



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

MOBILNÍ ZAŘÍZENÍ PRO SEPARACI ŠTĚRKOPÍSKU NA JEDNOTLIVÉ FRAKCE

MOBILE SEPARATOR OF THE GRAVEL AND SAND INTO INDIVIDUAL FRACTIONS

DIPLOMOVÁ PRÁCE

MASTER'S THESIS

AUTOR PRÁCE

AUTHOR

Bc. Petr Bezdíček

VEDOUCÍ PRÁCE

SUPERVISOR

Ing. Jaroslav Kašpárek, Ph.D.

BRNO 2023

Zadání diplomové práce

Ústav:	Ústav automobilního a dopravního inženýrství
Student:	Bc. Petr Bezdíček
Studijní program:	Automobilní a dopravní inženýrství
Studijní obor:	bez specializace
Vedoucí práce:	Ing. Jaroslav Kašpárek, Ph.D.
Akademický rok:	2022/23

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:

Mobilní zařízení pro separaci štěrkopísku na jednotlivé frakce

Stručná charakteristika problematiky úkolu:

Koncepční návrh konstrukce mobilního zařízení pro separaci štěrkopísku na jednotlivé frakce štěrku a písku. Mobilní zařízení je pevně umístěno na přípojném vozíku, který je připojitelný k vozidlům osobním i užitkovým. Konstrukce nástavby se skládá z rotačního separátoru a dvou pásových dopravníků pro dopravu separovaných frakcí. Dávkování do separátoru přes násypku bude prováděno pomocí rýpadla dané kategorie.

Technické parametry a požadavky:

Připojení vozíku vybavené nájezdovou brzdou.

Dopravní výkon separátoru pro rýpadla kategorie do 3,5 tuny.

Doprava pásových dopravníků do výšky cca 1,5 m.

Cíle diplomové práce:

Rešeršní rozbor technologie obdobných separátorů.

Rešeršní rozbor legislativních předpisů přípojných vozíků.

Koncepční návrh mobilního zařízení.

Funkční, rozměrové a silové výpočty.

Upřesnění konstrukce přívěsu s návrhem komponent.

Pevnostní FEM výpočet vybraných konstrukčních uzlů při různých režimech.

Výkres sestavy mobilního zařízení.

Podsestava svařence separačního bubnu a rámu.

Dílenské výrobní výkresy.

Seznam doporučené literatury:

SYROVÝ, Otakar. Doprava v zemědělství. 1. vyd. Praha: Profi Press, 2008. ISBN 9788086726304.

VLK, František. Dynamika motorových vozidel. 2. vyd. Brno: František Vlk, 2003. ISBN 8023900242.

LEINVEBER, Jan a Pavel VÁVRA. Strojnické tabulky: pomocná učebnice pro školy technického zaměření. 1. vyd. Úvaly: Albra, 2003. ISBN 8086490742.

SHIGLEY, Joseph Edward, Charles R. MISCHKE a Richard G. BUDYNAS, VLK, Miloš (ed.). Konstruování strojních součástí. 1. vyd. Přeložil Martin HARTL. V Brně: VUTIUM, 2010. Překlady vysokoškolských učebnic. ISBN 9788021426290.

Termín odevzdání diplomové práce je stanoven časovým plánem akademického roku 2022/23

V Brně, dne 17. 10.2022

L. S.

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

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

ABSTRAKT

Tato diplomová práce se zaměřuje na rešeršní rozbor technologie obdobných separátorů, legislativních předpisů přípojných vozíků a na samotný koncepční návrh mobilního tříděče na šterkopísek. Práce dále zahrnuje funkční, rozměrové a silové výpočty jednotlivých uzlů tříděče. Součástí tříděče jsou i pásové dopravníky pro dopravování materiálu do výšky přibližně 1,5 m. Nechybí ani výpočty a volba potřebných pohonů určitých částí stroje. Dále práce zahrnuje pevnostní FEM výpočet vybraných konstrukčních uzlů při různých zatěžovacích režimech. Závěr se zabývá DEM simulací třídění v programu Altair EDEM. Práce, včetně výkresu sestavy, také obsahuje výkres podsestavy svařence separačního bubnu a rámu. Pro tuto podsestavu jsou připraveny vybrané dílenské výrobní výkresy, které jsou jako podklad pro výrobu vybraných komponent.

KLÍČOVÁ SLOVA

Bubnový tříděč, separace, šterkopísek, pásový dopravník, přípojné vozidlo, náprava, metoda diskretních prvků

ABSTRACT

This thesis focuses on a research analysis of the technology of similar separators, the legislative regulations of the trailers and the conceptual design of the mobile gravel sorter itself. The thesis also includes functional, dimensional and force calculations of the individual nodes of the classifier. The classifier also includes conveyor belts for conveying material up to a height of approximately 1.5 m. Calculations and selection of the necessary drives for certain parts of the machine are also included. Furthermore, the work includes strength FEM calculations of selected structural nodes under different loading regimes. Finally, the DEM simulation of the sorting process in Altair EDEM is discussed. The thesis, including the assembly drawing, also includes a drawing of the weldment subassembly of the separation drum and frame. Selected shop fabrication drawings are prepared for this sub-assembly as a basis for fabrication of selected components.

KEYWORDS

Drum sorter, separation, gravel sand, conveyor belt, trailer vehicle, axle, Discrete Element Method

BIBLIOGRAFICKÁ CITACE

BEZDÍČEK, Petr. *Mobilní zařízení pro separaci štěrkopísku na jednotlivé frakce* [online]. Brno, 2023 [cit. 2023-05-09]. Dostupné z: <https://www.vut.cz/studenti/zav-prace/detail/149095>. Diplomová práce. Vysoké učení technické v Brně, Fakulta strojního inženýrství, Ústav automobilního a dopravního inženýrství. Vedoucí práce Jaroslav Kašpárek.

ČESTNÉ PROHLÁŠENÍ

Prohlašuji, že tato práce je mým původním dílem, zpracoval jsem ji samostatně pod vedením Ing. Jaroslava Kašpárka, Ph.D. a s použitím informačních zdrojů uvedených v seznamu.

V Brně dne 22. května 2023

.....

Petr Bezdíček

PODĚKOVÁNÍ

Tímto bych chtěl poděkovat mému vedoucímu diplomové práce Ing. Jaroslavu Kašpárkovi, Ph.D za věcné připomínky, rady a trpělivost při vypracovávání této práce. Dále bych chtěl poděkovat Ing. Jiřímu Frühbauerovi za rady a připomínky při simulaci v programu Altair EDEM a samotné společnosti Advanced Engineering s.r.o. za zapůjčení licence k softwaru Altair EDEM. Také bych chtěl poděkovat mé rodině a přátelům za podporu během studia vysoké školy.

OBSAH

Úvod	11
1 Přehled současného stavu poznání.....	12
1.1 Třídění.....	12
1.2 Základní rozdělení mechanických třídíčů.....	12
1.3 Rošty	13
1.3.1 Rošty tyčové	13
1.3.2 Rošty kotoučové	13
1.4 Síta	14
1.4.1 Síta plechová	14
1.4.2 síta drátěná	15
1.4.3 síta harfová	15
1.4.4 síta polyuretanová a gumová	16
1.5 Roštové třídíče	17
1.6 Sítové třídíče	18
1.7 Bubnové třídíče.....	18
1.8 Vibrační třídíče	20
1.9 Mobilita třídíčů	21
1.9.1 Stacionární	21
1.9.2 Semimobilní	21
1.9.3 Mobilní	22
1.10 Výrobci třídících strojů	23
1.10.1 Resta	23
1.10.2 TEREX CZ	24
1.10.3 INGES s.r.o.	24
1.10.4 Vosting	25
1.10.5 Eurogreen	26
1.10.6 ZV AGRO s.r.o.....	26
1.10.7 Kovonovák	27
1.10.8 Screen	28
1.11 Přívěsy a návěsy	29
1.12 Kamenivo a písek	30
1.12.1 Štěrkopísek	30
1.12.2 Kamenivo	30
1.12.3 Přetváření vytěženého materiálu	30
1.12.4 Frakce kameniva.....	30
1.12.5 Frakce písku.....	31
2 Legislativa spojitelnosti vozidel.....	32
2.1.1 kategorie vozidel	32
2.1.2 kategorie přípojných vozidel	32
2.1.3 Spojitelnost vozidel v jízdní soupravu	33
2.1.4 Spojitelnost vozidel z hlediska hmotnosti na nápravu	34
2.1.5 Největší povolené rozměry vozidel a jízdních souprav.....	34
2.1.6 Rozsah údajů uváděných v dokladu o rozměrech vozidla.....	35

3	Koncepční návrh zařízení.....	36
3.1	Podvozek třídíče.....	37
3.2	Konstrukce podvozku.....	37
3.3	Umístění nápravy.....	38
3.4	Tažné zařízení a boční podpěry.....	39
3.5	KONSTRUKCE BUBNU.....	41
3.5.1	Průměr bubnu.....	41
3.5.2	Délka bubnu.....	41
3.5.3	Úhel sklonu.....	41
3.5.4	Návrh parametrů bubnu.....	42
3.5.5	Rotační podpěry bubnu.....	43
3.5.6	Výkonnost bubnu.....	43
3.5.7	Výpočet stykové plochy.....	44
3.5.8	Způsob pohonu bubnu.....	46
3.5.9	Výpočet ztrátového výkonu pro buben.....	46
3.5.10	Axiální zatížení bubnu.....	48
3.5.11	Výpočet výkonu elektromotoru.....	49
3.5.12	Výpočet řemenu.....	50
3.5.13	Fem analýza bubnu.....	51
3.6	Násypka.....	57
3.6.1	Výška násypky.....	58
3.6.2	Fem analýzy násypky.....	58
3.7	Pásové dopravníky.....	61
3.7.1	Konstrukce dopravníků.....	62
3.7.2	Napínací a hnaný buben.....	62
3.7.3	Dopravní válečky.....	63
3.7.4	Pásové dopravníky.....	64
3.7.5	parametry pásového dopravníku.....	66
3.7.6	Výpočet odporů pásového dopravníku.....	67
3.8	Rám třídíče.....	70
3.8.1	Volba sítě.....	70
3.8.2	První zátěžný stav (mobilní stroj).....	70
3.8.3	Druhý zátěžný stav (zpomalování stroje).....	72
3.8.4	třetí zátěžný stav (třídění stroje).....	72
4	DEM simulace třídíče.....	74
4.1	Princip simulace DEM.....	74
4.2	Nastavení parametrů.....	77
4.3	Simulace třídění.....	79
	Závěr.....	84
	Seznam použitých zdrojů.....	85
	Seznam použitých zkratk a symbolů.....	88
	Seznam příloh.....	91

ÚVOD

V dnešním světě, kdy se snažíme všechno co nejvíce urychlit a stavět nové a nové věci z těch starých, se ve velkém množství využívá třídění a recyklace různých materiálů. Je to nedílnou součástí dnešní doby a v mnoha faktorech nám automatizování tohoto procesu usnadňuje a urychluje práci. Tento proces se využívá v celé škále odvětví, jako například recyklace odpadu, třídění horniny, potravinářský průmysl, farmacie atd.

Pro třídění samotného kameniva se používají různé mechanické třídiče včetně těch bubnových. Bubnový třídič používá k třídění bubnu, který se otáčí a pomocí síta dochází k třídění materiálu. Třídič se většinou skládá z rámu, samotného bubnu a pohonu bubnu. Nejčastější uložení bubnu je buď pomocí otočných podpěr, nebo je bubnu připojen ke středové hřídeli, která je uložena v ložiskách. Tyto stroje můžeme rozdělit na mobilní, semimobilní a stacionární. Toto rozdělení hraje velmi důležitou roli ve funkčnosti a využití celého stroje. U mobilních bubnových třídičů je z hlediska konstrukce podstatné řídit se platnou legislativou o spojitelnosti vozidel do jízdnic souprav z hlediska spojitelnosti, hmotnosti a rozměrů. Využití je například pro třídění dřevin, kameniva a zeminy.

Cílem této diplomové práce je seznámit se se současným stavem poznání dané problematiky a navrhnout funkční mobilní bubnový třídič pro třídění štěrku a písek. Dodávané množství materiálu je pomocí rypadla do 3,5 tuny. Vytríděný materiál má být dopravován do výšky zhruba 1,5 m pomocí dopravníkových pásů. Při tvorbě návrhu bylo zapotřebí řešit nemálo dílčích uzlů jak konstrukčně a rozměrově, tak i z hlediska pevnosti jednotlivých prvků. Podstatné je i zvolit správně výkon elektromotorů pro pohon poháněných uzlů stroje. Dále je potřeba řešit i samotnou mobilitu stroje, kdy má být stroj snadno připojitelný k osobním či užitkovým vozům. Diplomová práce se také zabývá samotným uložením bubnu a konstrukcí pásových dopravníků. K diplomové práci je vypracována i výkresová dokumentace sestavy mobilního třídiče a dvou podsestav bubnu a rámu. Nechybí ani dílenské výrobní výkresy.

Pro ověření funkčnosti koncepčního návrhu z hlediska třídění materiálu byl použit simulační program Altair EDEM. Simulace přinesla lepší představu o tom, jak se bude daný materiál při třídění chovat, a funkčnost a účinnost samotného třídění, která pro je klíčová. Zapůjčení licence tohoto software bylo možné díky společnosti Advanced Engineering s.r.o..

1 PŘEHLED SOUČASNÉHO STAVU POZNÁNÍ

1.1 TŘÍDĚNÍ

Třídění materiálu nebo také klasifikace je proces, při kterém dochází k oddělování částic materiálu na různé složky, frakce či kategorie. Tříděním se materiál rozděluje, a to bez ohledu na jeho složení. Třídít můžeme mechanicky a v plynném nebo v kapalném prostředí. Pro dosažení požadovaného třídění lze kombinovat více operací. Tato metoda je hojně využívána v mnoha průmyslových odvětvích, zejména v těžebním a stavebním průmyslu, a dále také pro recyklaci materiálů. [1]

V této oblasti neexistuje žádné standardní názvosloví, protože třídění se používá v mnoha různých odvětvích. Termín klasifikace v procesním inženýrství se týká třídění homogenních částic jednoho druhu a klasifikačním znakem je velikost a tvar částic. Pokud se z celé směsi odebere jedna složka, říkáme tomu separace. [2]

1.2 ZÁKLADNÍ ROZDĚLENÍ MECHANICKÝCH TŘÍDIČŮ

Pro separaci či třídění materiálu v těžebním a stavebním průmyslu se hojně využívají třídíče mechanické, které pro lepší orientaci můžeme rozdělit podle následujících kritérií.

Podle typu třídící plochy:

- Roštové (pro velmi hrubé až hrubé třídění)
- Sítové (pro střední a jemné třídění)

Podle konstrukce:

- Roštové třídíče
- Sítové třídíče
- Bubnové třídíče
- Vibrační třídíče

Podle velikosti zrna:

- Kusové třídění (třídění frakce zrna 80–200 mm)
- Hrubé třídění (třídění frakce zrna 25–80 mm)
- Hrubé prosévání (třídění frakce zrna 20–25 mm)
- Střední prosévání (třídění frakce zrna 1–20 mm)
- Jemné prosévání (třídění frakce zrna menší než 1 mm)

Podle mobility:

- Stacionární
- Semimobilní
- Mobilní

Podle hmotnosti:

- 0–5 tun
- 5–20 tun
- 20–30 tun

Podle počtu výstupních frakcí:

- 2
- 3
- 4
- 5
- a více

1.3 ROŠTY

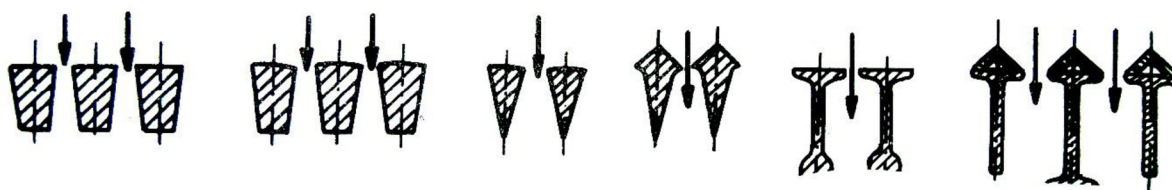
Používají se k přípravě a předběžné třídění materiálu před drcením a zajišťují, aby byl vytříděn materiál menší velikosti, který není třeba drtit. [3]

Můžeme je rozdělit do následujících kategorií:

- Rošty tyčové
- Rošty kotoučové

1.3.1 ROŠTY TYČOVÉ

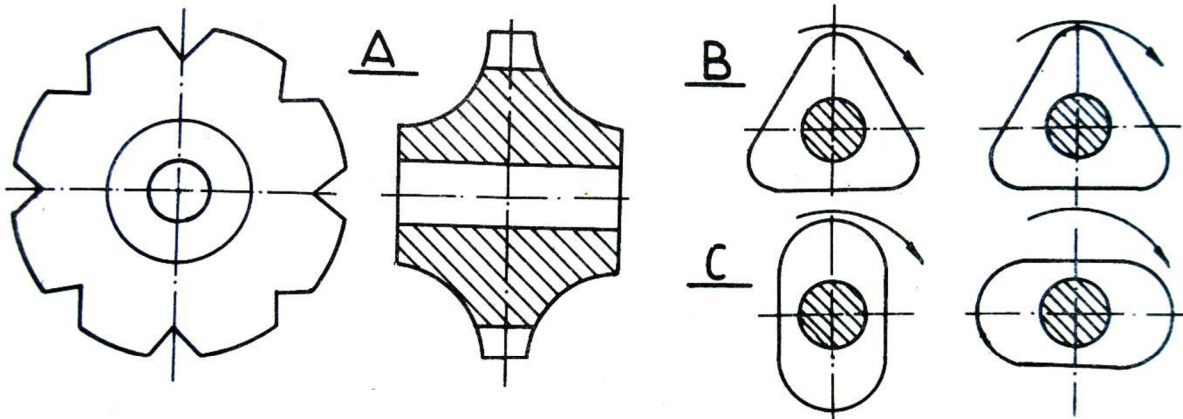
V závislosti na druhu tříděného materiálu mohou mít rošty různé profily. Ty nejzákladnější mají čtvercový nebo kruhový profil. Nejužitečnější jsou však lichoběžníkové, které se rozšiřují směrem dolů, čímž zabraňují zachycení vytříděného materiálu mezi rošty. U těžších roštů se používají válcované profily a kolejnice. Provedení jednotlivých kolejnic roštů můžeme vidět na obr. 1. [3]



Obr.1 Příklady provedení roštnic [3]

1.3.2 ROŠTY KOTOUČOVÉ

Mohou být kruhové nebo profilované, viz obr. 2. Vytvářejí při montáži na hřídel třídící plochu a rozteč roštnice je dána délkou náboje kotouče. Průměry roštů a jejich uspořádání, případně jejich přesazení na sousedních hřídelích, vymezují šířku výstupní štěrby. K výrobě roštů se používá litina oceli nebo tvrzená litina. Otáčející se roštnice posouvají materiál. [3]



Obr.2 Druhy kotoučových roštů

1.4 SÍTA

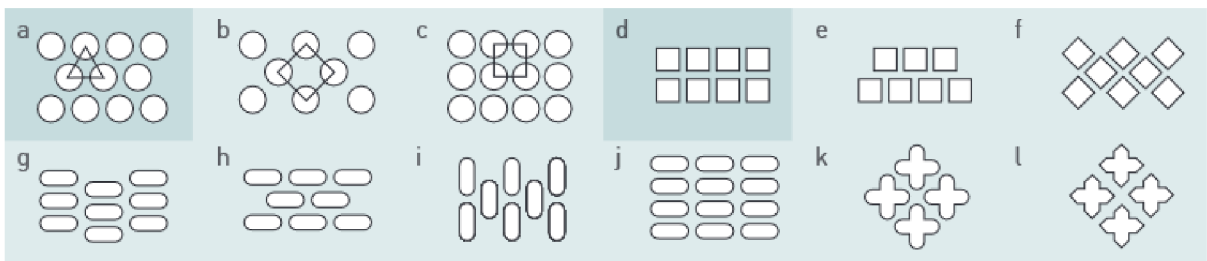
Používají se pro třídění primární až závěrečné. Síta slouží k třídění spíše menších velikostí zrn, a to od hrubého až po jemné prosévání. [3]

Můžeme je rozdělit do následujících kategorií:

- Síta plechová
- Síta drátěná
- Síta harfová
- Síta polyuretanová
- Síta gumová

1.4.1 SÍTA PLECHOVÁ

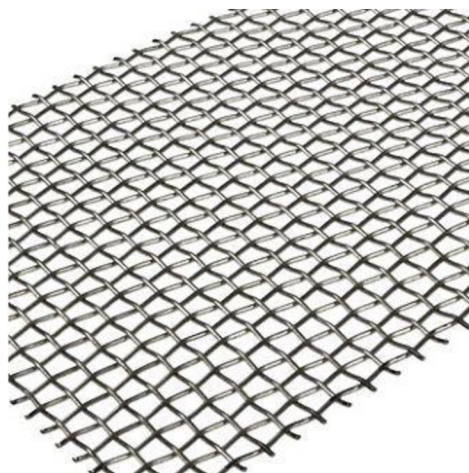
Jsou konstruována z ocelových plechů, do kterých jsou vyvrtány nebo vystřižnuty různé velké otvory. Vystříhování plechu se děje převážně na lisech. Otvory mohou být kulatého, čtvercového nebo jiného tvaru. Uspořádání otvorů je rovnoběžné nebo šachovnicové. U šachovnicového uspořádání mohou zrna prostupovat větší plochou, než je tomu u řadového uspořádání. Další výhodou tohoto uspořádání je menší opotřebení. Provedení děrování plechů je schematicky znázorněno na obr. 3. [3]



Obr.3 Přehled způsobů děrování firmy Eurositex [4]

1.4.2 SÍTA DRÁTĚNÁ

Výroba je z ocelových drátů, drátů z neželezných kovů nebo syntetických vláken s otvory o průměru 0,1 až 100 mm. Otvory v drátěných sítích jsou typicky čtvercové nebo obdélníkové, viz obr 4. Můžeme se setkat i s otvory menšími než 0,1 mm. Světlost sít se pohybuje od 25 % do 83 % a je z pravidla nižší, než je u plechových sít. Závisí na velikosti otvorů a na poměru průměru drátu ke stěně otvoru. [3]



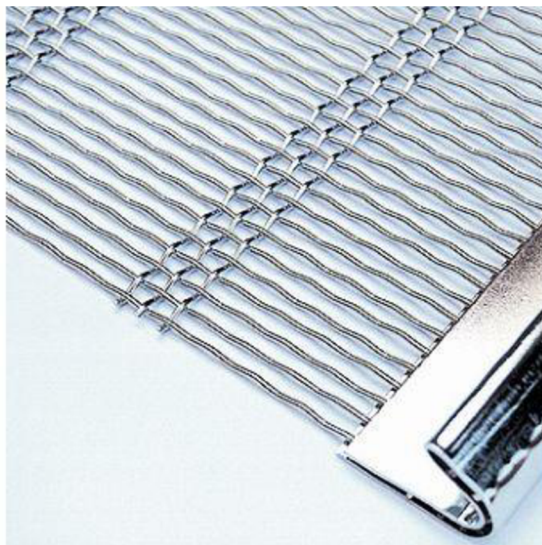
Obr.4 Nerezové drátěné síto [4]

Při instalaci drátěného pletiva je potřeba strmější sklon, protože jeho povrch není tak hladký jako u plechových sít. Větší opotřebení vyplývá z většího tření. Jednotlivé dráty se mohou pohybovat v síti a vzniknou tak větší mezery, což vede k nepřesnému procesu třídění. Životnost závisí na mnoha faktorech a z pravidla se pohybuje od dvou do 3 měsíců. K výrobě drátěného pletiva se používají různé procesy. Mohou být svařovaná, z lisovaných drátů, dokonce i pletená pro velmi jemné třídění. [3]

Drátěná síta se vyrábějí různým způsobem. Mohou být svařovaná, z lisovaných drátů nebo pletená případně i tkaná. [3]

1.4.3 SÍTA HARFOVÁ

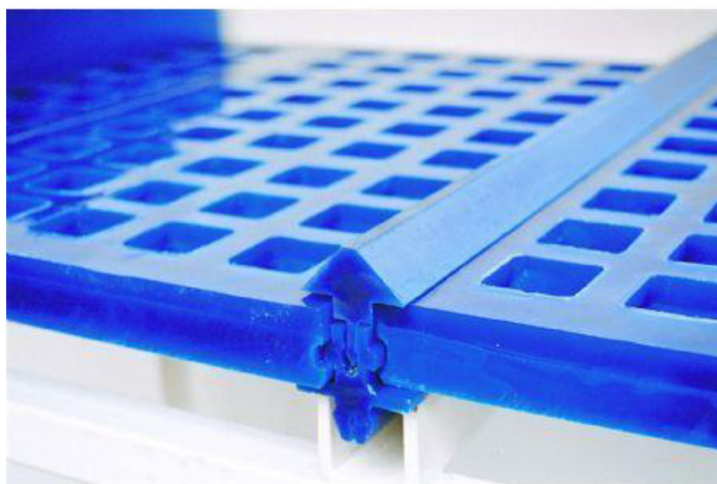
Harfová síta mají obdélníkový otvor. Tři příčné dráty tvoří takzvaný útek a kolmo na ně jsou podélné dráty, které jsou ve směru toku materiálu a tvoří obdélníkové otvory. Jsou tvořeny dráty buď rovnými, nebo zvlněnými. Tato konstrukce umožňuje příčné vibrace drátu, což snižuje ucpávání sít a podporuje samočištění. Nezaručuje však, že třídění bude přesné. Používá se ve vibračních třídících a pro třídění mokrých materiálů. Harfové síto můžeme vidět na obr. 5. [3]



Obr.5 Harfové síto vertikální [4]

1.4.4 SÍTA POLYURETANOVÁ A GUMOVÁ

Síta mohou být vyrobeny i z polyuretanu a pryže, viz obr. 6. Tyto typy sít mají řadu výhod, co se týče životnosti, pevnosti, samočisticího efektu a nízkou hladinou hluku. Síto je tvořeno z vícero částí, což umožňuje snadnou výměnu, a to pouze poškozeného segmentu. K upevnění síta do třídiče jsou určeny šrouby, upínací čepy, stranové lišty nebo klíny. Vhodné jsou jak pro mokré, tak suché třídění. Velikost ok je od 0,3 do 200 mm a jsou čtvercová nebo obdélníková. Nevýhodou může být menší světlost sítové plochy, menší výkonnost a menší ostrost třídění. [4]



Obr.6 Polyuretanové síto upnuté adaptační lištou [4]

Nejzajímavější použití tohoto typu sít je přeměna již existujících třídičů vybavených ocelovými síty na tento modulární systém. Vlastní přestavba znamená odstranění všech součástí předchozího způsobu zabezpečení síta. Ocelové trubkové nosníky jsou po změření na třídič nakonec navařeny nebo přišroubovány. Mají standardní rozměr 300 x 1000 mm a mezi ně jsou vkládány jednotlivé sítové moduly s osazenými adaptačními lištami. Boční polyuretanové lišty jsou k překrytí boků třídiče. [5]

1.5 ROŠTOVÉ TŘÍDIČE

Když je důležité při hrubém třídění oddělit velké kusy kamene od drobných nežádoucích příměsí (např. hlína), používají se roštové třídiče. Tento druh třídiče je vhodný pro zrna větší než 70 mm a často se používá pro třídění před primárním drcením, viz obr. 7. Základní roštové třídiče jsou konstruovány z kolejnic, které jsou mírně nakloněny, a jejichž rozteč se směrem dolů rozšiřuje. Úhel sklonu roštů bývá v rozmezí 20–60°. Kolejnice mohou mít různé profily a pro rozměrově velké třídiče se používají přímo válcované profily I, U, T. Největší zrna padají na konci, když se zrna kameniva kutálejí po roštu v důsledku nakloněné roviny. Časté je jejich použití v úpravnických linkách lomů nebo zpracovatelských linkách, např. výroben granulovaných průmyslových hnojiv. [3] [6]



Obr.7 Roštový třídič [7]

Lepšího třidicího účinku je možné docílit pomocí pohyblivého roštu, který můžeme vidět na obr. 8. Pohyb může být rotační kývavý nebo postupný. Litinové hřídele s tvarovaným designem jsou umístěny v rámu třídiče pod malým sklonem. Tyto otočné hřídele odvalují zrna, která pak začnou propadávat. Podobně jako u předchozího typu se mezery mohou rozšiřovat. Vzdálenost roštnic a jejich stranová rozteč určuje velikost vytříděného materiálu. [3] [6]



Obr.8 Třídič s pohyblivými rošty [8]

1.6 SÍTOVÉ TŘÍDIČE

Skládají se buď z různých ocelových přírub o různých délkách a šířek, nebo ocelových plechů či trubek. Můžeme je svařovat i šroubovat. Tvar sít a jejich velikost je dána podle tříděného materiálu. Struktura mřížky také nepřímo zajišťuje napětí v sítu nutné pro rovnoměrné rozložení vytříděného materiálu na třídící plochu. [3]

1.7 BUBNOVÉ TŘÍDIČE

Stroj se skládá ze 3 hlavních částí, kterými jsou:

- rám konstrukce
- otočný buben
- hnací mechanismus včetně pohonu

Tento typ třídění se používá převážně pro hrubé třídění, ale můžeme jím třidit i zrna menších rozměrů. Otáčení bubnu a následné třídění se děje rovnoměrnou rychlostí. Tříděný materiál se v bubnu převaluje a postupně prochází přes buben. Tyto tříděče mívají nejčastěji sklon 3–4°. Mohou být i vodorovně, kdy dopředný pohyb materiálu tvoří navařená šroubovice, která materiál posouvá skrz buben. [1]



Obr.9 Bubnový tříděč se šroubovicí a nylonovým kartáčem [9]

Tímto typem se dá třidit například štěrk, kamenivo, zemina, dřevní štěpky, uhlí a uhelné kaly. Někdy jsou vybaveny nylonovým kartáčem, který je uchycen v horní části bubnu a slouží k uvolnění zaseknutého materiálu v sítu. Příklad bubnového tříděče s čističem síta můžeme vidět na obr. 9. [10]

Pohon bubnu je zde řešen pomocí asynchronního elektromotoru nebo spalovacím motorem. Některé mají vyvedenu hřídel na pohon bubnu pro připojení k vývodové hřídeli traktoru. Elektromotor se používá u menších tříděčů. U větších tříděčů a třídících linek se používá dieselový agregát. Výkon z pohonu je přenášen pomocí poháněného kolečka, pomocí řetězu nebo řemenovým převodem. Všechny tyto využití mají své výhody či nevýhody.

K zajištění bubnu jsou podpory umístěné ze spodu bubnu, které jsou tvořeny kolečky s ložisky. Buben se tam může otáčet a zároveň je zajištěn proti pohybu. Druhým způsobem uchycení bubnu je pomocí hřídele, která vede skrz buben. K bubnu je připevněna a je uchycena v ložiskách, jak můžeme vidět na obr. 10.



Obr.10 Buben uchycený na středové hřídeli [11]

Na samotném bubnu mohou být navařeny ostatní prvky, jako jsou třeba různé prstencovité plechy, které slouží k zabránění materiálu ve vypadávání na druhé straně, než je žádoucí. Dále mohou sloužit k zabránění pohybu, jako tomu je na obr. 9, kde ložiskové jsou podpory v takzvané drážce neboli kolejnici, a je tak zabráněno pohybu bubnu v axiální ose. V případě, že je axiální síla příliš velká, nebo je zde potřeba seštelovat umístění bubnu v axiálním směru, zde bývají další přídavná ložiska pro zachycení axiálních sil, nebo případné seštelování bubnu v axiálním směru. Dále se můžeme i setkat, zejména u třídíčů s ložiskovými podpěrami, v zabránění vyskočení bubnu z rámu při převozu třídíče. Může být řešeno samotným pohonem řetězu nebo řemenice, kdy samotný řemen je omotán kolem bubnu a zabraňuje jeho pohybu, aby buben nemohl vypadnout. Další možností je přídavné radiální ložisko na vrchní část bubnu jako tomu je na obr. 11, kde na jedné straně je buben zachycen řemenem od pohonu a na druhé straně je zde přídavné ložisko s rámem.



Obr.11 Řešení zachycení bubnu u mobilního třídíče [12]

1.8 VIBRAČNÍ TŘÍDIČE

Vibrační třídiče se skládají ze 3 hlavních částí:

- Pohon (zdroj kmitů)
- Třídící plocha (síto či roštnice)
- Pružiny (podpěrné nebo závěsné)

Je to nejrozšířenější typ třídění. Můžeme jím třidit v podstatě všechny typy zrn o všech velikostech, a to v rozsahu třídění zhruba od 0,5 do 200 mm. Tříděné plochy mají harmonický kmitavý pohyb. Pohyb kmitání je v rovině kolmé na síto. Tříděný materiál tak poskakuje nebo skáče po sítu a menší zrna propadávají skrz síto, a tím dochází ke třídění. [3]



Obr.12 Stolový vibrační třídič [10]

Stolní vibrační třídiče ve tvaru obdélníkové desky se používají k třídění vlhkých, lepivých a abrazivních materiálů do hrubých, středních a jemných kategorií. Mohou se podílet na odvodňování, odstraňování zeminy, prosévání pevných látek z kapalin, odstraňování prachu a dalších úkolech souvisejících s těžbou. Mezi materiály, které byly vytříděny, patří drcené kamenivo, štěrk, písek, rudy, uhlí a koks. [10]

Třidit můžeme i plošným pohybem, kde se síta pohybují harmonickými kmity, a to v rovnoběžném směru. Je to převážně pro jemné třídění a rozsah třídění tímto způsobem je zhruba do velikosti zrn 0,5 mm. [3]

Jako zdroj kmitů se nejčastěji používá:

- Elektromagnetický budič kmitů
- Asynchronní motor s nevyvážkou
- Pneumatický budič

1.9 MOBILITA TŘÍDIČŮ

U mnoho typů třídičů je naprosto zásadní jejich mobilita. Už od začátku výběru stroje se musí dát důraz na to, v jakých podmínkách bude stroj fungovat a na to, zdali bude zapotřebí stroj přesouvat z místa na místo, nebo stačí, když bude po dobu výkonu své práce na jednom místě. Tento faktor může záležet i na tom, jaký je požadavek na výkon třídiče, tím pádem i na jeho hmotnost. Lehčí třídič se bude přesouvat daleko snadněji než několika tunová třídící linka.

Z hlediska mobility můžeme stroje rozdělit do následujících kategorií:

- Stacionární
- Semimobilní
- Mobilní

1.9.1 STACIONÁRNÍ

Tento typ strojů při provozu stojí pevně na jednom místě. Proto těmto strojům říkáme, že jsou stacionární. Dají se přesunout na jiné místo pouze rozmontováním a naložením na převozní vozidlo. Výstavba těchto strojů a případný převoz je však velice časově náročný a nákladný, proto se používají tam, kde předpokládáme dlouhodobé třídění materiálu a velký výkon třídění. Výhodou může být to, že nejsou omezeny rozměry ani hmotnosti stroje, jako tomu je například u mobilních či semimobilních třídičů. Nevýhodou může být prašnost a hlučnost, proto bývají umístěny mimo městskou část v kamenolomech nebo v recyklačních střediskách. [13]

1.9.2 SEMIMOBILNÍ

Tento typ většinou stojí také na pevném a tuhém rámu, avšak oproti stacionárním strojům je jeho převezení daleko lehčí. Jsou uzpůsobeny k snadnému převozu, a to jako kontejner pomocí kontejnerového vozidla. Můžeme se setkat i s třídícími linkami, které jsou rozměrově větší a v tomto případě se převážejí na podvalníku kamionu. Příklad nakládání semimobilního třídiče na přepravné vozidlo můžeme vidět na obr. 13. [14]



Obr.13 Nakládání semimobilního třídiče na kontejnerové vozidlo [14]

1.9.3 MOBILNÍ

Vyznačují se velkou flexibilitou a možností snadného přesunu stroje buď mezi pracovišti, nebo po pracovišti. Stroje bývají omezeny hmotností a rozměry, což se může projevit na kvalitě tříděného materiálu. Svojí mobilitou však usnadňují práci i finanční prostředky. Hodí se spíše pro menší tříděče. Pro speciální typy podvozků může tříděč vážit i několik tun. Stěžejní u mobilních tříděčů je fakt, že se musí řešit i podvozek tohoto stroje, který zajišťuje mobilitu stroje. [13]

Mobilní tříděče můžeme rozdělit podle typu podvozku na:

- Kolové (viz obr. 15)
- Pásové (viz obr. 14)

Pro nebezpečné plochy je velmi nápomocné mobilní zařízení s pásovým podvozkem. Tento typ podvozku se používá zejména u velkých a těžkých tříděcích strojů nebo u tříděcích linek. Stroj se tak díky pásům může pohybovat po pracovním místě jako je třeba kamenolom a nemusí se složitě řešit transport stroje ani demontování stroje při přesunu. Tyto stroje mohou mít i několik desítek tun.



Obr.14 Mobilní dopravní tříděč s pásovým podvozkem [14]

Kolový podvozek je velmi dobrým a rozšířeným řešením mobilních strojů. Díky tomuto podvozku je možné strojem snadno manipulovat a přemísťovat jej pomocí tažného vozidla. Lze tak snadno transportovat stroj na různá pracovní místa.



Obr.15 Mobilní třidič s kolovým podvozkem [15]

1.10 VÝROBCI TŘIDICÍCH STROJŮ

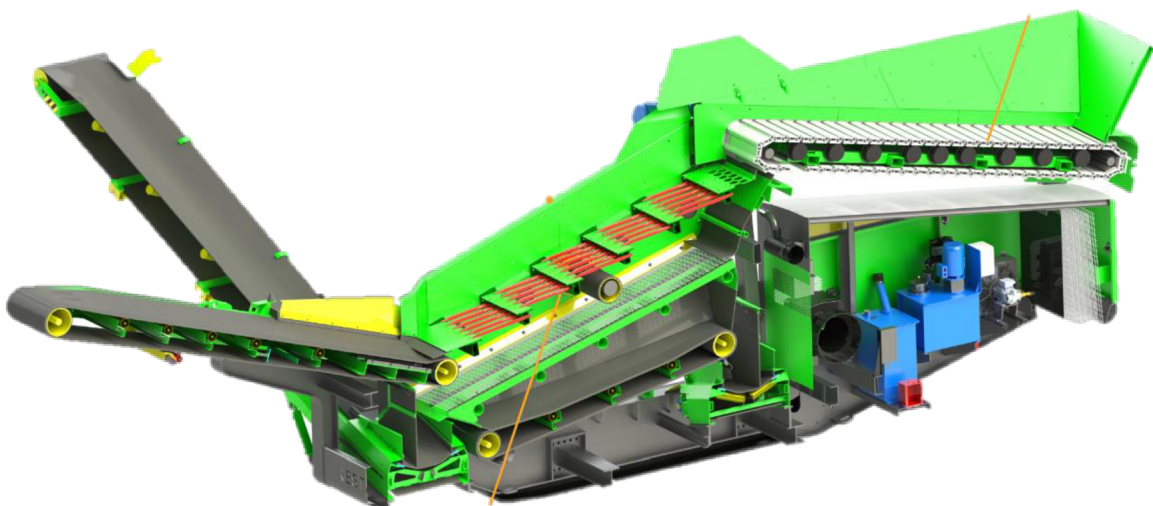
Výrobců, kteří se zabývají touto technologií a výrobou těchto strojů, je nepřehledné množství. V České Republice je celá řada výrobců této techniky. Výrobci jsou seřazeni od hrubotřidičů s hmotností několik desítek tun až po ty nejmenší s váhou i menší než jedna tuna.

1.10.1 RESTA

Je česká společnost, která se zabývá vývojem, výrobou a provozem strojů pro recyklaci stavebních odpadů a zpracování nerostných surovin. Mají dlouholeté zkušenosti, které jim pomáhají v konstrukci nových zařízení. Firma je největším výrobcem mobilních třidičů a drtičů. Mimo jiné se zabývá i dopravníky, zpracovatelskými linkami, servisem a prodejem náhradních dílů a strojní výrobou.

Firma vyrábí velké množství třídící techniky. Hmotnosti strojů se pohybují od 5 do 35 tun. Počet výstupných frakcí je od 2 do 5 mm. Pohon bývá převážně elektrický nebo na spalovací motor. Mohou být jak kontejnerové, mobilní, tak semimobilní. Výkon strojů se pohybuje od 5 t/hod. až po 270 t/hod.

Jako příklad si můžeme uvést mobilní třidič RESTA HTH3 1200x3000 znázorněný na obr. 16, jako mnoho ostatních typů tento má pásový podvozek k snadnému přemístění po pracovní ploše. Výhoda tohoto třidiče je, že má 4 třídící plochy, třídící materiál může obsahovat velké kusy a napájení může být i ze sítě. Je vybaven osvětlením. Pásové dopravníky dopravují materiál po třídícím procesu můžeme při přepravě sklápět. Lze ovládat i dálkovým ovládním. Slouží pro recyklaci asfaltu, betonu, cihelné sutě nebo ke třídění přírodního kameniva. [14]



Obr.16 Mobilní hrubotřídič RESTA HTH3 1200x3000 [14]

1.10.2 TEREX CZ

Společnost sídlí v České Republice. Distribuuje výrobky společností Terex, EDGE, Demaseer, Pilot Crushtec. Společnost Terex je zde od roku 1958 a přináší inovativní technologie v oblasti mobilních třídičů, drtičů, haldovacích pásů a dalších technologiích pro těžbu a úpravu nerostů i jejich recyklaci. Firma se vyrábí stroje s názvem Siltmaster. Slouží k praní kameniva, avšak vodu, kterou kamenivo pere, následně čistí a použitou vodu recykluje. Lze tak prát bez kalových polí. Výhody jsou značné, a to praní tam, kde je nedostatek vody, místa a redukce vodního hospodářství.

Firma disponuje celou řadou mobilních třídičů a hrubotřídičů s výkony od 40 do 700 t/hod. Je schopna navrhnout technologie pro separaci materiálů včetně uhlí, uhelných kalů, kompostu, dřevní štěpky, písku, kameniva, zeminy, recyklátů a stavební suti. Téměř není surovina na zemi, která by nebyla ošetřena jedním z našich zařízení. Vývoj nových produktů, které se neustále přizpůsobují měnícím se požadavkům odráží odbornost našich partnerů. Za polárním kruhem a v tropické Africe může jejich zařízení fungovat za různých klimatických a provozních podmínek.

Spolu se šikmými vibračními třídičkami firma dodává také mobilní horizontální třídiče se dvěma nebo třemi třidicími plochami, mobilní hrubé třídiče a bubnové třídiče s technologií Flip Flow společnosti Spacek. [16]

1.10.3 INGES S.R.O.

Tato společnost byla založena v roce 1991 a byla zaměřena především na geologický a geotechnický průzkum. Dnes se i mimo jiné věnuje prodeji a servisu mobilních drtičů a třídičů kanadsko-irské firmy McCloskey Intl. Ltd. a britské firmy EXTEC Screens and Crusher Ltd.

Plošinové třídiče firmy McCloskey Intl. Ltd. řady S jsou k dispozici se síťovými komorami, které mají tři, čtyři, šest a sedm metrů na délku a mezi 1,4 a 1,8 metrů na šířku. Vyrábějí se ve dvousítném a třísítném provedení s výjimkou nejmenší verze. Čtvrtý dopravník u třísítných variant je ideálně situován pro recirkulaci síta vzhledem k drtiči. Síťové komory jsou stavěny osvědčenou dvouložiskovou metodou uložení. Jejich mimořádná houževnatost umožňuje využít co největší výkon stroje pro co nejefektivnější třídění. Řadu S doplňuje ultrakompaktní malý model Kompaq.

Firmy EXTEC Screens and Crusher Ltd. vyrábí třídíče a hrubotřídíče obdobných výkonů a velikostí. Příklad třídíče můžeme vidět na obr. 17. [17]



Obr.17 Třídíč McCloskey Kompac [17]

1.10.4 VOSTING

Tato společnost se věnuje prodeji nových i použitých strojů a zařízení pro odpadové hospodářství. V jejich nabídce můžeme vidět drtiče bioodpadů, drtičí a míchací vozy, bubnové třídíče, stacionární i mobilní třídíče a drtiče pro stavební sutě a další. V rámci jejich obchodního zastoupení poskytují mobilní techniku v oblasti odpadového hospodářství, včetně bubnových sítí, překopávačů kompostu, štěpkovačů a drtičů bioodpadu. Pro těžbu štěrku a recyklaci stavebního odpadu poskytujeme čelistové drtiče a vibrační třídíče.

U bubnových mobilních třídíčů můžeme vybírat ze 6 variant s označením. Podvozek těchto třídíčů je kolový a používají se převážně v kompostárnách pro třídění kompostů nebo v zahradnictví. Disponují výkonem do 250 m³/hod.

Jako příklad můžeme uvést nejmenší z bubnových třídíčů, kterým je Terra Select T 30 znázorněn na obr. 18. Slouží k třídění kompostu nebo v zahradnictví. Je vybaven dieselovým motorem o výkonu 25 kW, kdy spotřeba paliva je 4 l/hod. Třídící výkon je až 60 m³/hod., což je zapříčiněno také velkou násypkou. Výhody stroje jsou snadná výměna bubnu, nízká výška, velká násypka a pásové dopravníky dopravující tříděný materiál do značné výšky. [12]



Obr.18 Třídíč Terra Select T 30 [12]

1.10.5 EUROGREEN

Eurogreen působí na českém trhu již více než 20 let. Původní zaměření firmy bylo na travnaté plochy a jejich zavlažování. Dnes se mimo jiné zabývá prodejem bubnových třidičů firmy Zemmler. Zemmler je Německá společnost, která vyrábí a servisuje třídící stroje a i je pronajímá. Také se věnuje prodeji náhradních dílů. Tyto stroje mají využití v nejrůznějších odvětvích. Umožňují prosévání ve třech frakcích pouze v jedné operaci. Výměnná drátěná síta zajišťují optimální přizpůsobení individuálním požadavkům na prosévání. Firma nabízí k prodeji 6 typů třidičů.

Pomocí technologie dvoububnových třidičů Zemmler lze snadno tředit různé materiály, včetně zeminy, písku, šterku, asfaltu, kompostu, dřevěné štěpky, stavební suti, recyklovaných materiálů, strusky, škváry a kameniva. Materiál se třídí do tří frakcí v jednom kroku metodou dvojitého bubnu. Kompletní řada třidičů disponuje výkonem od 5 do 150 m³/hod. vytríděného materiálu.

Příklad třidiče bylo možné vidět již na obr. 15. Jedná se o dvounápravový bubnový třidič. Výkon je 5-30 m³/hod. Plocha síta činí 12 m². Maximální hmotnost je 3,5 tuny. Třidič má dvojité bubny. Síta mají oka o rozměru od 2 do 80 mm. Rozměry jsou 6450 x 2100 x 3200 mm. Je možné materiál tředit i do 3 frakcí pomocí násuvného prstence. Pohon je zajištěn elektrickou přípojkou nebo volitelně s benzínovým či dieslovým agregátem. [18]

1.10.6 ZV AGRO S.R.O.

Firma zahrnuje následující služby, kterými jsou servis, oprava techniky, oprava kardanů, financování techniky, předvedení či půjčení strojů, poradenství a prodej náhradních dílů. Zájmem této firmy jsou zejména zemědělské stroje.

ZV Agro nabízí i bubnové třidiče PEZZOLATO. V nabídce má 3 typy a to L 2000, L3000 a L 3000 mini. Třidiče jsou zejména pro komunální nebo lesní využití.

Nejmenší bubnový třidič v nabídce je PEZZOLATO L 2000, viz obr 19. Je na jednonápravovém podvozku. Buben je snadno vyměnitelný. Pohon se zde liší na základě typu stroje. Stroje označeny G mají pohon od vyvedené hřídele traktoru, typ M má pohon pomocí dieslového motoru a typ E má elektromotor o výkonu 7,5 kW. Hmotnost je pouhých 1600 kg, proto se řadí mezi lehčí stroje. Výkon stroje se pak pohybuje od 15 do 25 m³/hod. Pro jistější posun materiálu je buben vybaven šroubovicí, která má stoupání 550 mm. [19]



Obr.19 Bubnový třidič Pezzolato L 2000 [19]

1.10.7 KOVONOVÁK

Je to zemědělská firma sahající hluboko do historie. V současné době aktivně udržuje kolem 0,6 hektarů půdy. Tento rodinný podnik je dále jeden z nejvýznamnějších výrobců zemědělské techniky v České Republice. Zemědělskou techniku vyrábí a prodává od roku 1992.

V jejich nabídce strojů můžeme najít i bubnový třidič. Materiály jako zemina, dřevěné štěpky, kompost, uhlí nebo uhelné kaly se třídí pomocí bubnového třidiče. Tento druh třidiče se vyznačuje vysoce přesným pohybem tříděného materiálu, systém čištění je pomocí nylonových kartáčů pro zajištění plynulého průchodu sít. Bubnové třidiče jsou známé svými nízkými nároky na údržbu a vysokou účinností třídění materiálu. [20]

Tab.1 Technické parametry bubnového třidiče

výkon třidiče	15 - 30 m ³ /hod
průměr bubnu	1390 mm
příkon	7 kW
hmotnost	650 kg
šířka	2550 mm
délka	3230 mm
výška	2920 mm



Obr.20 Bubnový třidič společnosti Kovanovak [20]

1.10.8 SCREEN

Je česká firma působící na trhu od roku 2011. Vyrábí především třídíče vibrační a bubnové. Firma si výrobu a konstrukci řeší sama na základě dlouholetých zkušeností. Konstrukce třídíčů je jednodušší, s třídíči se tak dá snadno manipulovat, jedná se o semimobilní třídíče. Pomocí třídíčů se tak firma snaží snížit náklady na odvoz sutě ze staveb, a tím dosáhnout menšího dopadu na životní prostředí. Od tohoto výrobce jde i stroje půjčit.

Firma disponuje 10 typy vibračních třídíčů, které se liší rozměry a třdicím výkonem. Třdicí výkon se pohybuje od 2 t/hod. do 100 t/hod. Rozměr činí u nejmenšího třídíče 1089 x 1203 x 1454 mm, u největšího vibračního třídíče je to 3090 x 1620 x 2640 mm.

Co se týče bubnových třídíčů, firma vyrábí dva typy, a to MDS MIDI a MDS BIG. Oba třídíče jsou si rozměry a výkonem podobné. Pro přesnější přehled můžeme v tab. 2 vidět technické parametry menšího třídíče s označením MDS MIDI. Jeho vzhled můžeme vidět na obr. 21. v pracovní pozici. [21]

Tab.2 Technické parametry třídíče MDS MIDI

výkon třídíče	20 - 50 t/hod
maximální šířka lopaty	1900 mm
průměr bubnu	1200 mm
příkon	400 V, 3,1 kW
hmotnost	1200 kg
šířka	2080 mm
délka	3030 mm
výška	2920 mm



Obr.21 Bubnový třídíč firmy CZ Screen model MDS MDI [21]

1.11 PŘÍVĚSY A NÁVĚSY

Přívěs je nepoháněný a je tažen tažným vozidlem. Tažné vozidlo často bývá motorovým vozidlem, jako například osobní automobil, tahač nebo traktorem. Na rozdíl od návěsu nese tažné vozidlo přívěsu pouze malou část jeho váhy. Motorové vozidlo, které táhne přívěs, musí zajistit brzdění či světelnou signalizaci danému přípojnému vozidlu. V normálním silničním provozu bude motorové vozidlo táhnoucí přívěs obvykle používat technické metody a elektrické signály, jako je ovládání nebo elektrické napájení brzdových, obrysových a směrových světel instalovaných na přívěsu, aby bylo zaručeno, že tažené vozidlo bude správně brzdit a bude správně osvětleno. To může také odkazovat na elektrické vytápění nebo osvětlení uvnitř taženého vozidla pro autobusy a obytné přívěsy. Příklady tohoto uspořádání může být například obytný přívěs, přípojný vozík (viz obr. 22) atd. Tažným vozidlem tak často bývá osobní automobil. [22]



Obr.22 Přívěs pro osobní automobil [23]

U návěsu na rozdíl od přívěsu je část hmotnosti návěsu přenášena na tažné vozidlo, které z pravidla je k tomu účelu uzpůsobeno. Vzhledem k tomu, že návěsy poskytují značný ložný prostor a značnou užitnou hmotnost, jsou nyní často používány při přepravě zboží po silnici. Návěs a tahač jsou spojeny do jednoho vozidla. Základním příkladem tohoto uspořádání je kamion na obr. 23. [22]



Obr.23 Tahač s návěsem [22]

1.12 KAMENIVO A PÍSEK

Základním stavebním materiálem je kamenivo. Na základě způsobu těžby materiálu využívaného ve stavebnictví jej můžeme rozdělit do dvou skupin.

1.12.1 ŠTĚRKOPÍSEK

Je to základní stavební materiál, který se hojně využívá na stavbách. Těžba probíhá buď za mokra, nebo za sucha. V případě těžby za sucha se nachází ložisko štěrkopísku nad vodní hladinou, v opačném případě jedná-li se tedy o těžbu z vody, je materiál vytěžen pomocí drapákového nebo korečkového rypadla a následně je lodním nebo pásovým dopravníkem dopraven na břeh, kde je dále zpracováván.

1.12.2 KAMENIVO

Těží se v lomech, a to tím způsobem, že jsou části horniny odstřelovány a odstřelený materiál je dále zpracováván. Nejčastěji takhle vznikají materiály jako například žula, rula, vápenec, pískovec a čedič.

1.12.3 PŘETVÁŘENÍ VYTĚŽENÉHO MATERIÁLU

Materiál po těžbě je potřeba zpracovat. To se děje na přetvářecích linkách. Na těchto linkách dochází nejprve k drcení a následně k třídění a praní.

- Drcení
- Třídění
- Praní

Nejprve se vytěžený materiál drtí na drtičích pro docílení lepšího tvaru zrna a hlavně zmenšení velikosti zrn. Drtiče jsou tak přímo konstruovány na drcení materiálu na různou velikost zrn. Následně pomocí dopravníku je materiál dopraven do takzvaných třídíčů, kde dochází k roztřídění materiálu podle velikosti zrn na jednotlivé frakce. Pak už se jen vytríděná zrna perou, a to pomocí vody. Dojde tak k odplavení jílových složek, které se následně odvedou do kalových polí. Výsledkem je tak vyčištěný materiál vhodný pro přepravu do sil nebo na skládku ke skladování.

1.12.4 FRAKCE KAMENIVA

Hrubost kameniva je označena frakcemi. Frakce zrn je tak označena dvěma čísly, kdy první číslo značí velikost nejmenších zrn, které se mohou objevit v dané frakci a druhé číslo, většinou za lomítkem, značí největší rozměr zrn v dané frakci. Například kamenivo frakce 8/16 obsahuje zrna o velikosti od 8 do 16 mm.

- Frakce od 0/2 do 0/32 – je hojně využívaná jak pro stavebnictví, tak pro stavbu komunikací a koridorů.
- Frakce 4/8 - může být použita nedrcená pro vnější dekorace, pro různé podsypy nebo do betonových směsí.
- Frakce 8/16 - tato frakce je prané kamenivo extrahované z vody, je ideální pro různé druhy posypů, stejně jako do betonových směsí nebo na stavbu komunikací a odvodňovacích chodníků.

- Frakce 16/32 - tato frakce se využívá pro opravu komunikací nebo jako zásyp zahradních ploch.
- Frakce 22/125 - má využití například ve venkovních zahradních jezírkách.



Obr.24 Frakce štěrku 32/63 [24]

1.12.5 FRAKCE PÍSKU

Písek je přirozeně se vyskytující stavební materiál, který lze využít ve všech fázích výstavby. Písek vyrobený z oxidu křemičitého je vynikajícím zásypovým a těsnicím materiálem.

- Frakce 0/2 - velmi jemný písek ideální pro dosyp chodníkových spár nebo na ozdravné pískování trávníků
- Frakce 0/4 - písek vhodný jako příměs do betonových směsí
- Frakce 0/8 - do litých betonů a pro výstavbu pilířů (viz obr. 25)



Obr.25 Frakce písku 0/8 [24]

2 LEGISLATIVA SPOJITELNOSTI VOZIDEL

Jaký přípojný vozík můžeme dát za vozidlo nám určuje legislativa vydaná ministerstvem dopravy. Aktuální je platná vyhláška 209/2018 Sb. o hmotnosti, rozměrech a spojitelnosti vozidel, která nabyla platnosti 1. října 2018. Tato vyhláška tak nahradila do té doby platnou devátou část vyhlášky 341/2014 Sb. [23]

2.1.1 KATEGORIE VOZIDEL

Vozidla jsou rozdělena do následujících kategorií:

- Kategorie L – motorová vozidla zpravidla s méně než čtyřmi koly
- Kategorie M – motorová vozidla, která mají nejméně čtyři kola a používají se pro dopravu osob
- Kategorie N – motorová vozidla, která mají nejméně čtyři kola a používají se pro dopravu nákladů
- Kategorie O – přípojná vozidla
- Kategorie T – traktory zemědělské nebo lesnické
- Kategorie S – pracovní stroje
- Kategorie R – ostatní vozidla, která nelze zařadit do výše uvedených kategorií [25]

2.1.2 KATEGORIE PŘÍPOJNÝCH VOZIDEL

Kategorie přípojných vozidel se pak dále dělí následovně:

- Kategorie O1 – přípojná vozidla o nejvyšší přípustné hmotnosti nejvýše 750 kg
- Kategorie O2 – přípojná vozidla o nejvyšší přípustné hmotnosti přes 750 kg, ale nejvýše 3500 kg
- Kategorie O3 – přípojná vozidla o nejvyšší přípustné hmotnosti přes 3500 kg, ale nejvýše 10 000 kg
- Kategorie O4 – přípojná vozidla o nejvyšší přípustné hmotnosti přes 10 000 kg
- Kategorie OT1 – přípojná vozidla traktoru o nejvyšší přípustné hmotnosti nejvýše 1500 kg
- Kategorie OT2 – přípojná vozidla traktoru o nejvyšší přípustné hmotnosti přes 1500 kg, ale nejvýše 3500 kg
- Kategorie OT3 – přípojná vozidla traktoru o nejvyšší přípustné hmotnosti přes 3500 kg, ale nejvýše 6000 kg
- Kategorie OT4 – přípojná vozidla traktoru o nejvyšší přípustné hmotnosti přes 6000 kg [25]

2.1.3 SPOJITELNOST VOZIDEL V JÍZDNÍ SOUPRAVU

Bezpečnost provozu na pozemních komunikacích je dále ohrožena, pokud není splněna některá z následujících podmínek:

a) za vozidla kategorií M, N, L nebo Z lze připojit pouze vozidla kategorie S, pokud tak bylo stanoveno při schválení technické způsobilosti obou vozidel, nebo vozidla kategorie O,

b) za vozidla kategorií T, C nebo Z lze připojit pouze vozidla kategorie R nebo S, pokud není v § 3 odst. 1 písm. f) stanoveno jinak,

c) vozidla kategorií R nebo S, která nejsou vybavena brzdovým zařízením, a vozidla kategorií R nebo S, která jsou vybavena nájezdovou brzdovou soustavou, mohou být zapojována jen za tažná vozidla, jejichž provozní hmotnost je shodná nebo vyšší než hmotnost připojovaného vozidla, pokud nebylo při schválení technické způsobilosti tažného vozidla stanoveno jinak; u vozidel výše uvedených kategorií s největší povolenou hmotností nad 3 t zapojených do jízdní soupravy musí být kromě toho účinek parkovací brzdy tažného vozidla schopen ubrzdit jízdní soupravu s tímto vozidlem na pozemní komunikaci se sklonem 12 %, pokud nebylo při schválení technické způsobilosti tažného vozidla stanoveno jinak,

d) v případě spojení tažného vozidla s přívěsem nebo dalším přívěsem musí být dále splněny tyto podmínky:

1. svislé statické zatížení pevné oje, svisle nevýkyvné, u přívěsů s nápravou uprostřed, musí mít vždy kladnou hodnotu, aby se zabránilo odlehčování zadních náprav tažného vozidla, a

2. svisle výkyvná oj přívěsu nesmí mít v zapojeném stavu úhlovou odchylku od vodorovné roviny větší jak 10°, přitom poloha oje je dána spojnicí os čepů umožňujících kývání oje a bodu vlastního spojení s tažným vozidlem,

e) zapojení vozidel do jízdních souprav, s výjimkou tažení přívěsů kategorií O1 nebo O2 s nájezdovou brzdou, je možné v těchto kombinacích:

1. tažné vozidlo s ABS a přípojně vozidlo s ABS,

2. tažné vozidlo bez ABS a přípojně vozidlo bez ABS,

3. tažné vozidlo bez ABS a přípojně vozidlo s ABS za podmínky, že tažné vozidlo je vybaveno zařízením umožňujícím napájet a kontrolovat bezchybnou funkci ABS přípojně vozidla, a

4. tažné vozidlo kategorie T s ABS a přípojně vozidlo bez ABS, jehož nejvyšší konstrukční rychlost je do 40 km.h-1,

f) do jízdní soupravy s tažnými vozidly kategorií M1 nebo N1 smí být zapojeno přípojně vozidlo kategorie O1 nebo O2 tak, aby bod činné svítící plochy přední obrysové svítilny tažného vozidla, který je nejbližší rovině vymezení největší šířky přípojně vozidla, nebyl dále než 400 mm od této roviny, měřeno na každé straně jízdní soupravy vozidel zapojených do jízdní soupravy a podélné ose,

g) délka přípojného vozidla za dvoukolové motorové vozidlo nesmí být větší než délka tažného vozidla, nejvýše však 2,5 m,

h) každé pohybující se motorové vozidlo nebo pohybující se souprava vozidel musí být schopné otočit se v kruhu, ve kterém nejsou překážky, o vnějším poloměru 12,50 m a vnitřním poloměru 5,30 m. [26]

2.1.4 SPOJITELNOST VOZIDEL Z HLEDISKA HMOTNOSTI NA NÁPRAVU

Hodnoty hmotností na nápravu, skupinu náprav vozidla a jízdních souprav včetně nákladu, jejichž překročení ohrožuje bezpečnost provozu na pozemních komunikacích nebo stav pozemní komunikace, činí

a) u jednotlivé nápravy - 10,00 t,

b) u jednotlivé hnací nápravy - 11,50 t,

c) u dvojnápravy motorových vozidel součet zatížení obou náprav dvojnápravy při jejím dílčím rozvoru

1. méně než 1,0 m - 11,50 t,

2. od 1,0 m a méně než 1,3 m - 16,00 t,

3. od 1,3 m a méně než 1,8 m - 18,00 t,

4. od 1,3 m a méně než 1,8 m, je-li hnací náprava vybavena dvojitou montáží pneumatik a vzduchovým pérováním nebo pérováním uznaným za rovnocenné nebo pokud je každá hnací náprava opatřena dvojitou montáží pneumatik a maximální zatížení na nápravu nepřekročí 9,50 t - 19,00 t,

d) u dvojnápravy přípojných vozidel součet zatížení obou náprav dvojnápravy při jejím dílčím rozvoru

1. méně než 1,0 m - 11,00 t,

2. od 1,0 m a méně než 1,3 m - 16,00 t,

3. od 1,3 m a méně než 1,8 m - 18,00 t, [26]

2.1.5 NEJVĚTŠÍ POVOLENÉ ROZMĚRY VOZIDEL A JÍZDNÍCH SOUPRAV

Rozměry vozidel a jízdních souprav včetně nákladu, jejichž překročení ohrožuje bezpečnost provozu na pozemních komunikacích, a jejich hodnoty jsou

a) šířka, která činí u

1. vozidel kategorií M, N, O, R, T nebo C, není-li v této vyhlášce stanoveno jinak - 2,55 m,

2. vozidel, jejichž pevné nebo pohyblivé nástavby jsou speciálně vybaveny pro přepravu nákladu při řízených teplotách a jejichž boční stěny včetně izolace jsou nejméně 45 mm silné - 2,60 m,

3. u zvláštních vozidel podkategorie SS při jízdě na silnicích II. a III. třídy, místních komunikacích a účelových komunikacích; pokud překračují šíři vozidla uvedenou v bodě 1 až do celkové šíře 3,50 m, lze je provozovat pouze za užití zvláštního výstražného světla oranžové barvy nebo za použití vozidla technického doprovodu vybaveného zvláštním výstražným světlem oranžové barvy - 3,50 m,

b) výška, která činí u

4. jízdní soupravy tažného vozidla s návěsem - 4,08 m,

c) délka, která činí u

1. jednotlivého vozidla s výjimkou autobusu a návěsu - 12,00 m,

6. jízdní soupravy motorového vozidla s návěsem - 16,50 m,

7. jízdní soupravy motorového vozidla s jedním přívěsem - 18,75 m, [26]

2.1.6 ROZSAH ÚDAJŮ UVÁDĚNÝCH V DOKLADU O ROZMĚRECH VOZIDLA

V dokladu o rozměrech vozidla jsou uvedeny údaje o

a) jménu výrobce vozidla,

b) identifikačním čísle vozidla,

c) délce vozidla,

d) šířce vozidla,

e) měření délky jízdní soupravy, kterými jsou

1. vzdálenost mezi předním čelem motorového vozidla a středem spojovacího zařízení (háček spřáhla nebo sedlo tahače návěsů); v případě sedlové spojky s několika spojovacími místy musí být uvedeny největší a nejmenší hodnoty,

2. vzdálenost mezi středem spojovacího zařízení přívěsu (čep sedla tahače) nebo návěsu (čep sedla návěsu) a zadním čelem přívěsu nebo návěsu; v případě zařízení s více spojovacími místy musí být uvedeny nejmenší a největší hodnoty,

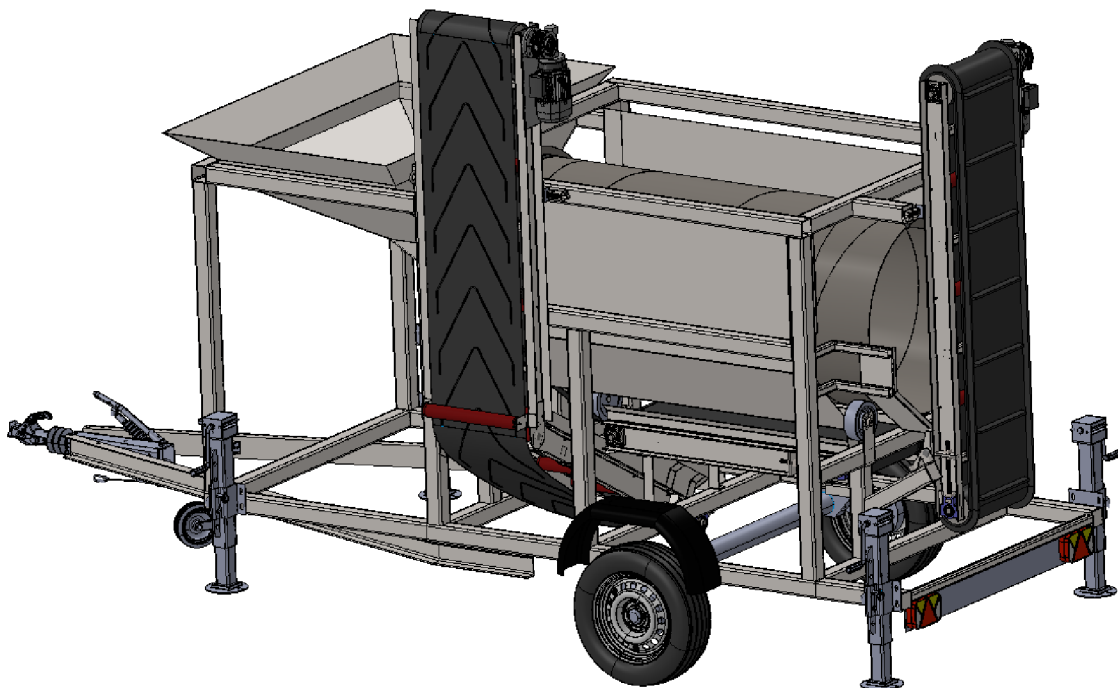
f) dodatečné hmotnosti vyžadované pro vozidla na alternativní paliva určenou na základě dokumentace poskytnuté výrobcem při schvalování daného vozidla. [26]

3 KONCEPČNÍ NÁVRH ZAŘÍZENÍ

Při samotném konstrukčním návrhu byly dodrženy následující kroky:

1. Z analyzování zadání diplomové práce, která nám určuje požadavky na zařízení a jeho funkčnost.
2. Samotný návrh konceptu zahrnuje obecný popis zařízení a jeho hlavních uzlů, a funkčnosti jako celku.
3. Výpočetní a simulační prvky jednotlivých uzlů nebo i celku a zjištění, jestli dané zařízení splňuje požadavky na výkon a ostatní specifikace.
4. Konstrukčního návrhu, který zahrnuje detailní výkresy a popisy jednotlivých komponent zařízení, včetně informací o použitých materiálech a jejich vlastnostech.
5. Zhodnocení návrhu, jeho přínos a výhody pro uživatele.

Nejprve byly stanoveny požadavky a specifikace vyplývající ze zadání diplomové práce. Pomocí zadání jsme dále určili funkční požadavky, výkonové parametry a nároky na bezpečnost a ergonomii. Daný model koncepčního návrhu byl vymodelován v programu Solidworks. Při konstrukci bylo zvoleno standartní uspořádání bubnových mobilních třidičů. Třidič se skládá z rámu, na kterém jsou upevněny všechny ostatní komponenty, a to násypka, samotný bubnový třidič, pásový dopravník na písek, pásový dopravník na štěrk a mobilní zařízení, jako je náprava a tažné zařízení. Byla brána v potaz i legislativa tažných zařízení, které určovali maximální hmotnost a rozměr stroje, které nesměli být překročeny.



Obr.26 Koncepční návrh stroje v pracovní pozici

Jak je vidět na obr. 26, jedná se o klasické uspořádání mobilního bubnového třidiče. Násypku je gravitačního charakteru, aby nebyl za potřeby další pásový dopravník. Protože buben má něco okolo 2 metrů, byl návrh doplněn ještě jedním pásovým dopravníkem, který se nachází pod bubnem a má za úkol dopravovat tříděný materiál na hlavní pásový dopravník, který materiál dopravuje do potřebné výšky.

3.1 PODVOZEK TŘÍDIČE

Pro mobilní třídíč je neodmyslitelnou součástí podvozek. Aby byla jízda se strojem bezpečná a plynulá, je důležité, aby byla na přípojném vozíku umístěna náprava.

3.2 KONSTRUKCE PODVOZKU

Podvozek se skládá z různých součástí, včetně rámu, náprav, pérování, brzdového systému a pneumatik. Rám je hlavní nosnou částí podvozku a je k uchycení ostatních součástí. Rám je obvykle vyroben z oceli a má různé tvary a velikosti v závislosti na typu přípojného vozidla. Náprava se odlišuje zejména hmotností, kterou jsou schopni uvést. Plná náprava se skládá ze dvou kol a osově hřídele, která spojuje obě kola a přenáší na ně sílu stroje. Odpružení může být nejčastěji pomocí pružin, hydraulických tlumičů, pneumatických tlumičů, torzní tyče nebo pomocí pryže.

Na přípojném vozíku je náprava umístěna v závislosti na hmotnosti nákladu a typu vozidla. Náprava je pevně připevněna nejčastěji šrouby k rámu stroje a umožňuje pohyb přípojného vozidla po vozovce. Je velmi důležité, aby byla náprava na přípojném vozíku v dobrém technickém stavu.

Nápravu byla vybrána podle nosnosti a rozteče upevňovacích šroubů. Protože stroj má přibližně 1,5 tuny a rozteč konstrukce je 1550 mm, byla zvolena následující náprava od firmy AL-KO s označením AL-KO Plus B 1800-9. Náprava má nosnost 1800 kg, což znamená, že by mohla snést hmotnost až 1800 kg bez poškození, což odpovídá váze stroje. Délka nápravy je 1550 mm. Tento typ nápravy má pět děr pro uchycení kola s roztečí 5 x 112 mm. Hmotnost nápravy je 77 kg. [23]



Obr.27 Náprava AL-KO Plus B 1800-9 [23]

Odpružení je zde řešeno pomocí pryže. Tuhost odpružení je zde podle tuhosti pryže, která nahrazuje klasické pružiny. Výhodou tohoto odpružení je nižší hmotnost a tyto pružiny nezabírají tolik místa jako ty klasické. Princip odpružení můžeme vidět na obr. 28.



Obr.28 Pryžové odpružení naprav [23]

3.3 UMÍSTĚNÍ NÁPRAVY

Umístění nápravy je velmi důležitým prvkem jak z hlediska bezpečnosti provozu, tak z hlediska správné rozložení hmotnosti mezi přípojně vozidlo a nápravu či nápravy.

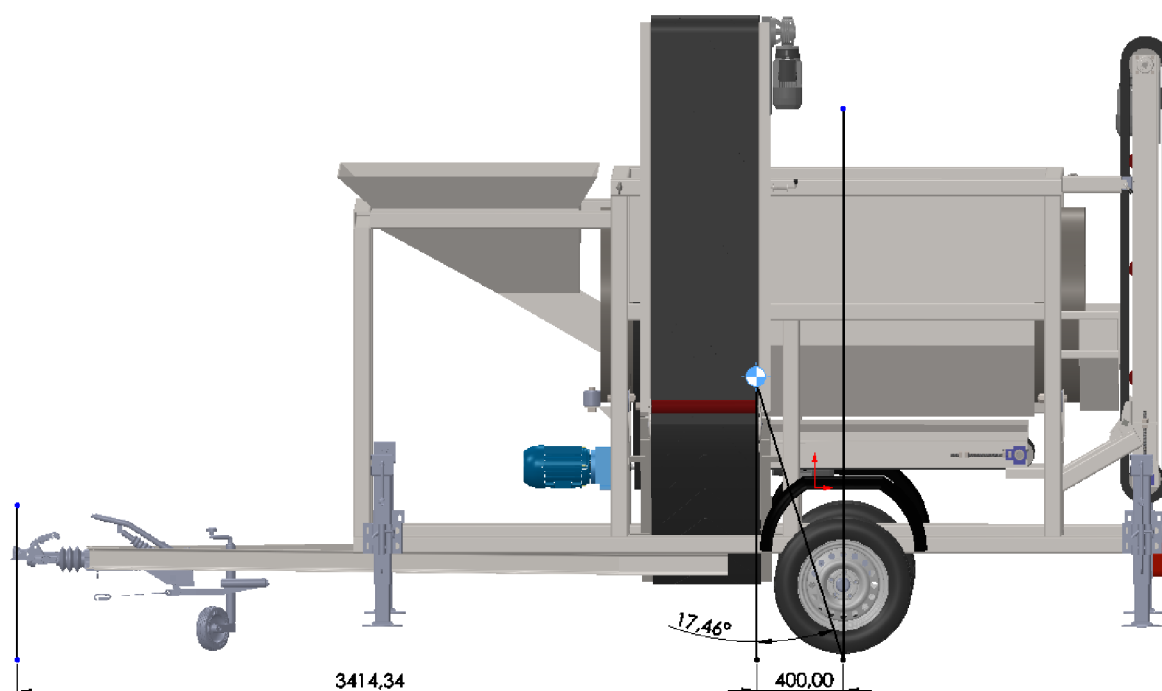
Legislativa přímo udává následující:

Svislé statické zatížení pevné oje, svisle nevýkyvné, u přívěsů s nápravou uprostřed, musí mít vždy kladnou hodnotu, aby se zabránilo odlehčování zadních náprav tažného vozidla. [26]

Pro správné umístění nápravy bylo určeno těžiště stroje z 3D modelu. Aby byla legislativa splněna, je patrné, že náprava musí být umístěna mezi zadní částí vozidla a těžištěm vozidla. Náprava tak nesmí být umístěna mezi těžištěm a tažným zařízením, protože by vždy docházelo k nadlehčování zadní nápravy tažného vozidla. Vycházejme tedy z obr. 29., kde je znázorněno těžiště třídícího stroje. Na stroj v těžišti působí tíhová síla. Je kolmo dolů. Výslednice sil tak musí být vždy před nápravou, což zajistí i to, že nebude zadní náprava tažného vozidla nadlehčována. Jediný stav, kdy by se tak mohlo stát, je při zrychlování, případně je-li vozidlo v kopci. Počítejme s maximálním zrychlením 0,3 G. To odpovídá zrychlení klasického osobního vozu bez přípojně vozidla a tomu, že vozidlo je na rovné ploše.

Úhel tíhové síly od výslednice sil lze vypočítat i poměrem tíhového zrychlení vůči akceleraci vozidla:

$$\alpha = \sin\left(\frac{0,3 \cdot g}{1 \cdot g}\right) = 17,46^\circ \quad (1)$$



Obr.29 Znárodnění umístění nápravy

Nápravu je tak umístěna dle obr. 29. Byla udělána přímka od těžiště k místu styku pneumatiky s vozovkou. Úhel mezi kolmicí k vozovce a přímkou musí svírat $17,46^\circ$. Takto je jistota, že nedojde-li k většímu zrychlení vozidla, výslednice sil bude vždy mezi nápravou a tažným zařízením a nebude tak nadlehčována zadní náprava tažného vozidla. Toto platí pouze na rovné vozovce.

S posunutím nápravy do zadní části přípojného vozíku je docíleno i toho, že na tažné vozidlo bude přenášena část zatížení tažného přívěsu. Toto zatížení bývá z pravidla kolem 10 % z váhy taženého vozidla. Jedná se pouze o statické zatížení. Pro výpočet tedy stačí podělit vzdálenosti obou podpěr od těžiště.

Výpočet rozložení váhy mezi nápravu a tažné vozidlo:

$$m_p = \frac{L_1}{L_2} \cdot 100 = \frac{400}{3414,34} \cdot 100 = 11,72 \% \quad (2)$$

Z výpočtu je patrné, že tažné vozidlo bude v klidovém stavu, případně při jízdě vozidla konstantní rychlostí na vodorovné vozovce zatěžováno 11,72 % váhy taženého vozidla. V tomto případě bude tažné vozidlo zatěžováno tíhou 175,8 kg. V umístění zadní nápravy by se dalo očekávat nejlepší jízdní vlastnosti stroje a splnění platné legislativy.

3.4 TAŽNÉ ZAŘÍZENÍ A BOČNÍ PODPĚRY

Jako tažné zařízení bylo zvoleno tažné zařízení s modernizovanou nájezdovou brzdou s označením AL-KO 251G PLUS. Je dodávána včetně pojistného lanka a tažné spojky AL-KO AK 301 a vyznačuje se tím, že u této brzdy není rozlišeno mezi horní a spodní montáží, a lze ji proto montovat oběma způsoby. Přičemž jde použít u ojí s profilem až 100 mm vysokým; nově je brzda vybavena pákou ruční brzdy s plynopružinovým zásobníkem síly, což umožňuje snazší

ovládání a jemnější dávkování brzdné síly, a páka je celkově nižší, což umožňuje otevření pátých dveří většiny automobilů. Brzda také disponuje pevnou opěrou a otvorem pro vedení pojistného lanka, který zabraňuje skřípnutí a poškození pojistného lanka. Na levé straně tělesa brzdy jsou předvrtány otvory pro montáž držáku opěrného kolečka. Vylepšená pouzdra s větším předpětím zmenšují vůli mezi tažnou trubkou a pouzdem. Další novinkou je speciální vložka pro upevnění manžety na spodní straně nájezdové trubky, což zabraňuje sklouzávání manžety. Brzda je standardně nastavená pro kolové jednotky 2051, ale je kompatibilní i s dalšími kolovými brzdovými jednotkami AL-KO 1636G, 1637, 2361, 3061 a 3081, a lze ji nastavit pro jednotlivé kolové jednotky přesunutím čepu spodního dílu páky do příslušného otvoru, přičemž na přání může být brzda dodána na jakoukoliv z výše uvedených kolových jednotek. Tažné zařízení je koncipováno od 1550 kg do 3000 kg, což vyhovuje předpokladům váhy stroje a podmínkám. Pro montáž byla zvolena spodní montáž a připevnění šrouby.



Obr.30 Tažné zařízení s nájezdovou brzdou [23]

Jako boční podpěry byly použity teleskopické nohy, které jsou k rámu přivařeny a mají za úkol stabilizaci stroje v pracovní poloze. Nosnost jedné nohy je 800 kg. Je vybavena boční klikou pro snadné vysunutí nebo zasunutí nohy. Výsun je možný až do délky 300 mm.



Obr.31 Teleskopická boční noha [27]

3.5 KONSTRUKCE BUBNU

Při konstrukci bubnového třídiče je důležité vybrat vhodný průměr a délku bubnu v závislosti na velikosti separovaných materiálů a požadovaném výkonu. Je nutné zvolit dostatečně pevný, ale lehký materiál, aby byl buben schopen odolat zátěži při provozu a současně nezvýšil spotřebu energie stroje. Důležité je také navrhnout konstrukci bubnu, která usnadní údržbu a čištění, aby se minimalizovalo riziko poškození nebo zablokování. Buben by měl být opatřen otvory nebo drážkami pro průchod materiálů a zabránění zaseknutí větších částic během procesu třídění. Také byly navrženy další součásti, kterými jsou rotační podpěry bubnu, zamezení stupňů volnosti bubnu a potřebný výkon motoru pro pohon bubnu a následný způsob pohonu bubnu. Byla provedena i analýza zatížení bubnu pro určení správné tloušťky plechu. [3]

3.5.1 PRŮMĚR BUBNU

Jedním ze základních parametrů bubnu je jeho průměr. Orientační průměr je určen na základě zkušenosti konstruktéra, a také z následujícího vztahu [3]:

$$D = 12 \cdot d_{max} \text{ [mm]} \quad (3)$$

Kde: D – vnitřní průměr bubnu [mm]

d_{max} – maximální rozměr tříděného materiálu [mm]

V tomto případě je předpokládáno třídění šterku o maximální velikosti zrn 63 mm. Z toho plyne, že průměr bubnu se v tomto případě bude pohybovat okolo 756 mm. Tento výpočet je čistě orientační. Dále bylo bráno v potaz i to, že se jedná o mobilní třídič, takže menší rozměry budou byly prioritní. Také bylo předpokládáno s tříděním spíše zrn do rozměru 32 mm. Průměr bubnu u bubnových třídičů se pohybuje od 600 mm do 1600 mm. Proto budeme volit buben s průměrem kolem 800 mm.

3.5.2 DÉLKA BUBNU

Bývá z pravidla od 3 m do 10 m a je závislá na počtu tříděných frakcí. S rostoucím počtem tříděných frakcí roste i délka bubnu. Délka bubnu tak musí být adekvátní na každou tříděnou frakci, aby nedocházelo ke špatnému třídění materiálu. Podle zkušeností lze určit přibližnou délku bubnu na základě velikosti průměru bubnu. [3]

Na základě zkušeností a pro lepší orientaci slouží tento vztah:

$$L = 5 \cdot D \text{ [m]} \quad (4)$$

Z čehož plyne, že délka bubnu se bude pohybovat kolem 3 m.

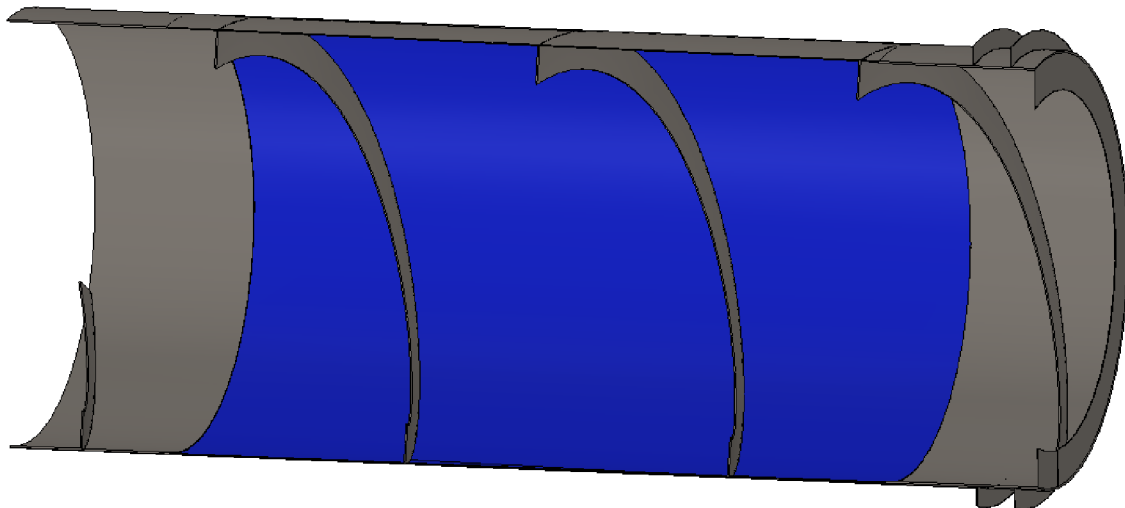
3.5.3 ÚHEL SKLONU

U válcových bubnových třídičů se pohybuje úhel sklonu od 3° do 4°. Úhel sklonu bubnu je velice užitečný a pomáhá zvyšovat výkonnost třídiče, což je žádoucí. S rostoucím úhlem sklonu, ale dochází ke zkrácení cesty materiálu, a tím i k zhoršení ostrosti třídění. Ideálním úhlem sklonu bubnu je určitý kompromis mezi výkonností třídiče a ostrostí třídění. [3]

V tomto případě byla zvolena varianta, kdy bubnový třidič je vodorovně, takže nemá žádný sklon. Tímto způsobem bylo docíleno lepší ostrosti třídění, avšak menšího výkonu třidiče. Tato varianta je pro vhodná, protože se jedná o mobilní třidič, a v případě, že by buben měl sklon, by se i zvýšilo těžiště zařízení a mobilní třidič by tak byl méně stabilní. Další výhodou tohoto řešení je stejné namáhání ložisek, které drží bubnový třidič. Nevýhodou může být větší opotřebení třidiče a nutnosti navaření šnekovnice pro dopředný pohyb materiálu.

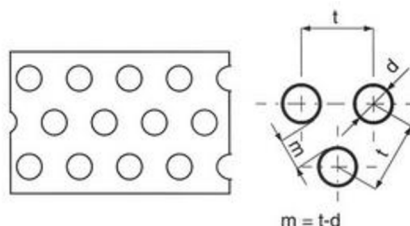
3.5.4 NÁVRH PARAMETRŮ BUBNU

Samotný návrh byl zvolen podle uvážení předchozích výpočtů a ze současného stavu obdobných separátorů. Šířka bubnu je 900 mm, která byla zvolena s ohledem na předchozí výpočty, dále v závislosti na maximální velikosti tříděného materiálu a pro snadné umístění násypky do bubnu. Protože se jedná o separátor šterku a písku, otvory v separátoru jsou 8 mm. Písek tak propadne skrz buben a šterk projde celým bubnem až na konec třidiče. Konstrukce je svařenec, kde je svařován plech a síto dohromady a další pomocné plechy. Výšku šroubovice byla zvolila o něco málo větší, než je maximální rozměr tříděného materiálu, což u kameniva je 64 mm. Výška šroubovice je tedy 80 mm.



Obr.32 Řez navrženým bubnem se sítím

Ve vyznačeném prostoru bubnu modrou barvou, jak je vidět na obr. 32, je navařeno síto. Otvory v sítu byly zvoleny podle tříděného materiálu, a to 8 mm. Tloušťku síta a ostatních prvků byla zvolena s ohledem na FEM analýzu. Na obr. 33 je znázorněno děrování síta. Rozteč děr je 12 mm.



Obr.33 Schématické znázornění děrovaného síta [28]

3.5.5 ROTAČNÍ PODPĚRY BUBNU

Na obr. 34 je zvolené kolečko použité jako rotační podpěra pod bubnu, jenž je vyrobené z odolného polyuretanu Vulkollan. Má nosnost 440 kg při rychlosti 16 km/h, což je po převodu 1,28 otáček bubnu za sekundu. Kolečko má šířku 65 mm a průměr 180 mm. Tyto informace jsou do budoucna důležité, avšak nepředpokládá se, že jedno z koleček bude držet větší hmotnost než 440 kg, a ani s tím, že by bubnu měl větší rychlost. Tomuto problému se práce věnuje v dalších kapitolách. [29]

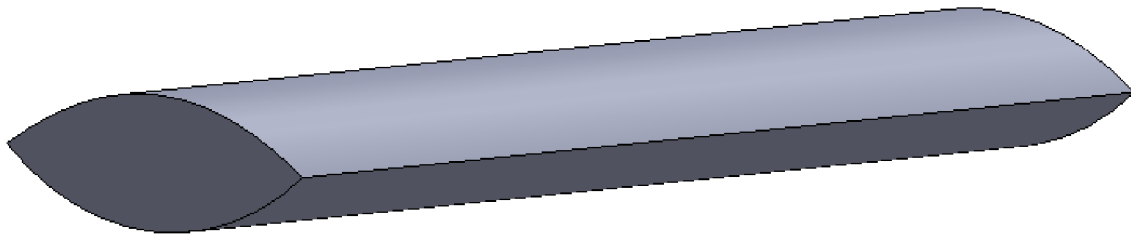


Obr.34 Kolečko pro bubnu [29]

3.5.6 VÝKONNOST BUBNU

Pro další výpočty bylo důležité zvolit objemovou výkonnost bubnového třídíče. Ta se odvíjí od objemového výkonu rypadla do 3,5 tuny podle zadání. Objemová výkonnost rypadla je velice proměnný jev a záleží na mnoha faktorech. Aby tak třídíč odolal maximálnímu předpokládanému zatížení, byl zvolen objemový výkon podle rypadla Kubota vážící 3,5 tuny s maximální přípustnou lopatou o objemu $0,12 \text{ m}^3$. Předpoklad dopravení lopaty s tímto objemem materiálu je pro obsluhu stroje zhruba každých 10 sekund. To je $4,32 \text{ m}^3/\text{h}$. Dále můžeme vzít v potaz i konkurenční třídíče, kde udávají u třídíčů do 3,5 tuny objemový výkon do $30 \text{ m}^3/\text{h}$. Po posouzení obou faktorů byl zvolen maximální objemový výkon třídíče okolo $20 \text{ m}^3/\text{h}$, což je zhruba $0,0055 \text{ m}^3/\text{s}$.

Další parametry byly určeny obdobným způsobem případně dopočítány, aby bylo zachováno stoupání šroubovice 700 mm a objemový výkon. Součinitel zaplnění byl určen pomocí modelu v software. Bylo zhotoveno objemové těleso, které představuje materiál o výšce o něco málo větší, než je výška šroubovice, a to 110 mm a byl spočítán poměr objemu čelní plochy ku ploše kružnice s průměrem 900 mm, která představuje průměr bubnu.



Obr.35 Znáznornění objemu materiálu v bubnu

Tab.3 Tabulka hodnot pro výpočty

Max. potřebná objemová výkonnost třídíče (Q_0)	20 m^3/h
Stoupání šroubovice (s)	700 mm
Otáčky bubnu (n)	0,3 ot./s
Součinitel zaplnění bubnu (ψ)	0,07
Objemová hmotnost dopravovaného materiálu	2000 kg/m^3
Objem dopravovaného materiálu (m^3)	0,1 m^3
Hmotnost materiálu v bubnu (kg)	200 kg

3.5.7 VÝPOČET STYKOVÉ PLOCHY

Aby bylo známo, jaká je styková plocha dotyku kolečka s válcem, bylo rozhodnuto ji vypočítat a dále s ní pracovat během simulací. Zatížení na jedno kolečko bylo spočítáno z váhy bubnu a váhy materiálu, a pře počítáno na každé kolečko. Vychýlení materiálu v tomto výpočtu bylo zanedbáno. Výpočet je s gravitačním zrychlením o velikosti $9,81 m/s^2$. Předpoklad zatížení koleček je rovnoměrné.

Tab.4 Tabulka hodnot pro výpočty

Průměr bubnu (D_1)	0,9 m
Modul pružnosti (E_1)	210 MPa
Poissonova konstanta (ν_1)	0,3
Průměr polyuretanového kola (D_2)	0,18 m
Modul pružnosti (E_2)	35 MPa
Poissonova konstanta (ν_2)	0,25

Délka kontaktů válců (L)	0,065 m
Váha bubnu	135 kg
Zatížení od bubnu (F_b)	1325 N
Zatížení od materiálu (F_m)	2000 N
Zatížení na jedno kolečko (F)	832 N

Výpočet stykové plochy a maximální napětí, které zde působí, je vypočítáno z následujících dvou rovnic [30]:

Rovnice pro výpočet šířky kontaktu:

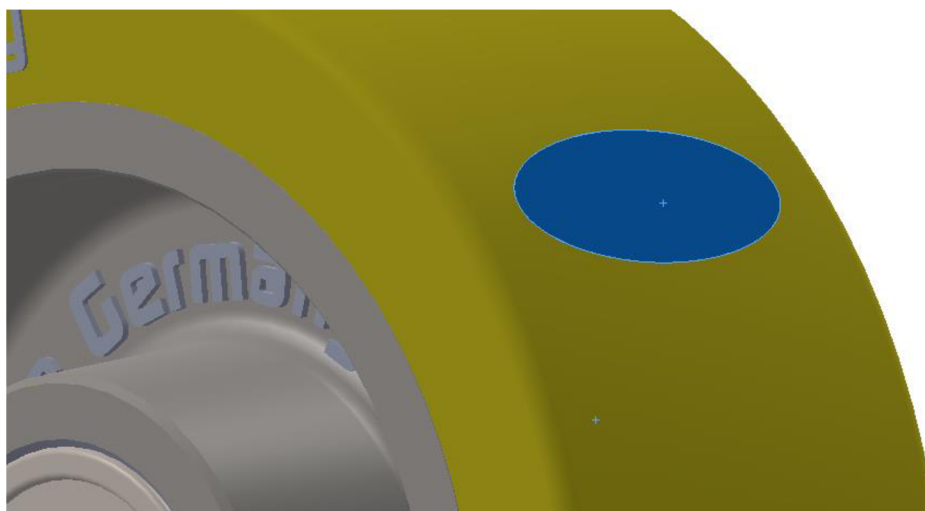
$$b = \sqrt{\frac{4 \cdot F \cdot \left(\frac{1 - \nu_1^2}{E_1} + \frac{1 - \nu_2^2}{E_2} \right)}{\pi \cdot L \cdot \left(\frac{1}{R_1} + \frac{1}{R_2} \right)}} = 12,37 \text{ mm} \quad (5)$$

Výpočet maximálního napětí v místě kontaktu:

$$p_{max} = \frac{2 \cdot F}{\pi \cdot b \cdot L} = 1,32 \text{ MPa} \quad (6)$$

Napětí je několikanásobně menší než mez kluzu materiálů, takže materiál vyhovuje. Napětí je tak malé, že ho dále budeme zanedbávat.

Jedná se o zjednodušený model dotyku dvou válců, které mají obdélníkovou plochu styku. Ve skutečnosti je kolečko mírně zaobleno, takže plocha dotyku, jak můžeme vidět na obr. 36, odpovídá spíše elipsovitému tvaru. Pro FEM analýzu byl tedy udělán obdobný tvar se stejným obsahem plochy, jako nám vyšla z výpočtu.



Obr.36 Vyznačení tvaru stykové plochy

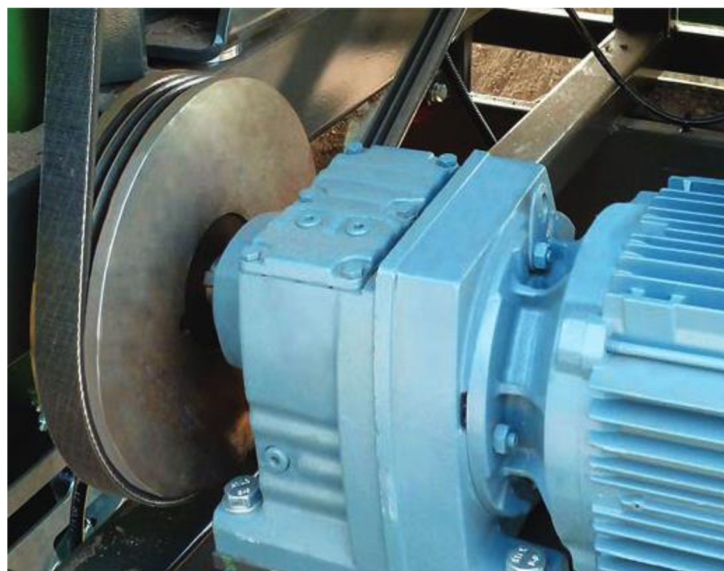
3.5.8 ZPŮSOB POHONU BUBNU

Pro přenos kroutícího momentu na buben je vícero konstrukčních variant.

První variantou by bylo přenést kroutící moment skrz podpěrné kolečko. Tato varianta se zdá jako nejjednodušší, ale aby nedocházelo k prokluzu kolečka, můžeme tak přenášet jen omezený kroutící moment. V případě větších momentů by tak docházelo k prokluzu kolečka, a daný moment by se tak nemusel přenést.

Další variantou, která se hojně využívá je pomocí článkového řetězu. Řetěz tak přenáší výkon z motoru na buben. Na buben se v tomto případě musí navařit ozubení. Výhodou je, že tímto způsobem můžeme přenášet velké výkony. Nevýhodou tohoto řešení je cena a náročná výroba.

Zvolená varianta je tedy elektromotor s čelní převodovkou, na které bude řemenice. Přes tuto řemenici bude řemen, který bude přenášet kroutící moment na buben. Jedná se o jednoduché řešení, kterým můžeme přenášet velké výkony a zároveň je to jednoduché na kompletaci. Výhodou je také ušetření hmotnosti stroje. Buben nemusí být nějak zvláště upravován. Aby řemen lépe držel na bubnu, můžou se na buben přivařit pomocné drážky. S touto variantou musíme následně vypočítat potřebný výkon motoru.



Obr.37 Detail hnací řemenice v pohonu třídícího stroje [31]

3.5.9 VÝPOČET ZTRÁTOVÉHO VÝKONU PRO BUBEN

Pro pohon bubnu nejdříve byly vypočítány ztrátové prvky, jako jsou odpory ložisek, valivý odpor a moment potřebný k rozběhu bubnu i s materiálem.

Nejdříve byly vypočítány jednotlivé odporové momenty. Nejdříve byl vypočítán odporový momentem v ložiskách. Použit byl následující zjednodušený výraz pro výpočet odporového momentu v jednom ložisku [32]:

Odporový moment v jednom ložisku:

$$M_l = 0,5 \cdot \mu_l \cdot P_d \cdot d = 0,5 \cdot 0,0015 \cdot \frac{832}{2} \cdot 0,025 = 0,0078 \text{ N} \cdot \text{m} \quad (7)$$

Odporový moment ve všech ložiskách, každé kolečko má dvě ložiska:

$$M_1 = M_l \cdot 8 = 0,0624 \text{ N} \cdot \text{m} \quad (8)$$

Odporový moment valení u jednoho kolečka:

$$M_v = F_n \cdot \xi = 832 \cdot 0,002 = 1,664 \text{ N} \cdot \text{m} \quad (9)$$

Celkový valivý odpor pro všechny kolečka:

$$M_2 = M_v \cdot 4 = 6,656 \text{ N} \cdot \text{m} \quad (10)$$

Bude potřeba také dynamický moment potřebný pro rozběh bubnu i s materiálem. Proto bude potřeba spočítat provozní úhlovou rychlost bubnu a potřebné úhlové zrychlení bubnu při rozběhu. Redukovaný moment setrvačnosti je určen z 3D modelu pomocí programu.

Výpočet úhlové rychlosti bubnu:

$$\omega = 2 \cdot \pi \cdot n = 1,885 \text{ rad} \cdot \text{s}^{-1} \quad (11)$$

Určení momentů setrvačnosti u bubnu a materiálu vůči ose rotace:

$$I_B = 29,33 \text{ kg} \cdot \text{m}^2 \quad (12)$$

Protože se moment setrvačnosti v programu vztahuje pouze k těžišti, musel být moment setrvačnosti přepočítat k jiné ose, než je těžiště. K tomu pomohl následující vzorec:

$$I_M = I_T + m \cdot r^2 = 4,5 + 250 \cdot 0,3845^2 = 41,46 \text{ kg} \cdot \text{m}^2 \quad (13)$$

Výsledný redukovaný moment setrvačnosti je součet obou momentů setrvačnosti:

$$I_{red} = I_B + I_M = 70,79 \text{ kg} \cdot \text{m}^2 \quad (14)$$

Pro rozběh stroje bylo předpokládáno potřebné zrychlení stroje 1 sekundu.

Výpočet potřebného zrychlení bubnu:

$$\varepsilon = \omega \cdot t = 1,885 \cdot 1 = 1,885 \text{ rad} \cdot \text{s}^{-2} \quad (15)$$

Výpočet dynamického momentu pro rozběh bubnu:

$$M_{kdyn} = I_{red} \cdot \varepsilon = 70,79 \cdot 1,885 = 133,44 \text{ N} \cdot \text{m} \quad (16)$$

Potřebný výkon motoru:

$$M_k = M_{kdyn} + M_1 + M_2 = 140,16 \text{ N} \cdot \text{m} \quad (17)$$

$$P_z = M_k \cdot \omega = 264,2 \text{ W}$$

3.5.10 AXIÁLNÍ ZATÍŽENÍ BUBNU

Buben je zatěžován i axiální silou, a to kvůli posouvání materiálu skrz buben. Navařená šroubovice tak dodává materiálu potřebnou energii, aby materiál postupoval skrz buben. Výpočet axiální síly byl vypočítán obdobně, jako se tato síla počítá u šnekových dopravníků. Dalo by se říct, že zde buben představuje šnekový dopravník.

Výkon motoru potřebný pro posun materiálu:

$$Q_0 = \frac{\pi \cdot D^2}{4} \cdot \psi \cdot s \cdot n \cdot c_h = \frac{\pi \cdot 0,9^2}{4} \cdot 0,07 \cdot 0,7 \cdot 0,3 \cdot 1 = 0,0094 \text{ m}^3 \cdot \text{s}^{-1} \quad (18)$$

$$Q_m = Q_0 \cdot \rho_v = 0,0094 \cdot 2000 = 18,8 \text{ kg} \cdot \text{s}^{-1} \quad (19)$$

$$P_a = Q_m \cdot g \cdot (l_v \cdot w + h) = 18,8 \cdot 9,81 \cdot (2,250 \cdot 3 + 0) = 1245 \text{ W} \quad (20)$$

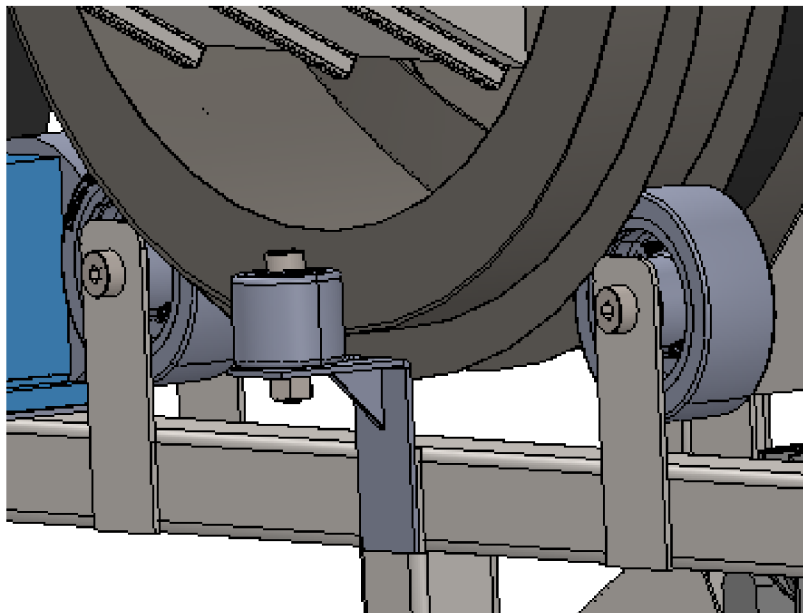
Úhel stoupání šroubovice:

$$\text{tg} \alpha = \frac{s}{\pi \cdot D} = \frac{0,7}{\pi \cdot 0,9} = 0,00432 \quad (21)$$

Maximální axiální síla:

$$F_a = m \cdot v \cdot t = 200 \cdot 0,22 \cdot 1 = 44 \text{ N} \quad (22)$$

Axiální sílu je zajištěna přidavným kolečkem, které tak zabraňuje pohybu bubnu a je natočeno tak, aby ložiska v kolečku byla namáhána pouze radiální silou. Kolečko je navrženo na hmotnost zhruba 660 kg. V tomto případě kolečko vyhovuje. Umístění je vidět na obr. 38.



Obr.38 Umístění kolečka namáhaného axiální silou od bubnu

3.5.11 VÝPOČET VÝKONU ELEKTROMOTORU

Výrobce úplně neudává ztráty v převodovce, proto bylo počítáno s obecnou hodnotou, která je 0,85.

$$\eta_p = 0,85$$

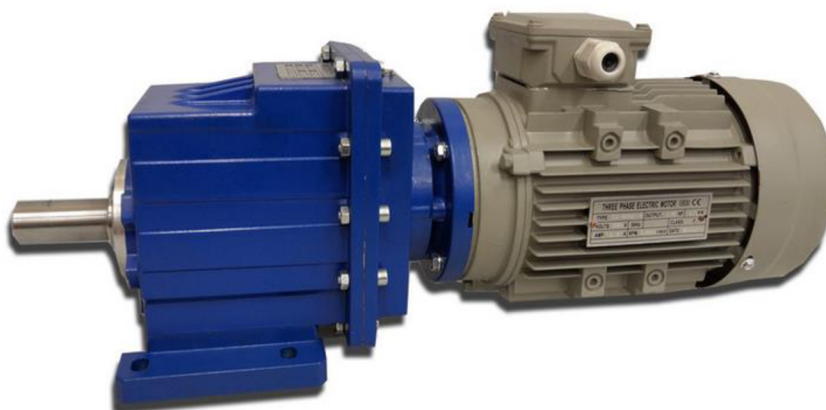
Ztrátu v řemenu je zvolena na 0,95 podle výrobce řemenů.

$$\eta_{\text{ř}} = 0,95$$

Celkový potřebný výkon elektromotoru:

$$P = \frac{(P_z + P_a)}{\eta_p \cdot \eta_{\text{ř}}} = \frac{(264,2 + 1245)}{0,85 \cdot 0,95} = 1869 \text{ W} \quad (23)$$

Pro volbu motoru byl zvolen nejbližší možný výkon motoru podle předchozího výpočtu, a to elektromotor o výkonu 2,2 kW. Spolu s motorem byla zvolena čelní převodovka, která je dodávána současně s elektromotorem. Výstupní hřídel z převodovky má 30 mm a je vybavena drážkou pro pero.



Obr.39 Elektromotor s čelní převodovkou [33]

Dále byl vypočítán převod řemene, aby se náš buben točil požadovanou rychlostí. K motoru máme na výběr z více převodovek, kdy každá má rozdílné převodové poměry, tím pádem i rozdílné výstupní otáčky. Byla zvolena převodovka, která má na výstupní hřídeli otáčky $2,15 \text{ s}^{-1}$. Následně dopočítán průměr řemenice, aby bylo docíleno příslušných otáček na bubnu.

Převodový poměr:

$$i = \frac{n_b}{n_p} = \frac{0,3}{5,88} = 0,051 \quad (24)$$

Potřebný průměr řemenice:

$$d_{\text{ř}} = i \cdot D_1 = 35,53 \cdot 0,9 = 0,2 \text{ m} \quad (25)$$

Byla zvolena od výrobce následující řemenice s označení SPA 200-3 TB 2517 o průměru 200 mm a tloušťce 50 mm. Řemenice má 3 drážky. Pro upnutí bylo zvoleno upínací kuželové pouzdro přezdívané „Taper lock“ s označením TB 2517-30 s drážkou pro pero a průměrem díry 30 mm, které tak bude kompatibilní spolu s motorem. [31]



Obr.40 Kladka a upínací pouzdro [31]

3.5.12 VÝPOČET ŘEMENU

Volbu správného řemenu je zvolena podle přenášeného výkonu a rozměru velké řemenice. Dále bylo zapotřebí vypočítat délku řemene a potřebné předpětí řemene, aby nedocházelo k prokluzu. Pro kontrolu bylo také zapotřebí zkontrolovat obvodovou rychlost, která je u klínových řemenů přípustná do 40 m/s. Výpočet je podle normy ISO 5296. [34]

Výpočet obvodové rychlosti klínového řemenu:

$$v = \frac{2 \cdot \pi \cdot \frac{D_1}{2}}{\frac{1}{n}} = 0,85 \text{ m} \cdot \text{s}^{-1} \quad (26)$$

Výpočet délky klínového řemenu:

$$L_p = 2 \cdot a + 1,57 \cdot (D_1 + d_f) + \frac{(D_1 - d_f)^2}{4 \cdot a} = 3,639 \text{ m} \quad (27)$$

Kde $a = 0,887 \text{ m}$

Úhel opásání řemenem malé řemenice:

$$\begin{aligned} \beta_f &= 180^\circ - 60^\circ \cdot \frac{D_1 - d_f}{a} \\ &= 180^\circ - 60^\circ \cdot \frac{0,9 - 0,2}{0,887} = 132,65^\circ \end{aligned} \quad (28)$$

Úhel opásání bunu jsme zvolili z 3D modelu:

$$\beta_b = 226,5^\circ \quad (29)$$

Obvodová síla v řemenu:

$$F_{tř} = \frac{2 \cdot M_k}{d_{ř}} = \frac{2 \cdot 163}{0,2} = 1630 \text{ N} \quad (30)$$

Pracovní předpětí řemene:

$$F_u = 1,5 \cdot F_{tř} = 1,5 \cdot 1630 = 2445 \text{ N} \quad (31)$$

Počet klínových řemenů:

$$z = \frac{P \cdot c_2}{P_t \cdot c_1 \cdot c_2} = \frac{2,2 \cdot 1}{4,47 \cdot 0,82 \cdot 1,06} = 0,56 \quad (32)$$

I když vyšel pro přenášený výkon klínový řemen s jedním klínem, byl zvolen řemen trojřadý, a to z důvodu lepšího vedení díky třem drážkám a také z důvodu lepšího umístění na bubnu. Také se přenášený moment na bubnu rozloží a buben nebude tak namáhán. Jednočlánkový řemen by na bubnu nemusel tak dobře pasovat. Řemen má označení SPA 3 a má normovanou délku 3550 mm. [34]

3.5.13 FEM ANALÝZA BUBNU

Pro výpočet tloušťky bubnu byl použit software pro výpočet MKP zvaný Ansys. Zkoumána byla minimální bezpečnou tloušťku plechu, případně síta, aby stroj byl bezpečný, ale zároveň co nejlehčí. Pro výpočetní modely byly zvoleny jednodušší uspořádání, aby simulace byla co nejpodobnější skutečnosti, ale zároveň netrvala zbytečně dlouho. Dalším prvkem bylo dodržení určitého počtu výpočetních elementů v modelu, které jsou omezeny pro studentskou verzi softwaru na 125 000 elementů. Omezen byl i počet děr, které byly stejně uspořádány, ale byly zvoleny díry o průměru a rozteči 6,25krát větší. Pro síto s děrami 8 mm by musela být výpočetní síť modelu nebolí „MASH“ mnohonásobně větší. Dále byl problém už při modelování síta. I při nastavení horší kvality zobrazení, které bylo nastaveno v softwaru, nedokázal zobrazit všechny otvory, případně by samotné zobrazení trvalo dlouhou dobu. Prstencovité plechy bubnu a samotnou šroubovici byly při analýze zanedbány. Zkoumány byly tři zátěžné stavy bubnu.

Pro objem zatížení materiálu se počítalo s objemem materiálu, který je možné vidět na obr. 35. Podle toho bylo zvoleno množství materiálu v bubnu, které bylo $0,1 \text{ m}^3$ a také část zaplnění bubnu materiálem a výšku sloupce materiálu. Protože buben rotuje, pro simulace byly vybrány tři varianty zatěžování bubnu, které z hlediska namáhání s ohledem na pevnost bubnu jsou ty nejpodstatnější. Protože se jedná o různorodý materiál, jehož adheze se může měnit v závislosti na vlhkosti a dalších faktorech, tak byly nasimulovány 3 stavy materiálů o různých úhlech náklonu materiálu v bubnu. Protože odstředivá síla je zde v důsledky nízkých otáček bubnu velmi malá, bylo počítáno s maximálním náklonem materiálu v bubnu 40° a odstředivou síla působící na buben byla zanedbána. [3]

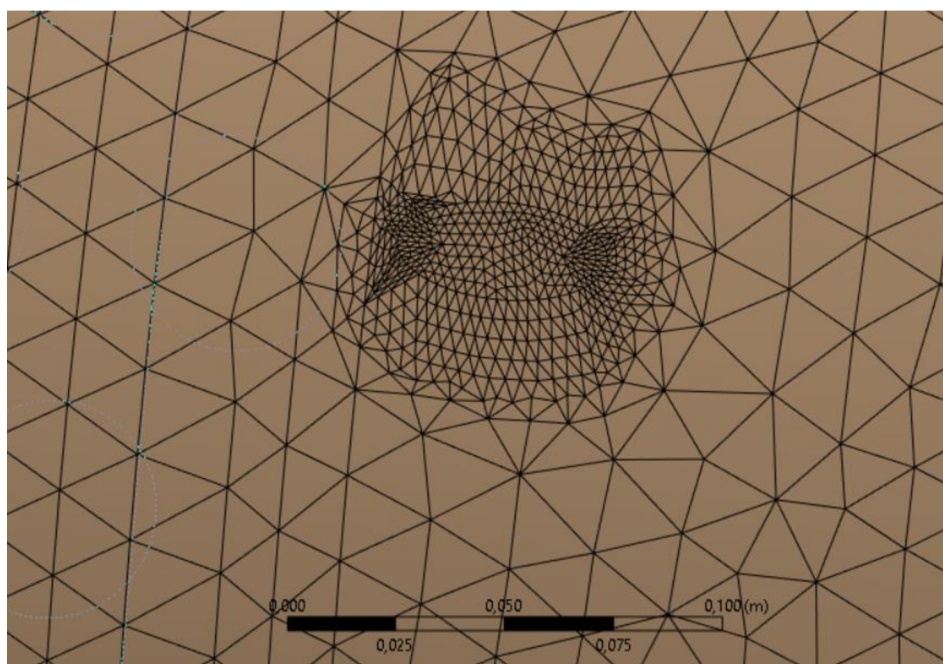
USPOŘÁDÁNÍ SÍŤE (MASH)

V této části bylo voleno vhodné nastavení sítě. Nastavení bylo klíčové jak pro výsledek simulace, tak i z toho důvodu, že jsme měli omezený počet povolených elementů. Při tvorbě bylo použito několik prvků pro nastavení.

Prvky potřebné k nastavení síta byla shrnuta do několika odrážek i s anglickými ekvivalenty:

- Metodu zobrazení (Method)
- Velikost elementů v tělese (Body sizing)
- Velikost elementu hran (Edge sizing)
- Upřesnění (Refinement)

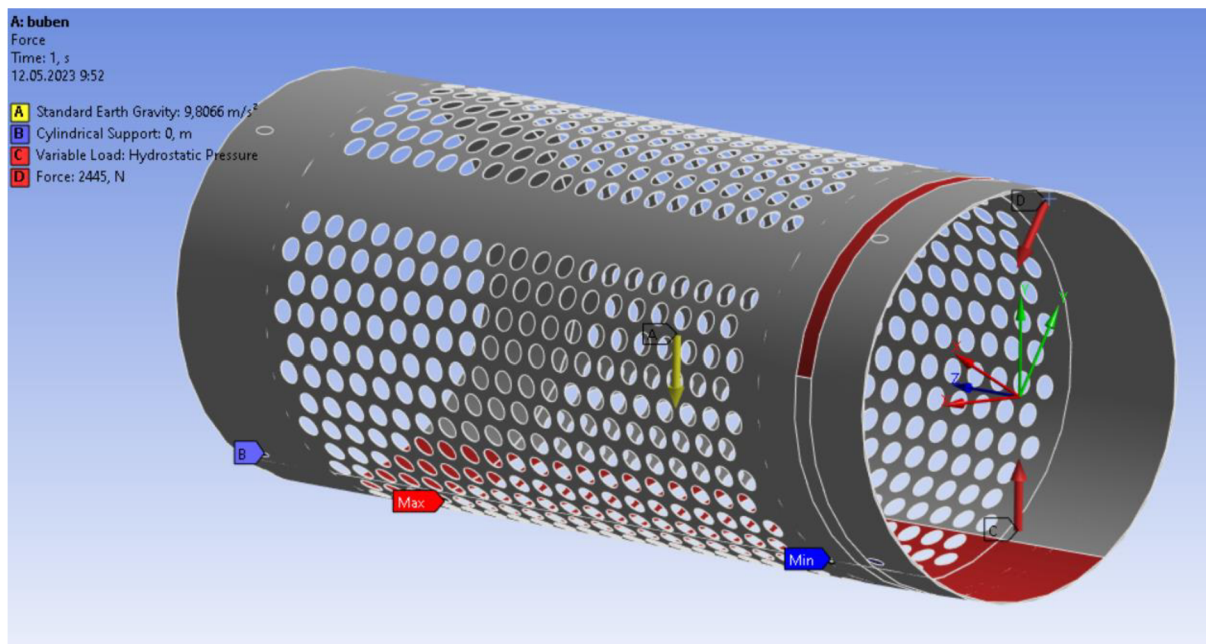
Jedná se o těleso, kde je hodně otvorů a nepravidelných tvarů. Proto byla zvolena pro metoda zobrazení sítě čtyřstěny. Dále museli být nastaveny velikosti čtyřstěňů. Velikost čtyřstěňů se dá nastavit pro celé těleso díky „Body sizing“ a také pro jednotlivé hrany těles díky „Edge sizing“. Velikost obou nastavení je přibližně 20 mm. Pro oblast styku koleček neboli podpěr s bubnem, kde je očekáváno největší napětí v materiálu, byla zvolena větší hustota sítě, a to takzvaným „Refinementem“, jak je vidět na obr. 41. Počet elementů sítě je zhruba 120000. Obdobné nastavení sítě je použito pro všechny zátěžné stavy.



Obr.41 Znárodnění hustoty sítě u podpěr

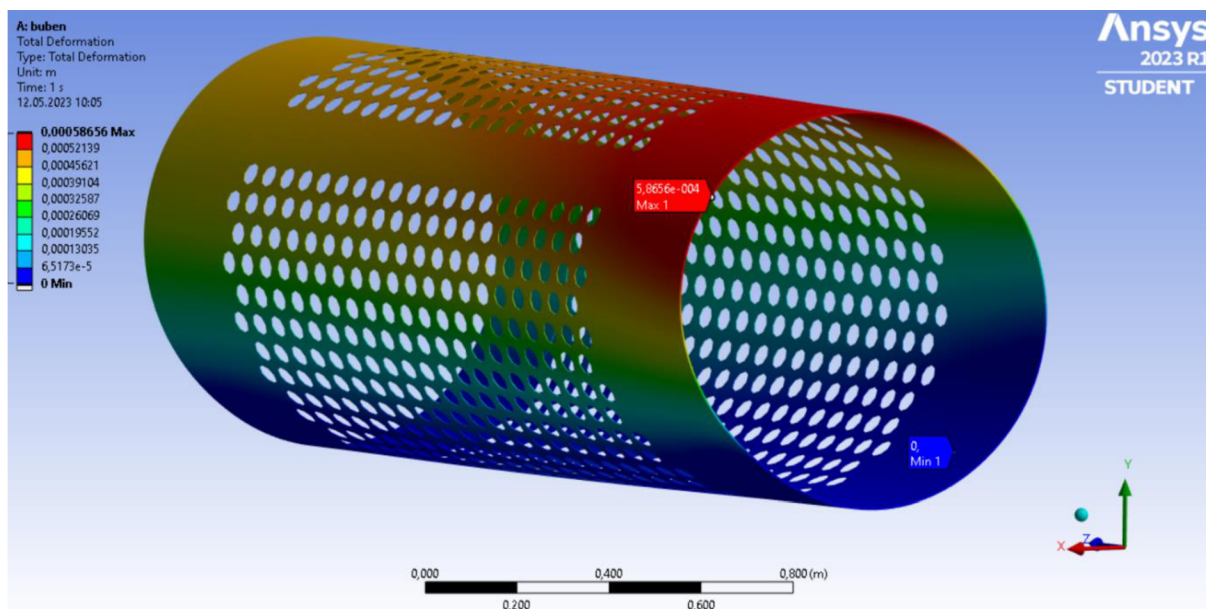
PRVNÍ ZATĚŽOVACÍ STAV (PŘED SPUŠTĚNÍM)

Prvním zatěžovacím stavem je stav, ve kterém je buben ve stavu před spuštěním do provozu. Buben je staticky uchycen na 4 podporách. Zatěžovací stav je znázorněn na obr. 42. Je zatěžován v tomto stavu vlastní tíhou, což je znázorněno žlutě. Dále je zde hydrostatické namáhání od materiálu, opět kolmo dolů. Materiál je zde po celé délce bubnu a výška je 160 mm. Hmotnost materiálu je zhruba 200 kg. Tření mezi materiálem je zanedbáno. Posledním zatížením je od předepnutí řemene, který je kolem bubnu, což je vidět pod písmenem D, síla je pod úhlem 30° od hlavní osy souřadného systému a směřuje k poháněnému elektrickému motoru.



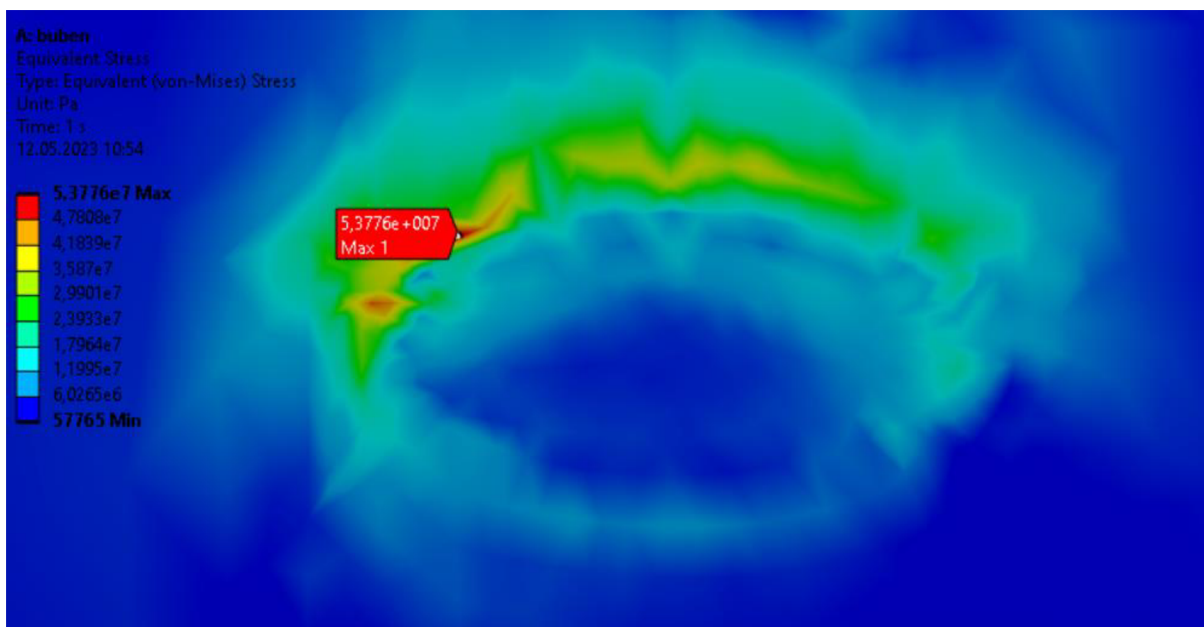
Obr.42 Zatěžování bubnu

Na obr. 43 je znázorněna deformace bubnu při prvním zatěžovacím stavu. Maximální deformace je na straně, kde je předepnutý řemen. Minimální deformace je na jedné z podpor. Znázorněné průhyby jsou v měřítku 0,5 pro lepší zobrazení. Maximální průhyb je $0,5 \cdot 10^{-5} \text{ mm}$. Jak může být viděno, zatížení od materiálu i při tomto zvětšení průhybu není patrné, stejně jako váha bubnu. Je třeba si uvědomit, že při této simulaci není počítáno s navařenými prstenci plechu či s šroubovicí, čímž by byl buben ještě tužší a průhyby by tak byly o něco menší.



Obr.43 Deformace bubnu (měřítko 0,5)

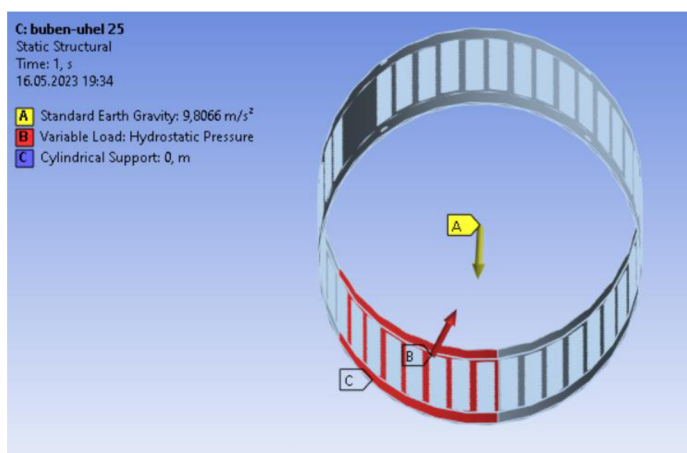
Napětí po celé délce bubnu je velmi malé v řádech několik jednotek MPa. Díky dobře zvolené hustotě sítě je zde na obr. 44 vidět znázorněné napětí v blízkosti jedné z podpory. Napětí je počítáno metodou HMM. Maximální napětí je v blízkosti podpory, která zabraňuje síle předepnutí řemene a dále také zatížení materiálu a tíže bubnu. Maximální napětí je zde 54 MPa. Bezpečnost je přibližně 4,6.



Obr.44 Maximální napětí v místě podpory podle metody HMM

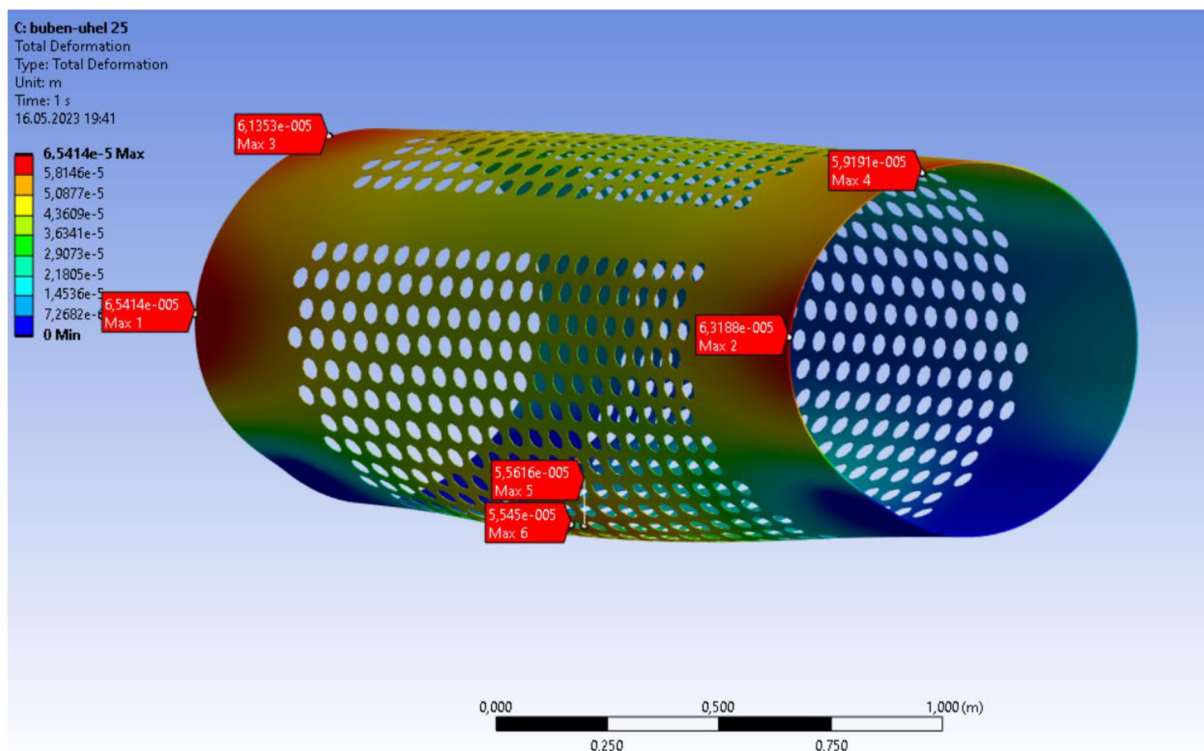
DRUHÝ ZATĚŽOVACÍ STAV (MATERIÁL POD ÚHLEM 25°)

Při tomto stavu zatěžování je zatěžovací stav velice obdobný, až na to, že materiál je v bubnu vlivem otáčení bubnu a třením mezi materiálem a bubnem vychýlen o 25°, viz obr 45. Pohon bubnu skrz pás přenáší kroutící moment, který podpory nezachycují, proto nebyly uváženy. Bylo předpokládáno, že síly působící z pohonu na pás jsou při provozu velmi malé, proto byly zanedbány. Zanedbáno bylo také tření partikulárního materiálu mezi sebou a axiální sílu v důsledku posunu materiálu skrz buben.



Obr.45 Statické zatížení bubnu stav 2

U tohoto zatěžovacího stavu je předpokládáno větší zatížení podpor na levé straně bubnu a bylo zkoumáno maximální napětí, které je opět předpokládáno v blízkosti podpěr, které představují kolečka. Dále také bude podstatná celková deformace bubnu a pevnostní výdrž síta, které má navrženo tloušťku plechu pouze 2 mm. Materiál je po celé délce bubnu.

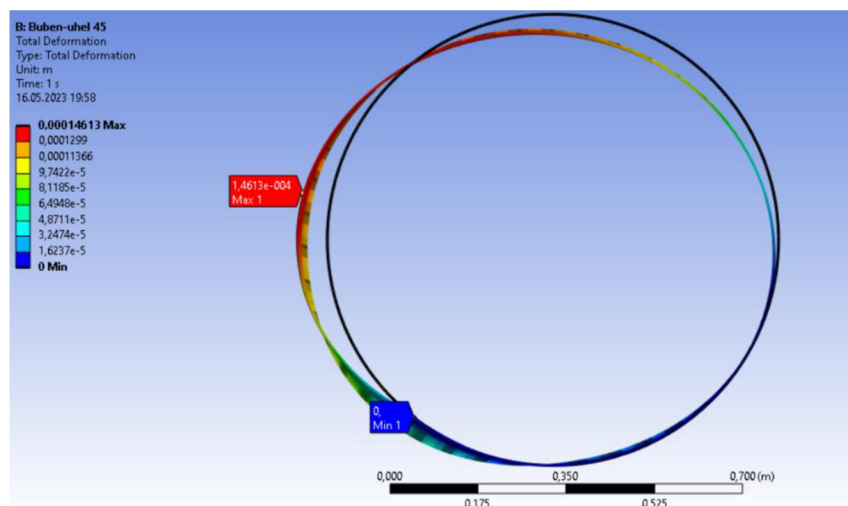


Obr.46 Průhyby bubnu při zatěžovacím stavu 2 (měřítko 0,5)

Na obr. 46 je znázorněna deformace bubnu při tomto zatížení a maximální výchylky, které jsou v přední i zadní části srovnatelné. Velký průhyb je i zhruba uprostřed bubnu, což je místo, které je nejvíce vzdálené od podpěr, kde je zaznamenán průhyb $5,5 \cdot 10^{-5} \text{ mm}$. Výsledek koncentrace napětí je ve vzdálenosti kousek od kolečka o velikosti 32 MPa. Znázornění koncentrace maximálního napětí vypadá obdobně, jak je vidět na obr. 44. Maximální průhyb je naměřen na levé straně bubnu, a to $6,5 \cdot 10^{-5} \text{ mm}$. Bezpečnost je 7,76. Ve všech případech se tak jedná o velmi malé průhyby bubnu.

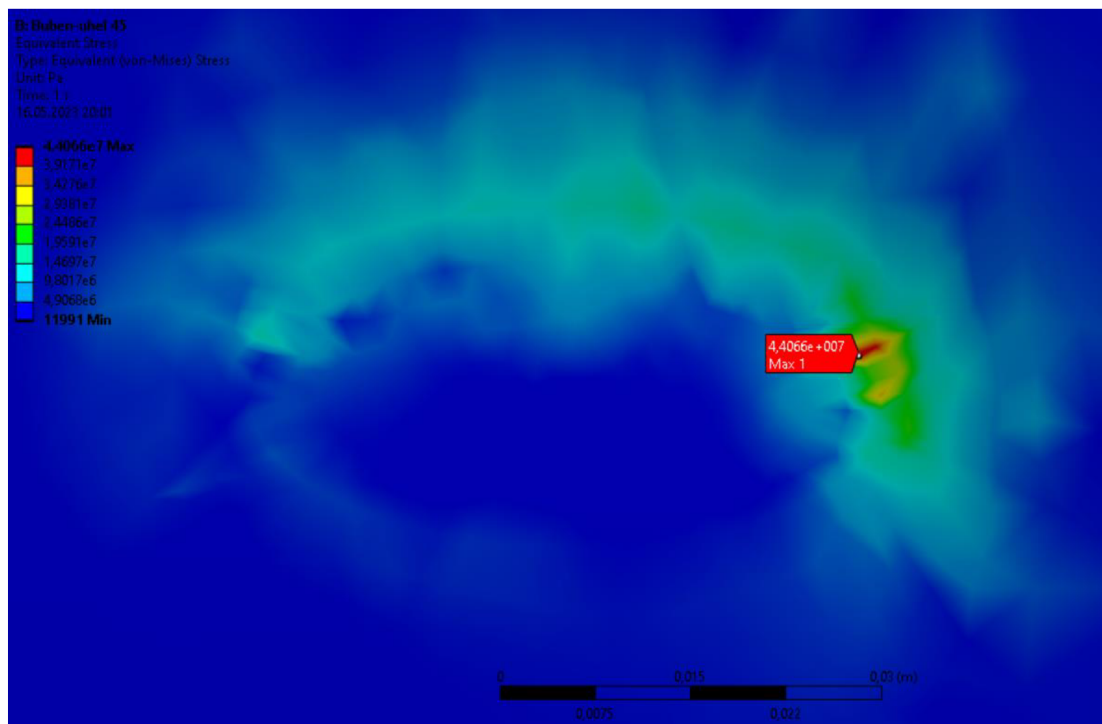
TŘETÍ ZATĚŽOVACÍ STAV (MATERIÁL POD ÚHLEM 40°)

U posledního stavu zatěžování byl zvolen úhel náklonu 40°. Jedná se tak o předpokládaný materiál s velkým třením, což může být mokrá šterkopísek. Zatěžování bubnu je jinak obdobné jako u předchozích stavů. Při tomto zatížení je tak předpokládáno s maximálním zatížením 2 podpěr, které se nachází na stejné straně, jako je vychýlený materiál.



Obr.47 Průhyby bubnu při zatěžovacím stavu 3 (měřítko 0,5)

Na obr. 47 je vidět průhyb bubnu v závislosti na zatěžovacím stavu. V levé dolní a pravé dolní části bubnu jsou umístěny podpory, kde je nejmenší průhyb. Naopak v levé části v důsledku zatížení vzniká maximální průhyb bubnu, který je $1,4 \cdot 10^{-4} \text{ mm}$. Dále je zde vidět i původní tvar bubnu znázorněný černou kružnicí.

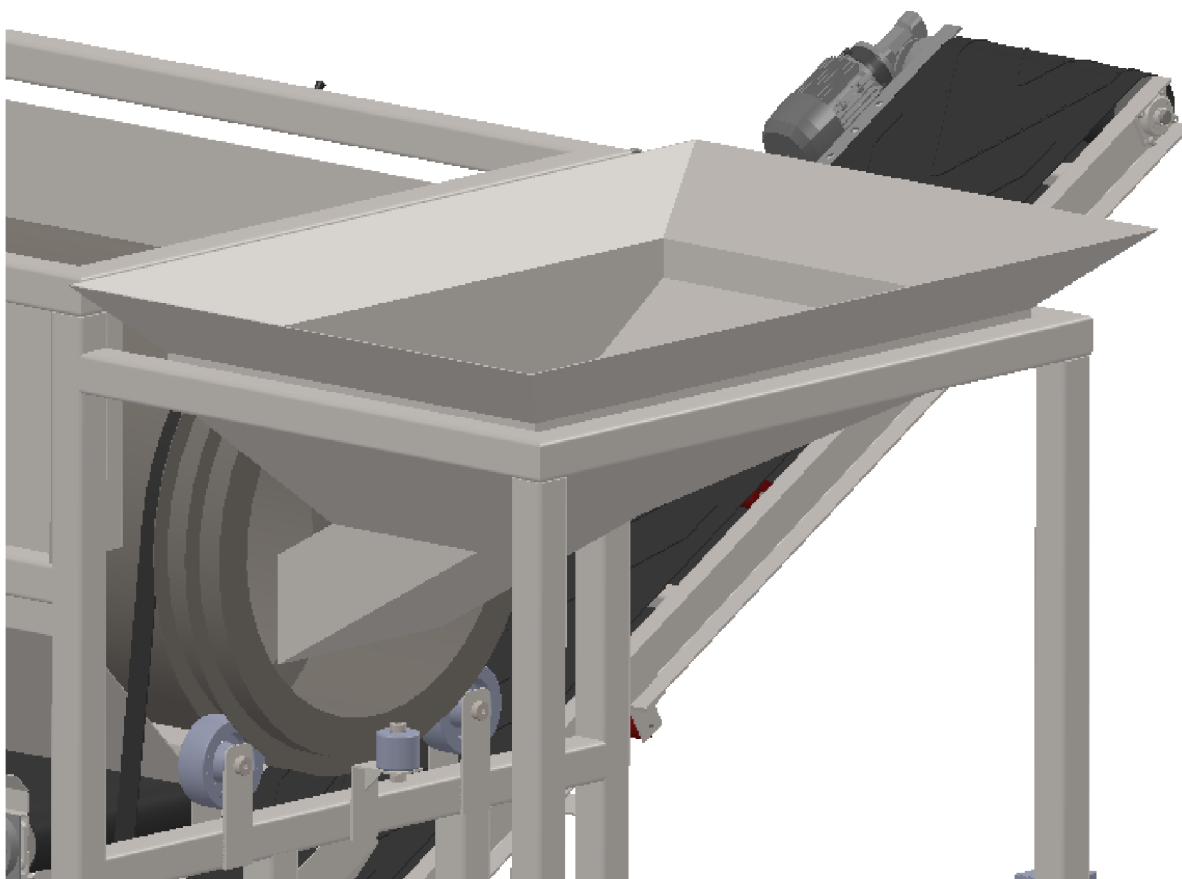


Obr.48 Maximální napětí při zatěžovacím stavu 3 podle metody HMH

Jak je vidět na obr. 48, maximální napětí je zde lokalizováno obdobně jako u ostatních zátěžných stavů. Druhé podpěrné kolečko má podobné znázornění napětí. Zbylá dvě podpěrná kolečka na druhé straně bubnu jsou zatížena velmi malým zatížením a napětí na bubnu tak není ani patrné. Výsledky dopadly podle předpokladů. Koncentrace napětí je ve vzdálenosti kousek od kolečka o velikosti 44 MPa a bezpečnosti 6,67. Buben je tak navržen se správnou tloušťkou plechu a také nebude problém se svařením, který by mohl nastat u velmi tenkých plechů.

3.6 NÁSYPKA

Pro dopravování materiálu do bubnu byla zvolena gravitační násypka. Gravitační násypku proto, aby byla ušetřena váha stroje. Dalším řešením by mohla být násypka spolu s dopravním pásem, který by materiál dopravoval do bubnu. Toto řešení je však složitější a stroj by byl celkově těžší a cenově nákladnější.

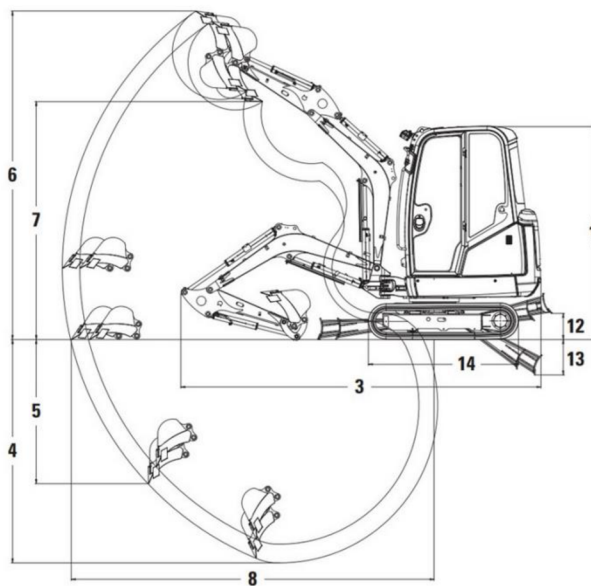


Obr.49 Konstrukce a umístění násypky

Zvolená násypka je konstruována z plechu o tloušťce 5 mm a je přivařena k rámu stroje, což je vidět na obr 49. Rozměry násypky pro vkládání materiálu jsou 1790 x 1200 mm. Rozměry jsou koncipovány pro lopaty nakladačů do 3,5 tuny. Standardní rozměr lopaty pro nakladače do 3,5 tuny je přibližně 600 x 600 mm, takže tyto rozměry násypky jsou dostačující. Násypka je schopná pojmout až 0,5 m³.

3.6.1 VÝŠKA NÁSYPKY

Při konstrukci násypky a jeho umístění bylo bráno v potaz i to, aby násypka nebyla moc vysoko a nakladač do váhy 3,5 tun neměl problém tříděný materiál do násypky nasypat. V tuto chvíli je násypka od země ve výšce 2100 mm. Srovnání s minirýpadlem Kubota 3,5 tuny, je výšková výška přibližně 3300–3920 mm. Při dalším srovnání modelu rýpadla s označením CAT 301.7D je podle obr. 50, kde maximální výška pro vyklopení obsahu lopaty je zde uvedena 2500 mm. A váha rýpadla je 1,85 t. Z obou těchto hledisek výška násypky vyhovuje. [35]



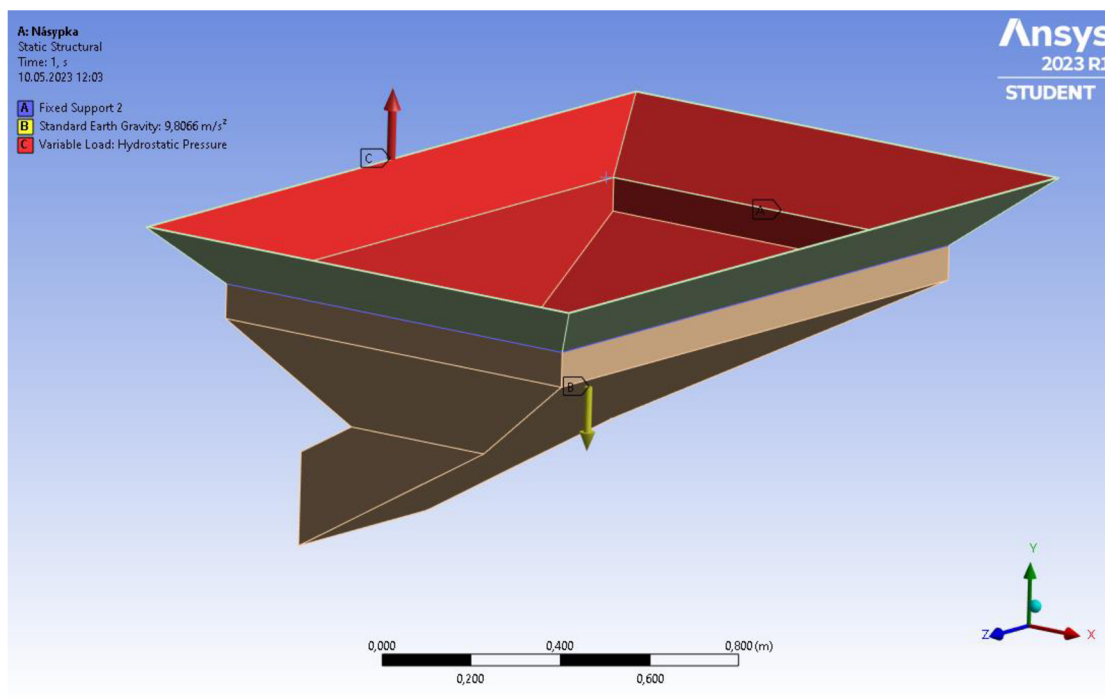
	Standard Stick	Long Stick
1 Height	2290 mm	2290 mm
2 Width	990 mm	990 mm
Undercarriage Width (Retracted)	990 mm	990 mm
Undercarriage Width (Extended)	1300 mm	1300 mm
3 Transport Length (arm lowered)	3855 mm	3855 mm
4 Maximum Digging Depth	2200 mm	2400 mm
5 Maximum Vertical Dig Depth	1430 mm	1620 mm
6 Maximum Dig Height	3485 mm	3595 mm
7 Maximum Dump Height	2500 mm	2610 mm
8 Maximum Reach at Ground Level	3700 mm	3895 mm
9 Tail Swing Radius	1170 mm	1170 mm
10 Maximum Boom Offset (RH)	520 mm	520 mm
11 Maximum Boom Offset (LH)	360 mm	360 mm
12 Maximum Dozer Lift Height	200 mm	200 mm
13 Maximum Dozer Dig Depth	320 mm	320 mm
14 Length of Undercarriage (Fixed)	1445 mm	1445 mm
14 Length of Undercarriage (Extending)	1600 mm	1600 mm
15 Boom Swing Angle (RH)	48°	48°
16 Boom Swing Angle (LH)	77°/64°	77°/64°

Obr.50 Schématické znázornění krajních pohybů rýpadla CAT 301.7D [35]

3.6.2 FEM ANALÝZY NÁSYPKY

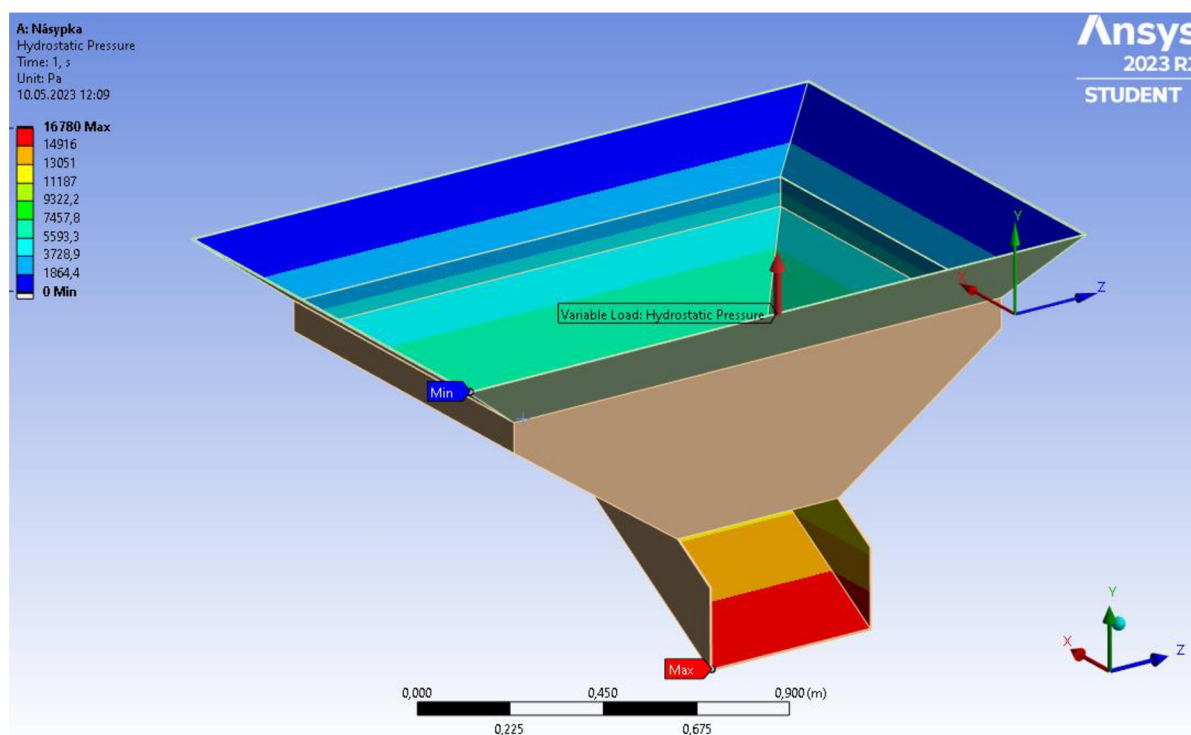
Při pevnostní FEM analýze bylo zkoumáno, jestli tloušťka plechu je dostačující, a jestli není potřeba dno násypky vyztužit. V analýze bylo počítáno se zatížením násypky, jako by byla plná materiálem o objemové hustotě materiálu 2000 kg/m^3 . Tření mezi partikulárním materiálem je v tomto případě nebráno v potaz. Násypka je zatěžovaná vlastní vahou a materiálem o objemu zhruba $0,5 \text{ m}^3$, což odpovídá přibližně materiálu o váze 1000 kg.

Na obr. 51 je znázorněno zatížení a uchycení násypky. Násypka je fixně přivařena k rámu stroje. To znázorňuje fialová čára. Dalším zatížením je tíha země, která je znázorněna žlutou šipkou. Červená šipka zde znázorňuje směr rostoucího sloupce materiálu neboli zatěžování násypky hydrostatickým tlakem. Vnitřní plocha násypky, která je vybarvena červenou barvou, je tímto hydrostatickým tlakem namáhána.



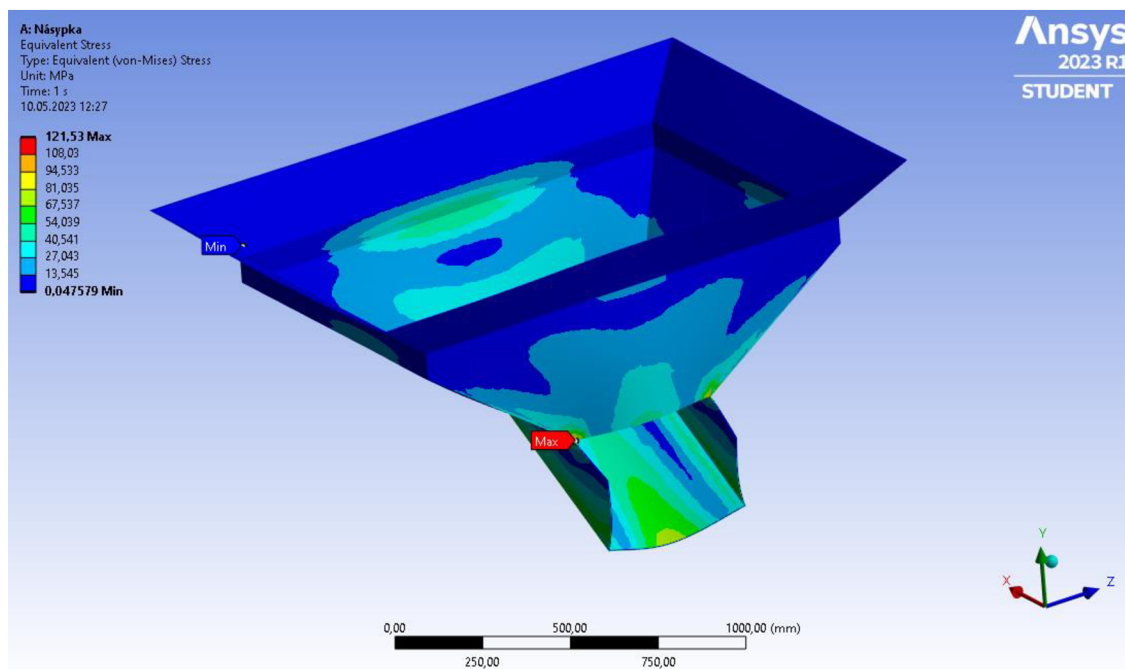
Obr.51 Zatížení a uchycení násypky

Pro lepší znázornění hydrostatického tlaku je zde obr. 52. Na obrázku je znázorněno zatěžování vnitřních stěn násypky od materiálu. Dá se předpokládat, že minimální zatížení je u hrdla násypky, kde je rovna nule, naopak maximální je u výpustě násypky, kde odpovídá 16780 Pa. Nejvíce nás samozřejmě bude zajímat ústí násypky, kde bude předpokládané napětí ve stěnách násypky největší.



Obr.52 Hydrostatické zatížení násypky od materiálu

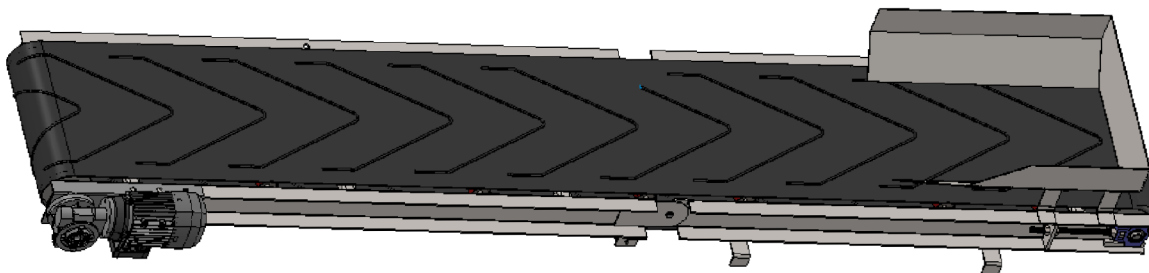
Z analýzy bylo zjištěno maximální napětí 121,5 MPa podle metody HMH a maximální výchylka 3,7 mm a bezpečnost je 2. Z analýzy bylo zjištěno, že ačkoliv není předpokládáno takovéto provozní zatížení, i kdyby se stalo, že by se násypka naplnila materiálem, násypka toto zatížení snese. Pro ústí násypky je napětí velice malé, proto může být svařena z tenčího plechu než zbytek, a to 3 mm. U zbytku násypky je dostačující tloušťka plechu 5 mm a není třeba ji vyztužovat. Předpokládané místo koncentrace napětí je označeno červenou značkou a je to místo maximálního napětí. Výskyt maximálního napětí se při tomto zatížení dá předpokládat. Maximální průhyb je také v dolní části násypky.



Obr.53 Napětí podle HMH (měřítko 0,5)

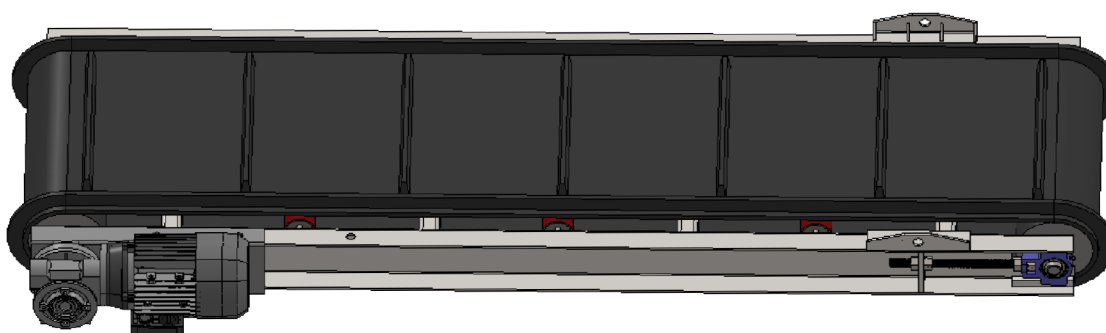
3.7 PÁSOVÉ DOPRAVNÍKY

Pásové dopravníky jsou zařízení, která jsou určena k přepravě materiálů z jednoho místa na druhé pomocí pásu pohybujícího se po speciálních válečcích. Mohou být použity v mnoha různých odvětvích, jako je průmysl, zemědělství nebo stavebnictví. Pásový dopravník může být konstruován tak, aby přepravoval materiál do určité výšky nebo na určitou vzdálenost, a jeho pohyb může být manuální nebo automatický. Mohou být vybaveny různými doplňky, jako jsou kryty proti prachu, snímače hladiny materiálu nebo váhy pro vážení přepravovaného materiálu.



Obr.54 Pásový dopravník na přepravu písku

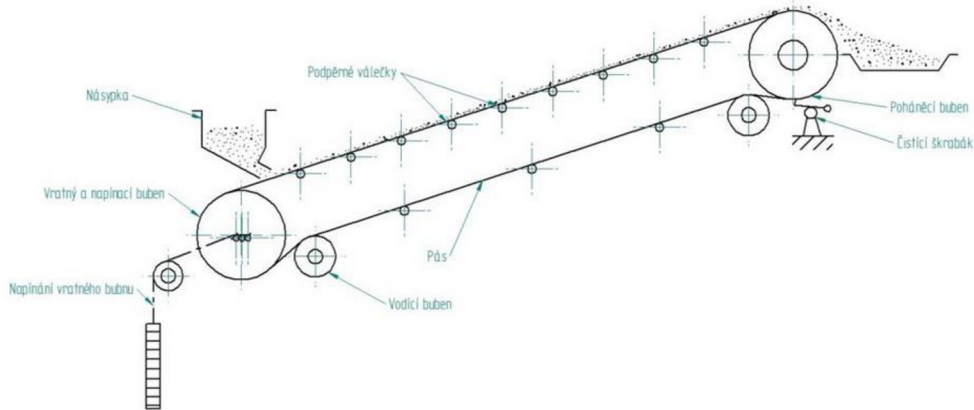
Zařízení se skládá ze 3 pásových dopravníků. První pásový dopravník je umístěn pod třídícím bubnem a slouží k transportu tříděného materiálu, v tomto případě písku, na druhý pásový dopravník. Materiál je přepravován pasivně po pásu bez zásahu pracovníků. Druhý pásový dopravník je umístěn pod úroveň třídícího bubnu a má sklon 30°. Slouží k dopravě vytříděného materiálu do výšky přibližně 1,5 metru. Materiál se opět přepravuje pasivně po pásu. Třetí pásový dopravník se nachází na konci tříděče a slouží k dopravě šterku do výšky přibližně 1,5 metru. Materiál se přepravuje pasivně po pásu. Celý proces třídění se odehrává automaticky bez nutnosti zásahu pracovníků. Materiál je tříděn na šterk a písek a dopravován do výšky přibližně 1,5 m.



Obr.55 Pásový dopravník na přepravu šterku

3.7.1 KONSTRUKCE DOPRAVNÍKŮ

Každý dopravník se skládá z několika základních komponentů. Rám dopravníku je tvořen bočními nosníky ve tvaru C, které jsou mezi sebou spojeny čtvercovými profily. Samotný rám tak tvoří svařenec. Další částí je napínací buben a hnací buben, které slouží pro pohon pásového dopravníku a k jeho dostatečnému napnutí. Nesmí chybět také dopravníkové válečky, které pomáhají rozložit sílu materiálu na rám dopravníku a také zajišťují dopředný pohyb pásu a zároveň i materiálu. Další součástí může být menší násypka pro usměrnění materiálu na dopravní pás. K obdobnému účelu se používají i boční lišty.

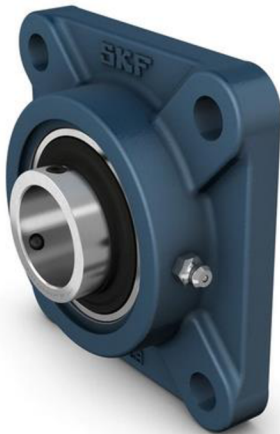


Obr.56 Schématické znázornění pásového dopravníku [36]

3.7.2 NAPÍNACÍ A HNANÝ BUBEN

Napínací buben je řešen pomocí napínacího ložiska a závitové tyče. Ložisko je zvoleno od firmy SKF, které je přímo dělané na napínání bubnu. Aby nedošlo k sbíhání pásu, je důležité provádět napínání rovnoměrně po obou stranách pásu. Je třeba zajistit, aby se vratný buben nedostal do šikmé polohy. [37]

Hnaný buben je uložen na pevno v ložiskách rovněž od firmy SKF a je na pevno přišroubován k rámu. Buben má zde výstupní hřídel s drážkou pro pero. Hnací motor je nasunut na hřídel a připevněn šrouby k rámu. Pomocí pera a drážky přenáší motor kroutící moment na buben. Buben následně přenáší výkon na dopravní pás.



Obr.57 Ložisko pro uchycení hnaného bubnu FYJ 25 TF [37]

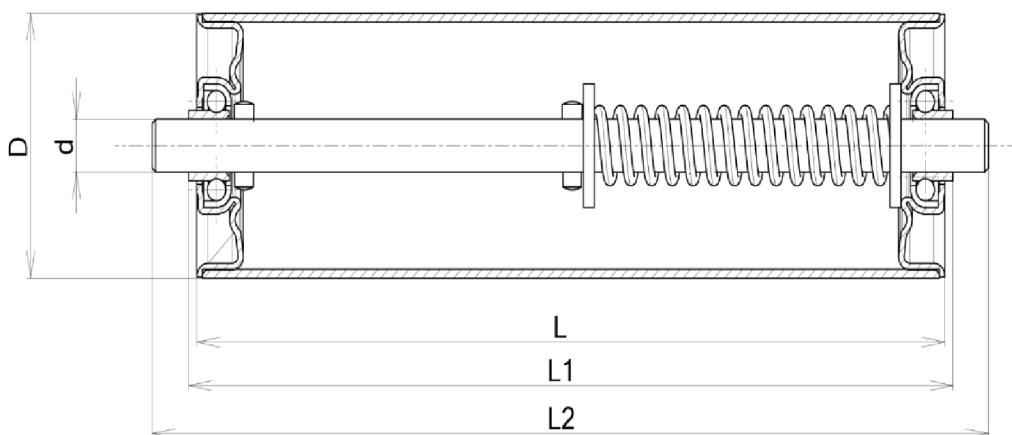


Obr.58 Ložisko k napínání bubnu TU 25 TF [37]

3.7.3 DOPRAVNÍ VÁLEČKY

Dopravní válečky jsou součástí pásových dopravníků a slouží k přenášení materiálů z jednoho místa na druhé. Tyto válečky jsou obvykle válcového tvaru a mají různé průměry a šířky v závislosti na konkrétní aplikaci a potřebách dopravníku. Dopravní válečky jsou umístěny na pásovém dopravníku tak, aby se materiál mohl plynule přesouvat po celé délce dopravníku. Válečky jsou umístěny ve vzdálenostech, které závisí na velikosti materiálu, který se přenáší, a na požadované rychlosti dopravy. Válečky mohou být například kované z oceli, nebo mohou být odlity z kovů jako je litina nebo hliník. Tyto materiály jsou velmi odolné a schopny odolávat náročným podmínkám, které mohou být při použití pásových dopravníků.

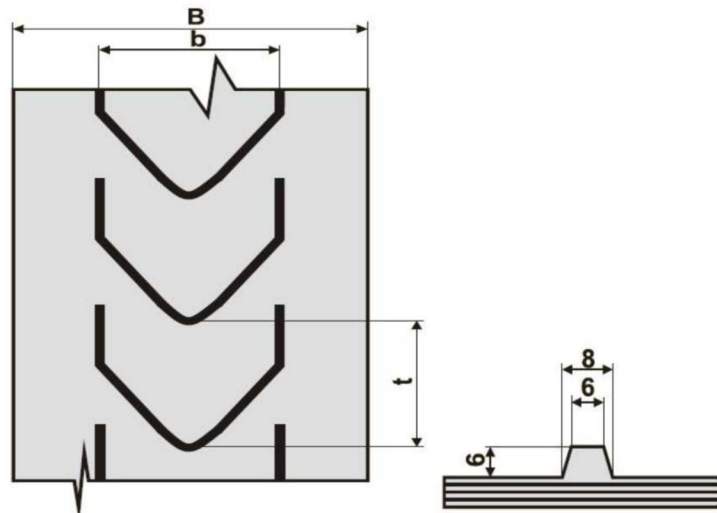
Jako dopravníkové válečky byly zvoleny dopravníkové válečky s pružnou hřídelí. V potřebném místě se tak při instalaci válečku hřídel válečku zasune a v patřičném místě se hřídel vysune do předem předvrtaných děr v rámu pásového dopravníku. Instalace je tak jednoduchá a velice rychlá. Použili byly válečky o průměru 60 mm o průměru hřídele 12 mm. Šířka válečku je 500 mm. Váleček je vyroben z oceli a je osazen dvěma ložisky zajišťujícími rotační pohyb. Rozměr L2 je 520 mm. [38]



Obr.59 Dopravníkový váleček s pružnou hřídelí [38]

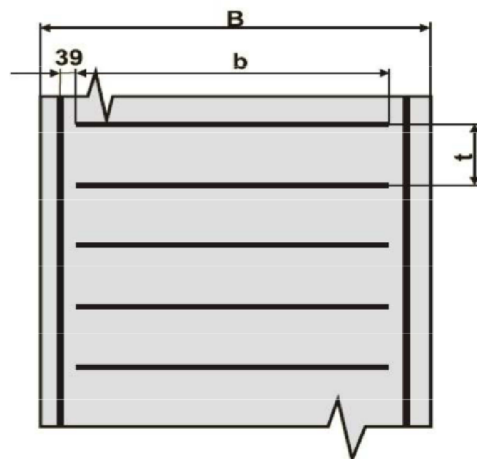
3.7.4 PÁSY DOPRAVNÍKŮ

Jako pás pro pásový dopravník na štěrk byl zvolen profil s označením 06-34 od prodejce DvB-AF s.r.o. Je to ideální vzor pro písek o frakci 0–8 mm. Parametry si zákazník může v určitém rozmezí zvolit. Šířka pásu je tedy 500 mm a šířka vzoru je 400 mm. Rozteč je dána 280 mm. Výška profilování je 6 mm.



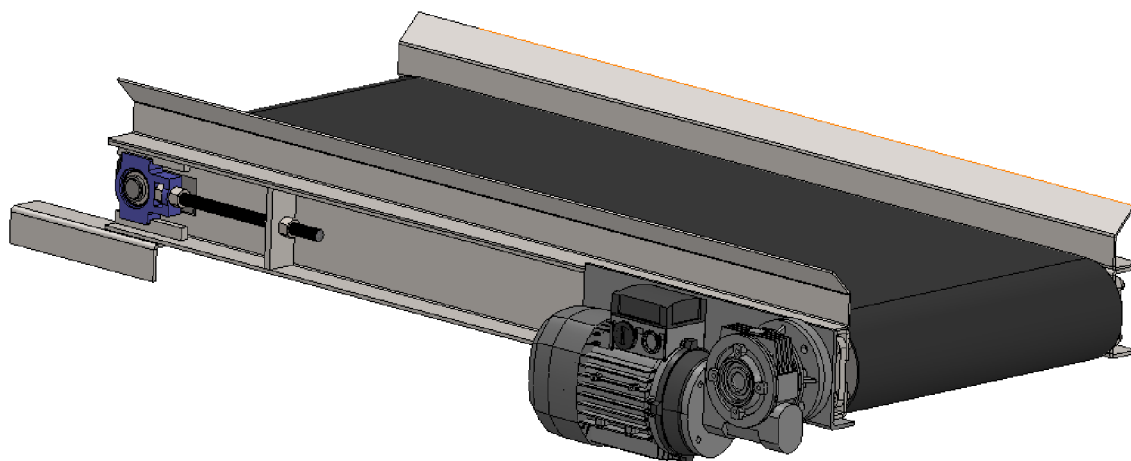
Obr.60 Profilovaný pás pro písek [38]

Pro štěrk byl zapotřebý o něco větší profil pásu dopravníku, a to sice profil s označením 15-08. Jedná se zde o materiál frakce 8–64 mm. Výšku profilu je zvolena na 30 mm. Šířka pásu je zde opět 500 mm. A šířka profilovaných příček pásu je 360 mm.



Obr.61 Profilovaný pás pro štěrk [38]

Pásový dopravník, který se nachází pod bubnem má dopravníkový pás hladký. Tloušťka pásu je také, jako byla u předchozích, 500 mm. Je navíc vybaven boční lištou, která slouží k usměrnění vytřídněného materiálu z bubnu na gumový pás.



Obr.62 Dopravník pod bubnem s hladkým dopravníkovým pásem

3.7.5 PARAMETRY PÁSOVÉHO DOPRAVNÍKU

Pro výpočet byl spočítán pohon jen pro pásový dopravník na písek. Vypočítaný motor byl použit pro oba zbývající dopravníky, aby nemuselo být upravováno uchycení motoru pro každý dopravník. Výpočet pro pásový dopravník na štěrk je analogický, proto jej znova počítat nebudeme. Výpočet jsme dělali podle normy ČSN ISO 5048. [39]

Tab.5 Tabulka hodnot pro výpočet

Délka dopravníku (L_d)	3340 mm
Šířka pásu (b)	500 mm
Využitelná šířka pásu (b_p)	360 mm
Dopravovaná výška (h)	1600 mm
Sklon dopravníku (φ)	30°
Hustota dopravovaného materiálu (ρ_v)	2000 kg/m
Dynamický sypaný úhel materiálu (φ_{dyn})	30°
Dopravní rychlost (v)	1 m/s
Průměr bubnu (D_b)	0,15 m

Plocha průřezu materiálu:

$$S = b_p^2 \cdot \frac{\operatorname{tg}(\varphi_{dyn})}{6} = 0,36^2 \cdot \frac{\operatorname{tg}(30)}{6} = 0,0125 \text{ m}^3 \quad (33)$$

Dále pro splnění hmotnostního výkonu $20 \text{ kg} \cdot \text{s}^{-1}$ budeme počítat $S = 0,01 \text{ m}^3$.

Výpočet objemové výkonnosti pásového dopravníku:

$$Q_o = S \cdot v = 0,01 \cdot 1 = 0,01 \text{ m}^3 \cdot \text{s}^{-1} \quad (34)$$

Výpočet hmotnostní výkonnosti pásového dopravníku:

$$Q_m = Q_o \cdot \rho_v = 0,01 \cdot 2000 = 20 \text{ kg} \cdot \text{s}^{-1} \quad (35)$$

3.7.6 VÝPOČET ODPORŮ PÁSOVÉHO DOPRAVNÍKU

Výpočet je podle normy ČSN ISO 5048, pohybové odpory pásového dopravníku závisí na několika faktorech, kterými jsou [39]:

- Hlavní odpory (F_H) - odpory od ložisek, v horní i spodní větvi, odpory od zamačkávání válečků do pásu a od ohybu a rovnání dopravní hmoty
- Vedlejší odpory (F_N) - odpory od tření, setrvačných sil a urychlování dopravní hmoty v místě nakládání, tření o stěny násypky, odpor ohybů pásů na bubnech a odpor ložisek bubnů s výjimkou hnacího bubnu
- Přídavné hlavní odpory (F_{S1}) – odpor válečků vychýlených od směru pohybu pásu, odpor třením o boční stěny násypky či bočního vedení
- Přídavné vedlejší odpory (F_{S2}) – odpor třením o boční stěny násypky, případně bočního vedení, odpor čističů pásů i bubnu, odpor hranovačů
- Vedlejší odpory (F_{St}) – odpory k překonání dopravní výšky

Celkově lze říci, že pohybový odpor pásového dopravníku závisí na mnoha faktorech a lze jej ovlivnit například volbou materiálu pásu, správným nastavením sklonu dopravníku, volbou vhodné rychlosti nebo použitím maziv pro snížení tření. [39]

HLAVNÍ ODPORY DOPRAVNÍKU (F_H)

Vznikající odpor při přepravě materiálu na dopravním pásu může být způsoben různými faktory. Mezi tyto faktory patří například rotace válečků v horní a dolní části pásu, které vznikají třením v ložiskách a těsnění válečků. Dalším faktorem jsou odporové síly, které vznikají při zamačkávání válečků do pásu a opakovaném ohýbání pásu při přepravě materiálu. [39]

Hmotnost rotujících částí válečku na 1 metr:

$$q_r = \frac{(m_v - m_{vh}) \cdot (n_{hv} + n_{dv})}{l} = \left(m_v - \rho_o \cdot \frac{\pi \cdot d_v^2}{4} \cdot L_2 \right) \cdot \frac{(n_{hv} + n_{dv})}{L_d} \quad (36)$$

$$= \left(2 - 7800 \cdot \frac{\pi \cdot 0,06^2}{4} \cdot 0,52 \right) \cdot \frac{(6 + 1)}{3,334} = 3,24 \text{ kg} \cdot \text{m}^{-1}$$

Hmotnost dopravního pásu na 1 metr:

$$q_b = B \cdot m_p = 0,5 \cdot 2,720 = 1,36 \text{ kg} \cdot \text{m}^{-1} \quad (37)$$

Hmotnost dopravovaného materiálu na 1 metr:

$$q_g = \frac{Q_m}{v} = \frac{20}{1} = 20 \text{ kg} \cdot \text{m}^{-1} \quad (38)$$

Rovnice pro výpočet hlavního odporu:

$$F_H = f_g \cdot L_d \cdot g \cdot (q_r + (2 \cdot q_b + q_g) \cdot \cos(\varphi)) = \quad (39)$$

$$= 0,025 \cdot 3,340 \cdot 9,81 \cdot (3,24 + (2 \cdot 1,36 + 25) \cdot \cos(30)) = 22,32 \text{ N}$$

VEDLEJŠÍ ODPORY DOPRAVNÍKU (F_v)

V součtu se jedná o několik typů odporů, které ovlivňují přepravu materiálu. Jsou to odpory tření a setrvačných sil, které vznikají během urychlování hmoty při přepravě, odpor tření mezi bočními stěnami násypky v místě nakládání, odpor vznikající v ložiskách bubnu s výjimkou ložisek poháněcího bubnu a odpor způsobený ohybem pásu na bubnech. [39]

Odpory setrvačných sil v místě nákladu:

$$F_{bA} = Q_m \cdot (v - v_0) = 20 \cdot (1 - 0) = 20 \text{ N} \quad (40)$$

Minimální urychlovací délka:

$$l_{bmin} = \frac{v^2 - v_0^2}{2 \cdot g \cdot \mu} = \frac{1^2 - 0^2}{2 \cdot 9,81 \cdot 0,6} = 0,085 \text{ m} \quad (41)$$

Odpor ohybu pásu na bubnech, hodnota $F_p = 3000 \text{ N}$:

$$\begin{aligned} F_1 &= 9 \cdot b_p \cdot \left(140 + 0,01 \cdot \frac{F_p}{b_p} \right) \cdot \frac{t_p}{D_b} = \\ &= 9 \cdot 0,36 \cdot \left(140 + 0,01 \cdot \frac{3000}{0,36} \right) \cdot \frac{0,006}{0,150} = 29 \text{ N} \end{aligned} \quad (42)$$

Odpor v ložiskách hnaného bubnu (ložiska hnacího bubnu neuvažujeme):

$$F_t = 0,005 \cdot \frac{d_l}{D_b} \cdot F_T = 0,005 \cdot \frac{0,025}{0,15} \cdot 4000 = 3,33 \text{ N} \quad (43)$$

Celkové vedlejší odpory:

$$F_N = F_{bA} + F_1 + F_t = 25 + 29 + 3,33 = 57,3 \text{ N} \quad (44)$$

PŘÍDAVNÉ VEDLEJŠÍ ODPORY (F_{S1})

Do celkového odporu pohybu dopravníku patří odpor válečků, které jsou vychýleny ve směru pohybu pásu, a odpor tření, který vzniká při kontaktu s bočními stěnami násypky nebo bočním vedením, pokud je přítomen po celé délce dopravníku. V tomto konkrétním řešení je hodnota rovna nule. [39]

VEDLEJŠÍ ODPORY DOPRAVNÍKU (F_{S2})

V tomto případě zde není ani čistič pásů ani boční stěny dopravníku. Proto tyto odpory budou rovny nule. [39]

ODPORY K PŘEKONÁNÍ DOPRAVNÍ VÝŠKY (F_{St})

Tento odpor je překonání dopravní výšky. [39]

Rovnice pro výpočet odporu:

$$F_{St} = q_g \cdot h \cdot g = 25 \cdot 1,6 \cdot 9,81 = 392,4 \text{ N} \quad (45)$$

CELKOVÝ ODPOR DOPRAVNÍKU A VOLBA ELEKTROMOTORU

Hnací obvodová síla se pak spočítá jako součet všech odporů [39]:

$$\begin{aligned} F_U &= F_H \cdot F_N \cdot F_{S1} \cdot F_{S2} \cdot F_{St} \\ &= 22,32 + 57,3 + 0 + 0 + 392,4 = 472,02 \text{ N} \end{aligned} \quad (46)$$

Potřebný výkon elektromotoru:

$$P = F_U \cdot v = 472,02 \cdot 1 = 472 \text{ W} \quad (47)$$

Pro volbu výkonu hnacího motoru dopravníkového pásu byl zvolen motor o výkonu nejbližšímu většímu výkonu, který byl vypočítán. Zvolený motor tak má 0,55 kW a šnekovou převodovku, kde na výstupní hřídeli jsou otáčky 140 ot/min. Výstupní hřídel má průměr 25 mm. Převodový poměr byl zvolil tak, aby odpovídal co nejbližže požadované rychlosti pásu.

Výpočet skutečné rychlosti dopravního pásu:

$$v = 2 \cdot \pi \cdot \frac{D_b}{2} \cdot n = 2 \cdot \pi \cdot \frac{0,15}{2} \cdot 2,33 = 1,098 \text{ m} \cdot \text{s}^{-1} \quad (48)$$

Obdobný pohon byl navrhnut i pro dopravníkový pás na štěrku a pro dopravníkový pás, který je pod bubnem. Předpokládáme stejnou rychlost obou dopravníků a obdobnou hmotnostní výkonnost u obou zbylých dopravníků.



Obr.63 Zvolený pohon pro pásové dopravníky [40]

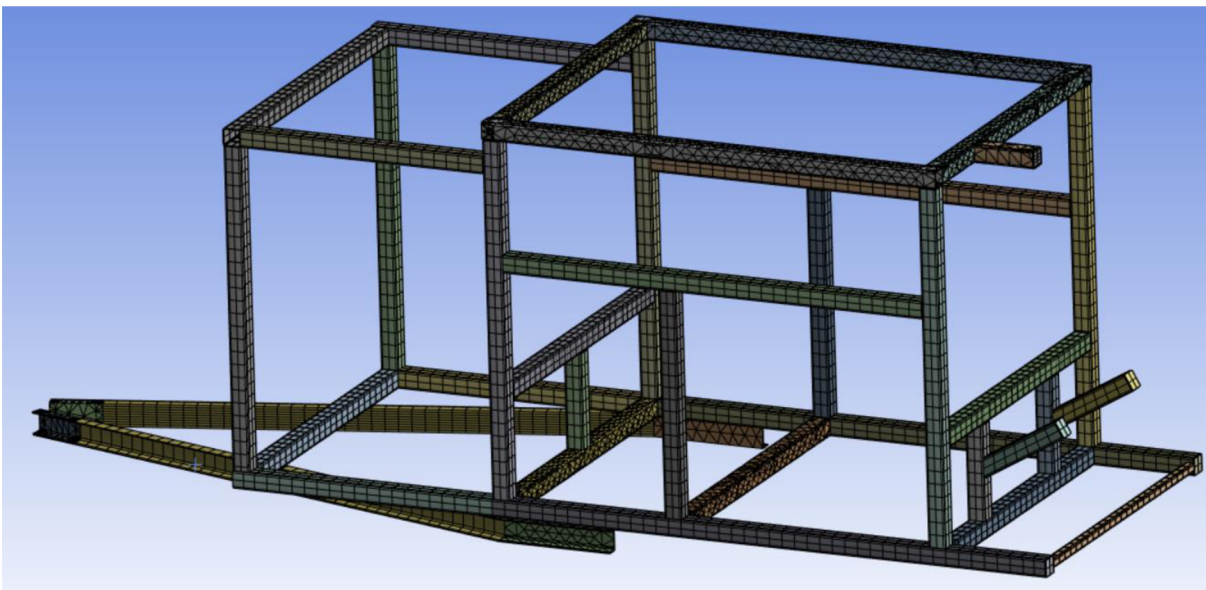
3.8 RÁM TŘÍDIČE

Při konstrukci rámu pro bubnový třídič jsou jako první určeny požadované rozměry a kapacita třídiče a následně je zvolena vhodná tloušťka a typ oceli pro jednotlivé části rámu. Zvolen byl čtvercový ocelový profily o rozměru průřezu 80 x 80 mm o tloušťce 5 mm. Rám má jednu brzděnou nápravu s koly, která je pevná a odolná proti nárazům a opotřebení. Tažné zařízení je konstruováno pro snadné připojení třídiče k tažnému vozidlu a obsahuje nájezdovou brzdu pro lepší brzdicí účinek. Celkově je rám konstruován tak, aby byl pevný, stabilní a snadno ovladatelný s důrazem na použití kvalitních materiálů a konstrukci poskytující dostatečnou pevnost a stabilitu. Rám je také vybaven bočními zvedáky pro stabilizaci přívěsu při odpojení od vozidla a předním výsuvným kolečkem sloužícím k snadné manipulaci bez přípojného vozidla. Do čtvercových profilů byla použita plastová záslepka, aby do konstrukce nešla vlhkost a nečistoty.

Pro simulaci rámu byly vybrány 3 zatěžovací stavy. Všechny stavy jsou zatíženy potřebným zatížením.

3.8.1 VOLBA SÍTĚ

Protože se jedná o čtvercové profily, byla zvolena síť sestavena z krychlí, případně kvádrů. Tato síť je pro konstrukci vzhledem ke tvaru zkoušeného tělesa výhodnější. Opět bylo možné využít jen určitý počet elementů sítě, aby nebyl překročen maximální počet elementů. Počet elementů je zde 127000. Velikost elementů musela být nastavena na 50 mm.

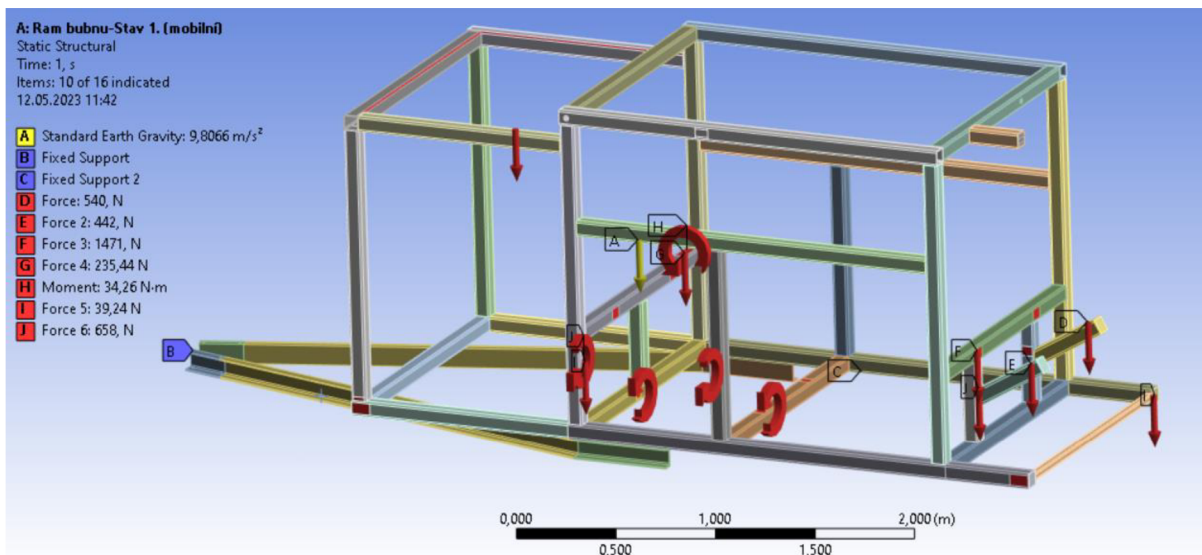


Obr.64 Znáornění síť rámu pro FEM analýzu

3.8.2 PRVNÍ ZÁTĚŽNÝ STAV (MOBILNÍ STROJ)

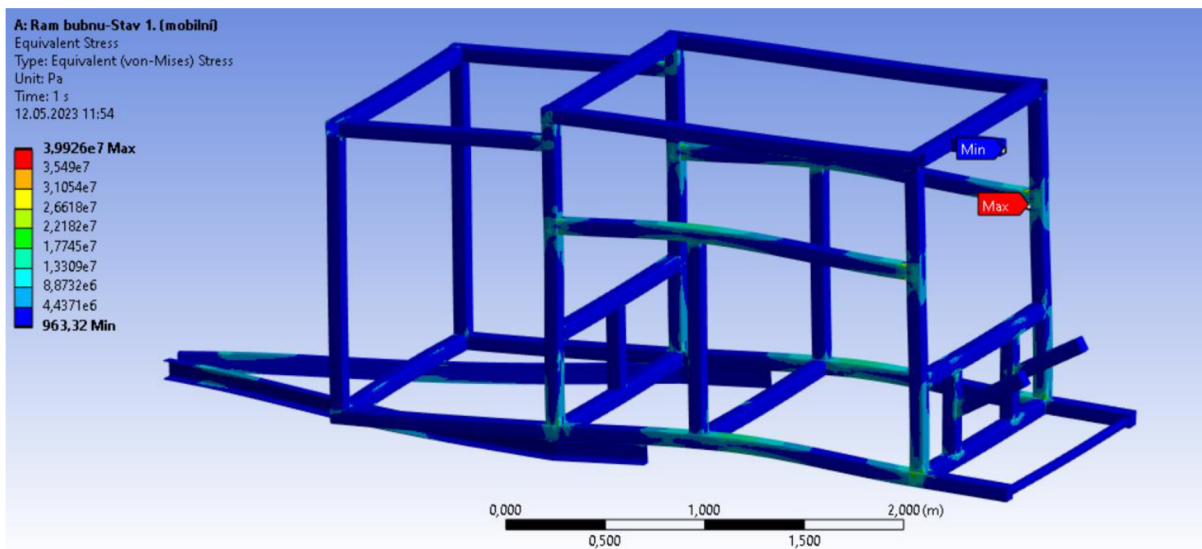
Zatěžování stroje je znázorněné na obr. 65. Postup byl po jednotlivých částech a postupně byly umístěovány potřebné zatížení stroje od jednotlivých komponentů. Kromě působících sil na rám jsou zde i momenty, které na rám v důsledku gravitačního zrychlení působí. Tam, kde byly momenty příliš malé, tudíž by měly minimální možný účinek na konstrukci, jsou zanedbány. V přední části je oj, která má fixní podporu. Dále zde je reakční síla od nápravy, která celou konstrukci podepírá, a na které je většina váhy stroje. V zadní části je na rám přenášena celá

váha pásového dopravníku na šterk. Pásový dopravník na písek je k rámu přivařen, a protože je od rámu vychýlen, přenáší i příčinný moment. V zadní části je na rám přenášena váha pohonu bubnu, který je těžištěm vychýlen, takže přenáší i krouticí moment na rám. Dále je zde zatížení hmotností násypky a hmotnost 4 bočních podpěr, které zatěžují rám svojí hmotností. Dále je také zatížen v místě 4 podpor od zatížení bubnu.



Obr.65 Zatěžování rámu

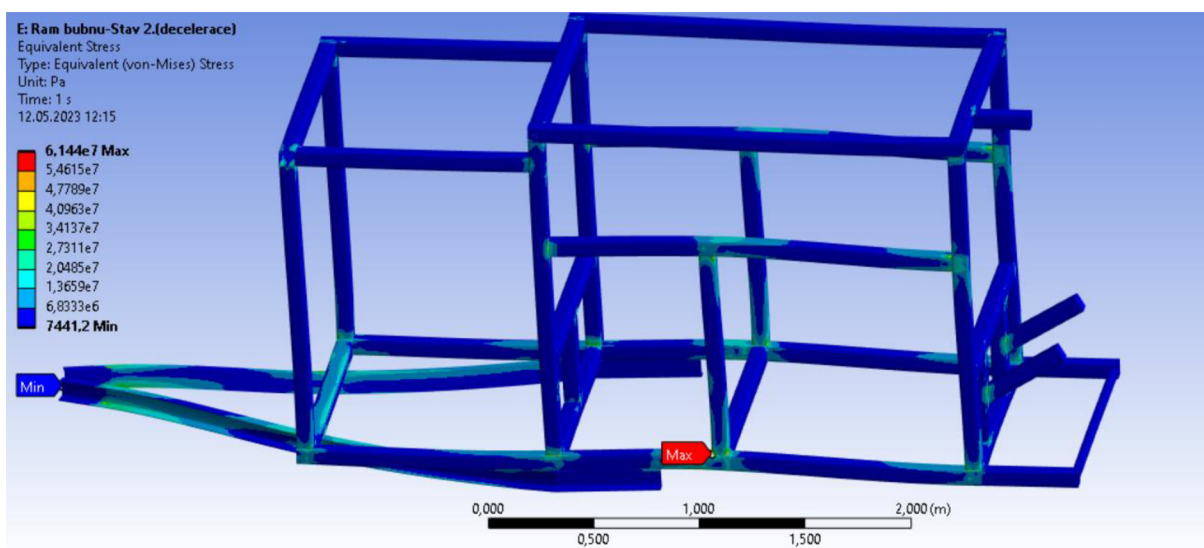
Na obr. 66 je vidět napětí v konstrukci v důsledku zatížení rámu. Na obr. je znázorněno maximální napětí podle HMH, které dosahuje hodnoty 39,9 MPa. Bezpečnost v tomto stavu vyšla 6,26 a maximální průhyb 0,001 mm, který je v pravé části rámu.



Obr.66 Napětí v rámu podle HMH (měřítko 0,5)

3.8.3 DRUHÝ ZÁTĚŽNÝ STAV (ZPOMALOVÁNÍ STROJE)

V tomto stavu na rám působí stejné zatížení jako v předchozím stavu, avšak v tomto stavu je zde navíc tíhové zatížení v dopředném směru stroje, které je vyvolané v důsledku decelerace stroje. Brzdný účinek nápravy zde představuje stejně velký účinek jako pro tažné vozidlo. Tento stav jsme nasimulovali pomocí 2 podpor, které tvoří nápravu a oj. Zatížení je zde obdobné jako v předchozím stavu a je zde ještě zatížení od komponent v dopředném směru spolu s momentem, který je od jednotlivých prvků přenášen na konstrukci. Pro porovnání s běžnými vozy je přetížení při deceleraci vozidla u sportovnějších vozidel přibližně 0,6 G. My jsme zvolili 1 G pro jistotu, že rám odolá při extrémních podmínkách, a aby rám měl v důsledku větší koeficient bezpečnosti. To odpovídá zrychlení $9,81 \text{ m} \cdot \text{s}^{-2}$.

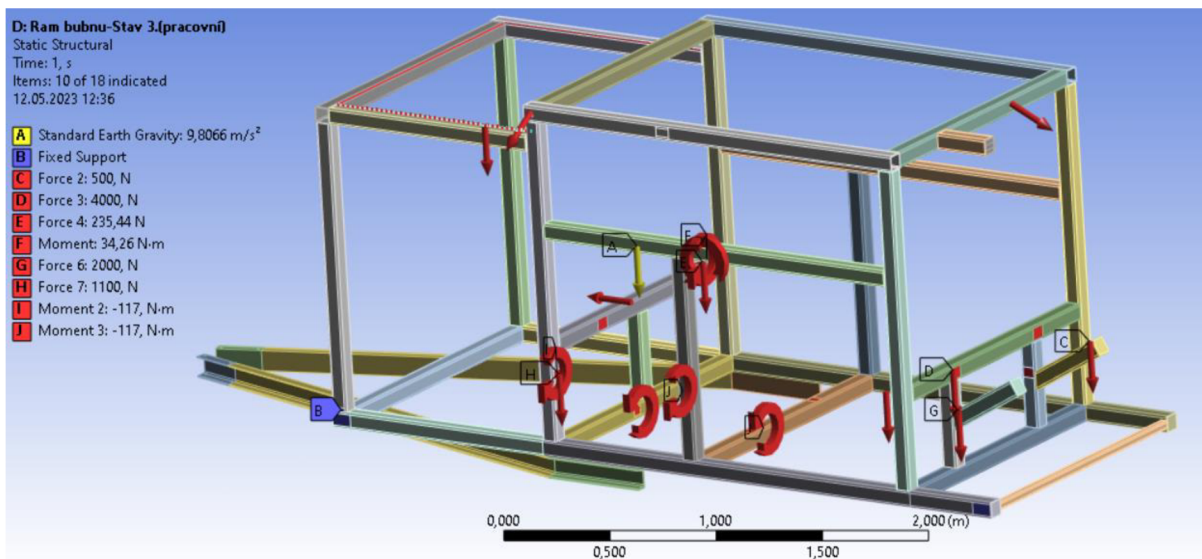


Obr.67 Napětí podle HMH v důsledku decelerace soupravy (měřítko 0,5)

Z výsledku je patrné maximální napětí v místě u nápravy. Zátěžný stav je patřičně předdimenzován. Bezpečnost v tomto stavu vyšla 4,06. Maximální napětí bylo 61,44 MPa a maximální průhyb 0,004 mm. Opět je vidět značná koncentrace napětí, a to takřka ve všech svářech konstrukce.

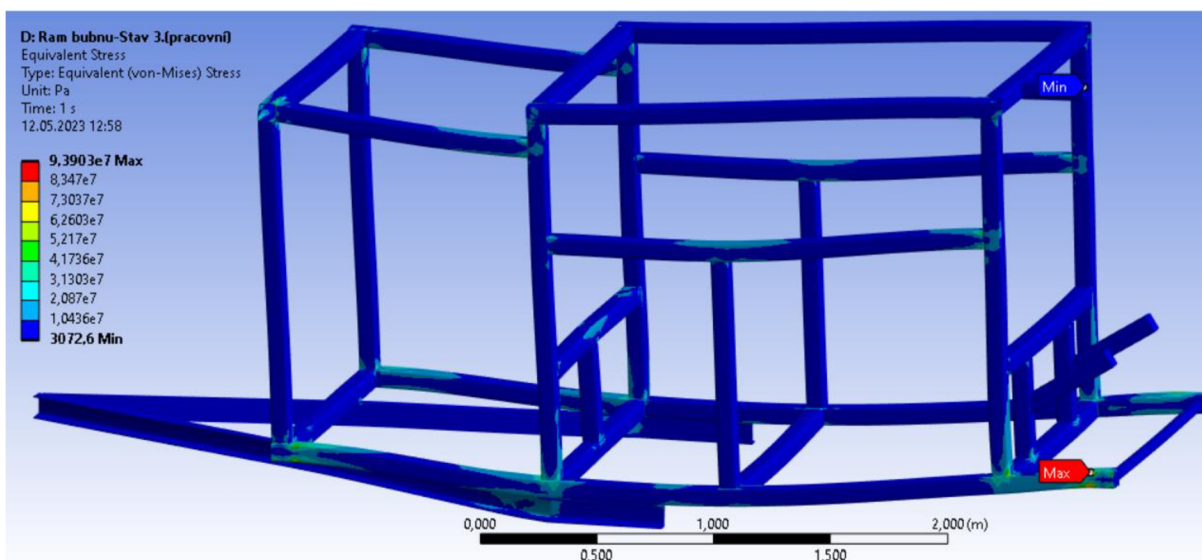
3.8.4 TŘETÍ ZÁTĚŽNÝ STAV (TŘÍDĚNÍ STROJE)

Třetím stavem, a tím pro i nejpodstatnějším, je pracovní stav stroje. Jedná se o stav, kdy stroje třídí materiál. Dopravníky jsou v pracovní pozici a dopravují vytríděný materiál do výšky přibližně 1,5 m. Předpokládané zatížení stroje je zde obdobné jako v prvním stavu, avšak dopravníky jsou v pracovní pozici a je zde navíc zatížení od tříděného materiálu. Rám stojí na 4 podporách, které jsou fixně zajištěny a umístěny v rozích rámu. Je předpokládáno největší možné vytížení stroje, a to maximální množství materiálu v násypce, bubnu a na všech třech pásových dopravnících. Dopravníky jsou zajištěny lany, které drží dopravník v patřičné pozici, což je vidět na obr. 68. V horní části rámu jsou lana uchycena pomocí oka. V přední části je oj odpojována od tažného vozidla.



Obr.68 Zatížení v pracovní pozici stroje

Výsledné napětí rámu stroje je na obr. 69. Je patrné opět zatěžování hlavně svarů, kde se koncentruje napětí a jsou zde přenášeny velké momenty v různých uzlech konstrukce. Maximální napětí je na jedné z podpěr, která je v zadní části rámu. Maximální napětí je zde 93,9 MPa. Maximální průhyb bude někde u nápravy, a to zhruba v prostřední části mezi zadní a přední podpěrrou. Průhyb zde je 0,0013 mm, což je méně než při druhém zatěžovacím stavu. Bezpečnost v tomto stavu vyšla 2,66. Tohoto zatížení ani není reálné docílit v běžném provozu a bezpečnost tak při jakýchkoliv podmínkách bude ještě nižší. Návrh rámu je tak dostatečný a není potřeba žádných změn.



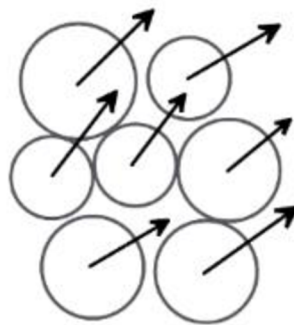
Obr.69 Napětí stroje při třídění podle HMH (měřítko 0,5)

4 DEM SIMULACE TRÍDIČE

Zkratka DEM znamená „Discrete Element Method“ a jedná se o numerickou metodu na částicové úrovni pro modelování celkového chování zrnitých materiálů a mnoha geologických materiálů. Software, který je použit se nazývá Altair a jedná se o výkonný software pro simulaci hromadných a zrnitých materiálů. Rychle a přesně simuluje a analyzuje chování uhlí, těžných rud, půd, vláken, zrn, tablet, prášků a dalších materiálů. Simulace poskytuje inženýrům klíčové poznatky o tom, jak se tyto materiály budou chovat ve svém zařízení v různých provozních a procesních podmínkách. Může být použit samostatně nebo v kombinaci s jinými softwary. Slouží k porozumění a předpovídání chování zrnitých materiálů, hodnocení výkonu zařízení a optimalizaci procesů. [41]

4.1 PRINCIP SIMULACE DEM

Diskrétní přístupy modelují jednotlivé částice jako samostatné entity, což je odlišné od kontinuálního přístupu. Tímto způsobem lze reprezentovat zrnitý materiál jako sestavu částic. Celkové chování systému pak vychází z interakcí mezi jednotlivými částicemi. Tento diskrétní přístup je vhodný pro zkoumání jevů na úrovni velikosti částic a simulaci jejich celkového chování. Kontinuální přístup při modelování zrnitého materiálu přináší klíčové problémy s formulací konstitutivního chování. Vhodné zákony napětí a deformace pro materiál často neexistují nebo jsou příliš složité. Navíc fenomény v částicovém systému jsou často silně ovlivněny chováním jednotlivých částic. Naopak Diskrétní metoda prvků DEM využívá diskrétní přístup a je proto velmi vhodná pro modelování celkového chování materiálů. Simulace pomocí DEM nespojitých médií přináší lepší porozumění procesům a často umožňuje snížit počet fyzických experimentů potřebných k jejich studiu. [41]



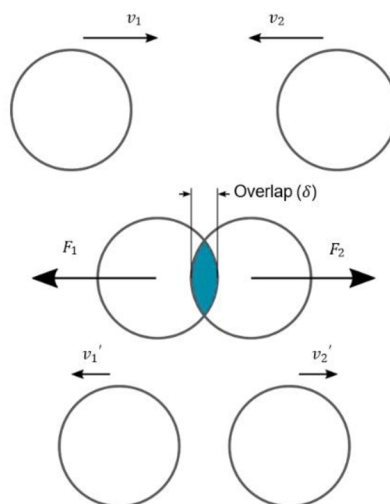
Obr.70 Schéma diskrétního přístupu částic [41]

Použitím algoritmů pro detekci kontaktu a použitím vhodných modelů kontaktu je DEM software schopný vypočítat síly působící na částice. Zrychlení, rychlosti a pozice jsou pak vypočítány pomocí Newtonových pohybových zákonů a numerické integrace. [41]

Existují dvě hlavní metody diskrétních simulací: tvrdá koule (hard-sphere) a měkká koule (soft-sphere). [41]

V přístupu s tvrdými koulemi jsou předpokládány impulsivní interakční síly a částice vyměňují hybnost pouze při srážkách. Síly mezi částicemi nejsou explicitně zohledňovány. [41]

Další metodou je přístup s měkkými koulemi, při kterém jsou částice také považovány za tuhé, ale malé překryvy jsou povoleny jako reprezentace deformací během kontaktu. [41]



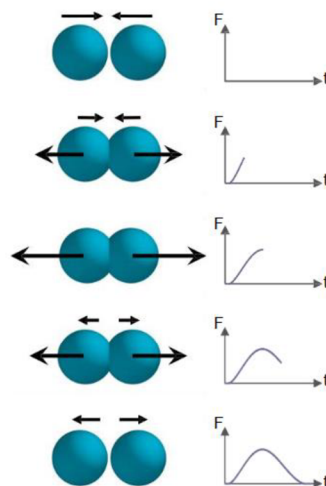
Obr.71 Metoda měkkých koulí s překrytím [41]

Každá částice v proudění zrnitého materiálu má 6 stupňů volnosti a může mít dva druhy pohybu: translaci a rotaci. V DEM simulacích se používá Newtonův druhý zákon k výpočtu translačních a rotačních zrychlení, která jsou poté numericky integrována přes časový krok pro aktualizaci rychlostí a pozic částic. [41]

Volba časového kroku (Δt) má v DEM zásadní význam simulace. Musí být vybrán dostatečně malý pro dva hlavní důvody: [41]

- Zabránit nadměrnému překrývání, které má za následek nerealisticky vysoké síly
- Vyhnout se účinkům rušení vlny (Rayleighovy vlny). Typický rozsah časového kroku pro DEM je v rozsahu $1e-4$ až $1e-6$ s, což je 10 nebo 100krát menší než to, co je často vidět ve výpočtech dynamiky tekutin.

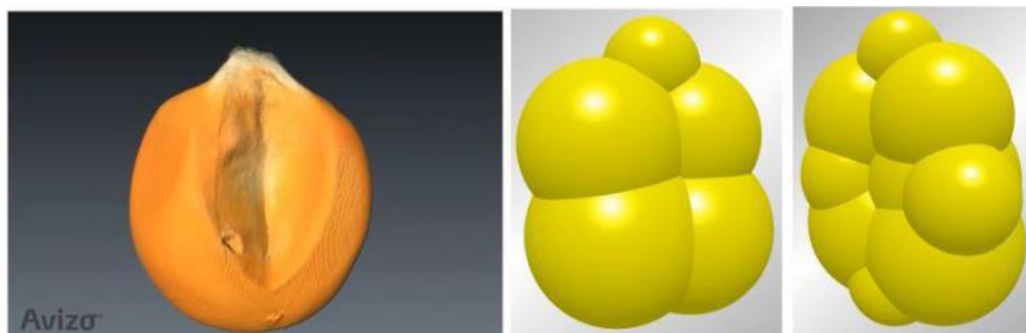
Deformace částic během srážek je modelována jako překryv. Kontaktní modely vztahují míru překryvu (tečný a normálový) mezi dvěma objekty k určení velikostí sil. Výpočty využívají materiálové vlastnosti a interakční vlastnosti (například modul pružnosti, koeficient tření) definované uživatelem. [41]



Obr.72 Závislost normálové síly na normále překrytí

Ze všech 3D tvarů vyžadují koule nejjednodušší a nejúčinnější metodu detekce kontaktu, což významně zkracuje dobu simulace. V některých aplikacích je však nutné modelovat nepravidelnosti tvaru částic. Tvar částice v podobě mnohostěnu je definován v termínech rohy, hranami a plochami. Jeho výhodou je, že složité ploché částice mohou být přesně zastoupeny. Nicméně, to vyžaduje větší výpočetní výkon pro detekování kontaktů a přepočítávání souřadnic každého rohu a plochy při kolizích. [41]

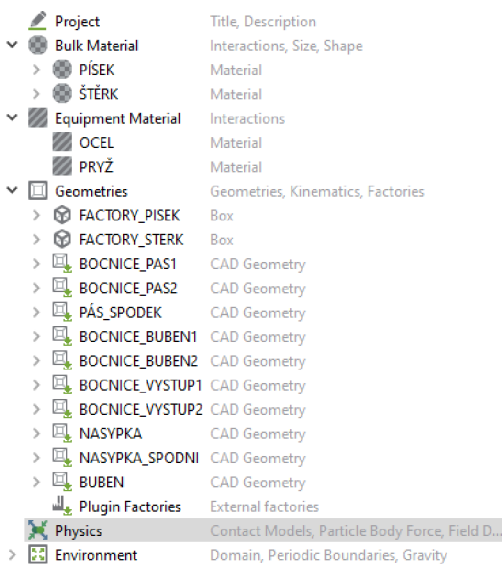
Pro urychlení výpočtu, a tím i celé simulace, se složitější tvary nahrazují soustavou spojených koulí. Teoreticky může být jakýkoli tvar částic nahrazen touto soustavou. Koule nabízejí nejúčinnější metodu detekce kontaktu a velmi přesná vyhodnocení překrytí kontaktů. Tímto způsobem se tak docílí rychlejší a spolehlivější výpočet kontaktu síly. Zjednodušení semínka je možné vidět na obr. 73. [41]



Obr.73 Znázornění zjednodušení tvaru semínka na soustavu koulí [41]

4.2 NASTAVENÍ PARAMETRŮ

Nastavení potřebných parametrů v software Altair EDEM probíhají pomocí stromu, který je zobrazený na obr. 74. Jako materiál byl určen písek a štěrk. Písek má velikost frakce 5/7,5 mm. Štěrk má předdefinovanou frakci o velikosti 9/36 mm. Pro rychlejší výpočet byl reálný tvar materiálu nahrazen koulí. Simulace bude tak o mnoho rychlejší a výsledek simulace nebude nějak výrazně odlišný.



Obr.74 Nastavení parametrů pro simulaci

Pro použité materiály byly zadány potřebné hodnoty, a to poissonovu konstantu, modul pružnosti a hustotu. V simulaci jsou zvoleny 4 druhy materiálů, a to písek, štěrk, ocel a pryž. Určené hodnoty pro jednotlivé materiály jsou napsány v tab. 6.

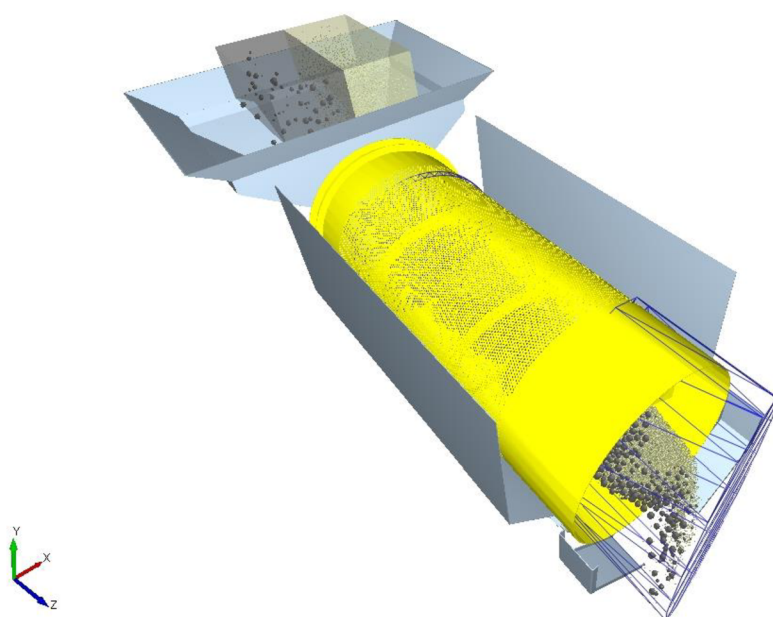
Tab.6 Tabulka parametrů materiálu

-	Písek	Štěrk	Ocel	Pryž
Poissovo konstanta [-]	0,25	0,25	0,3	0,48
Hustota [kg/m^3]	2500	2700	7800	1300
Modul pružnosti [MPa]	50	500	210	5

Do geometry byly importovány potřebné části vymodelovaného bubnového třídiče. Podstatné v tomto případě byly jen ty části modelu, s kterými přijde štěrk nebo písek do kontaktu. Je to násypka, kam se vkládá štěrkopísek, samotný třídící buben, boční plechy, pás dopravníku pod bubnem a násypka pásového dopravníku na písek. Nechyběly ani bočnice pásového dopravníku a zadní plechy k usměrnění vytríděného materiálu na zadní dopravníkový pás. Děrované síto v bubnu má díry 8 mm. Při modelování síta bylo zjištěno, že vymodelovat síto s takto velkým

počtem děr je pro modelovací software náročné a zdlouhavé. Modelování síta tak bylo tvořeno kopírováním jednotlivých částí síta. Tento způsob byl zdlouhavější, ale bylo docíleno vymodelování síta s roztečí 14 mm, místo 12 mm. Uspořádání děr je do trojúhelníku obdobně jako na obr. 33. Z tohoto důvodu bude mít síto o něco méně děr než navrhované síto, na což následně při simulaci je potřeba nahlížet a brát v potaz. Jednotlivým modelům byly přiřazeny příslušné materiály, kde vše je z oceli až na pásový dopravník, který je z pryže. Součástí geometrie jsou i takzvané boxy na písek a šterk. Tyto boxy se nacházejí vedle sebe nad násypkou viz obr. 75, a jsou určeny ke generování materiálu jako je šterk a písek. V geometrii jsou zanedbány pásové dopravníky, které dopravují materiál do patřičné výšky, protože by simulace byla zdlouhavá a na samotné třídění bubnu dopravníky nemají vliv. Buben je pro lepší přehlednost zbarven do žluté barvy. Na materiál působí gravitace o velikosti $9,81 \text{ m/s}^{-2}$.

Time: 11.4 s



Altair EDEM™

Obr.75 Importovaná geometrie třídiče

Nastavení pohybu se tak týkalo jenom dvou částí, a to bubnu a pásového dopravníku pod bubnem. Otáčky bubnu byly nastaveny podle zvolených parametrů na 0,3 ot/s a rychlost pásu na 1 m/s. Ostatní prvky jsou tuhé a nehybné.

Generování částic je nastaveno na 11,11 kg/s šterkopísku. To odpovídá předepsanému výkonu třídiče $20 \text{ m}^3/\text{h}$. To odpovídá objemové hustotě šterku $2000 \text{ kg} \cdot \text{m}^3$. Šterk má zastoupení ve šterkopísku 60 % a písek má zastoupení 40 %. Hmotnostně je tak do bubnu dopravován písek o hmotnosti 6,6 kg/s a šterk o hmotnosti 4,4 kg/s. Generování je nastaveno na náhodné, což znamená, že každá velikost částice bude vygenerována rovnoměrně a nemůže se tak stát, že by nějaké velikost částice převládala nad ostatními. V příloze č. 8 jsou vidět dva grafy, které znázorňují velikost částic na základě počtu částic dané velikosti. Je vidět, že částice jsou generovány rovnoměrně, a to jak samotný předpoklad generování částic, tak samotné generování částic.

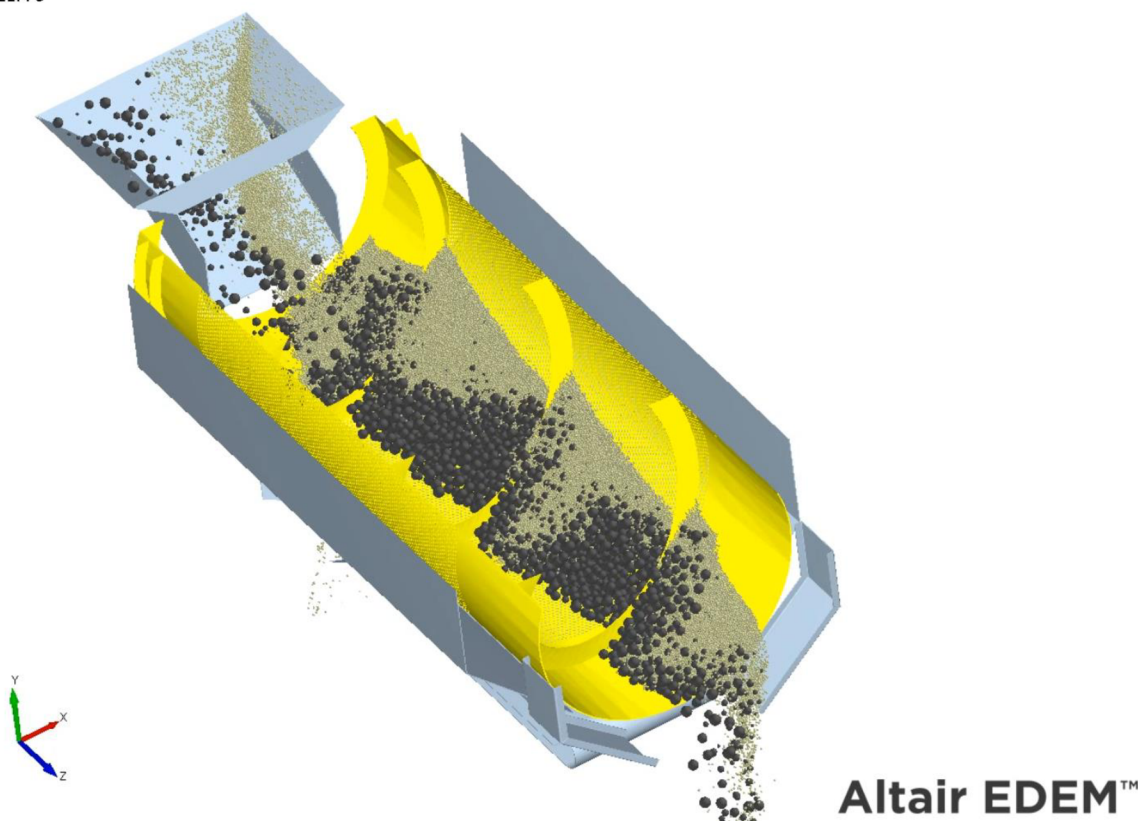
V geometrii byl také vložen měřicí objem. Tento prostor je znázorněn modrou barvou v modelu a bude nám měřit hmotnost materiálu písku, která se v této oblasti nachází, případně kolik

materiálu prošlo touto oblastí za určitý čas. Díky tomu je pak snadnější vypočítat účinnost třídíče, a tím pádem i jaké množství písku zůstalo neprotříděno.

4.3 SIMULACE TŘÍDĚNÍ

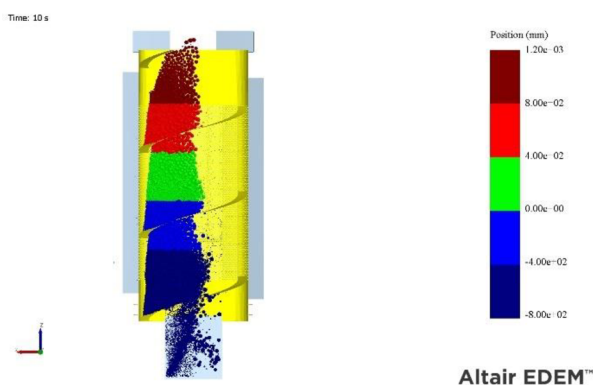
Počet vygenerovaných částic písku je 100308 a šterku 3105. Celková hmotnost vygenerovaného písku je 50,66 kg a šterku 76 kg. Simulace trvá 11,4 s. Výpočet simulace trval 10.09 hodin. Velikost uložených dat je 43,6 GB. Na základě této simulace bylo možné z takzvaného postprocesoru dále zkoumat potřebné parametry třídění. Podstatný byla především účinnost třídění, případně jaké množství se protřídilo, rozložení materiálu v bubnu, chování materiálu v bubnu, tok materiálu a funkce spodní násypky a pásu.

Time: 11.4 s

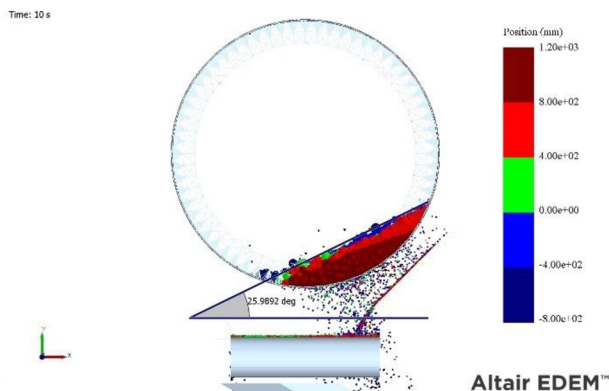


Obr.76 Simulace třídění v programu Altair EDEM

Na obr. 77 je proveden horizontální řez bubnu a můžeme tak lépe vidět rozložení materiálu v bubnu. Materiál v jednotlivých spirálách je koncentrovanější blíže k šroubovici, která materiál zhutňuje před sebou. Materiál je v bubnu rozložen poměrně rovnoměrně. Pro zjištění náklonu materiálu v bubnu byl udělán řez bubnem. Řez je znázorněn na obr. 78. Materiál tak v bubnu má sklon $25,9^\circ$. Tento stav se dá předpokládat ze zatěžování bubnu a odpovídá tak pevnostní analýze druhého zatěžovacího stavu, který je v kap. 3.5.13, kde zatěžovaný materiál má sklon 25° . Dále je patrné, že materiál je zarovnán do roviny a tříděný materiál dopadá pouze na jednu z bočních desek a následně na dopravníkový pás. Jde krásně vidět funkčnost boční desky i usměrňovací desky, která je na dopravníku.

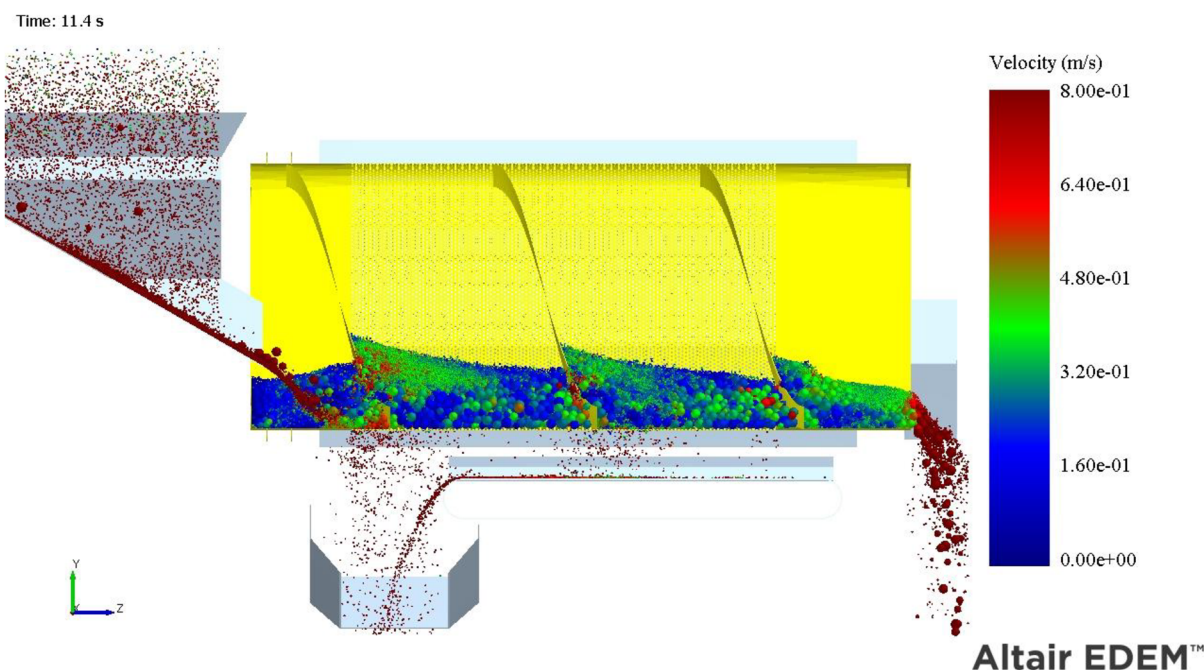


Obr.77 Rozložení materiálu v bubnu



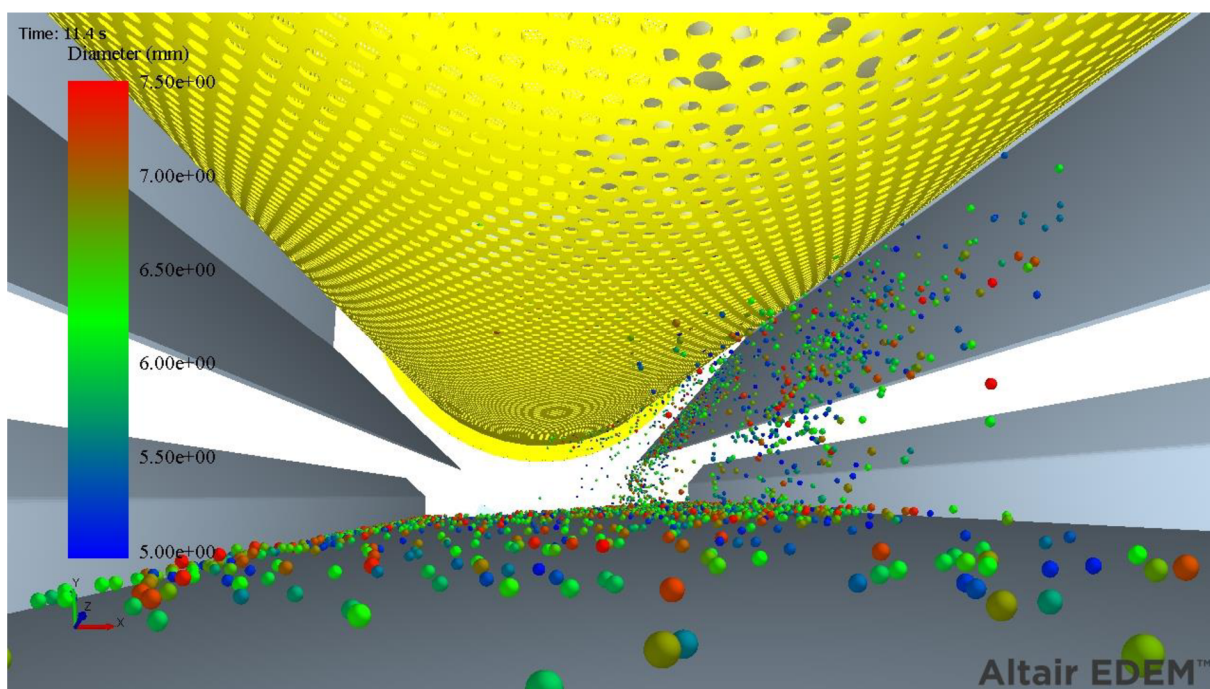
Obr.78 Náklon materiálu v bubnu

Na obr. 79 jsou znázorněny rychlosti částic. Škálu zobrazení rychlosti částic je určena od 0 do 0,8 m/s, aby tak byla lépe vidět rychlost částic v bubnu. Jedná se o absolutní rychlost, která je složena ze všech 3 směrů. Na vstupu materiálu do bubnu mají částice rychlost větší než 0,8 m/s. V bubnu se částice pohybují přibližně v rozmezí rychlosti 1,6–3,2 m/s. Vypočítaná rychlost částic bubnu by měla být 0,21 m/s, což je dáno stoupáním šroubovice a rychlostí otáčení bubnu. Na dopravním pásu se pohybují částice mírně pod rychlost pásu, a to je zhruba 0,8 m/s. Dopravníkový pás skvěle plní svojí funkci a dopravuje materiál na druhý dopravníkový pás s násypkou. Co se týče násypky, bylo by lepší ji optimalizovat a zvýšit stěny. Po dobu simulace se stalo, že zhruba 5 zrn písku spadlo mimo násypku po celou dobu simulace. Tím pádem zrna písku spadla i mimo stroj tam, kde to není žádoucí.



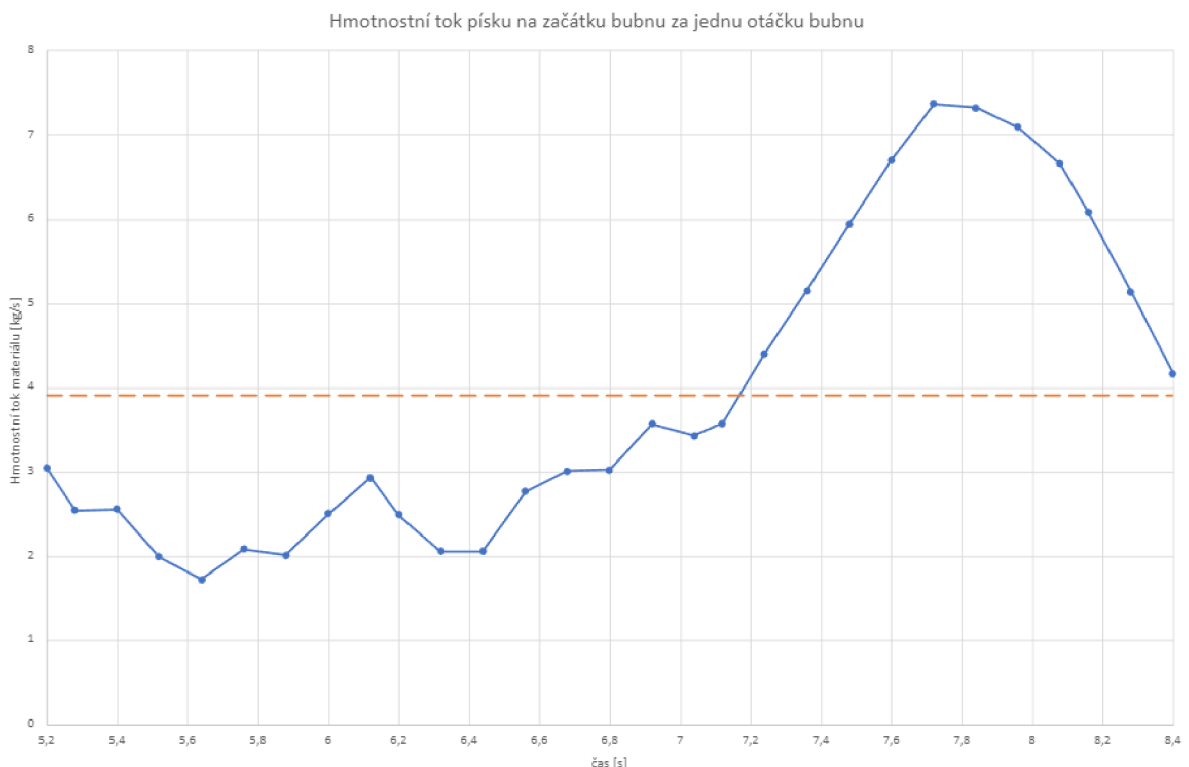
Obr.79 Rychlost částic šterku a písku

Na obr.80 jsou barevně znázorněny velikosti jednotlivých částic. Pohled je zde pod bubnem a je zde znázorněn dopravníkový pás a část bubnu. Jedná se o už vytříděné částice písku o velikosti frakce 5/7,5 mm. Je patrné, že velikosti částic bubnu jsou rovnoměrně rozloženy jak v bubnu, tak i na dopravním pásu pod bubnem. Na obr. je dále znázorněno, že vytřídění materiál obsahuje všechny generované velikosti částic, což znamená, že bubnem propadávají všechny velikosti písku. Je tak zajištěno, že zvolená výpočetní síť bubnu je dostatečná a velikost děr je tak dost velká, aby největší částice písku propadly skrz síto. V případě, že by tomu tak nebylo, museli bychom zvětšit díry v bubnu, případně zlepšit hustotu výpočetní sítě bubnu.



Obr.80 Zbarvení jednotlivých částic podle velikosti

Účinnost třídiče se počítala na základě měřicích těles v modelu. Je to jednoduše poměr mezi výstupním materiálem písku a vstupním materiálem písku za určitý čas. Měření probíhalo na základě jedné otáčky bubnu, což představuje dobu 3,33 s. Na obr.81 je znázorněn graf v závislosti hmotnostního toku na čase. Jedná se o část simulace dlouhou přibližně 3,3 s, což odpovídá jedné otáčce bubnu. Změřený materiál tak odpovídá obsahu plochy pod křivkou. Pro jednodušší výpočet byl graf proložen střední hodnotou a následně byla spočítána plocha obdélníku, která odpovídá celkovému množství materiálu, který prošel měřeným úsekem za jednu otáčku bubnu. Z grafu je dále patrné také to, že je-li materiál blíže k šroubovici, která jej posouvá skrz buben, je zde materiálu více. Střední hodnota nám vyšla 3,9059 kg/s. Celkové množství písku na začátku třídění je 13 kg. Obdobně jsme postupovali i při změření množství materiálu na konci bubnu, viz příloha č. 7. Jedná se tak o písek, který se neprotřídil. Střední hodnota nám na výstupu vyšla 2 kg/s a celkové množství za jednu otáčku bubnu je na výstupu 6,68. Graf znázorňující hmotnostní tok materiálu na vstupu je znázorněn v příloze č. 6.



Obr. 81 Hmotnostní tok písku na začátku bubnu za jednu otáčku

Celková účinnost třídění je vypočítána z následujícího vztahu:

$$u_t = \left(1 - \frac{m_{vys}}{m_{vstup}}\right) \cdot 100 = \left(1 - \frac{6,68}{13}\right) \cdot 100 = 48,62\% \quad (49)$$

Účinnost bubnu vyšla téměř 50 %. To znamená, že při tomto poměru písku a šterku je simulovaný třídič schopný vytřídit skoro polovinu vstupního písku. Je třeba si uvědomit, že podstatným prvkem třídění je navržené síto, které v simulaci má větší roztečnou vzdálenost děr, tím pádem je v sítu méně děr, než by tomu tak bylo ve skutečnosti. V simulaci bylo zvoleno méně děr kvůli omezenému počtu zobrazení a kvůli časové náročnosti při vymodelování síta. Tab. 7 udává rozdíl v počtu děr u bubnu v simulaci a u navrženého síta v koncepčním návrhu a jejich rozteč.

Tab. 7 Přehled síta v simulaci a skutečného navrženého síta

-	Síto v simulaci	Skutečné navržené síto
Průměr děr [mm]	8 mm	8 mm
Počet děr [-]	24000	35280
Rozteč děr [mm]	14 mm	12 mm

Výpočet poměru děr v simulovaném sítu vůči skutečnému sítu:

$$u_d = \frac{n_{dm}}{n_{ds}} = \frac{35280}{24000} = 1,47$$

Navržené síto tak má 1,47krát větší počet otvorů než síto použité v simulaci. Při větším počtu děr se dá předpokládat větší účinnost třídiče. Díky této simulaci tak můžeme říct, že zvolené síto je optimální. Jen pro lepší třídící výkonnost a splnění našich výkonnostních parametrů

bychom zvýšili mírně otáčky, nebo zmenšili stoupání šroubovice. Odhadovaná výkonost při použití reálného síta by se mohla pohybovat s tímto uspořádáním kolem 80-90%. Dalším prvkem pro zlepšení výkonosti třídění bubnu by mohlo být přídavné lopatky v bubnu, které by materiál během pohybu více promíchávaly a třídící účinek by tak byl vyšší.

ZÁVĚR

První část se zabývá současným stavem poznání této problematiky. Je zde popsáno samotné třídění, dále jsou rozděleny třídiče podle různých kritérií a v poslední řadě je popsána funkčnost a části bubnových třídičů. Protože výrobců bubnových třídičů je spousta, do práce jsme uvedli jen některé firmy, které se touto problematikou zabývají.

Druhá část se věnuje platné legislativě, která určuje spojitelnost vozidel v jízdní soupravu. Jedná se o souhrn právních předpisů určujících hmotnost a rozměry přípojných vozidel, a další ustanovení, kterými se přípojná vozidla musí řídit. Z celé legislativy byly vybrána pouze ty odstavce, které se třídícího stroje týkají.

Pro samotný začátek byl nejprve udělán odhad rozměrů bubnového třídiče a následně vymodelován koncepční návrh stroje. Byl také určen potřebný výkon třídícího stroje na základě rypadla do 3,5 tuny, které bude materiál dopravovat do třídiče. Při modelování byl brán v potaz současný stav poznání dané problematiky. Díky modelování v 3D programu Solidworks bylo možné parametry snadno měnit či upravovat samotný model. Snaha byla i o to, aby model byl co nejmenší a nejlehčí, ale zároveň měl velkou výkonnost třídění a těžiště nebylo vysoko od země. Dále byla brána v potaz platná legislativa, aby mobilní třídící stroj byl bezpečný a mohl jezdit v provozu.

Byly navrženy boční packy pro lepší stabilitu při třídění a samotná náprava a její umístění. U koncepčního návrhu byly dále zkoumány jednotlivé prvky, a to z pevnostního hlediska a pro návrh pohonů. Navržený pohon pro buben vyšel 2,2 kW a pro pásové dopravníky 0,55 kW. Pro buben byla použita FEM analýza pro zkoumání různých zatěžovacích stavů a pro volbu tloušťky plechu. Tloušťka plechu bubnu je 4 mm na krajích a v prostředku je přivařeno síto o tloušťce 2 mm. Maximální napětí bubnu vyšlo 54 MPa s bezpečností 4,6, kdy buben je zatěžován od tíhy materiálu a od předepnutí řemene. Stejně jsme zkoumali i rám bubne, kde vyšlo největší napětí v pracovním stavu třídícího stroje, a to 93,9 MPa s bezpečností 2,66. Navržený rám tak má čtvercový profil o rozměru 80 x 80 mm a tloušťce 5 mm. FEM analýza násypky při celkovém zatížení materiálu, kdy násypka je plná štěrkopísku, vyšla 121,5 MPa s bezpečností 2.

Závěr práce se zabývá samotným tříděním stroje a zvoleným sítem pomocí DEM simulace v programu Altair EDEM. Zapůjčení licence tohoto software bylo možné díky společnosti Advanced Engineering s.r.o.. Simulace tak představuje reálnější pohled na třídění a případnou optimalizaci nebo návrhy pro zlepšení. První věcí zlepšení by bylo zvětšit násypku, která je na pásové dopravníku pod bubnem. Stalo se, že pár zrn písku spadlo mimo násypku na pásu, a tím pádem i mimo stroj. Jedná se zhruba o 5 zrn písku za 11 s. Pro simulaci byla zvolena rozteč děr 14 mm kvůli rychlejšímu modelování a rychlejší simulaci. Reálně navržené síto mělo rozteč děr 12 mm, tím pádem o 1,47krát více děr. Výkonnost třídění s tímto sítem vyšla 0,48. Buben tak protřídil téměř polovinu písku, který do bubnu vstupuje. Simulace trvala 11,4 s. A do bubnu byl generován materiál o hmotnosti 11,1 kg/s. To odpovídá výkonnosti $20 \text{ m}^3/\text{h}$. Díky menší rozteči a většímu počtu děr tak předpokládáme vyšší účinnost třídění, a to kolem 80–90%, při těchto parametrech. Díky simulaci byla doporučena úpravu třídiče pro lepší výkonnost, a to zmenšit stoupání šroubovice o zhruba 200 mm a zvětšit otáčky bubnu z 0,3 na 0,5. Třídič by tak byl schopen protřídít více materiálu. Případně dát do bubnu lopatky, které materiál více promíchají a dojde tak k lepšímu třídění.

SEZNAM POUŽITÝCH ZDROJŮ

- [1] PACAS, Blahoslav. *Teorie stavebních strojů*. Vydání 2. Praha: SNTL, 1986, 244 s.
- [2] MEDEK, Jaroslav. *Mechanické pochody*. Vyd. 3. přeprac. Brno: PC-DIR, 1998, 200 s. ISBN 80-214-1264-X.
- [3] POLICKÝ, Zdeněk. *Úpravárenské stroje*. Vydání 1. Brno: VUT, 1987, 220 s. : il., tabulky, grafy, schémata.
- [4] *Eurositex* [online]. 2022 [cit. 2022-12-10]. Dostupné z: <https://www.eurositex.cz/>
- [5] VOCHOSKA, František. *Aplikace sítové techniky firmy Euro SITEX* [online]. 2010 [cit. 2022-12-11]. Dostupné z: <https://www.stavebni-technika.cz/clanky/aplikace-sitove-techniky-firmy-euro-sitex>
- [6] Stroje a zařízení pro přípravu materiálů k výrobě betonové směsi . In: *Stroje na úpravu kameniva* [online]. [cit. 2022-11-27]. Dostupné z: http://tstsw.cz/stavebni_stroj/predmet-bw03/prednaska-4?fbclid=IwAR0zCAw66F4XfcgYA03qL6fXUDt0shqEGeqBJQNotYfbjjHboZ3XDVy sFYs#%C4%8Delis%C5%A5ov%C3%A9-drti%C4%8De
- [7] CRD Creighton Resources. In: *CRD Creighton Resources* [online]. Canada, 2022 [cit. 2022-11-27]. Dostupné z: <http://www.crdcreighton.com/products/aggregates/chromium-carbide-white-iron/>
- [8] *Dřevařská technologie* [online]. Sušice [cit. 2022-12-13]. Dostupné z: <http://www.sg-stroj.cz/drevarska-technologie/trideni-a-skladovani-drevni-fracce/kotoucove-tridice/>
- [9] *Hyperinzerce-komunální technika* [online]. 2021 [cit. 2022-12-13]. Dostupné z: <https://stroje.hyperinzerce.cz/komunalni-technika/inzerat/61649809246674507654-bubnovy-tridic-kompostu-nabidka-cela-cr>
- [10] *Vvymost* [online]. [cit. 2022-12-13]. Dostupné z: <https://vvymost.cz/bubnove-tridice-a-sita/>
- [11] *Malcomcz* [online]. [cit. 2023-05-09]. Dostupné z: <https://www.malcomcz.eu/1-2000>
- [12] *Vosting* [online]. [cit. 2022-12-29]. Dostupné z: <https://vosting.cz/>
- [13] BABUŠÍK, Bedřich. *Mobilní zařízení pro třídění kameniva a recyklátů ze stavebních odpadů*. Brno, 2021, 60 s. Dostupné také z: <https://www.vut.cz/studenti/zav-prace/detail/129434>. Bakalářská práce. Vysoké učení technické v Brně. Vedoucí práce Miroslav Škopán.

- [14] *Resta* [online]. [cit. 2022-12-20]. Dostupné z: <https://www.resta.cz>
- [15] *Machinerypark* [online]. 2022 [cit. 2022-12-20]. Dostupné z: <https://www.machinerypark.cz/mobiln%C3%AD/zemmler-ms1600-pou%C5%BEit%C3%A9-ttsq4565aa>
- [16] *Finlay* [online]. [cit. 2022-12-29]. Dostupné z: <http://www.finlay.cz>
- [17] *INGES Praha* [online]. [cit. 2022-12-29]. Dostupné z: <https://www.ingespraha.cz/>
- [18] *Zemmler* [online]. [cit. 2022-12-29]. Dostupné z: <https://www.zemmler.cz/>
- [19] *ZV Agro* [online]. [cit. 2022-12-29]. Dostupné z: <https://www.zvagro.cz/kategorie-produktu/komunalni-a-lesni-technika/prekopavace-tridice/bubnove-tridice-pezzolato/>
- [20] *Kovonovak* [online]. [cit. 2022-12-29]. Dostupné z: <https://www.kovonovak.com/bio/bubnovy-tridic-s-davkovacim-stolem-2/>
- [21] *CZ Screen* [online]. [cit. 2022-12-28]. Dostupné z: <https://www.czscreen.cz/>
- [22] *Přívěsy, návěsy a nástavby* [online]. [cit. 2022-12-27]. Dostupné z: <https://podnikani.majestat.cz/hlavni-menu-2/autodoprava-zeleznicni-doprava/privesy-navesy-nastavby>
- [23] *Vapp* [online]. [cit. 2022-12-17]. Dostupné z: <https://www.vapp.cz/>
- [24] *Levnysutr* [online]. [cit. 2023-05-09]. Dostupné z: <https://www.levnysutr.cz/levne-sypke-materialy.html>
- [25] *STKmost* [online]. [cit. 2022-12-17]. Dostupné z: <http://www.stkmost.cz/sluzby-a-informace/kategorie-vozidel/>
- [26] *Zakony pro lidi* [online]. 2022 [cit. 2022-12-26]. Dostupné z: <https://www.zakonyprolidi.cz/cs/2018-209>
- [27] *Kardanka* [online]. [cit. 2023-05-06]. Dostupné z: https://www.kardanka.cz/teleskopicka-noha-s-bocni-klikou-800-kg-21564?gclid=EAIaIQobChMI6a3Yktn_gIVUIZoCR1sOA9xEAQYByABEgKA4fD_BwE
- [28] *Ferona* [online]. 2017 [cit. 2023-04-29]. Dostupné z: <https://online.ferona.cz/detail/28361/plech-valcovany-za-studena-derovany-kruhove-otvory-8-mm-presazene-roztec-12-mm-en-10130-rozmer-2x1000x2000>

- [29] *Brickle* [online]. Brno, 2023 [cit. 2023-04-28]. Dostupné z: <https://www.blickle.cz/vyrobek/GVU-182-25K-945525>
- [30] HÖSCHL, Cyril. *PRUŽNOST A PEVNOST VE STROJNICTVÍ*. 1. Praha: STNL, 1971. ISBN 80-03-00193-5.
- [31] *Tyma* [online]. [cit. 2023-05-05]. Dostupné z: https://www.tyma.cz/files/texty_casopisy/mm-2020-04.pdf
- [32] *Loziskavilim* [online]. [cit. 2023-04-29]. Dostupné z: <https://loziskavilim.cz/files/Servis/TechInfo/Treni.pdf>
- [33] *Veran* [online]. [cit. 2023-05-08]. Dostupné z: https://www.veran.cz/eshop/komplety/2435-887-elektromotor-kaste-22kw-400v-s-celni-prevodovkou-mrc03.html?gclid=EAIaIQobChMIgUE468L1_gIVksuyCh1FSgjTEAYYASABEgJ-PPD_BwE#/267-vystupni-otacky-elektroprevodovky-129-ot-min-1-2178_EPK22-2-400-MRC03
- [34] ŘASA, Jaroslav a Josef ŠVERCL. *Strojnické tabulky pro školu a praxi*. Praha: Scientia, 2004. ISBN 80-718-3312-6.
- [35] *Lubos-hrabanek* [online]. [cit. 2023-05-10]. Dostupné z: <https://www.lubos-hrabanek.cz/technika/minirypadlo-cat-301-7d?returnUrl=https%3a%2f%2fwww.lubos-hrabanek.cz%2fsluzby%2fzemni-prace%23minirypadlo-cat-301-7d>
- [36] *Strojařská bible* [online]. [cit. 2023-05-08]. Dostupné z: <https://www.strojarskabible.cz/dopravni-zarizeni/pasove-dopravniky/>
- [37] *SKF* [online]. [cit. 2023-05-12]. Dostupné z: <https://www.skf.com/ph/products/mounted-bearings/ball-bearing-units/flanged-ball-bearing-units>
- [38] *Flexco* [online]. [cit. 2023-05-05]. Dostupné z: https://www.flexco.cz/download/pdf_soubory/Katalog%20pry%C5%BEov%C3%BDch%20p%C3%A1s%C5%AF%20profilovan%C3%BDch%202016.pdf
- [39] *Zařízení pro plynulou dopravu nákladů. Pásové dopravníky s nosnými válečky. Výpočet výkonu a tahových sil*. 03/1994. Praha: Český normalizační institut, 1994.
- [40] *Elektro motor* [online]. [cit. 2023-05-12]. Dostupné z: <https://www.elektromotor.cz/obchod/komplet-pro-mlynek-na-maso-230v-1alj80s-4-wgm050-p80b14/>
- [41] *Altair EDEM* [online]. 2023 [cit. 2023-05-21]. Dostupné z: https://altair.com/docs/default-source/resource-library/ebook_what_is_dem_theoretical_background_behind_the_discrete_element_method.pdf?sfvrsn=975cfcf1_3

SEZNAM POUŽITÝCH ZKRATEK A SYMBOLŮ

D_1	[mm]	<i>Průměr bubnu</i>
D_b	[m]	<i>Průměr bubnu pásového dopravníku</i>
E_1	[MPa]	<i>Modul pružnosti oceli</i>
E_2	[MPa]	<i>Modul pružnosti polyuretanu</i>
F_1	[N]	<i>Odpor ohybu pásu na bubnech</i>
F_H	[N]	<i>Síla hlavního odporu</i>
F_N	[N]	<i>Celkový vedlejší odpor</i>
F_{St}	[N]	<i>Odpor pro překonání dopravní výšky</i>
F_U	[N]	<i>Hnací obvodová síla</i>
F_a	[N]	<i>Axiální síla</i>
F_{bA}	[N]	<i>Odpor setrvačných sil v místě nákladu</i>
F_n	[N]	<i>Normálová síla</i>
F_p	[N]	<i>Průměrný tak bubnu na pásu</i>
$F_{tř}$	[N]	<i>Obvodová síla v řemenu</i>
F_t	[N]	<i>Odpor v ložiskách hnaného bubnu</i>
F_u	[N]	<i>Předpětí řemene</i>
I_B	[kg · m ²]	<i>Moment setrvačnosti bubnu</i>
I_M	[kg · m ²]	<i>Moment setrvačnosti materiálu v bubnu</i>
I_T	[kg · m ²]	<i>Moment setrvačnosti materiálu k těžišti</i>
I_{red}	[kg · m ²]	<i>Redukovaný moment setrvačnosti</i>
L_d	[mm]	<i>Délka dopravníku na písek</i>
L_p	[m]	<i>Délka řemene</i>
M_1	[N · m]	<i>Odporový moment ve všech ložiskách</i>
M_2	[N · m]	<i>Odporový moment valení všech koleček</i>
M_k	[N · m]	<i>Potřebný moment motoru</i>
M_{kdyn}	[N · m]	<i>Dynamická moment pro rozběh bubnu</i>
M_l	[N · m]	<i>Odporový moment v jednom ložisku</i>
M_v	[N · m]	<i>Odporový moment valení jednoho kolečka</i>
P_a	[W]	<i>Výkon motoru</i>
P_z	[W]	<i>Potřebný výkon motoru</i>
Q_0	[m ³ · s ⁻¹]	<i>Objemový výkon</i>
Q_m	[m ³ · s ⁻¹]	<i>Hmotnostní výkon</i>

R_1	[m]	Poloměr bubnu
R_2	[m]	Poloměr podpěrného kolečka
b_p	[m]	Použitelná šířka dopravního pásu
$d_{\ddot{r}}$	[m]	Průměr řemenice
d_l	[m]	Průměr díry ložiska
d_i	[m]	Vnitřní průměr ložisek bubnu dopravníku
d_{max}	[mm]	Maximální rozměr tříděného materiálu
f_g	[-]	Globální součinitel tření
l_1	[mm ¹]	Vzdálenost těžiště od tažného zařízení ve vodorovné ose
l_2	[mm]	Vzdálenost nápravy od těžiště ve vodorovné ose
l_{bmin}	[m]	Minimální urychlovací délka
m_p	[%]	Rozložení váhy přípojného stroje
m_p	[kg · m ⁻¹]	Hmotnost pásu na jeden metr čtverečný
$m_{výs}$	[kg]	Výstupní hmotnost písku v bubnu
m_{vstup}	[kg]	Vstupní hmotnost písku v bubnu
n_b	[s ⁻¹]	Otáčky bubnu
n_{dm}	[-]	Reálný počet děr v sítu
n_{as}	[-]	Počet děr v modelu síta
n_p	[s ⁻¹]	Otáčky motoru na výstupní hřídeli
p_{max}	[MPa]	Maximální napětí v místě kontaktu
q_b	[kg · m ⁻¹]	Hmotnost dopravního pásu na 1 metr dopravníku
q_g	[kg · m ⁻¹]	Hmotnost dopravovaného materiálu na 1 metr
q_r	[kg · m ⁻¹]	Hmotnost rotujících válečků na 1 metr dopravníku
t_p	[m]	Tloušťka pásu
u_d	[-]	Poměr počtu děr skutečného síta vůči modelu
u_t	[%]	Účinnost třídění síta
$\beta_{\ddot{r}}$	[°]	Úhel opásání řemenice
β_b	[°]	Úhel opásání bubnu
$\eta_{\ddot{r}}$	[-]	Účinnost řemene
η_p	[-]	Účinnost čelní převodovky
ν_1	[-]	Poissonova konstanta oceli
ν_2	[-]	Poissonova konstanta polyuretanu
ρ_v	[kg · m ⁻³]	Hustota dopravovaného materiálu

φ_{dyn}	[°]	<i>Dynamický sypný úhel materiálu</i>
a	[m]	<i>Roztečná vzdálenost bubnu a řemenice</i>
b	[mm]	<i>Šířka kontaktu stykové plochy</i>
b	[mm]	<i>Šířka pásu</i>
F	[N]	<i>Zatěžující síla působící na jedno kolečko pod bubnem</i>
h	[mm]	<i>Dopravovaná výška dopravníku</i>
i	[-]	<i>Převodový poměr</i>
L	[m]	<i>Délka bubnu</i>
l	[m]	<i>Délka kontaktů bubnu a kolečka</i>
n	[s ⁻¹]	<i>Otáčky bubnu za sekundu</i>
P_d	[N]	<i>Ekvivalentní dynamické zatížení ložiska</i>
P	[W]	<i>Výkon motoru pro pohon bubnu</i>
S	[m ²]	<i>Plocha průřezu materiálem</i>
v	[m·s ⁻¹]	<i>Obvodová rychlost bubnu</i>
v	[m·s ⁻¹]	<i>Dopravní rychlost materiálu</i>
g	[m · s ⁻²]	<i>Gravitační zrychlení</i>
z	[-]	<i>Počet klínových řemenů</i>
α	[°]	<i>Úhel sklonu výslednice sil</i>
ε	[rad · s ⁻²]	<i>Zrychlení bubnu při rozběhu</i>
μ_t	[-]	<i>Součinitel tření ložiska</i>
μ	[-]	<i>Součinitel tření mezi materiálem a násypkou</i>
ξ	[mm]	<i>Rameno valivého odporu</i>
φ	[°]	<i>Sklon dopravníku</i>
ω	[rad · s ⁻¹]	<i>Úhlová rychlost bubnu</i>

SEZNAM PŘÍLOH

Příloha č. 1. Výkres sestavy-Bubnový třídič.pdf

Příloha č. 2. Výkres svařence-Buben.pdf

Příloha č. 3. Výkres svařence-Rám bubnu.pdf

Příloha č. 4. Výkres svařence-Násypka.pdf

Příloha č. 5. Výkres součástky-Plech pro kolečko na buben.pdf

Příloha č. 6. Graf-Hmotnostní tok písku na vstupu po celou dobu simulace.pdf

Příloha č. 7. Graf-Hmotnostní tok písku na výstupu za jednu otáčku bubnu.pdf

Příloha č. 8. Graf-Znázornění četnosti generování jednotlivých frakcí.pdf