidWorks	67
6.1	Namáhání třídícího elementu při jeho zablokování nedrtitelným předmětem	67
6.2	napětí ve svaru mezi třídícím elementem a hřídelem.....	68
6.3	Analýza modelu hřídele.....	69
6.3.1	Napětí v ohybu v rovině XY	69
6.3.2	Napětí v ohybu v rovině XZ	70
6.3.3	Zatížení mříže	70
	Závěr	72
	Použité informační zdroje	73
	Seznam použitých zkratk a symbolů	76
	Seznam příloh.....	81

ÚVOD

Při demoličních pracích vzniká velké množství odpadů, které i přes možnost jejich dalšího využití často končí na skládkách. Z hlediska cirkulární ekonomiky je nutné opakovaně využít co největší část stavebních materiálů za účelem udržení jejich dostupnosti. Jeden z hlavních důvodů je snižující se množství zásob surovin potřebných pro výrobu stavebních materiálů, a to zejména z důvodu odporu obyvatelstva k rozšiřování dobývacích prostor a zakládání nových kamenolomů.

Za účelem opětovného využití stavebních materiálů je potřebné projektovat nové stavby tak, aby po skončení jejich životnosti byly recyklovatelné a při demolicích starších staveb získat co nejkvalitnější materiály pro opětovné použití. Tohoto dosáhneme pomocí co nejdůkladnější recyklace.

Recyklace jako taková je poněkud komplikovaný technologický proces vyžadující kvalitní technologie a logistiku. Jako první krok recyklace je důležité zajistit separaci jednotlivých druhů materiálů. Tohoto můžeme dosáhnout selektivní demolicí staveb, při které ze stavby odstraníme materiály jako železo, sklo, dřevo, plasty apod. a po samotné demolici zůstává demoliční odpad obsahující cihly, beton a co nejmenší zbytky jiných materiálů. Tento stavební odpad je nutné dále rozdrtit, zbavit nežádoucích materiálů a roztrdit na jednotlivé výstupní frakce pro opětovné použití. Tuto činnost zastávají zejména mobilní a stacionární recyklační linky, které tvoří více různých strojů (drtiče, separátory železa, pásové dopravníky a další příslušenství).

Jako alternativu recyklačních linek lze do jisté míry použít třídící lopaty. Třídící lopata se vyznačuje značně menší hmotností, pořizovací cenou, náklady na dopravu a zejména menší spotřebou paliva a energie. Lopatu je možno použít jako přídatné zařízení rypadla nebo nakladače s kompatibilním upínacím zařízením. Kromě třídění a drcení stavebního odpadu je možné například prosévat nebo provzdušňovat půdu.

Hlavním cílem práce je na základě provedené rešerše navrhnout konstrukci třídící lopaty s rotačním třídícím ústrojím pro rypadlo o hmotnost 6000–12000 kg. Jako pohon lopaty slouží hydromotory připojené na hydraulický okruh nosiče. Součástí práce je provedení základních konstrukčních výpočtů, pevnostní analýzy v programu SolidWorks a tvorba výkresů dle zadání.

1 STAVEBNÍ ODPAD A JEHO VYUŽITÍ

Stavební a demoliční odpad (SDO) je definován zákonem o odpadech č. 541/2020 Sb. jako odpad vznikající při stavebních a demoličních činnostech. Tvoří více než polovinu celkové produkce odpadů v ČR. [1]

Dle přílohy č. 1 k vyhlášce č. 8/2021 Sb. Katalog odpadů dělíme SDO na: [2]

- 17 01 – Beton, cihly, tašky a keramika
- 17 02 – Dřevo, sklo a plasty
- 17 03 – Asfaltové směsi, dehet a výrobky z dehtu
- 17 04 – Kovy (včetně jejich slitin)
- 17 05 – Zemina, kamení, vytěžená jalová hornina a hlušina
- 17 06 – Izolační materiály a stavební materiály s obsahem azbestu
- 17 08 – Stavební materiál na bázi sádry
- 17 09 – Jiné stavební a demoliční odpady

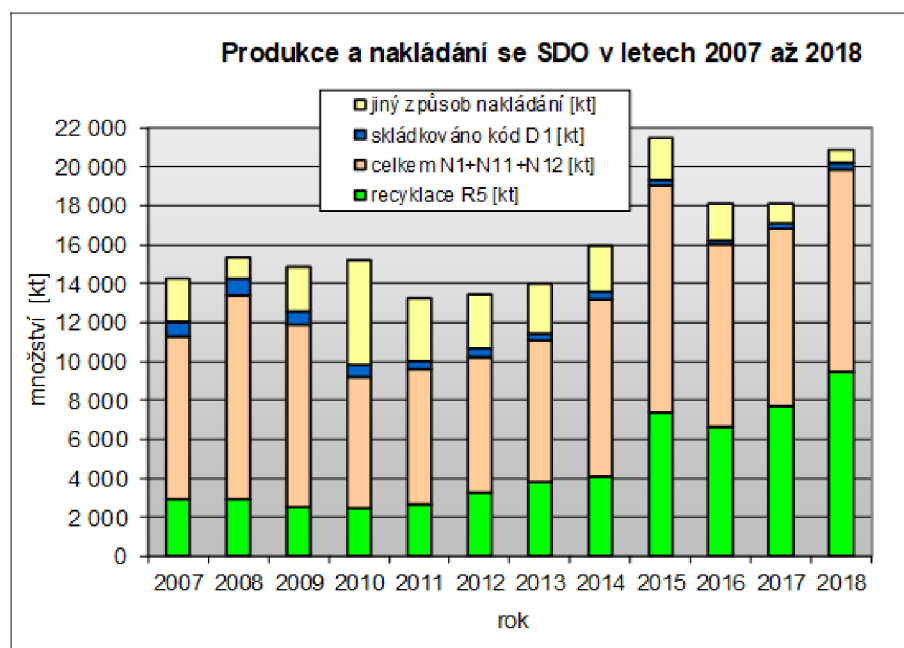
Například při demolici budovy je doporučeno využívat selektivní demolice, při které dochází k tzv. „odstrojení“ stavby s cílem získat jednotlivé materiály (sklo, dřevo, železné konstrukce apod.). Dále je nutné zajistit odstranění příměsí nebezpečných látek, například azbestu. Tento proces zvýší cenu demolice, ale umožní kvalitnější a méně technologicky náročnou separaci jednotlivých materiálů a jejich další užití. [3]

V posledních letech došlo ke znatelnému růstu množství produkce stavebních a demoličních odpadů a také jejich recyklátů. Konkrétně v rozmezí let 2015 až 2018 se produkce SDO oproti období 2007 až 2014 zvýšila přibližně o 30 %. Produkce recyklátů se mezi těmito dvěma obdobími téměř zdvojnásobila. Největší podíl na produkci SDO v roce 2015 až 2018 má skupina odpadu 17 05 reprezentující 65 až 71 % celkové hmotnosti. Dalších 27 až 32 % zastupuje skupina 17 01, ve které tvoří většinou část beton. [4]

Tab. 1 Materiálové složení SDO v roce 2015 až 2018 [4]

skupina	2015 [kt]	2016 [kt]	2017 [kt]	2018 [kt]
17 01	4419	4375	4416	5144
17 03	896	778	757	907
17 05	15650	12320	11774	13495
17 06	62	54	40	43
17 08	14	17	13	14
17 09	722	547	605	713
celkem	21891	18004	17954	20844

V následujícím grafu (Obr. 1) je možné sledovat procentuální růst recyklovaného materiálu vůči celkovému množství vyprodukovaného SDO se zřetelným nárůstem od roku 2015. Recyklaci s kódovým označením R5 rozumíme recyklaci/znovuzískání anorganických materiálů. Kód skladování D1 značí ukládání materiálu v úrovni nebo pod úrovní terénu. Kódy N1, N11 a N12 reprezentují využití odpadů na terénní úpravy, rekultivaci skládky a technologický materiál na zajištění skládky.



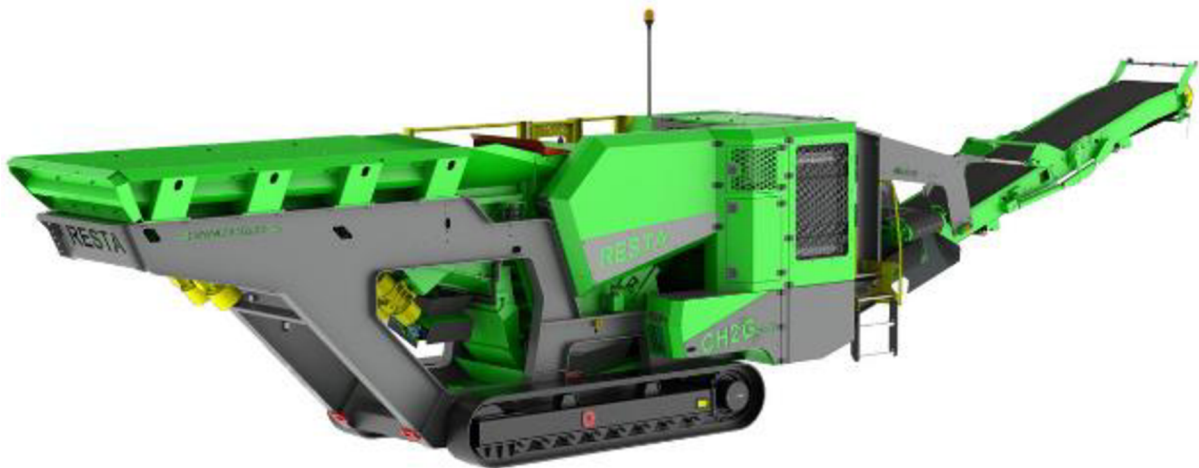
Obr. 1 Graf produkce a nakládání se SDO v letech 2007 až 2018 [4][3]

1.1 ZPRACOVÁNÍ SDO

Po separaci materiálů, které je možné zpracovat zvlášť (kov, plasty, dřevo, sklo apod.), získáváme odpad složený převážně z odpadů skupin 17 01 a 17 05. K dalšímu zpracování těchto materiálů se využívá recyklačních linek. Ty mohou být mobilní, semimobilní nebo stacionární. [3]

1.1.1 MOBILNÍ RECYKLAČNÍ LINKY

Jsou vybaveny pásovým podvozkem a vlastním pohonem umožňujícím přesun na krátkou vzdálenost (Obr. 2), což umožňuje snadnější a rychlejší plnění materiálem. Vždy musí být umístěny v prostorech vyhrazených pro skladování stavebního odpadu. Nejčastěji se jedná o skládky stavebního odpadu, kam materiál vyvážejí jeho drobní původci. V případě potřeby je možné mobilní recyklační linku přemístit přímo na místo demolice za pomoci podvalníku. [3]



Obr. 2 Mobilní recyklační linka RESTA vybavená čelistovým drtičem [5]

Materiál do stroje vstupuje násypkou vybavenou vibračním předtřídičem. Dále materiál postupuje do drtiče čelistového, odrazového nebo kuželového, ze kterého je dále dopravován pásovým dopravníkem pryč ze zařízení. V dnešní době bývá pásový dopravník často doplněn magnetickým separátorem kovů k docílení čistějšího výstupního materiálu. [3][6]

1.1.2 SEMIMOBILNÍ RECYKLAČNÍ LINKY

Jedná se o zařízení využívaná před rokem 2000, po kterém došlo k rozvoji využití pásových podvozků u recyklačních strojů a tím k vzniku mobilních recyklačních linek. Dělí se na kontejnerové a ližinové. Kontejnerové se vyznačují menšími rozměry a výkonem z důvodu možnosti umístění na nákladní automobily určené k přepravě kontejnerů. Ližinové provedení umožňuje posun zařízení na krátké vzdálenosti a usnadňuje nakládání při přesunu mezi lokalitami (Obr. 3). [6]



Obr. 3 Semimobilní recyklační linka [7]

Jak již plyne z názvu semimobilní, možnost přepravy je v rámci místa recyklace omezená a nevýhodná. Z toho plyne nutnost dovážet recyklovaný materiál nakladači či rypadly ze vzdálenosti až několik stovek metrů, což se negativně projevuje na ekonomiku celého recyklačního procesu. Výhodou tohoto zařízení je jednodušší konstrukce a absence pásového podvozku, což se pozitivně projevuje na pořizovací ceně.

1.1.3 STACIONÁRNÍ RECYKLAČNÍ LINKY

Stacionární recyklační linky (Obr. 4) se v porovnání s mobilními linkami vyznačují vysokým výkonem, a především čistotou a kvalitou recyklátu. K jejich efektivnímu využití je nutné zajistit dostatečný přísun materiálů. Jsou tedy umístěovány ve vhodných lokalitách (uzavřených lomech, těžebních jámách a na skládkách apod.), kde je tato podmínka splněna.

Konstrukce těchto linek je oproti mobilním linkám mnohem komplexnější. Typicky se skládají z primárního drtiče sloužícího k drcení materiálu nahrubo s navazujícím magnetickým separátorem kovů. Z toho pokračuje nadsítná frakce drceného materiálu na sekundární drtič, ze kterého vystupuje materiál nadrcený na výsledné frakce. Mezi jednotlivé stupně zpracování materiálu je možné zařadit další vibrační třídiče, separátory kovů a v případě vysokých požadavků na kvalitu a čistotu recyklátu můžeme linku vybavit vodním separátorem určeným k odstranění prachových částic a nežádoucích příměsí jako např. dřeva a plastů. [3]



Obr. 4 Stacionární recyklační linka [8]

1.2 DRUHY DRTIČŮ POUŽÍVANÉ KE ZPRACOVÁNÍ SDO

1.2.1 ČELISŤOVÝ

Je určen k primárnímu hrubému drcení suchých a nelepivých materiálů. Drcení probíhá mezi dvěma čelistmi, z nichž je jedna pevná a druhá pohyblivá. Pohyblivá čelist vykonává složený kývavý a posuvný pohyb. Tento pohyb zajišťuje výstředníkový hřídel, na jehož koncích jsou umístěny setrvačníky zajišťující plynulý chod drtiče. Velikost zrn výstupního materiálu určuje zpravidla nastavitelný rozměr štěrbin mezi čelistmi. [9]

1.2.2 KUŽELOVÝ

Kuželový drtič je vhodný k drcení středně tvrdých nelepivých materiálů. Materiál vstupuje mezi pevnou a volně otočnou čelist kuželového tvaru. Osa hřídele, na které se nachází pohyblivá čelist, je různoběžná s osou čelisti pevné. Poháněna je pouze excentricita, ve které je hřídel volně uložena. Dochází tedy ke zvětšování a zmenšování mezery mezi čelistmi a tím k drcení materiálu. V porovnání s čelistovým drtičem je spotřeba energie potřebné k drcení přibližně poloviční. [9]

1.2.3 ODRAZOVÝ

Využívá se k drcení středně tvrdých až křehkých materiálů. K drcení dochází pomocí rotoru s odrazovými lištami. Materiál z výsypky padá do drtící komory, kde kontaktem s těmito lištami dochází k jeho urychlení a následnému nárazu na odrazové lišty vyrobené z legovaných otěruvzdorných ocelí. Zde dochází k drcení materiálu na menší kusy a jeho následnému propadnutí na síto nebo rošt, který současně zajišťuje třídění. Velikost zrn se zmenšuje se stoupajícími otáčky rotoru. [9]

1.2.4 ZUBOVÝ

Uplatňují se při drcení středně a snadno drtitelných surovin. Konstrukčně je podobný válcovým drtičům s hladkými válci. Mezi dva protiběžně se otáčející válce vstupuje materiál, který je tlakem vyvíjeným nálitky nebo zuby na povrchu válce drcen na menší kusy. Tyto nálitky a zuby bývají různých tvarů a mohou být z důvodu snadnější výměny uspořádány do segmentů. Velikost zrn výstupního materiálu určují velikost štěrbin mezi válci, otáčky a tvar zubů. Kvůli požadavkům na větší životnost zubů jsou otáčky nižší než u drtičů s válci hladkými. [9]

1.3 VYUŽITÍ RECYKLÁTU

V ideálním případě by bylo žádoucí recyklovaný materiál využít ke stejnému účelu, ke kterému dříve sloužil. Příkladem jsou stavební prvky a díly (betonové konstrukce, nosníky, tvárnice, cihly apod.), které nejsou znečištěné nebezpečnými látkami (azbest, nátěry apod.) vzniklé při demolici. V realitě je ovšem tato možnost poněkud omezená z důvodu kvality recyklátů, a proto dochází k tzv. downcyklaci. Recyklované stavební materiály tedy nejčastěji využíváme jako zásypové nebo podkladní materiály. [10]

RECYKLOVANÉ MATERIÁLY

Po separaci nebezpečných materiálů (azbest, chemikálie), cizorodých materiálů (dřevo, plast, sklo atd.) a kovů, získáváme stavební suť, kterou tvoří převážně beton, cihly a výkopová zemina. Tyto materiály se mohou využívat jako přísady při výrobě nových stavebních prvků, nebo nalézají uplatnění jako pro aplikace s menšími nároky na jejich kvalitu.

BETONOVÝ RECYKLÁT

Nachází využití jako náhrada štěrkopísků v obsypech inženýrských sítí, kamenivo železničních svršků nebo podsyp silnic, mostů a betonových konstrukcí. Při výrobě nových betonů nižších a středních tříd lze využít betonovou drť jako kamenivo (Obr. 5). [10] [11] [12]



Obr. 5 Betonový recyklát [12]

CIHELNÝ RECYKLÁT

Nedosažuje poptávky a kvality betonového recyklátu z důvodu nízké pevnosti v tlaku a relativně vysoké nasákavosti. Z tohoto důvodu se cihelný recyklát využívá zejména pro násypy a zásypy. Z cihelné moučky se vyrábí antukový povrch, který se typicky objevuje na tenisových kurtech. Kvalitní recyklát je možné po vhodné použít k výrobě konstrukcí a prefabrikátů (Obr. 6). [10] [12]



Obr. 6 Cihelný recyklát [12]

VÝKOPOVÁ ZEMINA

Splňuje-li výkopová zemina požadavky na obsah škodlivin, nevztahuje se na ni zákon o odpadech. Je jí tedy možné využít k zavážení podzemních prostor a k úpravám povrchu terénu. Dále je možné nekontaminovanou zeminu vytěženou během stavební činnosti použít pro účely na místě, kde byla vytěžena. [1]

2 TŘÍDÍCÍ LOPATY

Z důvodu růstu požadavků na mobilitu došlo k vzniku nových zařízení přizpůsobených těmto požadavkům. Třídící lopaty je možné použít jako přídatné zařízení k nakladačům a rypadlům a tím vytvořit vysoce mobilní třídič nebo drtič různých materiálů. Díky této možnosti dochází ke značnému zvýšení efektivity práce, snížení nákladů na přepravu strojů nebo materiálu a také snížení dopadu na životní prostředí.

V závislosti na požadavcích na funkci a cenu lopaty se odvíjí komplexita její konstrukce. Svoje využití nacházejí od prostého prosévání a provzdušňování zeminy až po drcení stavebních odpadů.

2.1 PROSÉVACÍ

Mohou být považovány za nejprimitivnější typ třídících lopat. V nejjednodušším provedení se konstrukčně podobají nakládacím či hloubkovým lopatám se dnem tvořeným nepohyblivým tyčovým roštem. Složitější typy mohou být vybaveny vačkovým mechanismem, který pohybuje prosévacími tyčemi (Obr. 7). Dále je možné měnit velikost průlin vyjmutím prosévacích tyčí nebo pomocí vkládacích vložek. Jsou využívány zejména k prosévání a třídění zeminy. Dále je možno použít je k čištění dlažebního kamene a oddělování materiálů různé zrnitosti. V porovnání s ostatními typy je ovšem takto koncepce poněkud jednoúčelová. [13]



Obr. 7 Prosévací lžice Steelwrist [13]

2.2 BUBNOVÉ

Skládají se z rámu, ve kterém se nachází rotační bubnové síto (Obr. 8). Síto je poháněno rotačním hydromotorem zabudovaným v rámu lopaty. K efektivnímu dosažení potřebného kroutícího momentu k otáčení bubnem je využito planetové převodovky umístěné mezi bubnem a motorem. Princip třídění se podobá míchačce na beton, kde se materiál při dosažení horní úvratě přesypává a dochází k jeho prosetí. Frakce výstupního materiálu se odvíjí od rozměrů ok třídícího bubnu. Velikost lze upravit v závislosti na konstrukčním řešení daným výrobcem lopaty. Mezi možnostmi regulace velikosti ok patří vyměnitelný buben, sňimatelné části síta nebo

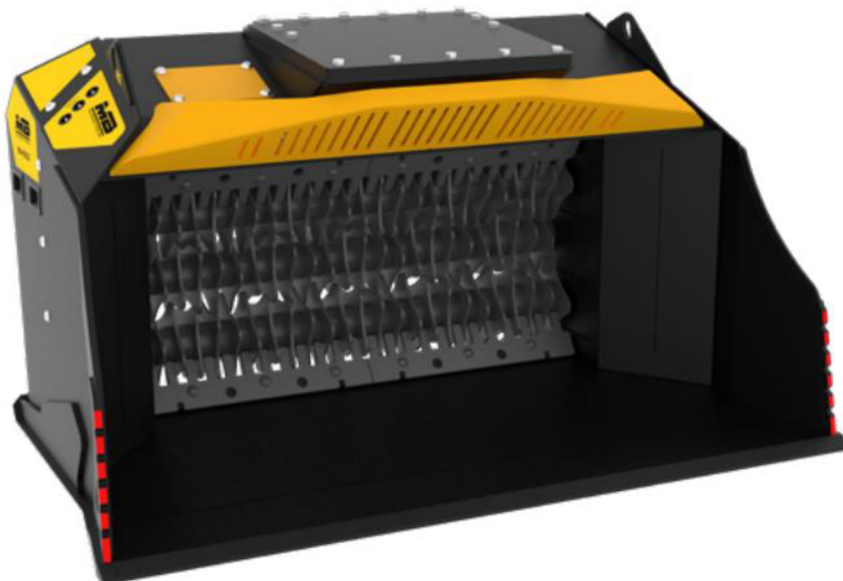
druhá posuvná vrstva síta. Svoje uplatnění nachází bubnová třídící lopata při prosévání hlíny, kamení, stavební suti a jiných sypkých materiálů.



Obr. 8 Bubnová třídící lopata BAV [14]

2.3 HŘÍDELOVÉ

V porovnání s jinými druhy třídících lopat mohou být kromě prosévání využity také jako mobilní drtiče SDO. Nejčastěji se vyskytující koncepce pracuje na principu zubového drtiče. Zpracování materiálů zajišťují rotační válce umístěné zpravidla vodorovně ve dně lopaty (Obr. 9). Počet válců se odvíjí od výrobce a využití lopaty. Tyto válce mohou být buď profilované nebo sestavené z vyměnitelných tvarovaných segmentů nasazených na hřídel. Velikost výstupní frakce se odvíjí od rozteče mezi drticími elementy dané lopaty. Změny velikosti výstupní frakce můžeme dosáhnout například výměnou segmentů nasazených na hřídel. Tento typ se využívá jak k prosévání, třídění a případně drcení. Další možné provedení, určené primárně k drcení, využívá drtiče čelistového. Nevýhodou je větší hmotnost lopaty omezující hmotnost zpracovávaného materiálu. Z tohoto je vhodné je používat u větších strojů.



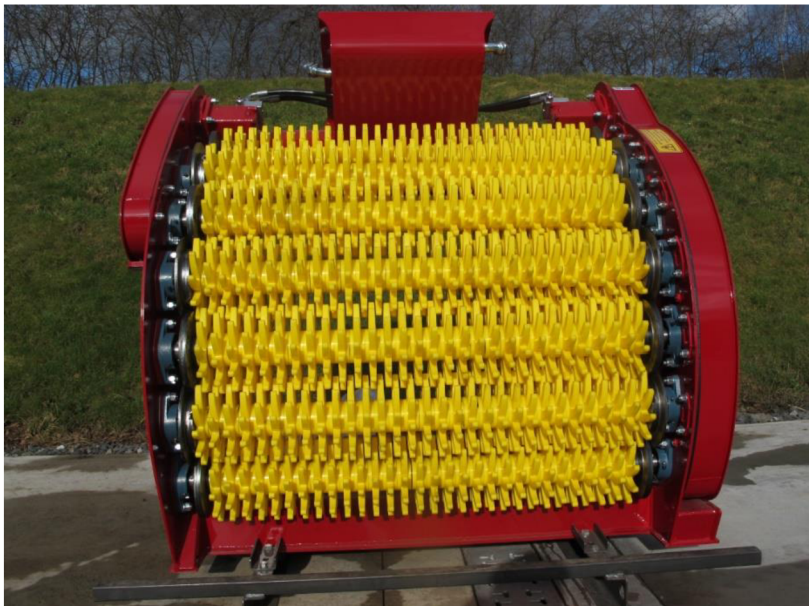
Obr. 9 Třídící lopata MB Crusher [15]

3 PŘÍKLADY KONSTRUKCÍ HŘÍDELOVÝCH TŘÍDÍCÍCH LOPAT

3.1 ROTASTAR

Třídící lopata Rotastar (Obr. 10) disponuje vysokou výkonností při třídění materiálů bez jejich současného drcení. Dno lopaty tvoří tři až sedm hřídelí osazených samočisticími polyuretanovými hvězdici. Tyto hvězdice jsou odolné, pružné a lehké, což zajišťuje jejich šetrnost k tříděnému materiálu a zamezuje kontaminaci drceným materiálem. Ten je díky uspořádání hřídelů do oblouku uváděn do pohybu obdobným pohybu při třídění v bubnovém třídíči a současně je natřásán hvězdici. Je tedy možné třídít i křehké a vlhké materiály.

Mezi zpracovávané materiály patří kompost, ornice, drny, písek, kámen, sádrovec, a směsný odpad. Frakci výstupního materiálu lze upravit změnou otáček. Při požadavcích konkrétní velikost frakce je možné vyměnit hvězdice, límce a distanční vložky. Po těchto úpravách je možné dosáhnout frakce až 8 mm. [16]



Obr. 10 Třídící lopata Rotastar [16]

V tabulce jsou uvedeny parametry modelů lopaty pro relevantní rozsah hmotnosti nosičů

Tab. 2 Technické parametry lopaty Rotastar [16]

Označení lopaty	RS4-9	RS8-14	RS10-20
Hmotnost nosiče [t]	4-9	8-14	10-20
Výstupní výkon [t/h]	25	32	40
Kapacita [m ³]	0,3	0,4	0,65
Hydraulický tlak [bar]	70-180	70-180	70-180
Výkon čerpadla [l/min]	55	64	70
Hmotnost [kg]	460	615	1000-1060

3.2 REMU

Lopata REMU (Obr. 11) slouží k drcení materiálů vzniklých při demoličních pracích. Robustní konstrukce lopaty umožňuje drtit velkou část materiálů vznikajících při demoličních pracích. Tyto materiály zahrnují cihly, střešní tašky, sádkartonové desky, asfalt a dřevo. K drcení materiálů slouží vyměnitelná kladívka s hroty nasazená na rotující hřídeli. Při vniknutí nedrtitelného materiálu dojde k zastavení hřídele bez jejího poškození. Stavební odpad obsahující dráty a kabely je možné zpracovat bez nutnosti jejich vytrídění před drcením, jelikož z velké míry lopatou projdou bez jejího ucpání nebo zastavení. [17]



Obr. 11 Drtící lopata REMU CR 1100 [17]

Tab. 3 Technické parametry lopaty REMU [17]

Označení lopaty	CR 1100
Hmotnost nosiče [t]	25
Maximální drtící síla [N]	172000
Kapacita [m ³]	1
Hydraulický tlak [bar]	max 350
Výkon čerpadla [l/min]	300
Hmotnost [kg]	3050

3.3 NEUENHAUSER

Řada třídících lopat vyvinutá firmou Neuenhuaser Maschinenbau GmbH (Obr. 12) může být použita jak u kolových nakladačů, tak u bagrů. Lopata se dá využít například při rozrušení zeminy dále používané k zásypu inženýrských sítí, při promíchávání kontaminovaných zemín za účelem jejich neutralizace, drcení asfaltového odpadu při rekonstrukci vozovek a drcení solí, uhlí, vápence apod.

Konstrukce lopaty zahrnuje vertikálně zabudované hřídele ve dně lopaty, které jsou osazeny zuby nebo kladivy. Jejich rotací dochází k rozrušování, mísení, nebo drcení materiálu. Výhoda této koncepce je menší délka hřídelí zaručující jejich menší průhyb při zátěži. V horní části lopaty jsou umístěny hydromotory poháněné z hydraulického okruhu stroje. Rozteč hřídelů a tvar zubů se odvíjí od požadovaných vlastností výstupního materiálu. [18]



Obr. 12 Třídící lopata Neuenhauser [18]

Tab. 4 Technické parametry lopaty Neuenhauser [18]

Označení lopaty	B-4
Hmotnost nosiče [t]	8-35
Otáčky hřídele [ot/min]	200
Kapacita [m ³]	1,3
Hydraulický tlak [bar]	max 250
Výkon čerpadla [l/min]	187
Hmotnost [kg]	1420

3.4 ALLU

Hlavní předností lopaty značky ALLU (Obr. 13) je její univerzálnost. Různé modely mohou být využity pro stroje o hmotnostech od 4 t až do 160 t. Lopatu je možné použít například k drcení, provzdušňování, mísení, anebo oddělování materiálů. Zpracovávat lze široké spektrum materiálů od zeminy, jílu, kůry a kompostu až po stavební odpad, mletý asfalt a vápenc. Velikost výstupní frakce se pohybuje mezi 8 až 105 mm.

K produktivitě a efektivitě dále přispívá možnost vybavení jednoho zařízení různými typy válců (drtící, třídící, míchací apod.). Dále lopata značky ALLU vyniká možností jednoduché změny frakce výstupního materiálu. Tento proces je možné provést bez nutnosti výměny hřídele nebo ostří na ní nasazených. Jednotlivá ostří je možné po hřídeli přesunout a tím je zdvojit nebo ztrojit. Tím dojde ke zdvojnásobení nebo ztrojnásobení mezery mezi nimi. K tomuto kroku je pouze nutné odmontovat a obdobně upravit mříž sloužící k axiálnímu zajištění drtících prvků nasazených na hřídeli. Jediná součást, kterou musíme nahradit, je upínací prvek se šablonou pro příslušnou rozteč mříže. [19]



Obr. 13 Třídící a drtící lopata ALLU [19]

Tab. 5 Technické parametry lopaty Allu [19]

Označení lopaty	DL 2-09	DL 2-12	DL 2-17
Hmotnost nosiče [t]	4-12	7-12	9-12
Kapacita [m ³]	0,27-0,37	0,37-0,52	0,51-0,75
Hydraulický tlak [bar]	70-120	70-120	70-120
Výkon čerpadla [l/min]	60-90	60-90	60-90
Hmotnost [kg]	430	540	695

4 KONSTRUKČNÍ PROVEDENÍ

4.1 VOLBA KONSTRUKČNÍHO PROVEDENÍ

Při návrhu konstrukce lopaty je důležité zohlednit požadavky na její funkci. Dále je nutné zhodnotit výhody a nevýhody řešení jednotlivých konstrukčních uzlů pro její použití.

FAKTORY OVLIVŇUJÍCÍ NÁVRH KONSTRUKCE TŘÍDÍCÍ LOPATY:

- Typ a hmotnostní kategorie stroje použitého pro manipulaci s lopatou
- Dostatečný výkon hydraulického okruhu stroje s případným ohledem na možnost zpětného chodu zajišťujícího možnost bezpečného odstranění nežádoucího materiálu způsobujícího zamezení provozu lopaty
- Možnost servisu a výměny opotřebitelných dílů (břity, kluzné desky, třídící nebo drticí elementy a součástí pohonného ústrojí lopaty)
- Druh a fyzikální vlastnosti zpracovávaného materiálu (frakce vstupního materiálu, tvrdost, vlhkost)
- Požadavky na výstupní výkon lopaty
- Kompatibilita s různými stroji a standardy upínačů
- Způsob využití lopaty od prosévání a kypření zeminy až po drcení stavebního odpadu obsahujícího cihly, beton a zbytky kovových výztuží

Po zohlednění parametrů je možné stanovit základní předpoklady pro návrh třídící lopaty.

4.2 ANALÝZA TVORBY VLASTNÍHO KONSTRUKČNÍHO PROVEDENÍ

Na základě rešerše a s uvážením faktorů ovlivňujících návrh je vytvořen 3D model v programu SolidWorks. Dále jsou provedeny výpočty základních částí pohonu a třídícího ústrojí lopaty. Na základě těchto výpočtů jsou zvoleny součásti jako například ložiska a hydraulické prvky a také je provedena úprava modelu. Dále je provedena pevnostní analýza vybraných konstrukčních prvků v programu SolidWorks.

4.3 VLASTNÍ KONSTRUKČNÍ ŘEŠENÍ

Konstrukční část práce se zabývá návrhem třídící lopaty určené k prosévání, třídění a částečnému drcení surovin a odpadů vznikajících při stavebních pracích (Obr. 14), a to pro rypadla nacházející se ve hmotnostní kategorii 6 až 12 tun. Spojení lopaty se strojem je zajištěno pomocí upínací desky kompatibilní s přípojovacími rozměry rychloupínačů vybraných standardů.



Obr. 14 Vlastní konstrukce třídící lopaty

Konstrukce lopaty je řešena jako svařenec z plechových dílů tvořících dvojitý plášť lopaty. Třídící ústrojí lopaty tvoří dva hřídele osazené třídícími elementy uložené ve dně lopaty. Součástí dna lopaty je mříž umístěná před hřídele s třídícími elementy omezující velikost jejich namáhání na ohyb od hmotnosti tříděného materiálu.

Hydraulický okruh lopaty tvoří dva orbitové hydromotory, vysokotlaké hadice a vysokotlaké hydraulické rychlospojky typu FLAT FACE, pomocí nichž je okruh lopaty připojený na hydraulický okruh rypadla. Volba konkrétního modelu rychlospojky se odvíjí od konkrétního stroje a požadavků zákazníka.

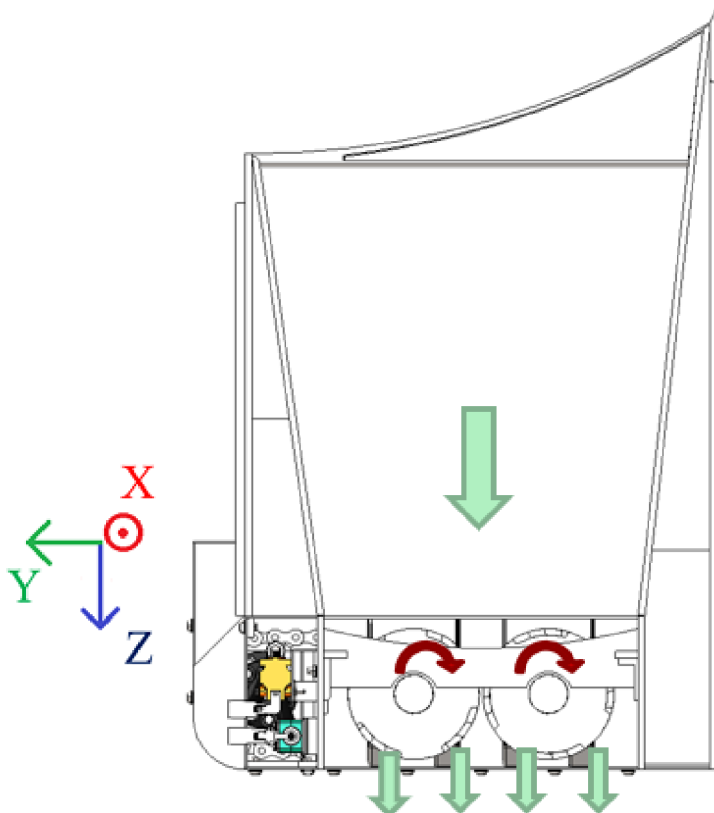
K přenosu kroutícího momentu jak mezi hydromotory a třídícím ústrojím, tak mezi oběma hřídeli, je využito řetězových převodů. Hydromotory a převody jsou uloženy v zakrytovaných prostorech mimo pracovní prostor lopaty.

Jako pojistný element jsou využity třecí omezovače kroutícího momentu umístěné na výstupních hřídelích hydromotorů.

4.4 PRINCIP FUNKCE TŘÍDÍCÍ LOPATY

Do lopaty je nabrán materiál k přetřídění. Poté je lopata přesunuta do pracovní polohy (Obr. 15). Následně dochází k uvedení hřídelů s třídícími elementy do pohybu. Obě hřídele vykonávají rotační pohyb shodným směrem.

Materiál je v lopatě natřásán, promícháván a drcen. Zpracovaný materiál propadáva průlinami mezi třídícími elementy a mříží ve dně lopaty. Nezpracovatelný materiál zůstává po konci pracovního cyklu v lopatě a je nutné ho vysypat.



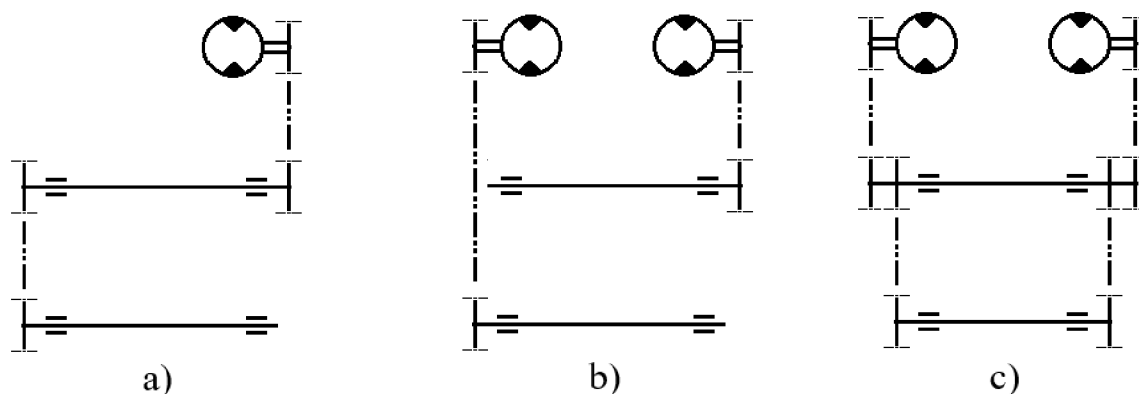
Obr. 15 Princip funkce třídící lopaty

4.5 MOŽNOSTI PŘEVODNÍ ŘETĚZOVÝCH PŘEVODŮ

Při návrhu je nutné zvážit způsob konstrukce řetězového převodu (Obr. 16). Je možné použít několik různých způsobů přenosu kroutícího momentu z hydromotoru na hřídele třídícího ústrojí. Každá z těchto možností má svoje přednosti a nevýhody a je tedy nutné pečlivě zvážit její volbu.

MOŽNÉ ZPŮSOBY KONSTRUKCE ŘETĚZOVÝCH PŘEVODŮ:

- Jeden pohon s jedním řetězovým převodem mezi hřídeli
- Dva pohony každý pohánějící jeden hřídel
- Dva pohony s řetězy vzájemně spojující oba hřídele



Obr. 16 Způsoby konstrukce řetězového převodu

a) Celkový krouticí moment je přenášen pouze jedním řetězem. Při požadovaném výstupním krouticím momentu na hřídelích je tedy nutné zvolit hydromotor s dvojnásobným krouticím momentem a tím dochází k většímu namáhání řetězu. Výhodou je dvojnásobný maximální krouticí moment na jednom hřídeli. Tato konstrukce je vhodná pro lopaty malých rozměrů z důvodů použití menšího počtu jednořadých řetězových kol.

b) V porovnání s předchozí konstrukcí je možné při stejném požadovaném krouticím momentu na hřídeli volit hydromotory s polovičním výstupním krouticím momentem. Ovšem maximální moment na jednom hřídeli se rovná maximálnímu výstupnímu momentu jednoho hydromotoru. Výhodou je menší zatížení hřídelů a třídících elementů a menší tažné síly v řetězech. Tato konstrukce je tedy vhodná pro prosévání a třídění materiálů, které neobsahují části materiálů o velké pevnosti.

c) Toto provedení slučuje přednosti obou přechozích způsobů řešení řetězového převodu. Krouticí moment je z obou hydromotorů rozdělen rovnoměrně mezi oba hřídele a v případě vniknutí tělesa, které je nutné rozdrtit, dojde k přenosu krouticího momentu z obou hydromotorů na jeden hřídel. Je ovšem nutné použití dvouřadých řetězových kol. Z tohoto důvodu se toto řešení hodí pro lopaty větších rozměrů.

Pro vlastní konstrukční provedení lopaty je volen způsob konstrukce řetězového převodu c) (Obr. 17). Tato volba byla provedena na základě požadované funkce, váhové kategorie a výsledků výpočtů řetězového převodu.



Obr. 17 Třídící lopata s částečně odkrytým pohonem, řetězovým převodem a hydraulickým okruhem

4.6 SPOJENÍ LOPATY SE STROJEM

Dříve byly nástroje na rypadla upínány přímo na čepy stroje. V dnešní době bývá spojení stroje a nástroje realizováno formou rychloupínače. Cílem používání rychloupínačů je vylepšení ekonomiky procesu výměny lopaty z důvodu snižování časových nároků a také zvýšení bezpečnosti. Vývoj rychloupínačů začal u manuálních a poloautomatických, které byly postupně nahrazovány hydraulickými upínači, které umožňují výměnu lopaty bez nutnosti opustit kabinu stroje. V důsledku tohoto vývoje došlo ke vzniku různých standardů upínačů, které jsou většinou nekompatibilní. Výjimka tohoto pravidla je severský standard S, který je využíván větším množstvím výrobců ve Skandinávii.

Rychloupínač je připevněn na čepy stroje. Jako mezikus mezi rychloupínačem a lopatou slouží adaptér (Obr. 18) přivařený k základně s odpovídajícími připojovacími rozměry upínací desky, která je součástí lopaty. Použitím vhodného mezikusu je tedy možné umožnit kompatibilitu s více standardy rychloupínačů, než kdyby byl adaptér přivařený přímo na lopatu.

Pro zaručení kompatibility třídící lopaty se stroji s různými standardy rychloupínačů je vhodné přizpůsobit upínací desku rozměrům více standardů rychloupínačů. V České republice mají velké zastoupení standardy Severský S, Lehnhoff a Verachttert Connectomat. Od těchto výrobců jsou zvoleny konkrétní typy upínačů pro stroje odpovídající váhové kategorie.

VYBRANÉ STANDARDY UPÍNAČŮ:

- Severský standard S
- Lehnhoff
- Verachttert Connectomat

- Tab. 6 Základní rozměry adaptérů pro vybrané rychloupínače

Rozměr	Typ upínače					
	Verachtet			S-Standard		Lehnhoff
	CW 10	CW 20	CW 20S	S45	S50	LH 08
Hmotnost nosiče[t]	4-10	10-13	10-13	max 11	max 11	6-12
Šířka [mm]	320	560	430	292	272	295
Délka [mm]	300	475	475	520	520	520



Obr. 18 Mezikus tvořený adaptérem pro upínač S45 přivařeným na základnu

4.7 ZÁKLADNÍ KONSTRUKČNÍ PRVKY TŘÍDICÍ LOPATY

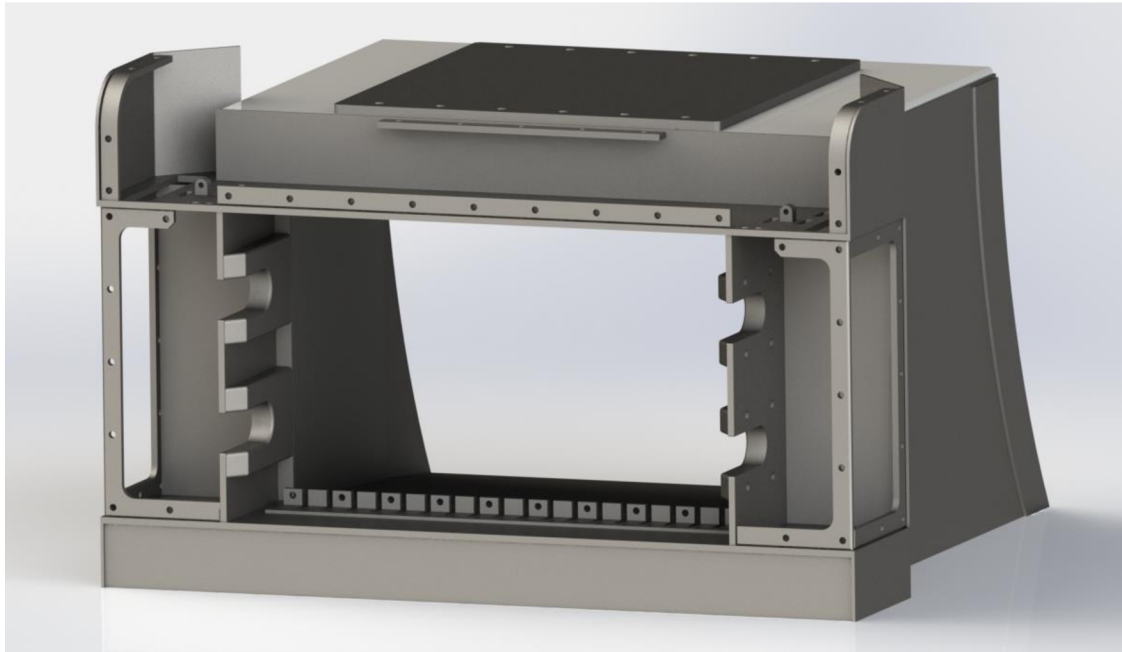
Celková konstrukce je rozdělena do několika základních prvků, ze kterých každý zastává svou funkci ve stroji. Prvotní návrh jednotlivých prvků vychází z informací vyplývajících z provedené rešerše. Po provedení výpočtů jsou tyto prvky tvarově a rozměrově optimalizovány za účelem zlepšení vyrobiteľnosti, zjednodušení montáže a usnadnění servisu.

ZÁKLADNÍ KONSTRUKČNÍ PRVKY

- Rám
- Mříž
- Třídící ústrojí
- Uložení pohonu s omezovačem kroutícího momentu
- Hydraulický okruh
- Kryty

4.7.1 RÁM

Jedná se o jeden z hlavních konstrukčních prvků lopaty (Obr. 19). Jeho úkolem je zajistit tuhost celé konstrukce a umožnit montáž jednotlivých konstrukčních prvků. Skládá se z vnějšího a vnitřního pláště, vnitřní plášť je svařenec z plechů o tloušťce 10 mm. Vnější část pláště je vyrobena z plechů o tloušťce 5 mm. Za účelem zvýšení tuhosti lopaty jsou mezi vnitřní a vnější plášť přivařena výztužná žebra. Vnitřní plášť nabývá za účelem vyšší pevnosti rámu v blízkosti třídícího ústrojí a lepšího přísunu materiálu při procesu třídění podoby násypky.



Obr. 19 Rám třídící lopaty

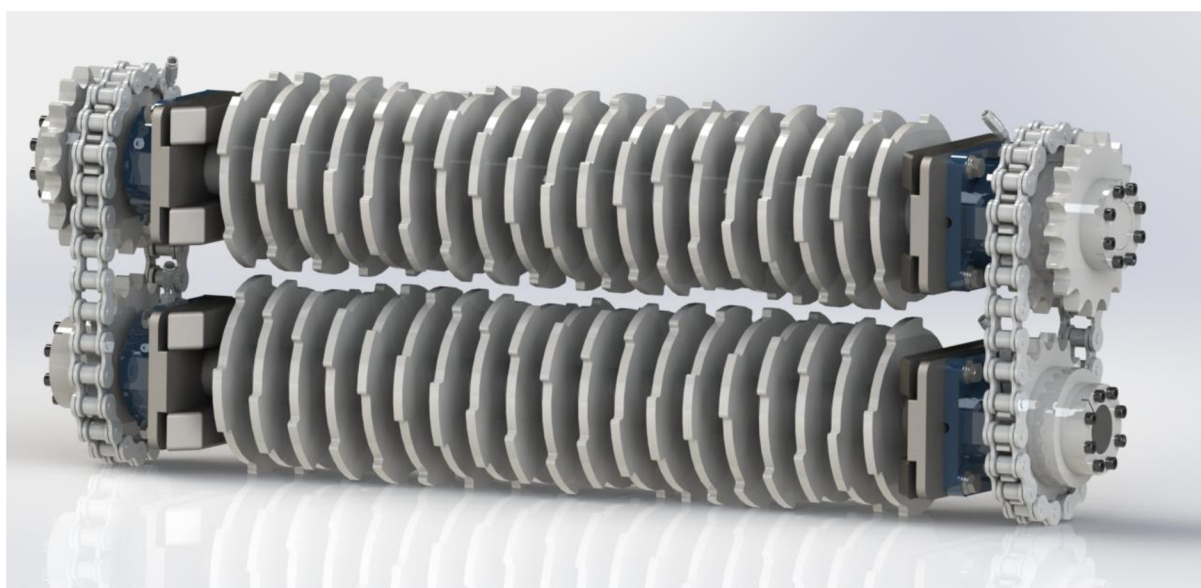
4.7.2 MŘÍŽ

Je tvořena rámem s přivařenými deskami o tloušťce 10 mm s průlinami o velikosti 30 mm (Obr. 20). K rámu konstrukce je v horní a spodní části připevněna šrouby M10 dle DIN 608. Mříž zastává více funkcí. Jedna z funkcí mříže je redukce namáhání hřídelů, jelikož zpracováváný nehomogenní materiál z části dosedává na mříž. Dále je možné použití menšího počtu třídících elementů a dodržení velikosti průlin, což dále redukuje hmotnost hřídele a z toho vyplývající zatížení ložisek. Mříž také zastává pozici bezpečnostního prvku redukujícího pravděpodobnost vstupu nezpracovatelného materiálu (železné výztuže apod.), který by se mohl vzpříčit mezi drtící elementy nebo by mohlo dojít k jeho namotání na hřídel. Tento stav by mohl vyústit v pouhé zastavení lopaty a nutnost dané těleso vyprostit. V horším případě by mohlo dojít k poškození lopaty.

*Obr. 20 Mříž*

4.7.3 TŘÍDICÍ ÚSTROJÍ

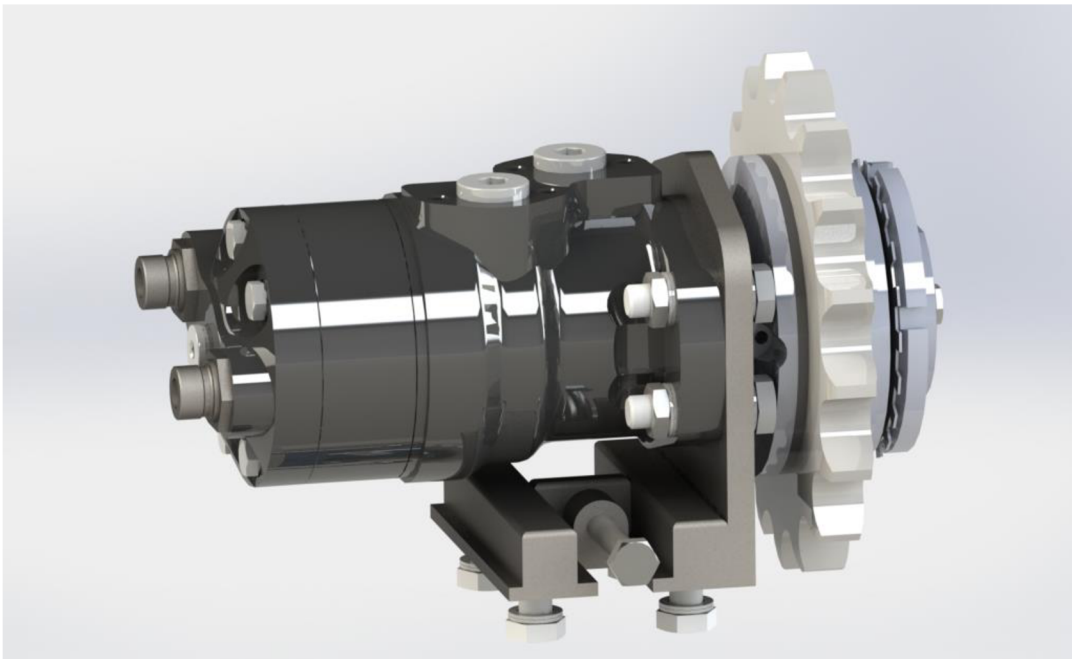
Sestává z dvou hřídelů osazených třídícími elementy (Obr. 21). Spojení elementů se hřídelem je realizováno pomocí koutových svarů. Hřídele jsou uloženy v ložiskových tělesech se soudečkovými ložisky přišroubovanými k rámu lopaty. Na jedné straně se z důvodu tepelné roztažnosti a nepřesnosti uložení nachází ložiskové těleso s axiálně posuvným ložiskem a na druhé straně je využito ložiskového tělesa s ložiskem axiálně vodícím. Pro snazší montáž a vyztužení uložení ložiska je mezi ložiskové těleso a rám vložen mezikus s navařeným krytem drážky pro vložení hřídele. Na koncích hřídelů se nachází řetězová kola. Na spodním hřídeli jsou tato kola jednořadá a určená k přenosu kroutícího momentu pomocí řetězu pouze mezi hřídeli. Na horním hřídeli jsou za účelem přenosu kroutícího momentu z pohonu řetězová kola dvouřadá. Přenos kroutícího momentu z kol na hřídele je realizován prostřednictvím svěrných pouzder SIT-LOCK pro snadnější montáž a demontáž řetězových kol při výrobě a servisu. Oba hřídele vykonávají rotační pohyb totožným směrem.

*Obr. 21 Třídící ústrojí*

4.7.4 ULOŽENÍ POHONU S OMEZOVAČEM KROUTÍCÍHO MOMENTU

Pohon třídící lopaty je realizován dvojicí orbitových hydromotorů. Výhodou tohoto typu hydromotoru je velký výstupní moment při nízkých otáčkách a rovnoměrnost chodu. Jako ochranný prvek při mechanickém zablokování hřídelů je na výstupním hřídeli motoru umístěn třecí omezovač kroučícího momentu, který při překročení stanoveného momentu proklouzne a zamezí poškození motoru nebo přetížení hydraulického obvodu.

Hydromotory jsou přišroubovány na lože nacházející se v horní části konstrukce po obou stranách. Lože hydromotorů jsou uložena posuvně pro možnost napínání řetězů stavěcími šrouby, při jejich utahování dochází k posuvu loží a tedy k napínání řetězů (Obr. 22).



Obr. 22 Uložení pohonu

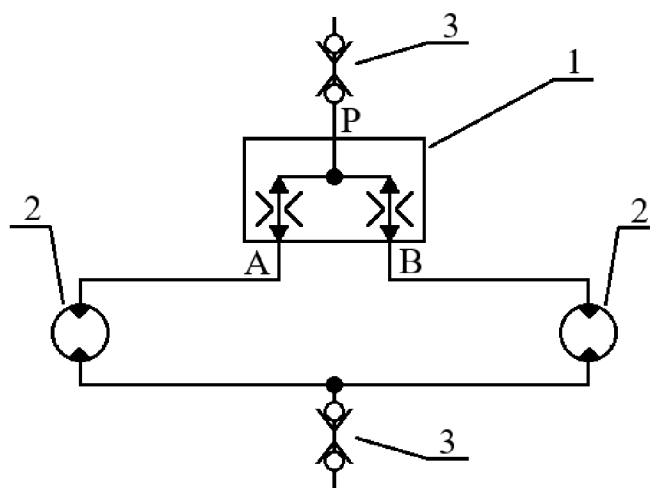
4.7.5 HYDRAULICKÝ OKRUH

Hydraulický okruh (Obr. 23) lopaty se skládá z bezodkapových hydraulických rychlospojek, děliče průtoku, hydraulických hadic, hydromotorů a příslušného šroubení (závitové redukce, T spojka, úhlové šroubení 90°).



Obr. 23 Hydraulický okruh třídící lopaty

Hydraulický olej při vstupu do lopaty protéká děličem průtoku, který zajišťuje jeho rovnoměrné rozdělení mezi oba hydromotory. Tato funkce je důležitá z důvodu zajištění synchronizovaného chodu obou hydromotorů za účelem rovnoměrného zatížení řetězů na obou stranách hřídelů. Na zpětné větvi hydraulického okruhu je olej sveden pomocí T kusu. (Obr. 24)



Obr. 24 Schéma hydraulického okruhu třídící lopaty
1 – Dělič průtoku, 2 – Hydromotor, 3 – Hydraulická rychlospojka

DĚLIČ PRŮTOKU

Byl zvolen dělič průtoku značky Bucher hydraulic s typovým označením MTDA08-100M (Obr. 25), který nabízí firma Hydropress.[20]



Obr. 25 Dělič průtoku MTDA08-100M [20]

PARAMETRY DĚLIČE PRŮTOKU [20]

- Maximální průtok děliče $Q_{dmax} = 100 \text{ l min}^{-1}$
- Maximální tlak v děliči $p_{dmax} = 31,5 \text{ MPa}$
- Hmotnost děliče $m_d = 1,5 \text{ kg}$

Pro vedení hydraulického oleje v okruhu jsou využity vysokotlaké hydraulické hadice s označením 2SN DN13 (Obr. 26) nabízené firmou Hydrolider. [21]



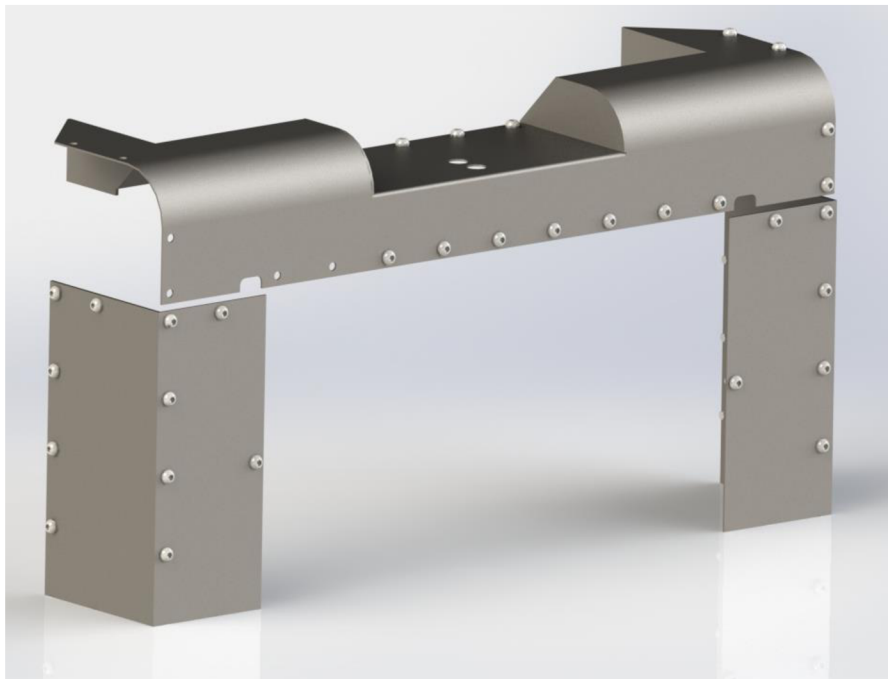
Obr. 26 Hydraulická hadice 2SN DN13 od firmy Hydrolider (ilustrační obrázek) [21]

PARAMETRY VOLENÉ HYDRAULICKÉ HADICE [21]

- Maximální průtok hadice $Q_{hmax} = 80 \text{ l min}^{-1}$
- Maximální tlak v hadici $p_{hmax} = 27,5 \text{ MPa}$
- Vnitřní průměr hadice $D_{Nh} = 13 \text{ mm}$

4.7.6 KRYTY

Jak řetězové převody, tak pohony a hydraulický okruh jsou z důvodu montáže a případného servisu zakrytovány (Obr. 27). Na rámu lopaty jsou přivařeny držáky se závity M12, ke kterým jsou kryty pomocí šroubů DIN 933 připevněny. K zajištění šroubů proti povolení jsou použity podložky Nord-Lock, které zamezují povolení i při silných vibracích při třídění materiálu.



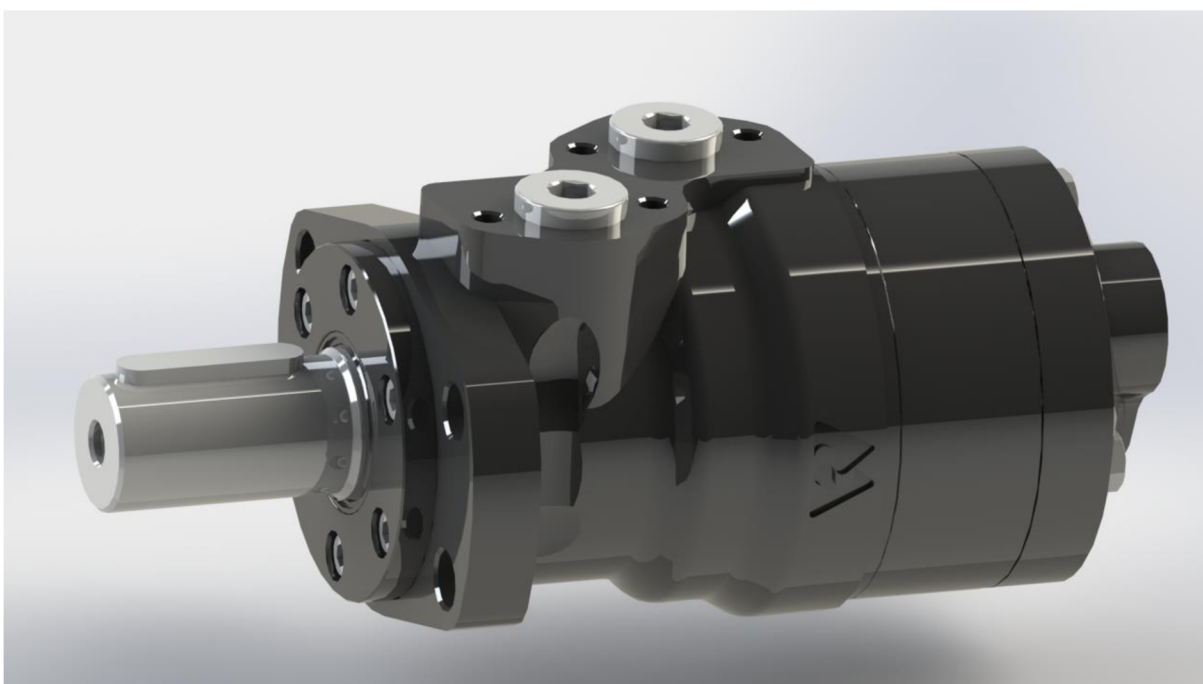
Obr. 27 Kryty třídící lopaty

5 VÝPOČTOVÁ ČÁST

Tato kapitola se zabývá výpočtem hlavních konstrukčních prvků třídící lopaty. První část se zabývá volbou pohonu a návrhem řetězového převodu. Na ni navazuje kontrola hřídelů a svarů při zvoleném zatěžovacím stavu. Poté je možné provést volbu ložisek a výpočet jejich životnosti.

5.1 VOLBA POHONU

Na základě průzkumu řešení pohonů obdobných zařízení a parametrů vybraných rypadel je v daném případě pro pohon třídícího ústrojí lopaty zvolen orbitový hydromotor s typovým označením MRFE200CBM (Obr. 28) vyráběný společností M+S Hydraulic. [22]



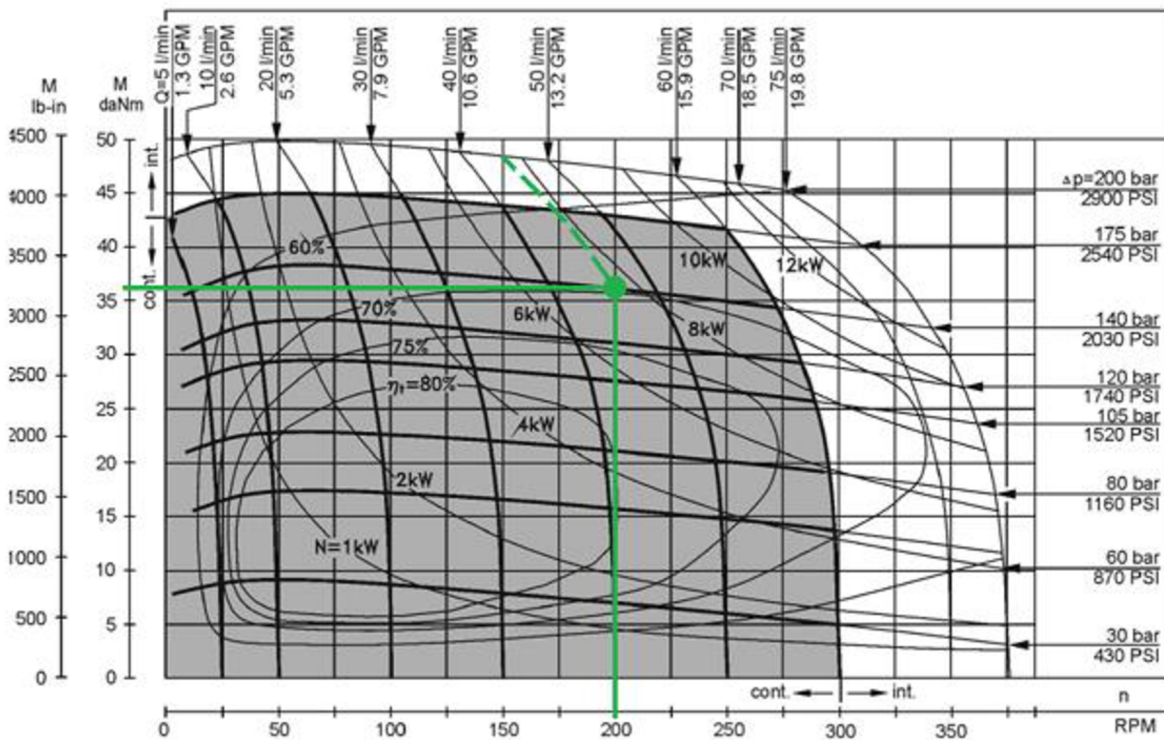
Obr. 28 Orbitový hydromotor MRFE200CBM [22]

PARAMETRY ZVOLENÉHO HYDROMOTORU [22]

- | | |
|-----------------------------|--|
| • Maximální otáčky | $n_{\max} = 375 \text{ min}^{-1}$ |
| • Maximální kroutící moment | $M_{k\max} = 450 \text{ N}\cdot\text{m}$ |
| • Maximální výkon | $P_{\max} = 11 \text{ kW}$ |
| • Maximální tlakový spád | $p_{\max} = 17,5 \text{ MPa}$ |
| • Maximální průtok | $Q_{\max} = 60 \text{ l min}^{-1}$ |

V příloženém diagramu (Obr. 29) je šedě vyznačena oblast, ve které je možné motor dlouhodobě provozovat. Dále je vyznačena oblast pro přerušovaný provoz uskutečňující se po dobu odpovídající maximálně 10 % z každé minuty.

V diagramu jsou zvýrazněny průtokové a tlakové křivky, s jejichž pomocí odečítáme otáčky a kroutící moment motoru při zvoleném spádovém tlaku a průtoku. Pro tyto hodnoty je také možné určit účinnost a výkon motoru. Volbu hydromotoru je vhodné optimalizovat také návrhem parametrů v oblasti s vyšší účinností.



Obr. 29 Funkční diagram hydromotoru [22]

Pro zvolený průtok a spádový tlak z diagramu odečteme kroutící moment motoru a otáčky.

VOLENÉ HODNOTY

- Tlakový spád hydromotoru $p_{hm} = 14 \text{ MPa}$
- Průtok hydromotoru $Q_{hm} = 45 \text{ l min}^{-1}$

ODEČTENÉ HODNOTY

- Otáčky hydromotoru $n_{hm} = 200 \text{ min}^{-1}$
- Kroutící moment hydromotoru $M_{k_{hm}} = 360 \text{ N}\cdot\text{m}$
- Výkon hydromotoru $P_{hm} = 7,5 \text{ kW}$

5.2 NÁVRH ŘETĚZU

Řetěz je zvolen využitím výpočtů uvedených v normě ČSN 01 4809. [23]

Diagramový výkon

$$P_D = \frac{P_{hm}}{\chi \cdot \mu \cdot \varphi} = \frac{7,5}{0,63 \cdot 1 \cdot 1} = 11,9 \text{ kW} \quad (1)$$

kde:

P_D [kW] - diagramový výkon

χ [-] - činitel výkonu pro řetězové kolo se 17 zubů z dle tab. 4 [23]

μ [-] - činitel mazání pro bezvadné mazání z tab. 10 [23]

φ [-] - činitel provedení řetězu pro řetěz dle DIN 8187 [23]

Korigovaný výkon

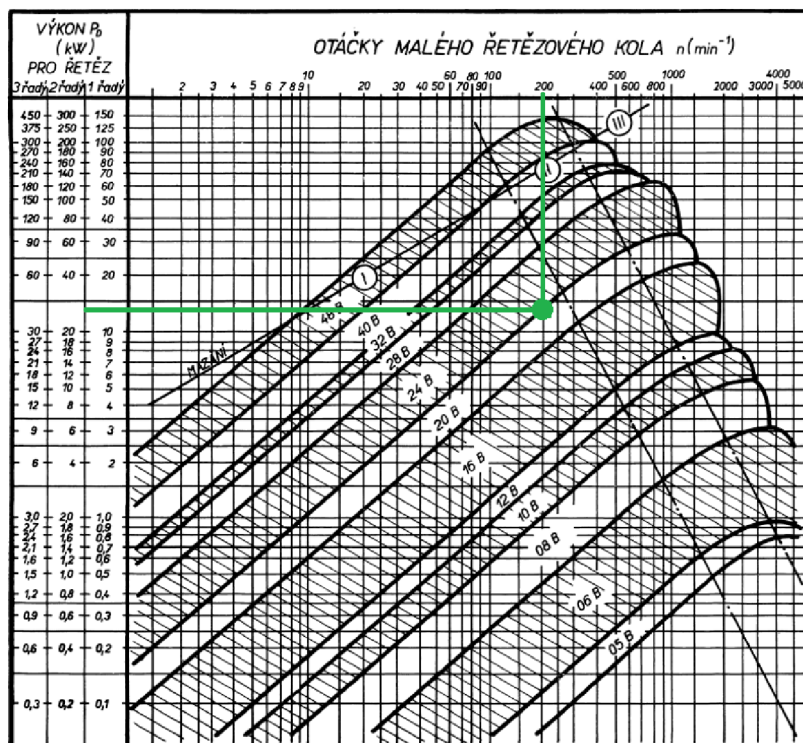
$$P_{Dkor} = \frac{P_D}{\rho} = \frac{11,9}{0,85} = 14,01 \text{ kW} \quad (2)$$

kde:

P_{Dkor} [kW] - diagramový výkon korigovaný

ρ [-] - činitel vzdálenosti os dle tab. 5 [23]

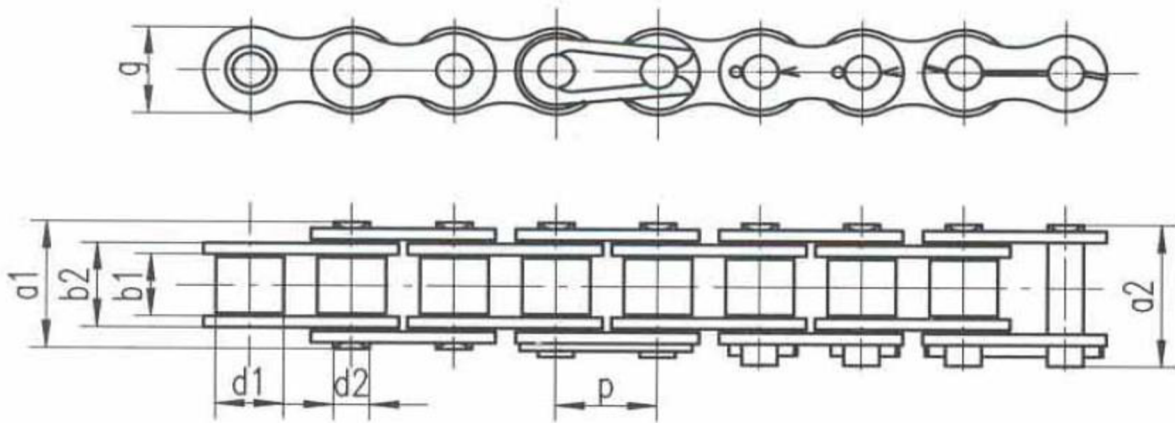
Z otáček motoru a vypočteného korigovaného diagramového výkonu volíme vhodný řetěz z diagramu (Obr. 30). [23]



Obr. 30 Diagram výkonu a otáček pro válečkové řetězy DIN 8187 [23]

5.3 VOLBA ŘETĚZU

Pro přenos kroutícího momentu z hydromotoru na hřídele a mezi hřídeli je zvolen válečkový řetěz dle DIN 8187 s označením 20-B1 (Obr. 31) vyráběný firmou TYMA CZ, s.r.o. [24]



Obr. 31 Rozměry válečkového řetězu DIN 8187 [24]

PARAMETRY ZVOLENÉHO ŘETĚZU [24]

- Rozteč článků řetězu $p = 31,75 \text{ mm}$
- Průměr pouzdra řetězu $d_1 = 19,05 \text{ mm}$
- Vnitřní šířka řetězu $b_1 = 19,56 \text{ mm}$
- Síla k přetržení řetězu $F_{Pt} = 95000 \text{ N}$
- Plocha článku řetězu $S_{\text{čl}} = 295 \text{ mm}^2$
- Hmotnost 1 metru řetězu $m_r = 3,6 \text{ kg} \cdot \text{m}^{-1}$

Počet článků řetězu [23]

Vzdálenost os hřídelů $a = 206 \text{ mm}$

$$X_{\text{čl}} = 2 \cdot \frac{a}{p} + \frac{z_1 + z_2}{2} + \left(\frac{z_2 - z_1}{\pi} \right)^2 \cdot \frac{p}{a}$$

$$X_{\text{čl}} = 2 \cdot \frac{206}{31,75} + \frac{17 + 17}{2} + \left(\frac{17 - 17}{\pi} \right)^2 \cdot \frac{31,75}{222} \quad (3)$$

$$X_{\text{čl}} = 29,98$$

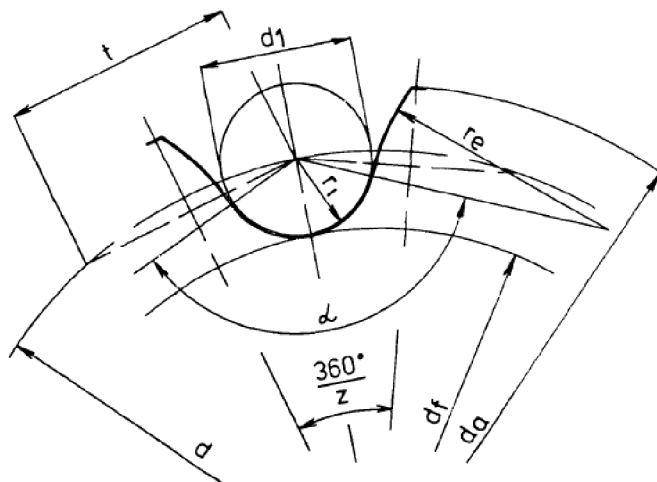
kde:

$X_{\text{čl}}$ [-] - předběžný počet článků řetězu

Dle [23] zaokrouhlíme hodnotu předběžného počtu článků na celé číslo. Zvolený počet článků řetězu je tedy 30.

5.4 VÝPOČET ROZMĚRŮ ŘETĚZOVÉHO KOLA

Výpočet rozměrů řetězového kola (Obr. 32) je proveden dle normy ČSN 01 4811. [25]



Obr. 32 Rozměry řetězového kola [25]

Průměr roztečné kružnice řetězového kola

$$d_p = \frac{p}{\sin \frac{180}{z_1}} = \frac{31,75}{\sin \frac{180}{17}} = 172,79 \text{ mm}, \quad (4)$$

kde:

d_p [mm] - průměr roztečné kružnice řetězového kola

Poloměr dna zubní mezery

$$r_i = 0,505 \cdot d_1 = 0,505 \cdot 19,05 = 9,62 \text{ mm} \quad (5)$$

kde:

r_i [mm] - minimální poloměr dna zubní mezery

Průměr patní kružnice řetězového kola

$$d_f = d_p - 2 \cdot r_i = 172,79 - 2 \cdot 9,62 = 153,55 \text{ mm} \quad (6)$$

kde:

d_f [mm] - průměr patní kružnice řetězového kola

Průměr hlavové kružnice řetězového kola

$$d_{amin} = d_p + 0,5 \cdot d_1 = 172,79 + 0,5 \cdot 19,05 = 182,31 \text{ mm} \quad (7)$$

$$d_{amax} = d_p + 1,25 \cdot p - d_1 = 172,79 + 1,25 \cdot 31,75 - 19,05 = 193,43 \text{ mm} \quad (8)$$

kde:

d_{amin} [mm] - minimální průměr hlavové kružnice řetězového kola

d_{amax} [mm] - maximální průměr hlavové kružnice řetězového kola

Poloměr boku zubu řetězového kola

$$r_{emin} = 0,12 \cdot d_1 \cdot (z_1 + 2) = 0,12 \cdot 19,05 \cdot (17 + 2) = 43,43 \text{ mm} \quad (9)$$

kde:

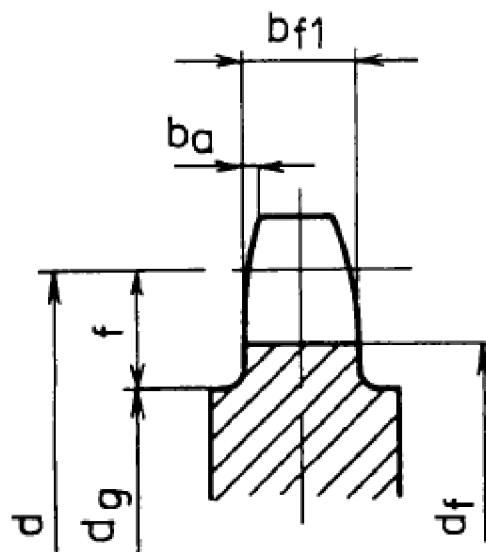
r_{emin} [mm] - minimální poloměr boku zubu řetězového kola

Úhel otevření

$$\alpha_{max} = 140 - \frac{90}{z_1} = 140 - \frac{90}{17} = 134,706^\circ \quad (10)$$

kde:

α_{max} [°] - maximální úhel otevření



Obr. 33 Rozměry příčného řezu věnce jednořadého řetězového kola [25]

Rozdíl poloměrů roztečné kružnice a věnce řetězového kola

$$f = 0,7 \cdot p = 0,7 \cdot 31,75 = 22,22 \text{ mm} \quad (11)$$

kde:

f [mm] - rozdíl poloměrů roztečné kružnice a věnce řetězového kola

Největší průměr věnce řetězového kola

$$d_g = d_p - 2 \cdot f = 172,79 - 2 \cdot 22,22 = 128,35 \text{ mm} \quad (12)$$

kde:

d_g [mm] - největší průměr věnce řetězového kola

Poloměr zaoblení zubu řetězového kola

$$r_x = 1,5 \cdot d_1 = 1,5 \cdot 19,05 = 28,58 \text{ mm} \quad (13)$$

kde:

r_x [mm] - poloměr zaoblení zubu řetězového kola

Hodnota zaoblení zubu řetězového kola

$$b_a = 0,1 \cdot d_1 = 0,1 \cdot 19,05 = 1,91 \text{ mm} \quad (14)$$

kde:

b_a [mm] - hodnota zaoblení zubu řetězového kola

Šířka zubu řetězového kola řetězového kola

$$b_f = 0,95 \cdot b_1 = 0,95 \cdot 19,56 = 18,58 \text{ mm} \quad (15)$$

kde:

b_f [mm] - šířka zubu řetězového kola

5.5 KONTROLA ŘETĚZU

V řetězu při provozu vznikají síly a dochází k otlacení válečků. Je tedy nutné vypočítat silové účinky v řetězu a porovnat s dovolenými hodnotami. Výpočtem řetězových převodů s válečkovými řetězy se zabývá norma ČSN 01 4809, ze které jsou využity výpočty potřebné pro kontrolu zvoleného řetězu. [23]

Obvodová rychlost hnacího řetězového kola

$$v_o = \frac{\pi \cdot n_{hm} \cdot d_p}{60} = \frac{\pi \cdot 200 \cdot 172,79}{60} = 1,81 \text{ m} \cdot \text{s}^{-1} \quad (16)$$

kde:

v_o [m·s⁻¹] - obvodová rychlost hnacího řetězového kola

Obvodová síla působící na hnací řetězové kolo

$$F_o = \frac{P_{hm}}{v_o} = \frac{7500}{1,81} = 4145 \text{ N} \quad (17)$$

kde:

F_o [N] - obvodová síla na hnacím řetězovém kole

Celková tahová síla

Pro řetězy s obvodovou rychlostí menší než $4 \text{ m}\cdot\text{s}^{-1}$ je působení odstředivé síly zanedbáno [23]

$$F_T = F_o + F_c = 4145 + 0 = 4145 \text{ N} \quad (18)$$

kde:

F_T [N] - celková tahová síla
 F_c [N] - celková odstředivá síla

Součinitel bezpečnosti proti přetržení při statickém zatížení

$$k_s = \frac{F_{Pt}}{F_T} = \frac{95000}{4145} = 22,92 > 7 \quad (19)$$

kde:

k_s [-] - součinitel bezpečnosti při statickém zatížení
 Y [-] - součinitel rázů na základě tab. 9 [23]

Součinitel bezpečnosti proti přetržení při dynamickém zatížení

$$k_s = \frac{F_{Pt}}{F_T \cdot Y} = \frac{95000}{4145 \cdot 1,5} = 15,28 \geq 5 \quad (20)$$

kde:

k_d [-] - součinitel bezpečnosti při dynamickém zatížení

Výpočtový tlak v kloubu řetězu

$$p_p = \frac{F_T}{S_{\xi l}} = \frac{4145}{295} = 14,05 \text{ MPa} \quad (21)$$

kde:

p_p [MPa] - výpočtový tlak v kloubu řetězu

Dovolený tlak v kloubu řetězu

$$p_d = p_k \cdot \lambda = 24 \cdot 0,60 = 14,4 \text{ MPa} \quad (22)$$

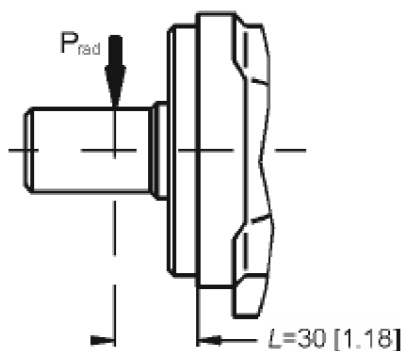
kde:

p_d [MPa] - dovolený tlak v kloubu řetězu
 p_k [MPa] - směrný tlak v kloubu řetězu z tab. 6 [23]
 λ [-] - činitel tření v kloubu řetězu z tab. 7 [23]

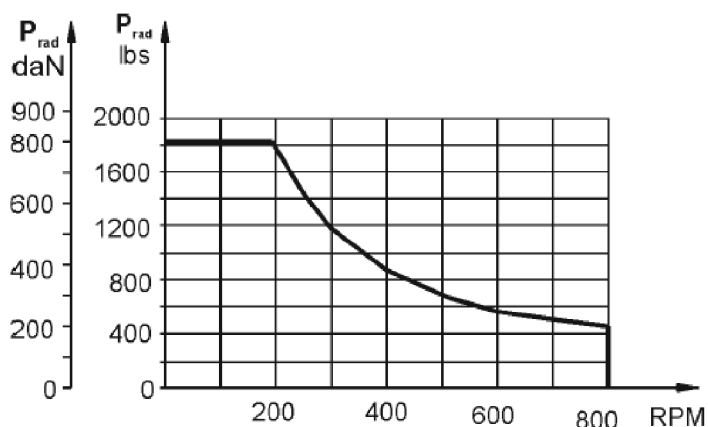
Při porovnání výsledků rovnic (21) a (22) vyplývá, že zvolený řetěz vyhovuje.

5.6 KONTROLA VÝSTUPNÍHO HŘÍDELE HYDROMOTORU

Výrobce udává maximální dovolenou radiální sílu působící na výstupním hřídeli hydromotoru ve vzdálenosti 30 mm od příruby hydromotoru (Obr. 35). Velikost maximální radiální síly se odvíjí od otáček motoru.

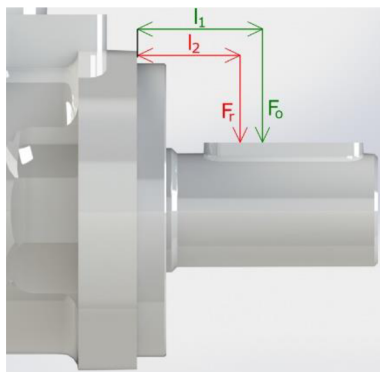


Obr. 35 Působíště maximální radiální síly [22]



Obr. 34 Graf závislosti maximální radiální síly na otáčkách [22]

Z grafu (Obr. 35) je odečtena maximální radiální síla pro otáčky motoru $n_{hm} = 200 \text{ min}^{-1}$. Jelikož řetězové kolo je umístěno v jiné vzdálenosti, než je uváděna výrobcem, je nutné vypočítat sílu, která by působila na hřídel, kdyby bylo řetězové kolo umístěno ve vzdálenosti 30 mm (Obr. 34).



Obr. 36 Síly působící na výstupním hřídeli hydromotoru

$$P_{rad} = 8000 \text{ N}$$

$$l_1 = 30 \text{ mm}$$

$$l_2 = 41,25 \text{ mm}$$

Vzdálenost l_2 je odečtena z 3D modelu

Výpočet radiální síly ve vzdálenosti 30 mm od příruby

$$F_o \cdot l_1 = F_r \cdot l_2$$

$$F_r = \frac{F_o \cdot l_1}{l_2} = \frac{4145 \cdot 41,25}{30} = 5699 \text{ N} \quad (23)$$

kde:

F_r [N] - radiální síla působící ve vzdálenosti l_1

l_1 [mm] - vzdálenost působíště max síly uváděná výrobcem

l_2 [mm] - vzdálenost osy řetězového kola od příruby

Kontrola velikosti síly působící na hřídel

$$F_r \leq P_{rad} \quad (24)$$

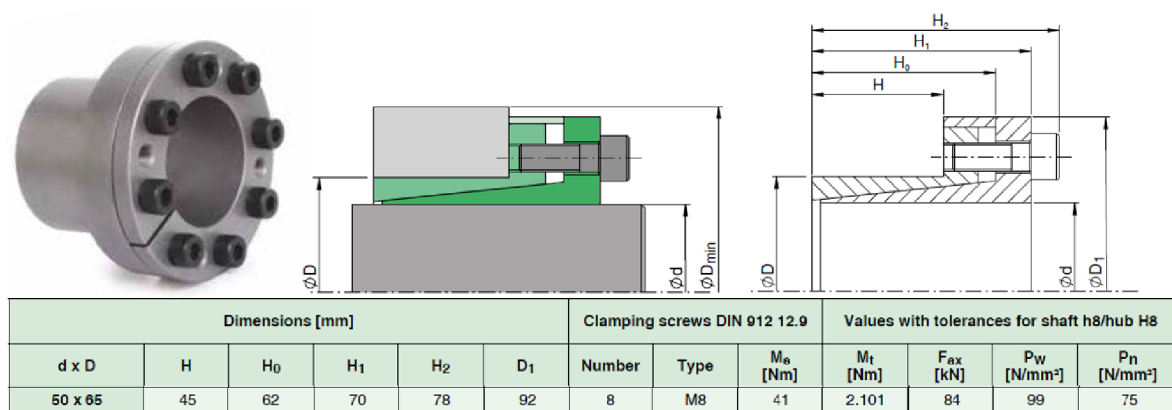
$$5699 \leq 8000 \rightarrow \text{Podmínka splněna}$$

kde:

P_{rad} [N] - maximální radiální síla udávaná výrobcem

5.7 SIT-LOCK

Spojení hřídelů třídícího ustrojí s řetězovými koly je realizováno využitím svěrného pouzdra SIT LOCK 3 (Obr. 37). Použití svěrného pouzdra přináší několik výhod oproti použití jiného spoje náboje s hřídelí, jako například těsného pera. Zejména jde o snadnou montáž a demontáž a také zesílenou pevnost hřídele z důvodu absence drážky pro pero nebo drážkování. Svěrné pouzdro je také vhodné pro použití pro alternující zatížení a rázy, k jejichž rozložení dochází po celé ploše hřídele, a ne pouze v jejich částech. [26]



Obr. 37 Parametry upínacího pouzdra SIT-LOCK 3 [26]

Výrobce uvádí vzorce využitě k volbě pouzdra o konkrétních rozměrech zohledňující faktory jako například působení radiální síly, způsob montáže a také materiál náboje a hřídele. [26]

Vliv radiální síly

$$\Delta p_n = \frac{F_o}{D \cdot H} = \frac{4145}{65 \cdot 45} = 1,42 \text{ MPa} \quad (25)$$

kde:

- Δp_n [N] - zvýšený tlak na náboj
 D [mm] - vnější průměr pouzdra SIT-LOCK
 H [mm] - šířka pouzdra SIT-LOCK

Koeficient aplikace

$$K = \sqrt{\frac{\sigma_{0,2} + (X \cdot (P_n + \Delta p_n))}{\sigma_{0,2} - (X \cdot (P_n + \Delta p_n))}} = \sqrt{\frac{370 + (1 \cdot (370 + 1,42))}{370 - (1 \cdot (370 + 1,42))}} = 1,23 \quad (26)$$

kde:

- K [-] - koeficient aplikace
 X [-] - koeficient tvaru a šířky náboje

Minimální vnější průměr náboje

$$D_{min} = D \cdot K = 65 \cdot 1,23 = 80,15 \text{ mm} \quad (27)$$

kde:

- D_{min} [mm] - minimální vnější průměr náboje

Výsledek rovnice (27) můžeme porovnat s největším průměrem věnce řetězového kola (12), jehož průměr je větší než minimální vnější průměr náboje.

5.8 KONTROLA HŘÍDELE

Hřídele jsou z důvodu svažitelnosti s třídícími elementy navrženy z oceli ČSN 11 523 a větším průměrem 60 mm. Délka většího průměru hřídele činí 846 mm. Ložiska a řetězová kola jsou uložena na koncích hřídelí osazených na průměr 50 mm.

K největšímu namáhání hřídele a ložisek dochází v pracovní poloze, která je uvažována ve svislé poloze lopaty při zablokování třídících elementů vniknutím nezpracovatelného předmětu do lopaty. V tento okamžik je reakce od veškerého krouťícího momentu přenášena hřídelí do ložisek, a to až do doby, kdy dojde k prokluzu třecího omezovače krouťícího momentu umístěného na výstupním hřídeli hydromotoru.

Při výpočtech jsou uvažovány dva stavy. Zablkování prostředního (desátého) třídícího elementu a zablkování krajního elementu (prvního nebo devatenáctého). Při zablkování prostředního elementu (Obr.38) dojde k maximálnímu průhybu a při zablkování krajního elementu k maximální reakční síle v ložisku.

Výpočet momentu působícího na hřídel při vniknutí nedrtitelného tělesa

$$\sum M_{kx} = 0: 2 \cdot M_{khm} - M_{kel} = 0 \quad (28)$$

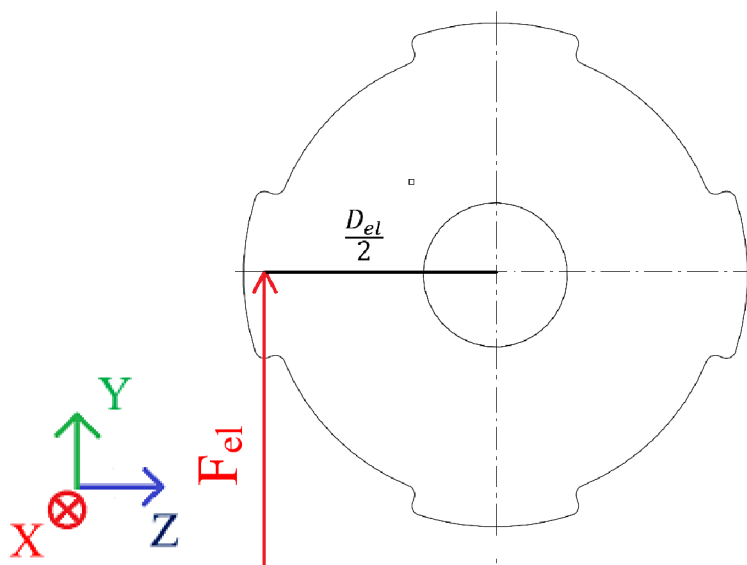
$$M_{kel} = 2 \cdot M_{khm} = 2 \cdot 360 = 720 \text{ N} \cdot \text{m}$$

kde:

M_{kel} [N·m] - krouťící moment působící na třídící element při zablkování

Výpočet síly působící na třídící element vniknutí nezpracovatelného tělesa

$$F_{el} = \frac{2 \cdot M_{khm}}{\frac{D_{el}}{2}} = \frac{2 \cdot 320}{\frac{0,2}{2}} = 7200 \text{ N} \quad (29)$$



Obr. 38 Síla působící na element při jeho zablkování

kde:

F_{el} [N] - síla působící na třídící element při zablokování

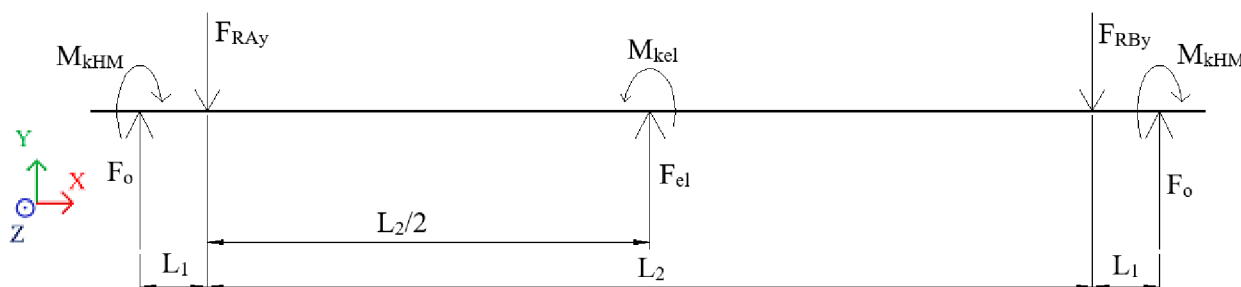
Hodnoty odečtené ze 3D modelu

$L_1 = 69 \text{ mm}$ vzdálenost osy řetězového kola a osy ložiska

$L_2 = 909 \text{ mm}$ vzdálenost osy ložiska A od osy ložiska B

$L_{el1} = 94,5 \text{ mm}$ vzdálenost osy krajního elementu od osy ložiska

5.8.1 VÝPOČET REAKČNÍCH SIL V LOŽISKU V ROVINĚ XY PŘI ZABLOKOVÁNÍ PROSTŘEDNÍHO ELEMENTU



Obr. 39 Uvolnění hřídele v rovině XY při zablokování prostředního třídícího elementu

Rovnice statické rovnováhy v rovině XY

$$x: \sum F_x = 0: 0 = 0 \quad (30)$$

$$y: \sum F_y = 0: F_o - F_{RAYp} + F_{el} - F_{RByp} + F_o = 0 \quad (31)$$

$$z: \sum M_{ozA} = 0: -F_o \cdot L_1 + F_{el} \cdot \frac{L_2}{2} - F_{RByp} \cdot L_2 + F_o \cdot (L_2 + L_1) = 0 \quad (32)$$

kde:

F_{RAYp} [N] - reakční síla v ose y v bodě A při zablokování prostředního elementu

F_{RByp} [N] - reakční síla v ose y v bodě B při zablokování prostředního elementu

Reakční síly v ložiskách při zablokování prostředního elementu

Po vyjádření z rovnice (32) získáme:

$$F_{RByp} = \frac{-F_o \cdot L_1 + F_{el} \cdot \frac{L_2}{2} + F_o \cdot (L_2 + L_1)}{L_2}$$

$$F_{RByp} = \frac{-4145 \cdot 0,069 + 7200 \cdot \frac{0,909}{2} + 4145 \cdot (0,909 + 0,069)}{0,909} \quad (33)$$

$$F_{RByp} = 7745 \text{ N}$$

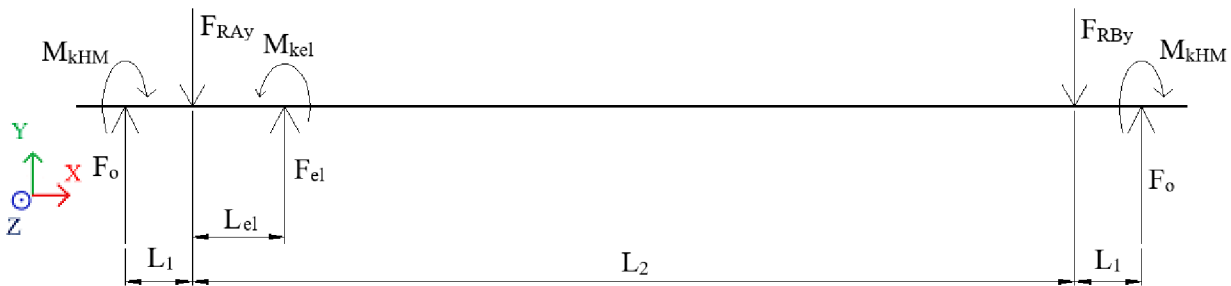
Dosadíme výsledek rovnice 33 do rovnice 31 a vyjádříme

$$F_{RAYp} = F_o + F_{el} - F_{RByp} + F_o = 0$$

$$F_{RAYp} = 4145 + 7200 - 7745 + 4145 \quad (34)$$

$$F_{RAYp} = 7745 \text{ N}$$

5.8.2 VÝPOČET REAKČNÍCH SIL V LOŽISKU V ROVINĚ XY PŘI ZABLOKOVÁNÍ KRAJNÍHO ELEMENTU



Obr. 40 Uvolnění hřídele v rovině XY při zablokování krajního třídícího elementu

Rovnice statické rovnováhy v rovině XY

$$x: \sum F_x = 0; 0 = 0 \quad (35)$$

$$y: \sum F_y = 0; F_o - F_{RAYk} + F_{el} - F_{RByk} + F_o = 0 \quad (36)$$

$$z: \sum M_{ozA} = 0; -F_o \cdot L_1 + F_{el} \cdot L_{el1} - F_{RByk} \cdot L_2 + F_o \cdot (L_2 + L_1) = 0 \quad (37)$$

kde:

F_{RAYk} [N] -reakční síla v ose y v bodě A při zablokování krajního elementu

F_{RByk} [N] -reakční síla v ose y v bodě B při zablokování krajního elementu

Reakční síly v ložiskách při zablokování krajního elementu

$$F_{RByk} = \frac{-F_o \cdot L_1 + F_{el} \cdot L_{el1} + F_o \cdot (L_2 + L_1)}{L_2}$$

$$F_{RByk} = \frac{-4145 \cdot 0,069 + 7200 \cdot 0,095 + 4145 \cdot (0,909 + 0,069)}{0,909} \quad (38)$$

$$F_{RByk} = 4894 \text{ N}$$

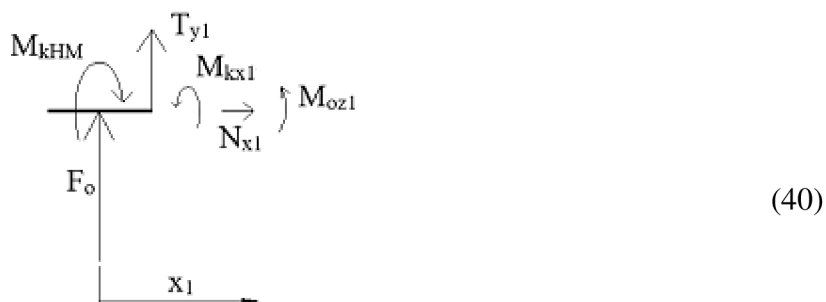
$$F_{RAYk} = F_o + F_{el} - F_{RByk} + F_o = 0 \quad (39)$$

$$F_{RAYk} = 4145 + 7200 - 4894 + 4145$$

$$F_{RAyk} = 10596 \text{ N}$$

VÝSLEDNÉ VNITŘNÍ ÚČINKY V ROVINĚ XY

Interval I: $x_1 \in \langle 0; L_1 \rangle$



Obr. 41 Řez I v rovině XY

$$N_{x1} = 0 \text{ N}$$

$$T_{y1} = -F_o = 4145 \text{ N} \quad (41)$$

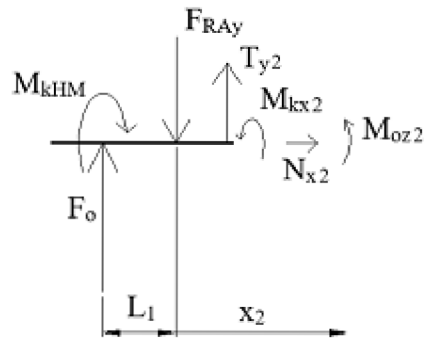
$$M_{oz1} = F_o \cdot x_1 \quad (42)$$

$$M_{oz1z} = 4145 \cdot 0 = 0 \text{ N}$$

$$M_{oz1k} = 4145 \cdot 0,069 = 286 \text{ N} \cdot \text{m}$$

$$M_{kx1} = M_{khm} = 360 \text{ N} \cdot \text{m} \quad (43)$$

Interval II/p: $x_2 \in \langle 0; L_2/2 \rangle$



Obr. 42 Řez II v rovině XY

Výsledné vnitřní účinky při zablokování prostředního elementu

$$N_{x2} = 0 \text{ N} \quad (44)$$

$$T_{yp2} = -F_o + F_{RAyp} = -4145 + 7745 = 3600 \text{ N} \quad (45)$$

$$M_{ozp2} = F_o \cdot (L_1 + x_2) - F_{RAyp} \cdot x_2 \quad (46)$$

$$M_{ozp2z} = 4145 \cdot (0,069 + 0) - 7745 \cdot 0 = 286 \text{ N} \cdot \text{m}$$

$$M_{ozpk} = 4145 \cdot \left(0,069 + \frac{0,909}{2}\right) - 7745 \cdot \frac{0,909}{2} = -1350 \text{ N} \cdot \text{m}$$

$$M_{kxp2} = M_{khm} = 360 \text{ N} \cdot \text{m} \quad (47)$$

Interval II/k: $x_2 \in \langle 0; L_{e1} \rangle$

Výsledné vnitřní účinky při zablokování krajního elementu

$$T_{yk2} = -F_o + F_{RAyk} = -4145 + 10596 = 6451 \text{ N} \quad (48)$$

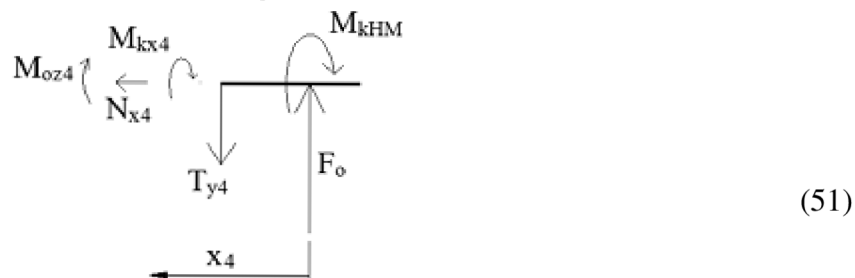
$$M_{ozk2} = F_o \cdot (L_1 + x_2) - F_{RAyk} \cdot x_2 \quad (49)$$

$$M_{ozk2z} = 4145 \cdot (0,069 + 0) - 10596 \cdot 0 = 286 \text{ N} \cdot \text{m}$$

$$M_{ozk2k} = 4145 \cdot (0,069 + 0,0945) - 10596 \cdot 0,0945 = -324 \text{ N} \cdot \text{m}$$

$$M_{kxk2} = M_{khm} = 360 \text{ N} \cdot \text{m} \quad (50)$$

Interval IV: $x_4 \in \langle 0; L_1 \rangle$



Obr. 43 Řez IV v rovině XY

$$N_{x4} = 0 \text{ N}$$

$$T_{yp4} = F_o = 4145 \text{ N} \quad (52)$$

$$M_{ozp4} = F_o \cdot x_4 \quad (53)$$

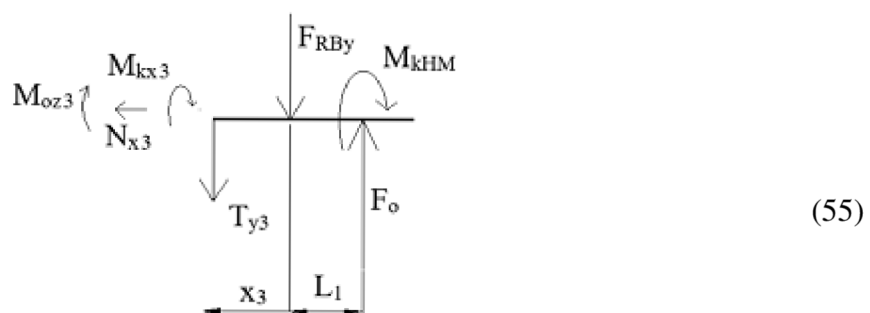
$$M_{ozp4z} = 4145 \cdot 0$$

$$M_{ozp4k} = 4145 \cdot 0,069 = 286 \text{ N} \cdot \text{m}$$

$$M_{kx4} = -M_{kHM} = -360 \text{ N} \cdot \text{m} \quad (54)$$

Interval III/p: $x_3 \in \langle 0; L_2/2 \rangle$

Výsledné vnitřní účinky při zablokování prostředního elementu



Obr. 44 Řez III v rovině XY

$$N_{xs3} = 0 \text{ N}$$

$$T_{yp3} = F_o - F_{RBy} = 4145 - 7745 = -3600 \text{ N} \quad (56)$$

$$M_{ozs3} = F_o \cdot (L_1 + x_3) - F_{RBy} \cdot x_3 \quad (57)$$

$$M_{ozs3z} = 4145 \cdot (0,069 + 0) - 7745 \cdot 0 = 286 \text{ N} \cdot \text{m}$$

$$M_{ozs3k} = 4145 \cdot \left(0,069 + \frac{0,909}{2}\right) - 7745 \cdot \frac{0,909}{2} = -1350 \text{ N} \cdot \text{m}$$

$$M_{kxp3} = -M_{khm} = -360 \text{ N} \cdot \text{m} \quad (58)$$

Interval III/k: $x_3 \in \langle 0; L_2 - L_{el1} \rangle$

Výsledné vnitřní účinky při zablokování krajního elementu

$$N_{xs3} = 0 \text{ N} \quad (59)$$

$$T_{yk3} = F_o - F_{RByk} = 4145 \cdot 4894 = -749 \text{ N} \quad (60)$$

$$M_{ozk3} = F_o \cdot (L_1 + x_3) - F_{RByk} \cdot x_3 \quad (61)$$

$$M_{ozk3z} = 4145 \cdot (0,069 + 0) - 4894 \cdot 0 = 286 \text{ N} \cdot \text{m}$$

$$M_{ozk3z} = 4145 \cdot (0,069 + (0,909 - 0,0945)) - 4894 \cdot (0,909 - 0,0945) = -324 \text{ N} \cdot \text{m}$$

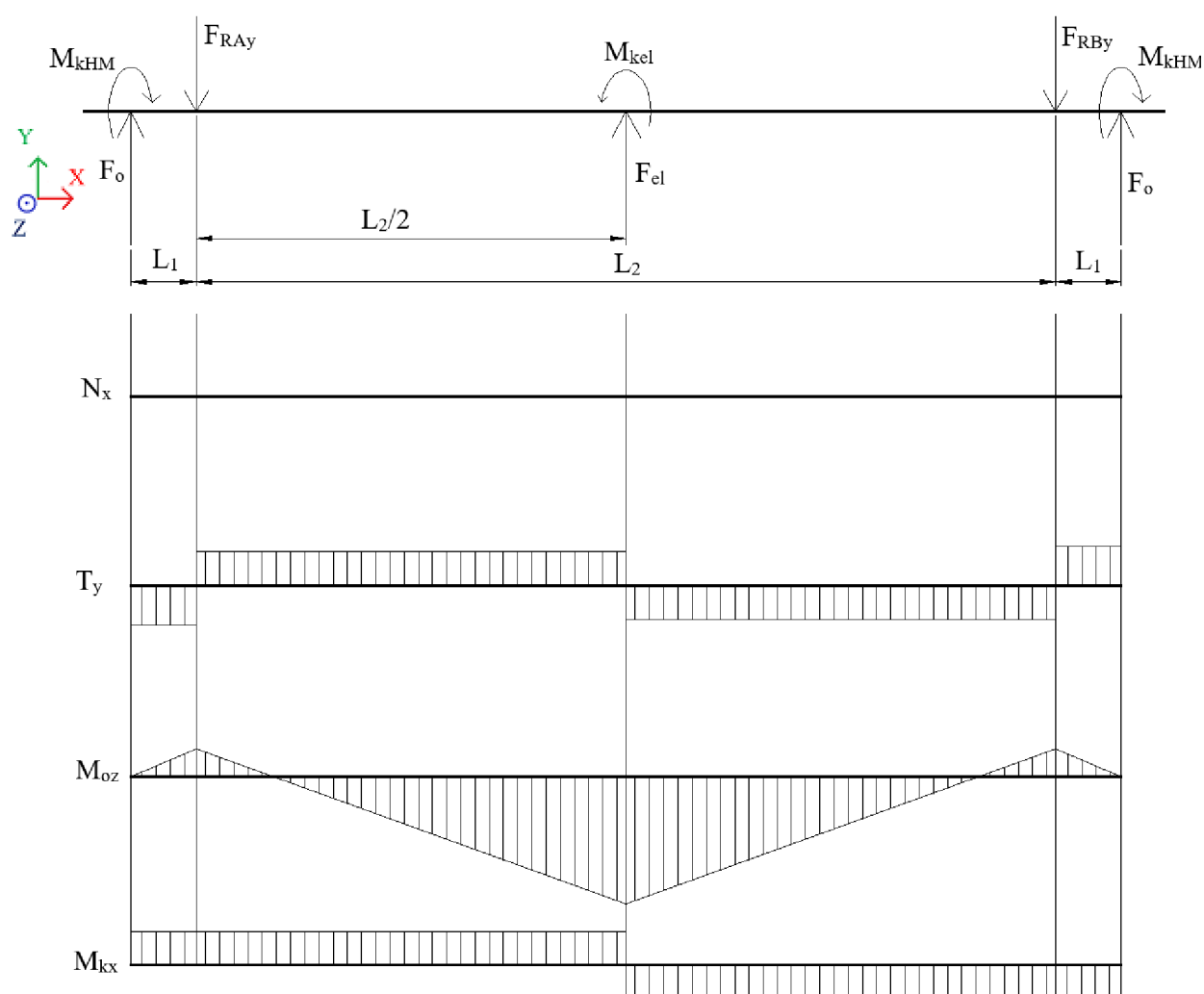
$$M_{kxk3} = -M_{khm} = -360 \text{ N} \cdot \text{m} \quad (62)$$

kde:

$x_{1,2,3,4}$	[m]	- proměnná délka pro výpočet VVÚ na intervalu 1,2,3,4 v rovině XY
$N_{x1,2,3,4}$	[N]	- normálová síla v ose x pro intervaly VVÚ 1,2,3,4
$T_{yp1,2,3,4}$	[N]	- posouvající síla v ose y pro intervaly VVÚ 1,2,3,4 pro střední el.
$T_{yk1,2,3,4}$	[N]	- posouvající síla v ose y pro intervaly VVÚ 1,2,3,4 pro krajní el.
$M_{ozp1,2,3,4}$	[N·m]	- ohybový moment v ose z pro intervaly 1,2,3,4
$M_{ozp1,2,3,4z}$	[N·m]	- ohybový moment v ose z na začátku intervalu 1,2,3,4 pro střední el.
$M_{ozk1,2,3,4z}$	[N·m]	- ohybový moment v ose z na začátku intervalu 1,2,3,4 pro krajní el.
$M_{ozp1,2,3,4k}$	[N·m]	- ohybový moment v ose z na konci intervalu 1,2,3,4 pro střední el.
$M_{ozk1,2,3,4k}$	[N·m]	- ohybový moment v ose z na konci intervalu 1,2,3,4 pro krajní el.
$M_{kx1,4}$	[N·m]	- kroutící moment v ose x na intervalu 1,4
$M_{kxp2,3}$	[N·m]	- kroutící moment v ose x na intervalu 2,3 pro střední el.
$M_{kxk2,3}$	[N·m]	- kroutící moment v ose x na intervalu 2,3 pro krajní el.

Tab. 7 Přehled VVÚ v rovině XY při zablokovaném prostředním elementu

Složka VVÚ	Interval			
	I	II/p	III/p	IV
N_x [N]	0	0	0	0
T_y [N]	-4145	3600	-3600	4145
M_{ozz} [Nm]	0	286	286	0
M_{ozk} [Nm]	286	-1350	-1350	286
M_{kx} [Nm]	360	360	-360	-360

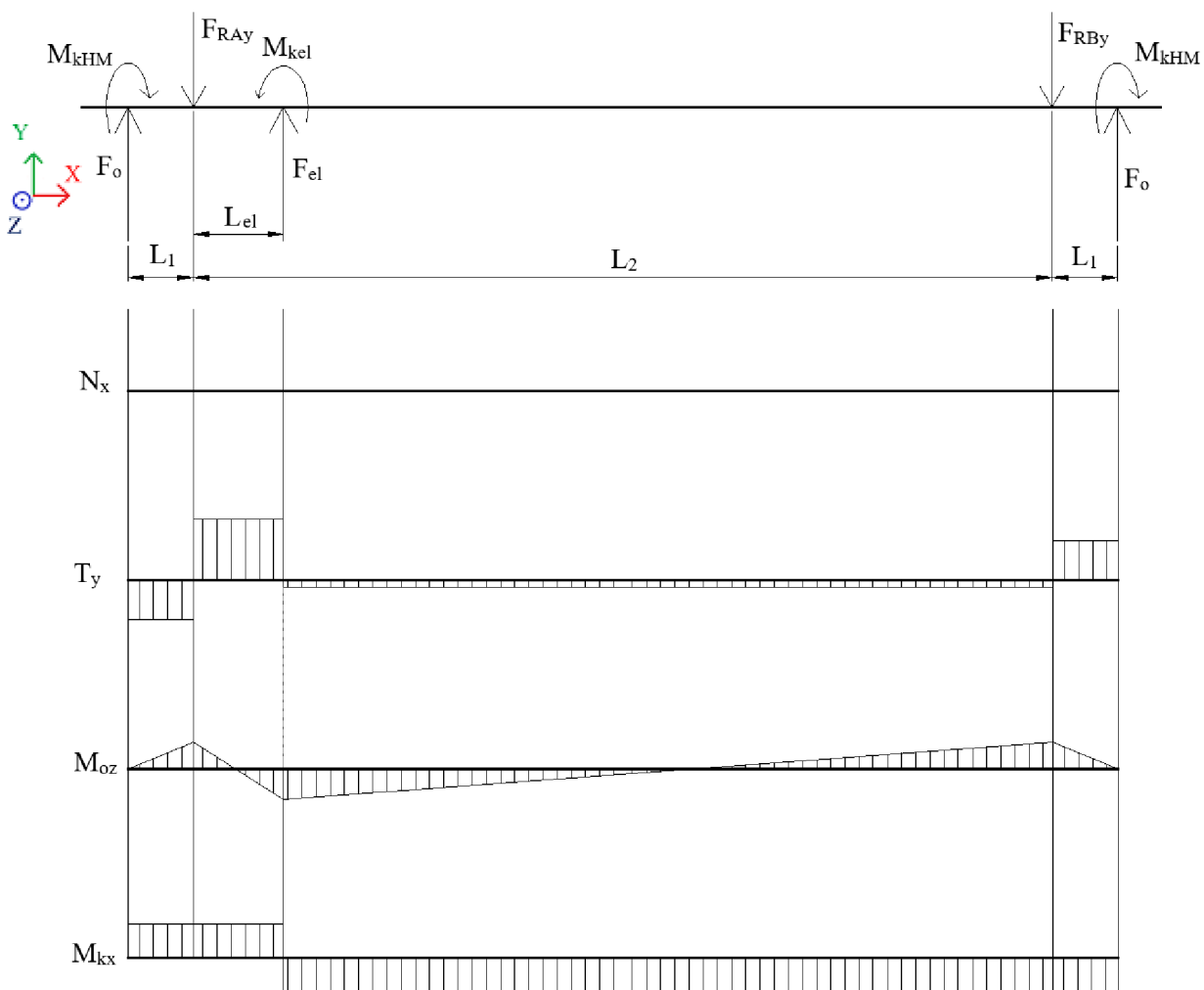


Obr. 45 Grafické znázornění VVÚ v rovině XY při zablokování prostředního elementu

Z tabulky a schématu VVÚ lze vyčíst, že ohybový moment nabývá největší hodnoty v polovině hřídele, kde je hřídel namáhán silou při zablokování prostředního třídícího elementu. Je tedy nutné tento bod uvažovat při výpočtu maximálního napětí v ohybu.

Tab. 8 Přehled VVÚ v rovině XY při zablokovaném krajním elementu

Složka VVÚ	Interval			
	I	II/k	III/k	IV
N_x [N]	0	0	0	0
T_y [N]	-4145	6451	-749	4145
M_{ozz} [Nm]	0	286	286	0
M_{ozk} [Nm]	286	-324	-324	286
M_{kx} [Nm]	360	360	-360	-360



Obr. 46 Grafické znázornění VVÚ v rovině XY při zablokování krajního elementu

Velikost ohybového momentu nenabývá takových hodnot, jako v při zablokování prostředního elementu. Při tomto stavu ale dochází k většímu zatížení ložiska A.

Výpočet plošného zatížení v rovině XZ

V ose y je hřídel zatížen vlastní hmotností, třídícími elementy a také materiálem nacházejícím se v lopatě.

Pro přesnost výpočtu je hřídel rozdělen na tři části, z nichž dvě reprezentují hřídel o průměru 50 mm, kde se nachází ložiska a řetězová kola a na třetí části o průměru 60 mm se nachází třídící elementy a materiál nacházející se v lopatě. Zatížení jsou realizována lineárním zatížením.

Hodnoty odečtené ze 3D modelu

$L_{11} = 116 \text{ mm}$	- vzdálenost osy ložiska od konce hřídele
$L_{12} = 32 \text{ mm}$	- vzdálenost osazení hřídele od ložiska
$L_{13} = 846 \text{ mm}$	- délka hřídele o průměru 60 mm
$D_1 = 50 \text{ mm}$	- průměr krajních částí hřídele
$D_2 = 60 \text{ mm}$	- průměr střední části hřídele
$b_{el} = 10 \text{ mm}$	- šířka třídícího elementu
$m_{el} = 2,24 \text{ kg}$	- hmotnost třídícího elementu
$n_{el} = 19$	- počet třídících elementů
$V_L = 0,4 \text{ m}^3$	- objem lopaty
$\rho_{mat} = 1600 \text{ kg} \cdot \text{m}^{-3}$	- sypná hmotnost materiálu v lopatě [27]

Plocha průřezu hřídele o průměru 50 mm

$$S_1 = \frac{\pi \cdot D_1^2}{4} = \frac{\pi \cdot 0,050^2}{4} = 1,96 \cdot 10^{-3} \text{ m}^2 \quad (63)$$

kde:

S_1 [m²] - obsah plochy průřezu hřídele o průměru 50 mm

Lineární zatížení krajních částí hřídele

$$q_1 = S_1 \cdot \rho_{ocel} \cdot g = 1,96 \cdot 10^{-3} \cdot 7800 \cdot 9,81 = 150 \text{ N} \cdot \text{m}^{-1} \quad (64)$$

kde:

q_1 [N·m⁻¹] - lineární zatížení krajních částí hřídele

Plocha průřezu hřídele o průměru 60 mm

$$S_2 = \frac{\pi \cdot D_2^2}{4} = \frac{\pi \cdot 0,060^2}{4} = 2,83 \cdot 10^{-3} \text{ m}^2 \quad (65)$$

kde:

S_2 [m²] - obsah plochy průřezu hřídele o průměru 60 mm

Lineární zatížení prostřední části hřídele

$$q_2 = S_2 \cdot \rho_{ocel} \cdot g = 2,83 \cdot 10^{-3} \cdot 7800 \cdot 9,81 = 150 \text{ N} \cdot \text{m}^{-1} \quad (66)$$

kde:

q_2 [N·m⁻¹] - lineární zatížení prostřední části hřídele

Hmotnost materiálu v lopatě

$$m_{mat} = \rho_{mat} \cdot V_L = 1600 \cdot 0,4 = 640 \text{ kg} \quad (67)$$

kde:

m_{mat} [kg] - hmotnost materiálu v lopatě

Tíhová síla materiálu působící na jeden hřídel

$$F_{mat} = \frac{m_{mat}}{2} \cdot g = \frac{640}{2} \cdot 9,81 = 3138 \text{ N} \quad (68)$$

kde:

F_{mat} [kg] - tíhová síla materiálu působící na jeden hřídel

Lineární zatížení od tíhové síly materiálu

$$q_{mat} = \frac{F_{mat}}{L_{13}} = \frac{3709}{0,846} = 3709 \text{ N} \cdot \text{m}^{-1} \quad (69)$$

kde:

q_{mat} [N·m⁻¹] - lineární zatížení od tíhové síly materiálu

Lineární zatížení prostřední části hřídele s třídícími elementy

$$q_{2ele} = q_2 + \frac{m_e \cdot g}{b_{el}} \cdot \frac{n_{el} \cdot b_{el}}{L_{13}} + q_{mat} \quad (70)$$

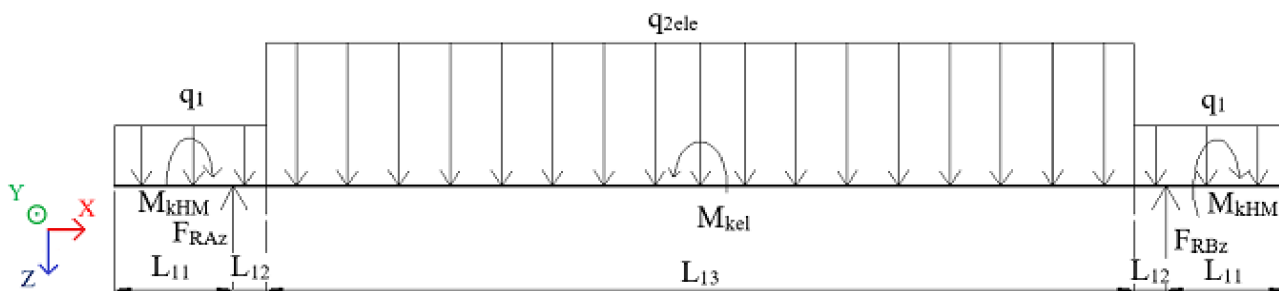
$$q_{2ele} = 150 + \frac{2,24 \cdot 9,81}{0,01} \cdot \frac{19 \cdot 0,01}{0,846} + 3709$$

$$q_{2ele} = 4419 \text{ N} \cdot \text{m}^{-1}$$

kde:

q_{2ele} [N·m⁻¹] - lineární zatížení prostřední části třídícími elementy a materiálem

5.8.3 VÝPOČET REAKČNÍCH SIL V LOŽISKU V ROVINĚ XZ



Obr. 47 Uvolnění hřídele v rovině XZ

Rovnice statické rovnováhy v rovině XZ

$$x: \sum F_x = 0: 0 = 0 \quad (71)$$

$$z: \sum F_z = 0: q_1 \cdot (L_{11} + L_{12}) - F_{RAZ} + q_{2ele} \cdot L_{13} + q_1 \cdot (L_{12} + L_{11}) - F_{RBZ} = 0 \quad (72)$$

$$y: \sum M_{oyA} = 0: q_1 \cdot L_{11} \cdot \frac{L_{11}}{2} - q_1 \cdot L_{12} \cdot \frac{L_{12}}{2} - q_{2ele} \cdot L_{21} \cdot \left(L_{11} + \frac{L_{21}}{2} \right) - q_1 \cdot L_{12} \left(L_{12} + L_{21} + \frac{L_{12}}{2} \right) + F_{RBZ} \cdot (2 \cdot L_{12} + L_{21}) - q_1 \cdot L_{11} \cdot (2 \cdot L_{12} + L_{21} + \frac{L_{11}}{2}) = 0 \quad (73)$$

Po vyjádření z rovnice (73) získáme:

$$F_{RBZ} = \left[-q_1 \cdot L_{11} \cdot \frac{L_{11}}{2} + q_1 \cdot L_{12} \cdot \frac{L_{12}}{2} + q_{2ele} \cdot L_{21} \cdot \left(L_{11} + \frac{L_{13}}{2} \right) + q_1 \cdot L_{12} \left(L_{12} + L_{13} + \frac{L_{12}}{2} \right) + q_1 \cdot L_{11} \cdot \left(2 \cdot L_{12} + L_{13} + \frac{L_{11}}{2} \right) \right] / (2 \cdot L_{12} + L_{21})$$

$$F_{RBZ} = \left[-150 \cdot 0,116 \cdot \frac{0,116}{2} + 150 \cdot 0,032 \cdot \frac{0,032}{2} + 4419 \cdot 0,846 \cdot \left(0,116 + \frac{0,846}{2} \right) + 150 \cdot 0,032 \left(0,032 + 0,846 + \frac{0,032}{2} \right) + 150 \cdot 0,116 \cdot \left(2 \cdot 0,032 + 0,846 + \frac{0,116}{2} \right) \right] / [(2 \cdot 0,032 + 0,846)] \quad (74)$$

$$F_{RBZ} = 1891 \text{ N}$$

Dosadíme výsledek rovnice 74 do rovnice 72 a vyjádříme

$$F_{RAZ} = q_1 \cdot (L_{11} + L_{12}) + q_{2ele} \cdot L_{13} + q_1 \cdot (L_{12} + L_{11}) - F_{RBZ}$$

$$F_{RAZ} = 150 \cdot (0,116 + 0,032) + 5346 \cdot 0,846 + 150 \cdot (0,032 + 0,116) - 322$$

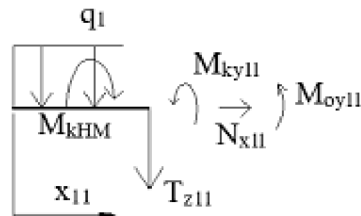
$$F_{RAZ} = 1891 \text{ N}$$

kde:

F_{RAZ} [N] - reakční síla v ose z v bodě A

F_{RBZ} [N] - reakční síla v ose z v bodě B

5.8.4 VÝSLEDNÉ VNITŘNÍ ÚČINKY V ROVINĚ XZ



Obr. 48 Řez I v rovině XZ

Interval I: $x_{11} \in \langle 0; L_{11} \rangle$

$$N_{x1} = 0 \text{ N} \quad (75)$$

$$T_{z1} = -q_1 \cdot x_{11} \quad (76)$$

$$T_{z1z} = -q_1 \cdot 0 = 0 \text{ N}$$

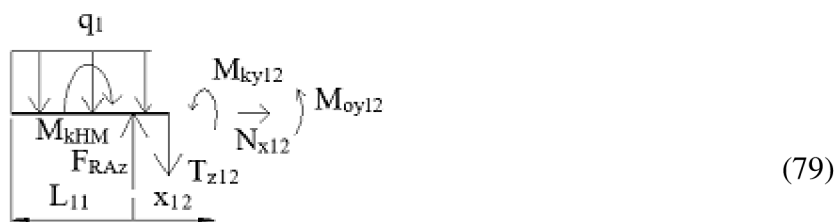
$$T_{z1k} = -q_1 \cdot L_{11} = -17 \text{ N}$$

$$M_{oy1} = -q_1 \cdot x_{11} \cdot \frac{x_{11}}{2} \quad (77)$$

$$M_{oy1z} = -150 \cdot 0 \cdot \frac{0}{2} = 0 \text{ N}$$

$$M_{oy1k} = -150 \cdot 0,116 \cdot \frac{0,116}{2} = -1 \text{ N} \cdot \text{m}$$

$$M_{kx1} = M_{kkm} = 360 \text{ N} \cdot \text{m} \quad (78)$$

Interval II: $x_{12} \in \langle 0; L_{12} \rangle$ 

Obr. 49 Řez II v rovině XZ

$$N_{x2} = 0 \text{ N}$$

$$T_{z2} = -q_1 \cdot (L_{11} + x_{12}) + F_{RAz} \quad (80)$$

$$T_{z2z} = -150 \cdot (0,116 + 0) + 1891 = 1874 \text{ N}$$

$$T_{z2k} = -150 \cdot (0,116 + 0,032) + 1891 = 1869 \text{ N}$$

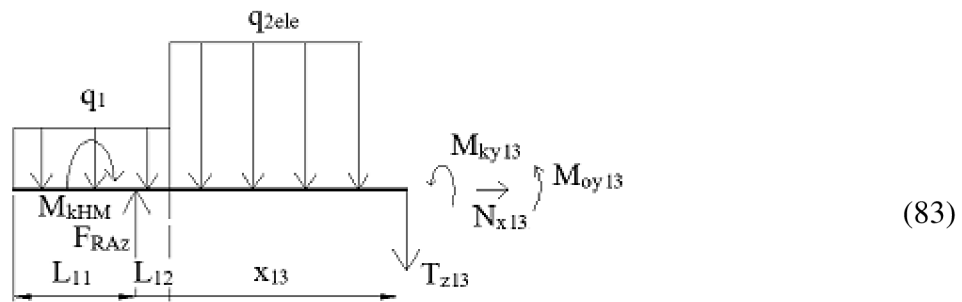
$$M_{oy2} = -q_1 \cdot (L_{11} + x_{12}) \cdot \frac{(L_{11} + x_{12})}{2} + F_{RAz} \cdot x_{12} \quad (81)$$

$$M_{oy2z} = -150 \cdot (0,116 + 0) \cdot \frac{(0,116 + 0)}{2} + 1891 \cdot 0 = -1 \text{ N}$$

$$M_{oy2k} = -150 \cdot (0,116 + 0,032) \cdot \frac{(0,116 + 0,032)}{2} + 1891 \cdot 0,032 = 59 \text{ N} \cdot \text{m}$$

$$M_{kx2} = M_{khm} = 360 \text{ N} \cdot \text{m} \quad (82)$$

Interval III: $x_{13} \in \langle 0; L_{13}/2 \rangle$



Obr. 50 Řez IIIv rovině XZ

$$N_{x3} = 0 \text{ N}$$

$$T_{z3} = -q_1 \cdot (L_{11} + L_{12} + \frac{x_{13}}{2}) + F_{RAZ} - q_{2ele} \cdot x_{13} \quad (84)$$

$$T_{z3z} = -150 \cdot (0,116 + 0,032 + 0) + 1891 - 4419 \cdot 0 = 1869 \text{ N}$$

$$T_{z3k} = -150 \cdot (0,116 + 0,032 + 0,846) + 1891 - 4419 \cdot 0,846 = 0 \text{ N}$$

$$M_{oy3} = -q_1 \cdot (L_{11} + L_{12}) \cdot \left[\frac{(L_{11} + L_{12})}{2} + x_{13} \right] + F_{RAZ} \cdot (L_{12} + x_{13}) - q_{2ele} \cdot x_{13} \cdot \frac{x_{13}}{2} \quad (85)$$

$$M_{oy3z} = -150 \cdot (0,116 + 0,032) \cdot \left[\frac{(0,116 + 0,032)}{2} + 0 \right] + 1891 \cdot (0,032 + 0) - 4419 \cdot 0 \cdot \frac{0}{2} = 59 \text{ Nm}$$

$$M_{oy3k} = -150 \cdot (0,116 + 0,032) \cdot \left[\frac{(0,116 + 0,032)}{2} + \frac{0,846}{2} \right] + 1891 \cdot \left(0,032 + \frac{0,846}{2} \right) - 4419 \cdot \frac{0,846}{2} \cdot \frac{0,846}{2} = 454 \text{ N} \cdot \text{m}$$

$$M_{kx3} = M_{khm} = 360 \text{ N} \cdot \text{m} \quad (86)$$

kde:

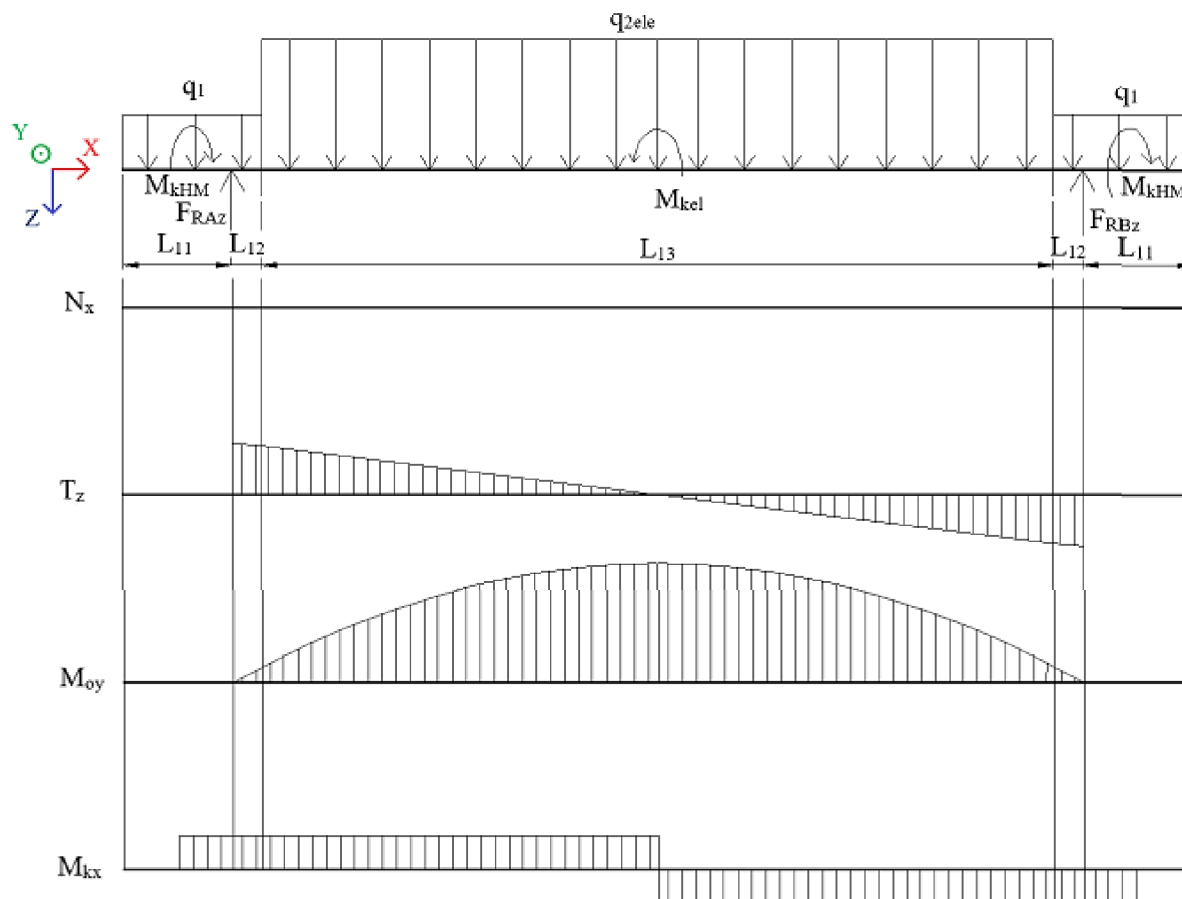
$N_{x1,2,3,4}$	[N]	- normálová síla v ose x pro intervaly VVÚ 1,2,3,4
$T_{z1,2,3,4}$	[N]	- posouvající síla v ose z na intervalu 1,2,3,4
$T_{z1,2,3,4z}$	[N]	- posouvající síla v ose z na začátku intervalu 1,2,3,4
$T_{z1,2,3,4k}$	[N]	- posouvající síla v ose z na začátku intervalu 1,2,3,4
$M_{oy1,2,3,4}$	[N·m]	- ohybový moment v ose y pro intervaly 1,2,3,4
$M_{oy1,2,3,4z}$	[N·m]	- ohybový moment v ose y na začátku intervalu 1,2,3,4

$M_{oy1,2,3,4k}$ [N·m] - ohybový moment v ose y na začátku intervalu 1,2,3,4

$M_{kx1,2,3,4}$ [N·m] - kroutící moment v ose x na intervalu 1,2,3,4

Tab. 9 Přehled VVÚ v rovině XZ [4]

Složka VVÚ	Interval					
	I	II	III	IV	V	VI
N_x [N]	0	0	0	0	0	0
T_{zz} [N]	0	1874	1869	-1869	-1874	0
T_{zk} [N]	-17	1869	0	0	-1869	17
M_{oyz} [Nm]	0	-1	59	59	-1	0
M_{oyk} [Nm]	-1	59	454	454	59	-1
M_{kx} [Nm]	360	360	360	-360	-360	-360



Obr. 51 Grafické znázornění VVÚ v rovině XZ

5.9 CELKOVÉ REAKČNÍ SÍLY V LOŽISKÁCH

Pro výběr ložiska je nutné znát maximální sílu působící v místě uložení ložiska

Celková síla působící v ložisku

$$F_{RAp} = \sqrt{(F_{RAYp})^2 + (F_{RAz})^2} = \sqrt{7745^2 + 1891^2} = 7973 \text{ N} \quad (87)$$

$$F_{RBp} = \sqrt{(F_{RByp})^2 + (F_{RBz})^2} = \sqrt{7745^2 + 1891^2} = 7973 \text{ N} \quad (88)$$

$$F_{RAk} = \sqrt{(F_{RAyk})^2 + (F_{RAz})^2} = \sqrt{10596^2 + 1891^2} = 10764 \text{ N} \quad (89)$$

$$F_{RBk} = \sqrt{(F_{RByk})^2 + (F_{RBz})^2} = \sqrt{4894^2 + 1891^2} = 5246 \text{ N} \quad (90)$$

kde:

- F_{RAp} [N] - reakční síla působící v místě ložiska A při zablokování prostředního elementu
- F_{RBp} [N] - reakční síla působící v místě ložiska B při zablokování prostředního elementu
- F_{RAk} [N] - reakční síla působící v místě ložiska A při zablokování krajního elementu
- F_{RBk} [N] - reakční síla působící v místě ložiska B při zablokování krajního elementu

5.10 VOLBA LOŽISKA

Při volbě ložiska je uvažována maximální celková síla působící v ložisku. Tato síla působí v ložisku A při zablokování krajního elementu. Při běžném chodu je velikost této síly menší, ale může se přibližovat síle maximální v závislosti na zpracovávaném materiálu. Reálná trvanlivost ložiska bude tedy větší.

Na základě dostupnosti a ceny bylo zvoleno čtvercové přírubové ložiskové těleso se soudečkovým ložiskem značky SKF s označením F4BE 50M-SRB-CRE (Obr. 52). [28]



Obr. 52 Ložiskové těleso F4BE 50M-SRB-CRE [28]

Parametry zvoleného ložiskového tělesa [28]

- Průměr díry ložiska $d = 50 \text{ mm}$
- Celková šířka ložiskového tělesa $T = 59,1 \text{ mm}$
- Celková délka ložiskového tělesa $L = 139,7 \text{ mm}$
- Vzdálenost mezi připojovacími šrouby $J = 111 \text{ mm}$
- Základní dynamická únosnost ložiska $C = 104000 \text{ N}$
- Základní statická únosnost ložiska $C_0 = 107000 \text{ N}$
- Maximální otáčky ložiska $n_{\text{max}} = 3300 \text{ min}^{-1}$

Zbylé parametry ložiska jsou uvedeny v Příloze 1

Při výpočtu ložiska je uvažováno dynamické zatížení, jelikož ke stavu přibližujícímu se maximálnímu namáhání ložiska může docházet při provozu častěji v závislosti na zpracovávaném materiálu.

Ekvivalentní dynamické zatížení ložiska

$$P = F_{RAk} = 10764 \text{ N} \quad (91)$$

kde:

P [N] - ekvivalentní dynamické zatížení

Základní trvanlivost ložiska

$$L_{10} = \left(\frac{C}{P}\right)^3 = \left(\frac{104000}{10764}\right)^3 = 901,95 \quad (92)$$

kde:

L_{10} [-] - základní trvanlivost ložiska v milionech otáček

Trvanlivost ložiska v provozních hodinách

$$L_{10h} = \frac{10^6}{60 \cdot n} \cdot L_{10} = \frac{10^6}{60 \cdot 200} \cdot 901,95 = 75162 \text{ hod} \quad (93)$$

kde:

L_{10h} [hod] - trvanlivost ložiska v provozních hodinách

5.11 VÝPOČET MAXIMÁLNÍHO NAPĚTÍ V OHYBU V ROVINĚ XY

Při výpočtu maximálního ohybového momentu je uvažováno zablokování prostředního třídícího elementu. Výpočty jsou provedeny dle [29].

Modul průřezu v ohybu

$$W_{oyz} = \frac{J_{D_2}}{\frac{D_2}{2}} = \frac{\frac{\pi \cdot D_2^4}{64}}{\frac{D_2}{2}} = \frac{\pi \cdot D_2^3}{32} = \frac{\pi \cdot 0,06^3}{32} = 2,12 \cdot 10^{-5} \text{ m}^3 \quad (94)$$

kde:

W_{oyz} [m³] - modul průřezu v ohybu pro osy y a z

J_D [m⁴] - kvadratický osový moment hřídele

Napětí v ohybu v ose prostředního třídícího elementu

$$\sigma_{oz} = \frac{M_{oz2pk}}{W_{oyz}} = \frac{|-1350|}{2,12 \cdot 10^{-5}} = 63,67 \text{ MPa} \quad (95)$$

kde:

σ_{oz} [MPa] - napětí v ohybu ve směru osy z v ose prostředního elementu

5.12 VÝPOČET MAXIMÁLNÍHO NAPĚTÍ V OHYBU V ROVINĚ XZ

Při výpočtu maximálního ohybového momentu je uvažováno zablokování prostředního třídícího elementu.

Napětí v ohybu v ose prostředního třídícího elementu

$$\sigma_{oy} = \frac{M_{oy3k}}{W_{oyz}} = \frac{454}{2,12 \cdot 10^{-5}} = 21,42 \text{ MPa} \quad (96)$$

kde:

σ_{oy} [MPa] - napětí v ohybu ve směru osy y v ose prostředního elementu

5.13 VÝPOČET MAXIMÁLNÍHO NAPĚTÍ V KRUTU

K největšímu napětí dochází v místě, kde se nachází zablokovaný třídící element. Hřídel je v tomto bodě zatížen součtem krouticích momentů obou hydromotorů.

Modul průřezu v krutu

$$W_{kx} = \frac{J_{p2}}{\frac{D_2}{2}} = \frac{\frac{\pi \cdot D_2^4}{32}}{\frac{D_2}{2}} = \frac{\pi \cdot D_2^3}{16} = \frac{\pi \cdot 0,06^3}{16} = 2,12 \cdot 10^{-5} \text{ m}^3 \quad (97)$$

kde:

W_{kx} [m³] - modul průřezu v krutu pro osu x

Napětí v krutu v ose prostředního třídícího elementu

$$\tau_x = \frac{2 \cdot M_{kkm}}{W_{kx}} = \frac{2 \cdot 360}{2,12 \cdot 10^{-5}} = 17 \text{ MPa} \quad (98)$$

kde:

τ_x [MPa] - smykové napětí v krutu v ose prostředního elementu

5.14 VÝPOČET REDUKOVANÉHO NAPĚTÍ DLE TEORIE HMM

Výpočet redukovaného napětí je proveden dle teorie HMM pro houževnaté materiály. Je použit vztah pro rovinnou napjatost z str. 277 [30].

$$\sigma_{red} = \sqrt{\sigma_{oz}^2 - \sigma_{oz} \cdot \sigma_{oy} + \sigma_{oy}^2 + 3 \cdot \tau_x^2} \quad (99)$$

$$\sigma_{red} = \sqrt{63,67^2 - 63,67 \cdot 21,42 + 21,42^2 + 3 \cdot 17^2}$$

$$\sigma_{red} = 63,4 \text{ MPa}$$

kde:

σ_{red} [MPa] - redukované napětí dle teorie HMM

5.15 VÝPOČET SOUČINITELE BEZPEČNOSTI

Pro výpočet součinitele bezpečnosti při zablokování třídícího elementu je uvažováno statické namáhání, tudíž je ve výpočtu bezpečnosti jako maximální napětí uvažována mez kluzu. Hřídel je vyroben z oceli ČSN 11 523 [31].

Mez kluzu oceli ČSN 11 523 [31] $R_{p0,2} = 335 \text{ MPa}$

Součinitel bezpečnosti při zablokování třídícího elementu

$$k = \frac{R_{p0,2}}{\sigma_{red}} = \frac{335}{63,4} = 5,3 \quad (100)$$

kde:

k [-] - součinitel bezpečnosti při zablokování třídícího elementu

5.16 KONTROLA SVARU

Třídící elementy jsou na hřídel připevněny pomocí oboustranných koutových svarů. Výpočet svaru je proveden dle normy ČSN 05 0120 [32].

Tloušťka koutového svaru $t = 3 \text{ mm}$

Hodnoty přejaté z normy [32]

Převodní součinitel svarového spoje $\alpha_{sv} = 0,65$

Součinitel bezpečnosti pro svar skupiny I $k_{sv} = 1,5$

Dovolené smykové napětí

$$\tau_{DSV} = \alpha_{sv} \cdot \frac{R_{p0,2}}{k_{sv}} = 0,65 \cdot \frac{335}{1,5} = 145 \text{ MPa} \quad (101)$$

kde:

τ_{DSV} [MPa] - dovolené smykové napětí v místě svaru

Výška koutového svaru

$$a = 0,707 \cdot t = 0,707 \cdot 3 = 2 \text{ mm} \quad (102)$$

kde:

 a [mm] - výška koutového svaru**Vnější průměr svaru**

$$D_{sv} = D_2 + 2 \cdot a = 0,06 + 2 \cdot 2 = 64 \quad (103)$$

kde:

 D_{sv} [mm] - vnější výpočtový průměr svaru**Modul průřezu v krutu**

$$W_{ksv} = \frac{\pi}{16} \cdot \frac{D_{sv}^4 - D_2^4}{D_2} = \frac{\pi}{16} \cdot \frac{0,064 - 0,06}{0,06} = 1,33 \cdot 10^{-5} \text{ m}^3 \quad (104)$$

kde:

 W_{kx} [m³] - modul průřezu v krutu pro výpočet svaru**Smykové napětí svaru**

$$\tau_{sv} = \frac{2 \cdot M_{khm}}{2 \cdot W_{ksv}} = \frac{2 \cdot 360}{2 \cdot 1,33 \cdot 10^{-5}} = 27 \text{ MPa} \quad (105)$$

kde:

 τ_{sv} [MPa] - smykové napětí v místě svaru

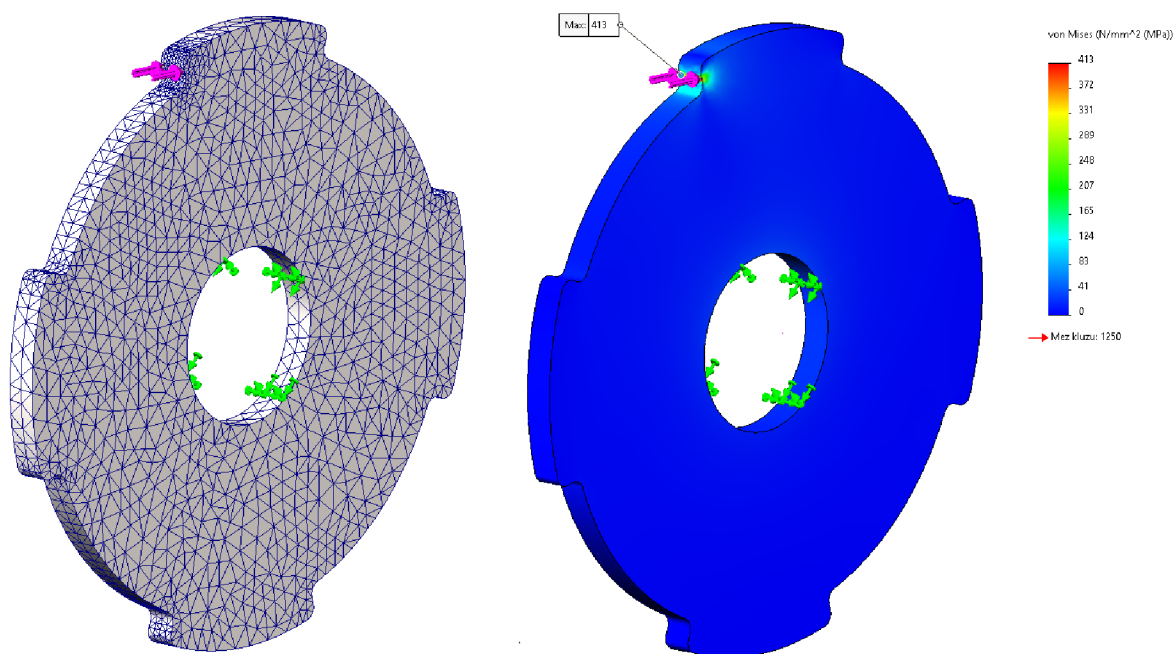
Dovolené napětí je větší než napětí vznikající při zablokování třídícího elementu. **Svar vyhovuje.**

6 PEVNOSTNÍ ANALÝZA V PROGRAMU SOLIDWORKS

K provedení pevnostní analýzy byl využit modul SolidWorks Simulation v programu SolidWorks 2020. Při provedení analýzy je uvažován stav zablokování prostředního třídícího elementu. Pro pevnostní analýzu jsou vybrány součásti třídící lopaty, u kterých dochází k největšímu namáhání při tomto stavu. Zvětšené obrázky s výsledky pevnostní analýzy se nachází v přílohách 2-

6.1 NAMÁHÁNÍ TŘÍDÍCÍHO ELEMENTU PŘI JEHO ZABLOKOVÁNÍ NEDRTITELNÝM PŘEDMĚTEM

Válcová plocha otvoru je zavazbena tak, aby došlo k zamezení posuvu v osách x, y a z a také k rotaci kolem osy x . Třídící element je zatížen silou F_{el} vznikající při jeho zablokování. Velikost této síly byla vypočtena v rovnici (29) a činí 7200 N. Dále byla vytvořena síť, která byla v kritickém místě zjemněna (Obr. 53).



Obr. 53 Analýza namáhání třídícího elementu

Po provedení analýzy bylo zjištěné největší napětí dosahující hodnoty 413 MPa. Toto napětí by přesahovalo mez kluzu, kdyby byl třídící element vyroben z oceli ČSN 11 523. Ovšem při porovnání s mezí kluzu oteruvzdorné oceli Hardox 450 s udávanou mezí kluzu 1425 MPa [33] nedosahuje toto napětí nebezpečné hodnoty.

Při běžném provozu dochází u třídícího elementu k únavovému namáhání, které zpravidla nabývá menších hodnot, ale může se přibližovat hodnotě nastávající při zablokování třídícího elementu. V tomto případě je ale nutné uvažovat mez únavy, která u oceli Hardox 450 činí přibližně 460 MPa [33].

Součinitel únavové bezpečnosti třídícího elementu

$$k_{el} = \frac{\sigma_{char}}{\sigma_{elmax}} = \frac{460}{413} = 1,1 \quad (106)$$

kde:

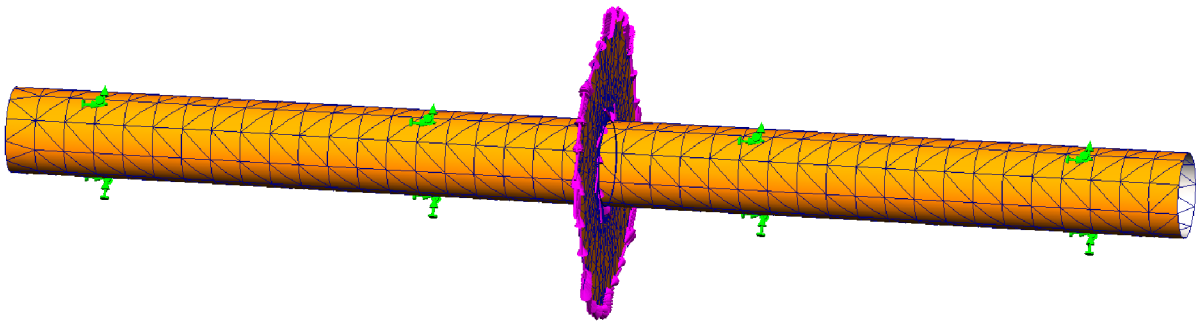
k_{el} [-] - součinitel bezpečnosti třídícího elementu jeho zablokování

σ_{char} [MPa] - mez únavy materiálu Hardox 450

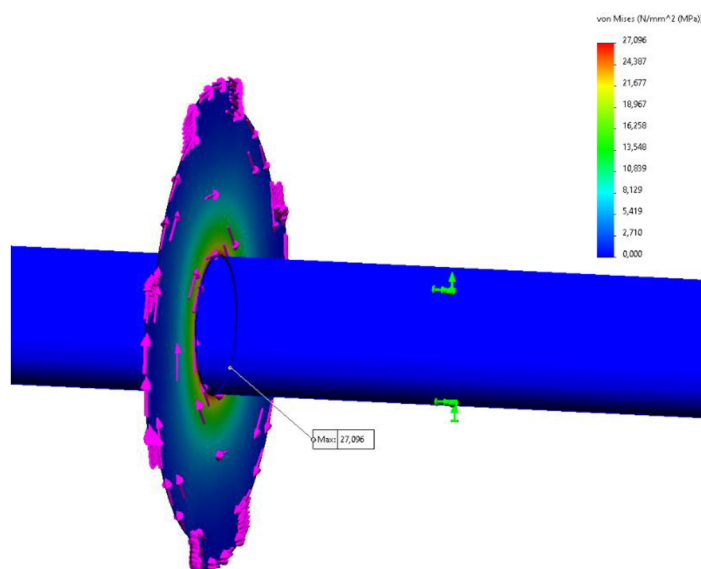
σ_{elmax} [MPa] - maximální napětí působící na třídící element

6.2 NAPĚTÍ VE SVARU MEZI TŘÍDÍCÍM ELEMENTEM A HŘÍDELEM

Hřídel a třídící element byly převedeny na skořepiny (Obr. 54), které umožňují tvorbu spoje těchto dvou součástí pomocí oboustranného koutového svaru. Poté je pomocí vazeb omezena rotace hřídele a také je vytvořena automatická síť, které je v místě svaru zjemněna. Dále je třídící element zatížen kroutícím momentem $M_{kel} = 720$ N vypočteným v (29).



Obr. 54 Skořepinový model hřídele s třídícím elementem a vytvořenou sítí



Obr. 55 Výsledek pevnostní analýzy svaru

Výsledné napětí (Obr. 55) po provedené analýze odpovídá napětí vypočtenému (105).

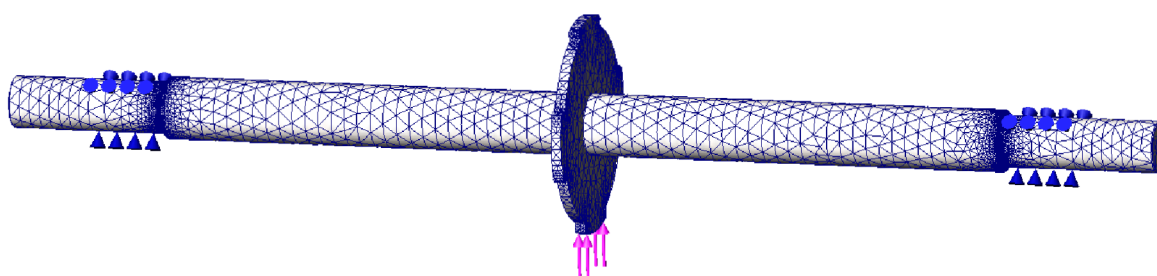
6.3 ANALÝZA MODELU HŘÍDELE

Byl vytvořen model pro pevnostní analýzu pouze s prostředním třídícím elementem. Tento element byl poté zatížen dvěma různými silami odpovídajícími vypočteným zatížením. Výsledkem je porovnání vypočtených hodnot a hodnot získaných ze simulace zatížení v programu SolidWorks.

V simulaci je ložisko nahrazeno vazbou „Ložisková opěra“ (Obr. 56,58), která nahrazuje uložení hřídele v reálném ložisku. Síla způsobující průhyb hřídele je poté definována jako kolmá na rovinu XZ a je rovnoměrně rozložena na plochu okraje třídícího elementu.

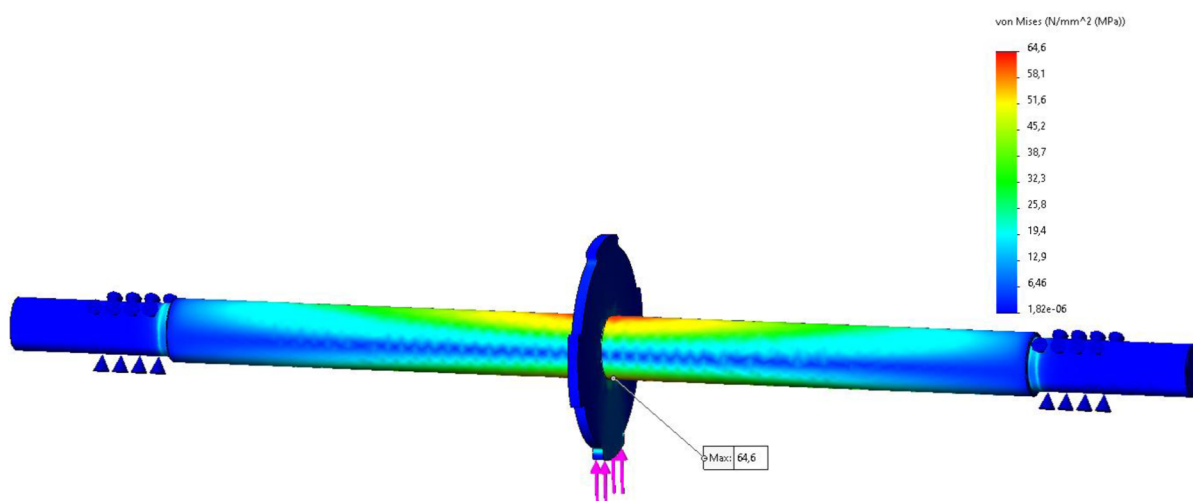
6.3.1 NAPĚTÍ V OHYBU V ROVINĚ XY

Třídící element je zatížen silou F_{el} , jejíž hodnota je vypočítána v rovnici (29).



Obr. 56 Hřídel zatížený v rovině XY s vazbami a vytvořenou sítí

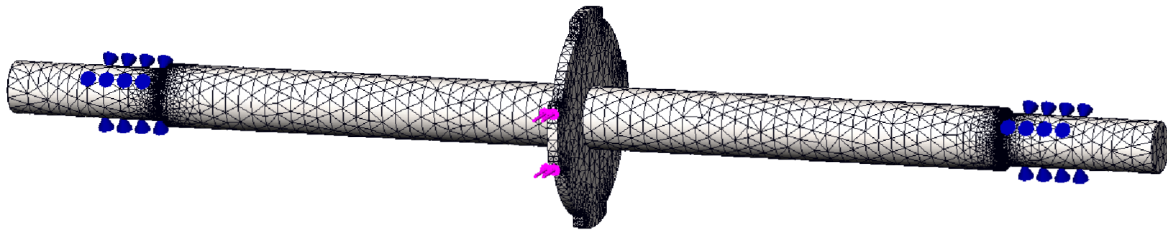
Maximální napětí v ohybu hřídele je rovné 64,6 MPa (Obr. 57). V porovnání s výsledkem (95) je toto napětí větší přibližně o 1 MPa. Tato hodnota se může být ovlivněna například vazbami a také zatížením, které je ve výpočtu uvažováno bodové.



Obr. 57 Výsledek pevnostní analýzy hřídele zatíženého v rovině XY

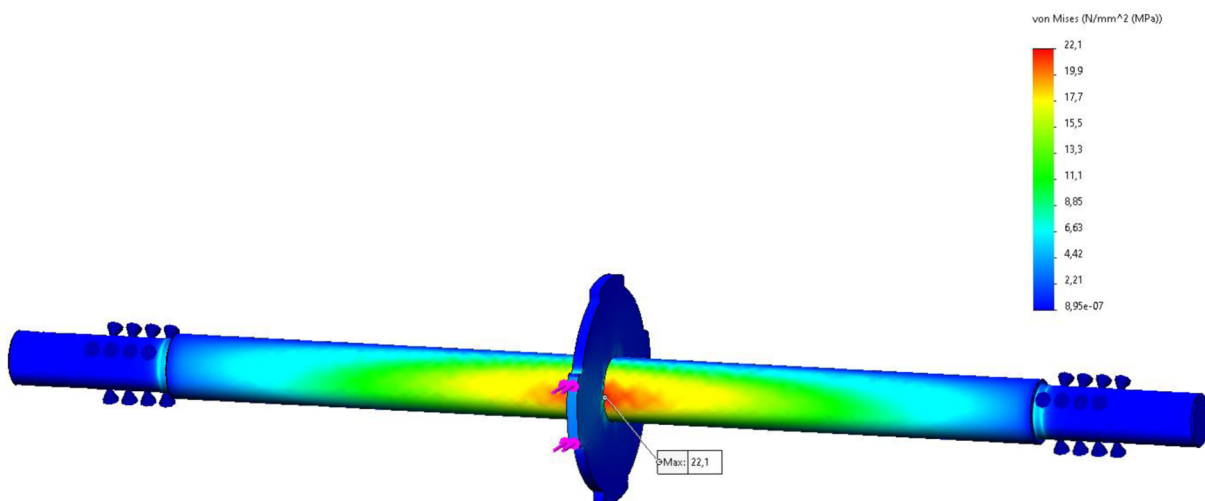
6.3.2 NAPĚTÍ V OHYBU V ROVINĚ XZ

Třídící element je zatížen silou odpovídající polovině váhy materiálu v lopatě a vlastní hmotností.



Obr. 58 Hřídel zatížený v rovině XZ s vazbami a vytvořenou sítí

Maximální napětí v ohybu dosahuje 22,1 MPa (Obr. 58). Výsledek je, podobně jako v rovině XY, oproti výpočtu (96) větší, a to z obdobných důvodů jako v předchozím případě.

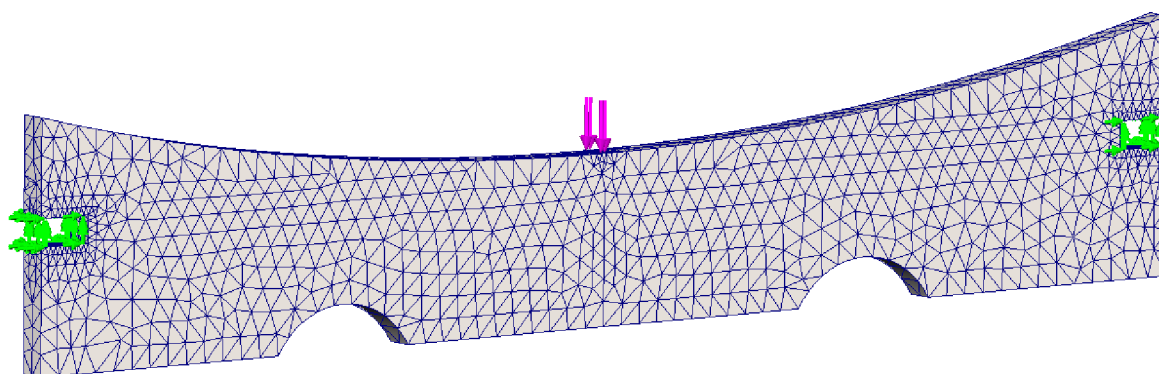


Obr. 59 Výsledek pevnostní analýzy hřídele zatíženého v rovině XZ

6.3.3 ZATÍŽENÍ MŘÍŽE

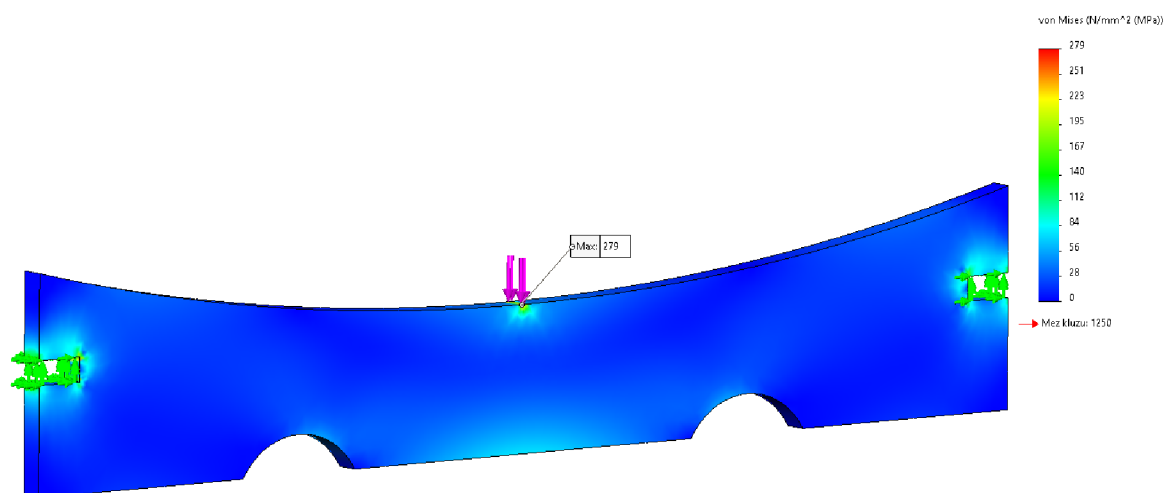
Jako nebezpečný stav je uvažováno zatížení jedné desky mříže váhou materiálu v lopatě (Obr 60). Pro určení maximálního napětí je tíhová síla materiálu uvažována v prostřední části desky. Tento stav není při běžném provozu pravděpodobný, ale za určitých podmínek k němu může dojít.

Pro analýzu pomocí MKP je model zavazben v místech, kde se nachází svarový spoj s rámem mříže. Poté je model zatížen tíhovou silou materiálu nacházejícího se v lopatě, která odpovídá dvojnásobku hodnoty vypočtené v rovnici (68). Velikost této síly je 6276 N. V následujícím kroku je vytvořena automatická síť, která je v kritických místech nacházejících se uprostřed desky a v místě vazeb zjemněna.



Obr. 60 Deska se zobrazenými vazbami, zatížením a mřížkou

Maximální napětí se nachází v působišti síly a je dosahuje velikosti 279 MPa (Obr.61). Při reálném zatížení je pravděpodobné, že tíhová síla od materiálu bude rozložena na větší plochu a také na více desek. Ovšem z výsledku MKP můžeme vyčíst, že i při zvoleném zatěžovacím stavu nedojde k dosažení meze kluzu materiálu Hardox 450.



Obr. 61 Výsledek pevnostní analýzy desky mříže

ZÁVĚR

Úvodní část práce se zabývá seznámením s problematikou stavebních odpadů a nakládáním s těmito odpady. Jsou popsány možné způsoby jejich zpracování a recyklace a využití. V následující kapitole je popsána funkce třídících lopat a jejich rozdělení dle konstrukce. Na tuto část navazuje kritická rešerše konstrukčních řešení hřídelových třídících lopat od vybraných výrobců.

Konstrukční práce se věnuje vlastnímu konstrukčnímu řešení třídící lopaty. Na začátku této kapitoly jsou uvedeny faktory ovlivňující parametry lopaty a je provedena analýza vlastního návrhu. Dále je na základě parametrů uvedených v zadání a vypracované rešerše vypracován vlastní návrh třídící lopaty. Je popsána její funkce a jednotlivé konstrukční uzly, které jsou poté podrobněji popsány.

Výpočetní část se věnuje návrhu třídícího ústrojí lopaty počínajícího volbou orbitového hydromotoru. Na základě parametrů hydromotoru je navržen a zkontrolován řetězový převod, který slouží k přenosu kroutícího momentu z hydromotoru na hřídele s třídícími elementy. Následuje výpočet reakčních sil v ložiskách při zablokování prostředního nebo krajního třídícího elementu nedrtitelným předmětem. Poté jsou výpočetně a graficky vypracovány VVÚ hřídele, ze kterých je možné vyčíst maximální ohybový a kroutící moment. Tyto hodnoty jsou následovně využity k výpočtu bezpečnosti hřídele a svaru mezi třídícím elementem a hřídelem.

Práce nezahrnuje pevnostní analýzu rámu třídící lopaty, protože by překračovala rozsah zadání. Z tohoto důvodu by bylo možné podrobnější návrh rámu provést jako práci navazující na zde dosažené výsledky.

V poslední kapitole práce je provedena pevnostní analýza vybraných součástí třídící lopaty s využitím doplňkového modulu Simulation v programu SolidWorks 2020. Při provedení analýzy je uvažován pouze stav zablokování prostředního elementu, jelikož při tomto stavu dochází k většímu ohybovému momentu.

Při výpočtech bylo uvažováno statické zatížení. V provozu může docházet k dynamickému namáhání, které se velikostně může přibližovat maximálnímu statickému zatížení uvažovanému ve výpočtech. Pro přesnější výsledek by tedy bylo vhodné toto namáhání zohlednit například při výpočtu hřídele a dalších konstrukčních prvků lopaty. Stanovit silové poměry při uvažování dynamického namáhání je z důvodů široké škály zpracovávaných materiálů a jejich vlastností obtížné. Tento faktor hraje roli v určení zatěžovacího stavu uvažujícího zablokování třídícího elementu.

Na závěr je vytvořena výkresová dokumentace v souladu se zadáním diplomové práce. Konkrétně se jedná o celkovou sestavu třídící lopaty, svařovací podsestavu rámu a podsestavu třídícího ústrojí skládajícího se z hydraulického okruhu, hřídelů s třídícími elementy a jejich uložení.

POUŽITÉ INFORMAČNÍ ZDROJE

- [1] Stavební a demoliční odpady. *Ministerstvo životního prostředí* [online]. c2008-2020 [cit. 2022-01-04]. Dostupné z: https://www.mzp.cz/cz/stavebni_demolicni_odpady
- [2] STAVEBNÍ A DEMOLIČNÍ ODPADY. *Katalog odpadů* [online]. c2022 [cit. 2022-01-04]. Dostupné z: <https://www.katalogodpadu.cz/index.php?k1=17#top>
- [3] TŘÍDĚNÍ ODPADU. *TŘÍDĚNÍ ODPADU* [online]. c2007-2021 [cit. 2022-01-04]. Dostupné z: <https://www.trideniodpadu.cz/>
- [4] ŠKOPÁN, Miroslav. RECYKLOVANÉ STAVEBNÍ A DEMOLIČNÍ ODPADY JAKO JEDEN Z PILÍŘŮ CIRKULÁRNÍ EKONOMIKY VE STAVEBNICTVÍ. In: RECYCLING 2020. Brno: Vysoké učení technické v Brně, Fakulta strojního inženýrství, 2020, s. 9–16. ISBN 978-80-214-5894-9.
- [5] RESTA CH2G 900x600. *Resta s.r.o* [online]. [cit. 2022-01-05]. Dostupné z: <https://www.resta.cz/resta-ch2g>
- [6] Vývojové trendy v technologiích pro recyklaci stavebních a demoličních odpadů. *Stavební technika* [online]. c2002-2022 [cit. 2022-01-04]. Dostupné z: <https://www.stavebni-technika.cz/clanky/trendy-v-technologiech-pro-recyklaci-odpadu>
- [7] Recyklace vzniklé stavební suti s možností jejího využití. *Silnice železnice* [online]. c2002-2022 [cit. 2022-01-06]. Dostupné z: <http://old.silnice-zeleznice.cz/clanek/recyklace-vznikle-stavebni-suti-s-moznosti-jejeho-vyuziti/>
- [8] Stroje a zařízení pro recyklaci stavebních materiálů. *Stavební stroje* [online]. [cit. 2022-01-06]. Dostupné z: http://tstsw.cz/stavebni_stroj/predmet-bw03/prednaska-11#stacion%C3%A1rn%C3%AD-recykla%C4%8Dn%C3%AD-linka
- [9] MALÁŠEK Jiří. STROJE PRO VÝROBU STAVEBNÍCH MATERIÁLŮ A STAVEBNÍCH DÍLCŮ. [PDF]. Brno. Vysoké učení technické v Brně, Fakulta strojního inženýrství.
- [10] Nakládání se stavebními a demoličními odpady – Recykláty. *Inisoft* [online]. [cit. 2022-01-05]. Dostupné z: <https://www.inisoft.cz/poradenstvi-a-skoleni/odborne-clanky/zpravodaj/nakladani-se-stavebnimi-a-demolicnimi-odpady-recyklaty>
- [11] Rebetong: Beton s přírodním kamenivem stoprocentně nahrazeným stavebními recykláty. *IMateriály* [online]. c2007-2020 [cit. 2022-01-26]. Dostupné z: https://www.imaterialy.cz/rubriky/materialy/rebetong-beton-s-prirodnim-kamenivem-stoprocentne-nahrazenym-stavebnimi-recyklaty_48251.html
- [12] Recykláty a cihly. Recyklace Procházka s.r.o [online]. c2022 [cit. 2022-05-04]. Dostupné z: https://www.recyklace-prochazka.cz/recyklaty-cihly/?gclid=Cj0KCQjwyMiTBhDKARIsAAJ-9VubNelyOtaowu_r_JAkGPhgOrB1gliJiSeEZ45yFYjickQN41lsatcaAmq4EALw_wcB

- [13] Prosévací lžice Steelwrist pro rypadla od 3 do 35 tun. *Stavební technika* [online]. c2002-2022 [cit. 2022-01-06]. Dostupné z: <https://www.stavebni-technika.cz/clanky/prosevaci-lzice-steelwrist-pro-rypadla-od-3-do-35-tun>
- [14] BAV-RS Rotary Screening Bucket. *BAV Crushers* [online]. c2019 [cit. 2022-01-06]. Dostupné z: <https://www.bavcrushers.co.uk/screening-buckets.html>
- [15] Shafts Screener. *MB Crusher* [online]. [cit. 2022-01-06]. Dostupné z: <https://www.mbcruiser.com/us/us/products/shafts-screener#>
- [16] Rotastar. *LLOYD Screening Machinery* [online]. [cit. 2022-01-06]. Dostupné z: <https://www.screeningbucket.co.uk/products/rotastar/>
- [17] Crushing Bucket - REMU. *Remu* [online]. c2022 [cit. 2022-01-06]. Dostupné z: <https://www.remu.fi/index.php/crushing-bucket>
- [18] Matching blade separator. *Neuenhauser* [online]. [cit. 2022-01-06]. Dostupné z: <https://neuenhauser-ut.de/en/products/mobile-solutions/shovel-separators/models/>
- [19] ALLU products. *ALLU* [online]. c2022 [cit. 2022-01-06]. Dostupné z: <https://www.allu.net/type/allu-products/>
- [20] MTDA08-100M Dělič a slučovač průtoku BUCHER. *Hydropress - Prodej a servis hydrauliky* [online]. [cit. 2022-05-06]. Dostupné z: <https://www.hydropress.cz/cs/delice-a-slučovace-prutoku/972-mtda08-100m-delic-a-slučovac-prutoku-bucher-prutok-50-100-l-min-m22x1-5-7331496345294.html>
- [21] Hydraulické hadice 2SN D13. *Hydrolider* [online]. [cit. 2022-05-06]. Dostupné z: https://www.hydrolider.cz/cs_CZ/p/Hydraulicke-hadice-2SN-DN13-12-275Bar-12/10750
- [22] M+S Hydraulic Plc. *M+S Hydraulic* [online]. [cit. 2022-04-25]. Dostupné z: https://www.ms-hydraulic.com/index.php?option=com_phocadownload&view=category&download=124:spool-valve-motors-catalogue-euro-version&id=59:motors-euro-version&lang=bg
- [23] ČSN 01 4809: Kloubové řetězy. Výpočet řetězových převodů. Praha: Český normalizační institut, 1969.
- [24] Válečkové řetězy podle DIN 8187. *TYMA CZ* [online]. c2004-2022 [cit. 2022-04-25]. Dostupné z: <https://www.tyma.cz/pdf/din-8187-roller-chains.pdf>
- [25] ČSN 01 4811: Řetězová kola pro hnací válečkové a pouzdrové řetězy. Praha: Vydavatelství ÚNM, 1982.
- [26] SIT-LOCK locking devices. *Sit Drive Solutions* [online]. c2022 [cit. 2022-04-25]. Dostupné z: https://sitspa.com/wp-content/uploads/_documents/en/SIT-LOCK-locking-devices.pdf

- [27] Objemová hmotnost materiálů. Zemní práce, čističky, přípojky, dešťovka, bazény, demolice [online]. c2022 [cit. 2022-05-10]. Dostupné z: <https://mzpd.cz/objemova-hmotnost-materialu/>
- [28] F4BE 50M-SRB-CRE – Ložiskové jednotky s čárovým stykem. SKF [online]. [cit. 2022-04-25]. Dostupné z: <https://www.skf.com/cz/productinfo/productid-F4BE%2050M-SRB-CRE>
- [29] Součásti točivého a přímočarého pohybu – Valivá ložiska. SPŠVOŠ Brno, Sokolská [online]. c2014-2022 [cit. 2022-04-25]. Dostupné z: https://www.sokolska.cz/DUMy/SPS,%20MEC,%20CAD/VY_32_INOVACE_14-03.pdf
- [30] SHIGLEY, Joseph Edward, Charles R. MISCHKE, Richard G. (Richard Gordon) BUDYNAS, Martin HARTL a Miloš VLK. Konstruování strojních součástí. V Brně: VUTIUM, 2010, xxv, 1159 s. : il. ; 26 cm. ISBN 978-80-214-2629-0.
- [31] ČSN 41 1523: Ocel 11 523. Praha: Český normalizační institut, 1994.
- [32] ČSN 05 0120: Výpočet svarových spojů strojních konstrukcí. Praha: Český normalizační institut, 1971.
- [33] ANALYSIS OF STRENGTH AND FATIGUE PROPERTIES OF CONSTRUCTION MATERIALS FOR MANUFACTURING THE PARTS OF SEMI-TRAILERS. Open Academic Journal Index [online]. c2013-20222 [cit. 2022-05-10]. Dostupné z: <https://oaji.net/articles/2017/3807-1500679448.pdf>

SEZNAM POUŽITÝCH ZKRATEK A SYMBOLŮ

a	[mm]	Vzdálenost os hřídelů
a	[mm]	Výška koutového svaru
b_1	[mm]	Vnitřní šířka řetězu
b_a	[mm]	Hodnota zaoblení zubu řetězového kola
b_{el}	[mm]	Šířka třídícího elementu
b_f	[mm]	Šířka zubu řetězového kola
C	[N]	Základní dynamická únosnost ložiska
C_0	[N]	Základní statická únosnost ložiska
D	[mm]	Vnější průměr pouzdra SIT-LOCK
d	[mm]	Průměr díry ložiska
d_1	[mm]	Průměr pouzdra řetězu
D_1	[mm]	Průměr krajních částí hřídele
D_2	[mm]	Průměr střední části hřídele
d_{amax}	[mm]	Maximální průměr hlavové kružnice řetězového kola
d_{amin}	[mm]	Minimální průměr hlavové kružnice řetězového kola
d_f	[mm]	Průměr patní kružnice řetězového kola
d_g	[mm]	Největší průměr věnce řetězového kola
D_{min}	[mm]	Minimální vnější průměr náboje
D_{Nh}	[mm]	Vnitřní průměr hadice
d_p	[mm]	Průměr roztečné kružnice řetězového kola
D_{sv}	[mm]	Vnější výpočtový průměr svaru
f	[mm]	Rozdíl poloměrů roztečné kružnice a věnce řetězového kola
F_c	[N]	Celková odstředivá síla
F_{el}	[N]	Síla působící na třídící element při zablokování
F_{el}	[N]	Síla působící na třídící element při zablokování
F_{mat}	[N]	Tíhová síla materiálu působící na jeden hřídel
F_o	[N]	Obvodová síla na hnacím řetězovém kole
F_{Pt}	[N]	Síla k přetržení řetězu
F_r	[N]	Radiální síla působící ve vzdálenosti l_1
F_{RAk}	[N]	Reakční síla působící v místě ložiska A při zablokování krajního el.
F_{RAp}	[N]	Reakční síla působící v místě ložiska A při zablokování prostředního el.

F_{RAyk}	[N]	Reakční síla v ose y v bodě A při zablokování krajního elementu
F_{RAyp}	[N]	Reakční síla v ose y v bodě A při zablokování prostředního elementu
F_{RAz}	[N]	Reakční síla v ose z v bodě A
F_{RBk}	[N]	Reakční síla působící v místě ložiska B při zablokování krajního el.
F_{RBp}	[N]	Reakční síla působící v místě ložiska B při zablokování prostředního el.
F_{RByk}	[N]	Reakční síla v ose y v bodě B při zablokování krajního elementu
F_{RByp}	[N]	Reakční síla v ose y v bodě B při zablokování prostředního elementu
F_{RBz}	[N]	Reakční síla v ose z v bodě B
F_T	[N]	Celková tahová síla
H	[mm]	Šířka pouzdra SIT-LOCK
J	[mm]	Vzdálenost mezi připojovacími šrouby
J_D	[m ⁴]	Kvadratický osový moment hřídele
K	[-]	Koeficient aplikace
k	[-]	Součinitel bezpečnosti při zablokování třídícího elementu
k_d	[-]	Součinitel bezpečnosti při dynamickém zatížení
k_{el}	[-]	Součinitel bezpečnosti třídícího elementu při jeho zablokování
k_s	[-]	Součinitel bezpečnosti při statickém zatížení
k_{sv}	[-]	Součinitel bezpečnosti pro svar skupiny I
L	[mm]	Celková délka ložiskového tělesa
l_1	[mm]	Vzdálenost působíště max síly uváděná výrobcem
L_1	[mm]	Vzdálenost osy řetězového kola a osy ložiska
L_{10}	[-]	Základní trvanlivost ložiska v milionech otáček
L_{10h}	[hod]	Základní trvanlivost ložiska v provozních hodinách
L_{11}	[mm]	Vzdálenost osy ložiska od konce hřídele
L_{12}	[mm]	Vzdálenost osazení hřídele od ložiska
L_{13}	[mm]	Délka hřídele o průměru 60 mm
l_2	[mm]	Vzdálenost osy řetězového kola od příruby
L_2	[mm]	Vzdálenost osy ložiska A od osy ložiska B
L_{el1}	[mm]	Vzdálenost osy krajního elementu od osy ložiska
m_d	[kg]	Hmotnost děliče
M_{el}	[N·m]	Kroutící moment působící na třídící element při zablokování
m_{el}	[kg]	Hmotnost třídícího elementu
M_{khm}	[N·m]	Kroutící moment hydromotoru

M_{kmax}	[N·m]	Maximální kroutící moment hydromotoru
$M_{kx1,2,3,4}$	[N·m]	Kroutící moment v ose x na intervalu 1,2,3,4
$M_{kx1,4}$	[N·m]	Kroutící moment v ose x na intervalu 1,4
$M_{kxk2,3}$	[N·m]	Kroutící moment v ose x na intervalu 2,3 pro krajní el.
$M_{kxp2,3}$	[N·m]	Kroutící moment v ose x na intervalu 2,3 pro střední el.
m_{mat}	[kg]	Hmotnost materiálu v lopatě
$M_{oy1,2,3,4}$	[N·m]	Ohybový moment v ose z pro intervaly 1,2,3,4
$M_{oy1,2,3,4k}$	[N·m]	Ohybový moment v ose y na konci intervalu 1,2,3,4
$M_{oy1,2,3,4z}$	[N·m]	Ohybový moment v ose y na začátku intervalu 1,2,3,4
$M_{ozk1,2,3,4k}$	[N·m]	Ohybový moment v ose z na konci intervalu 1,2,3,4 pro krajní el.
$M_{ozk1,2,3,4z}$	[N·m]	Ohybový moment v ose z na začátku intervalu 1,2,3,4 pro krajní el.
$M_{ozp1,2,3,4}$	[N·m]	Ohybový moment v ose z pro intervaly 1,2,3,4
$M_{ozp1,2,3,4k}$	[N·m]	Ohybový moment v ose z na konci intervalu 1,2,3,4 pro střední el.
$M_{ozp1,2,3,4z}$	[N·m]	Ohybový moment v ose z na začátku intervalu 1,2,3,4 pro střední el.
$m_{ř}$	[kg·m ⁻¹]	Hmotnost 1 metru řetězu
n_{el}	[-]	Počet třídících elementů
n_{hm}	[min ⁻¹]	Otáčky hydromotoru
n_{lmax}	[min ⁻¹]	Maximální otáčky ložiska
n_{max}	[min ⁻¹]	Maximální otáčky hydromotoru
$N_{x1,2,3,4}$	[N]	Normálová síla v ose x pro intervaly VVÚ 1,2,3,4
p	[mm]	Rozteč článků řetězu
P	[N]	Ekvivalentní dynamické zatížení
P_D	[kW]	Diagramový výkon
p_d	[MPa]	Dovolený v kloubu řetězu
P_{Dkor}	[kW]	Diagramový výkon korigovaný
p_{dmax}	[MPa]	Maximální tlak v děliči
p_{hm}	[MPa]	Tlakový spád hydromotoru
P_{hm}	[kW]	Výkon hydromotoru
p_{hmax}	[MPa]	Maximální tlak v hadici
p_k	[MPa]	Směrný tlak v kloubu řetězu
P_{max}	[kW]	Maximální výkon hydromotoru
p_{max}	[MPa]	Maximální tlakový spád hydromotoru
p_p	[MPa]	Výpočtový tlak v kloubu řetězu

P_{rad}	[N]	Maximální radiální síla udávaná výrobcem
q_1	[N·m ⁻¹]	Lineární zatížení krajních částí hřídele
q_2	[N·m ⁻¹]	Lineární zatížení střední části hřídele
q_{2ele}	[N·m ⁻¹]	Lineární zatížení střední části třídícími elementy a materiálem
Q_{dmax}	[l·min ⁻¹]	Maximální průtok děliče
Q_{hm}	[l·min ⁻¹]	Průtok hydromotoru
Q_{hmax}	[l·min ⁻¹]	Maximální průtok hadice
q_{mat}	[N·m ⁻¹]	Lineární zatížení od tíhové síly materiálu
Q_{max}	[l·min ⁻¹]	Maximální průtok hydromotoru
r_{emin}	[mm]	Minimální poloměr boku zubu řetězového kola
r_i	[mm]	Minimální poloměr dna zubní mezery
r_x	[mm]	Poloměr zaoblení zubu řetězového kola
S_1	[m ²]	Obsah plochy průřezu hřídele o průměru 50 mm
S_2	[m ²]	Obsah plochy průřezu hřídele o průměru 60 mm
S_{el}	[mm ²]	Plocha článku řetězu
T	[mm]	Celková šířka ložiskového tělesa
t	[mm]	Tloušťka koutového svaru
$T_{yk1,2,3,4}$	[N]	Posouvající síla v ose y pro intervaly VVÚ 1,2,3,4 pro krajní el.
$T_{yp1,2,3,4}$	[N]	Posouvající síla v ose y pro intervaly VVÚ 1,2,3,4 pro střední el.
$T_{z1,2,3,4}$	[N]	Posouvající síla v ose z na intervalu 1,2,3,4
$T_{z1,2,3,4k}$	[N]	Posouvající síla v ose z na konci intervalu 1,2,3,4
$T_{z1,2,3,4z}$	[N]	Posouvající síla v ose z na začátku intervalu 1,2,3,4
V_L	[m ³]	Objem lopaty
v_o	[m·s ⁻¹]	Obvodová rychlost hnacího řetězového kola
W_{ksv}	[m ³]	Modul průřezu v krutu pro výpočet svaru
W_{kx}	[m ³]	Modul průřezu v krutu pro osu x
W_{oyz}	[m ³]	Modul průřezu v ohybu pro osy y a z
X	[-]	Koeficient tvaru a šířky náboje
$x_{1,2,3,4}$	[m]	Proměnná délka pro výpočet VVÚ na intervalu 1,2,3,4 v rovině XY
X_{el}	[-]	Předběžný počet článků řetězu
Y	[-]	Součinitel rázů
α_{sv}	[-]	Převodní součinitel svarového spoje
Δp_n	[MPa]	Zvýšený tlak na náboj

α_{max}	[°]	Maximální úhel otevření
λ	[-]	Činitel tření v kloubu řetězu
μ	[-]	Činitel mazání pro bezvadné mazání
ρ	[-]	Činitel vzdálenosti os
ρ_{mat}	[kg·m ⁻³]	Sypná hmotnost materiálu v lopatě
σ_{red}	[MPa]	Redukované napětí dle teorie HMM
σ_{oy}	[MPa]	Napětí v ohybu ve směru osy y v ose prostředního elementu
σ_{oz}	[MPa]	Napětí v ohybu ve směru osy z v ose prostředního elementu
τ_{DSV}	[MPa]	Dovolené smykové napětí v místě svaru
τ_{SV}	[MPa]	Smykové napětí v místě svaru
τ_x	[MPa]	Smykové napětí v krutu v ose prostředního elementu
φ	[-]	Činitel provedení řetězu dle DIN 8187
χ	[-]	Činitel výkonu pro řetězové kolo se 17 zuby

SEZNAM PŘÍLOH

PŘÍLOHY

Příloha 1: Parametry ložiskového tělesa

VÝKRESOVÁ DOKUMENTACE

Výkres sestavy:	Třídící lopata	TL-JB-00
	Kusovník sestavy třídící lopaty	
Výkres podsestavy:	Třídící ústrojí	TL-JB-01
	Kusovník podsestavy třídícího ústrojí 1,2	
Výkres svařovací podsestavy:	Rám	TL-JB-02
	Kusovník svařovací podsestavy rámu 1,2	

PŘÍLOHA 1: Parametry ložiskového tělesa

SKF

Získáno z {místo} dne {datum}



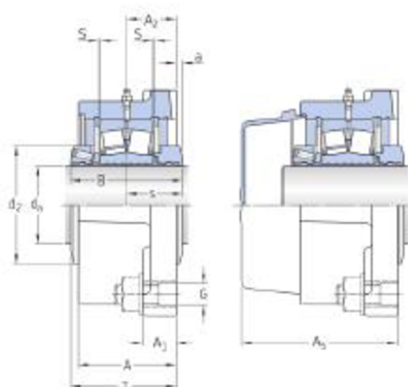
F4BE 50M-SRB-CRE

Ložiskové jednotky s čárovým stykem se čtvercovými a trojúhelníkovými přírubami

Technické údaje



Hřídel metrických/palcových rozměrů	Inch
Typ ložiska	Spherical roller bearing
Pozice ložiska	Non-locating
Způsob zajištění	SKF ConCentra
Řešení těsnění	Radial lip seals

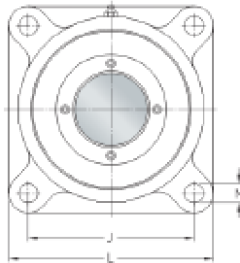


ROZMĚRY

d_a	50 mm	Průměr hřídele
d_2	75.997 mm	Vnější průměr kroužku
A	57.15 mm	Šířka tělesa
A_1	19.05 mm	Tloušťka příruby
A_2	27.781 mm	Obrobené čelo od osy ložiska
A_5	88.9 mm	Celková šířka vč. koncového víka
B	64.691 mm	Šířka vnitřního kroužku
J	111.125 mm	Vzdálenost šroubů nebo roztečný průměr
L	139.7 mm	Délka tělesa
N	14.288 mm	Průměr díry pro šroub
s	32.544 mm	Od středu vnitřního kroužku ke konci
S	0.794 mm	Středová osa ustavovací opěry

SKF

Strana {strana} z {celkem}



T 59.134 mm

Celková šířka

DATA VÝPOČTU

Základní dynamická únosnost	C	104 kN
Základní statická únosnost	C_0	107 kN
Mezní únavové zatížení	P_u	11.8 kN
Mezní otáčky		3 300 r/min
Mezní hodnota	e	0.24
Součinitel axiálního zatížení	Y_1	2.8
Součinitel axiálního zatížení	Y_2	4.2
Součinitel axiálního zatížení	Y_0	2.8
Střední průměr ložiska	d_m	70.104 mm
Axiální únosnost pojistného mechanismu	P_a	14.9 kN

HMOTNOST

Hmotnost ložiskové jednotky	8 kg
-----------------------------	------

INFORMACE PRO MONTÁŽ

Průměr přípojovacího šroubu	G	0.5 in
Stavěcí šrouby		3 x M6-1 x 16mm
Utahovací moment pro nastavovací šrouby		7.91 Nm
Množství plastického maziva pro domazávání		4 g