

VŠB – Technická univerzita Ostrava

Fakulta strojní

Institut dopravy



Vibrační podavač pro dopravu hnědého kusového uhlí

Vibrating feeder for brown coal transport

Student:

František Zádrapa

Vedoucí bakalářské práce:

doc. Ing. Aleš Slíva Ph.D.

Ostrava 2012

Zadání bakalářské práce

Student: **František Zádrapa**

Studijní program: B2341 Strojírenství

Studijní obor: 2302R003 Dopravní stroje a manipulace s materiálem

Téma: **Vibrační podavač pro dopravu hnědého kusového uhlí**
Vibrating Feeder for Brown Coal Transport

Zásady pro vypracování:

Navrhněte vibrační podavač pro dopravu a procesní zpracování odtěženého kusového hnědého uhlí z násypky na další transportní uzel-pásový dopravník.

Proveďte kapacitní výpočet dopravníku a potřebné konstrukční výpočty.

Základní vstupní parametry:

Dopravní množství (kapacita dopravy) $Q=15$ t/h

Sypná hmotnost $R_0=700$ kg/m³

Schéma koncepčního návrhu se základními rozměry

Zpracujte:

1. Rešerši současného stavu dopravy kusového hnědého uhlí pomocí vibračního dopravníku
2. Koncepční návrh systému vibračního dopravníku plněného z násypky při procesním drcení a vyprazdňovaného na pásový dopravník
3. Sestavný výkres vibračního dopravníku
4. Další potřebné kapacitní, technologické a pevnostní výpočty.

Seznam doporučené odborné literatury:

Dražan, F., Jeřábek, K.: Manipulace s materiálem. Praha: SNTL. 1974.

Firemní materiály a materiály z odborných publikací (Zenith-Mining and Construction)

Polák, J., Pavliska, J., Slíva, A.: Dopravní a manipulační zařízení I. Ostrava: ES VŠB-TU Ostrava. 2001.

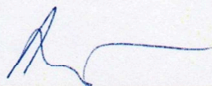
Pešat, Z. Manipulace s materiálem v hutích, Ostrava: VŠB – TU Ostrava, 1992, ISBN 80-7078-107-6.

Formální náležitosti a rozsah bakalářské práce stanoví pokyny pro vypracování zveřejněné na webových stránkách fakulty.

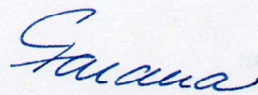
Vedoucí bakalářské práce: **doc. Ing. Aleš Slíva, Ph.D.**

Datum zadání: 16.12.2011

Datum odevzdání: 21.05.2012



doc. Ing. Vladimír Smrž, Ph.D.
vedoucí katedry



prof. Ing. Radim Farana, CSc.
děkan fakulty

Místopřísežné prohlášení studenta

Prohlašuji, že jsem celou bakalářskou práci včetně příloh vypracoval samostatně pod vedením vedoucího bakalářské práce a uvedl jsem všechny použité podklady a literaturu.

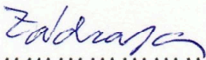
V Ostravě: 21.5.2012

Zádrapa
.....
podpis studenta

Prohlašuji, že

- jsem byl seznámen s tím, že na moji bakalářskou práci se plně vztahuje zákon č. 121/2000 Sb., autorský zákon, zejména § 35 – užití díla v rámci občanských a náboženských obřadů, v rámci školních představení a užití díla školního a § 60 – školní dílo.
- beru na vědomí, že Vysoká škola báňská – Technická univerzita Ostrava (dále jen „VŠB-TUO“) má právo nevýdělečně ke své vnitřní potřebě bakalářskou práci užít (§ 35 odst. 3).
- souhlasím s tím, že bakalářská práce bude v elektronické podobě uložena v Ústřední knihovně VŠB-TUO k nahlédnutí a jeden výtisk bude uložen u vedoucího bakalářské práce. Souhlasím s tím, že údaje o kvalifikační práci budou zveřejněny v informačním systému VŠB-TUO.
- bylo sjednáno, že s VŠB-TUO, v případě zájmu z její strany, uzavřu licenční smlouvu s oprávněním užít dílo v rozsahu § 12 odst. 4 autorského zákona.
- bylo sjednáno, že užít své dílo – bakalářskou práci nebo poskytnout licenci k jejímu využití mohu jen se souhlasem VŠB-TUO, která je oprávněna v takovém případě ode mne požadovat přiměřený příspěvek na úhradu nákladů, které byly VŠB-TUO na vytvoření díla vynaloženy (až do jejich skutečné výše).
- beru na vědomí, že odevzdáním své práce souhlasím se zveřejněním své práce podle zákona č. 111/1998 Sb., o vysokých školách a o změně a doplnění dalších zákonů (zákon o vysokých školách), ve znění pozdějších předpisů, bez ohledu na výsledek její obhajoby.

V Ostravě: 21.5.2012


.....
podpis studenta

Jméno a příjmení autora práce: František Zádrapa

Adresa trvalého pobytu autora práce: Ostrava-Plesná, Pěkná 200/10

ANOTACE BAKALÁŘSKÉ PRÁCE

ZÁDRAPA, F. *Vibrační podavač pro dopravu hnědého kusového uhlí: bakalářská práce.* Ostrava : VŠB – Technická univerzita Ostrava, Fakulta strojní, Institut dopravy, 2012, 53 s. Vedoucí práce: doc. Ing. Aleš Slíva, Ph.D.

Tato bakalářská práce je zaměřena na konstrukční návrh vodorovného vibračního podavače pro dopravu hnědého kusového uhlí ze zásobníku na pásový dopravník. V úvodní části je provedeno základní rozdělení vibrační dopravy společně s popisem možných pohonů. Následují technologické výpočty, které určí potřebné parametry pro volbu důležitých funkčních rozměrů, pohonu a pružin. Po potřebných výpočtech je proveden popis jednotlivých částí navrženého podavače. Součástí práce je sestavný výkres a výkres koncepčního návrhu zobrazující celý technologický uzel.

ANNOTATION OF BACHELOR THESIS

ZÁDRAPA, F. *Vibrating feeder for brown coal transport: Bachelor Thesis.* Ostrava : VŠB – Technical University of Ostrava, Faculty of Mechanical Engineering, Institute of Transportation, 2012, 53 p. Thesis head: doc. Ing. Aleš Slíva, Ph.D.

This thesis focuses with the design of the horizontal vibrating feeder for coal transport from the container to the conveyor belt. In the introduction, the basic distribution of vibrating transport together with a description of possible drives has been carried out. Technological calculations that determine the necessary parameters for the selection of important functional dimensions drive and springs have been described in the following chapter. Descriptions of the designed feeder after revealing the necessary calculations have been carried out. Part of thesis is the plan and conceptual design showing the technology system.

OBSAH

Seznam použitých značek a symbolů	10
1. Úvod	13
2. Vibrační dopravník.....	14
2.1. Rozdělení dle druhu pohybu materiálu	15
2.1.1. Dopravníky s mikrovrhem	15
2.1.2. Impulsní dopravníky	16
2.2. Druhy pohonů	16
2.3. Výstelky žlabů	19
2.4. Frekvenční měniče	19
2.5. Akcelerometry	20
3. Další prvky technologického uzlu.....	20
3.1. Zásobník.....	20
3.2. Pásový dopravník.....	21
4. Výpočet technologických parametrů podavače	22
4.1. Základní rozměry podavače.....	22
4.2. Volba frekvence kmitání.....	23
4.3. Výpočet amplitudy kmitání	23
4.4. Podmínka dopravy mikrovrhem	24
4.5. Výpočet postupové rychlosti	24
4.5.1. Výpočet postupové rychlosti graficko-početní metodou	24
4.5.2. Výpočet postupové rychlosti početně podle Dietrycha	29
4.5.3. Srovnání postupových rychlostí vypočtených předchozími metodami	29
4.6. Určení výšky žlabu	29
5. Určení velikosti násypného a výsypného otvoru	30
5.1. Určení velikosti násypného otvoru	30
5.2. Určení velikosti výsypného otvoru	32
6. Výpočet hmotnosti materiálu na podavači	34
6.1. Hmotnost materiálu na žlabu	34
6.2. Hmotnost materiálu na výsypce.....	35
6.3. Celková hmotnost materiálu na podavači	36

7. Volba budiče kmitů.....	36
7.1. Výpočet potřebného příkonu vibromotoru	36
7.2. Volba vibromotoru.....	37
7.3. Kontrola budiče kmitů	38
7.4. Umístění vibromotorů.....	39
8. Volba pružin.....	40
8.1. Výpočet potřebné tuhosti pružin.....	40
8.2. Volba pružin	41
8.3. Kontrola pružin	42
9. Brždění doběhu	43
9.1. Určení vlastních frekvencí stroje	43
9.1.1. Určení vlastní frekvence stroje – početní metoda.....	43
9.1.2. Určení vlastní frekvence stroje – metoda konečných prvků.....	44
9.2. Způsob brždění	47
10. Technický popis.....	47
10.1. Žlab	47
10.2. Kryt s násypným otvorem.....	49
10.3. Výsypka	50
10.4. Podstavec	51
11. Závěr	52
Seznam použitých zdrojů	54
Seznam výkresové dokumentace	55

Seznam použitých značek a symbolů

a	Amplituda	[m]
a_{\min}	Nejmenší velikost čtvercového násypného otvoru	[m]
a_y	Svislá složka amplitudy	[m]
b	Šířka žlabu	[m]
b_1	Šířka zúženého otvoru výsypky	[m]
$b_{1\text{MIN}}$	Minimální šířka zúženého otvoru výsypky	[m]
b_2	Šířka násypky	[m]
b_{\min}	Minimální šířka násypky	[m]
c	Koeficient roztřídění	[-]
c_2	Délka násypky	[m]
c_{\min}	Minimální délka násypky	[m]
d	Průměr drátu pružiny	[m]
f	Frekvence budiče kmitů	[Hz]
f'	Vlastní frekvence žlabu	[Hz]
f_1	Koeficient tření mezi dopravovaným materiálem a žlabem	[-]
f_v	Koeficient vnitřního tření	[-]
g	Tíhové zrychlení	$[\text{m} \cdot \text{s}^{-2}]$
h_1	Svislá vzdálenost bodů LH vrhové paraboly	[m]
h	Výška dopravovaného materiálu	[m]
h'	Maximální doporučená výška dopravovaného materiálu	[m]
h_z	Výškové převýšení podavače	[m]
k	Koeficient sypanosti (bočního tlaku)	[-]
k	Skutečná tuhost jedné pružiny	$[\text{N} \cdot \text{m}^{-1}]$
k'	Předběžná tuhost jedné pružiny	$[\text{N} \cdot \text{m}^{-1}]$
k_b	Bezpečnostní koeficient	[-]
k_v	Technologický součinitel	[-]
l	Délka podavače	[m]
l'	Délka výsypky	[m]
m	Hmotnost vibromotoru	[kg]
m_{11}	Hmotnost materiálu ve žlabu při zvolené výšce materiálu h	[kg]
m_{12}	Hmotnost materiálu ve žlabu při maximální doporučené výšce h'	[kg]
m_{21}	Hmotnost materiálu ve výsypce při zvolené výšce materiálu h	[kg]
m_{22}	Hmotnost materiálu ve výsypce při maximální doporučené výšce h'	[kg]
m_e	Ekvivalentní hmotnost	[kg]

m_{M1}	Celková hmotnost materiálu při zvolené výšce materiálu h	[kg]
m_{M2}	Celková hmotnost materiálu při maximální doporučené výšce h'	[kg]
$m_{\check{z}}$	Celková hmotnost žlabu s vibromotory	[kg]
n	Nominální otáčky budiče kmitů	[s ⁻¹]
n_1	Přepočtový součinitel	[-]
n_2	Počet použitých vibromotorů	[-]
n_p	Počet pružin	[-]
n_s	Synchronní otáčky budiče kmitů	[s-1]
p	Celková délka poskoku	[m]
s	Vodorovná délka výsyvky	[m]
t_B	Čas dopadu zrna do bodu B	[s]
t_C	Čas letu zrna z bodu L do bodu C	[m]
t_H	Čas letu zrna z bodu L do bodu H	[s]
t_L	Čas dosažení bodu L	[s]
t_v	Poměrná doba vrhu	[s]
v	Postupová rychlost	[m·s ⁻¹]
v'	Postupová rychlost určená graficko-početní metodou	[m·s ⁻¹]
v''	Postupová rychlost určená početní metodou podle Dietrycha	[m·s ⁻¹]
v_1	Postupová rychlost na konci výsyvky	[m·s ⁻¹]
v_L	Počáteční rychlost vrhu	[m·s ⁻¹]
w	Koeficient žlabu pro dvě bočnice	[-]
w_1	Specifický odpor žlabu	[-]
x	Délka stlačení pružiny při plném zatížení	[m]
x_B	Vodorovná vzdálenost od střední polohy kmitání po bod B	[m]
x_C	Vodorovná vzdálenost bodů LC vrhové paraboly	[m]
x_H	Výška vrhu	[m]
x_L	Vzdálenost bodu L od střední polohy kmitání	[m]
z	Koeficient naladění žlabu	[-]
B	Potřebný statický moment obou vibromotorů	[kg·m]
B_o	Statický moment vibromotoru	[kg·m]
B'_o	Potřebný statický moment jednoho vibromotoru	[kg·m]
D	Střední průměr pružiny	[m]
D_e	Vnější průměr pružiny	[m]
D_i	Vnitřní průměr pružiny	[m]
F	Celkové maximální zatížení pružiny	[N]

F_{dyn}	Dynamické zatížení pružiny	[N]
F_{od}	Maximální odstředivá síla vibromotoru	[N]
F_S	Maximální statické zatížení pružiny	[N]
H	Výška podavače	[m]
K	Skutečná celková tuhost pružin	[N·m ⁻¹]
K'	Předběžná celková tuhost pružin	[N·m ⁻¹]
L	Celková délka podavače (včetně výsyvky)	[m]
L_0	Délka pružiny v nezatíženém stavu	[m]
L_n	Délka pružiny v plně zatíženém stavu	[m]
P	Skutečný příkon vibromotoru	[W]
P'	Potřebný příkon jednoho vibromotoru	[W]
P_C	Potřebný celkový příkon vibromotorů	[W]
Q	Dopravní množství	[kg·s ⁻¹]
Q'	Maximální dopravní výkon	[kg·s ⁻¹]
R_1	Hydraulický poloměr čtvercového otvoru	[m]
R_2	Hydraulický otvor obdélníkového otvoru	[m]
U	Rozměr největšího zrna dopravovaného materiálu	[m]
U'	Napájecí napětí vibromotoru	[V]
α	Úhel vrhu	[°]
β	Úhel sklonu výsyvky	[°]
η	Účinnost vibromotoru	[-]
π	Ludolfovo číslo	[-]
ρ_s	Sypná hmotnost	[kg·m ⁻³]
ϕ	Úhel vnitřního tření	[°]
ϕ_C	Úhel natočení nevyvážků v bodě C	[rad]
ϕ_H	Úhel natočení nevyvážků v bodě H	[rad]
ϕ_L	Úhel natočení nevyvážků v bodě L	[rad]
ψ	Koeficient rozvolnění materiálu	[-]
ω	Úhlová rychlost otáčení nevyvážků budiče	[s ⁻¹]
Ω_0	Vlastní frekvence žlabu	[s ⁻¹]

1. Úvod

Vibrační dopravníky jsou bezesporu nedílnou součástí současného průmyslu. Přes mírné nevýhody tohoto způsobu dopravy jsou vibrační dopravníky jednoduchou a velice všestrannou metodou přemísťování materiálů různých tvarů i velikostí, které lze dopravovat ve vodorovném, nebo úpadním směru.

Cílem této bakalářské práce je provést návrh vibračního podavače s dopravním výkonem 15 [t/h], nacházejícím se uprostřed technologického uzlu, na jehož počátku je umístěn zásobník, ze kterého je do násypného otvoru podavače přiváděn materiál, kterým je v tomto případě hnědé kusové uhlí, sypané na povrch žlabu drcené na kusovitost 0-40 mm. Toto rozmezí kusovitosti je relativně rozsáhlé a dopravuje se tudíž jemný hnědouhelný prach společně s poměrně velkými kusy uhlí. Kvůli menšímu zatížení celého zařízení není zásobník umístěn přímo nad násypným otvorem, z důvodu zamezení působení veškeré tíhy materiálu na podavač. Toto zatížení by mohlo způsobit nepříznivé naklonění žlabu a tudíž zhoršením technologických parametrů snížení vlastní postupové rychlosti materiálu. Po průchodu materiálu vibračním podavačem je dále přiveden na pásový dopravník, kterým je dopraven na další technologické uzly systému.

Úvod této práce je zaměřen na obecné rozdělení problematiky vibračních dopravníků, od popsání možných způsobů dopravy a druhů pohonů, po popis vlastního zařízení. Pro návrh podavače je předběžně zvolen pohon, ze kterého vychází výpočet základních technologických parametrů podavače. Následuje výpočet funkčních rozměrů, jako je potřebná výška žlabu, velikost násypného a výsypného otvoru. Po těchto výpočtech je zhotoven 3D model žlabu, pro zjištění jeho hmotnosti, nutné pro návrh pružin a pohonu a jejich následnou kontrolu. Závěrem práce je pomocí metody konečných prvků provedena modální analýza pro zjištění vlastních frekvencí žlabu a volba vhodného brzdícího prvku pro rychlý přechod přes možné rezonanční jevy. Součástí práce je sestavný výkres a výkres koncepčního návrhu zobrazující celý technologický uzel.

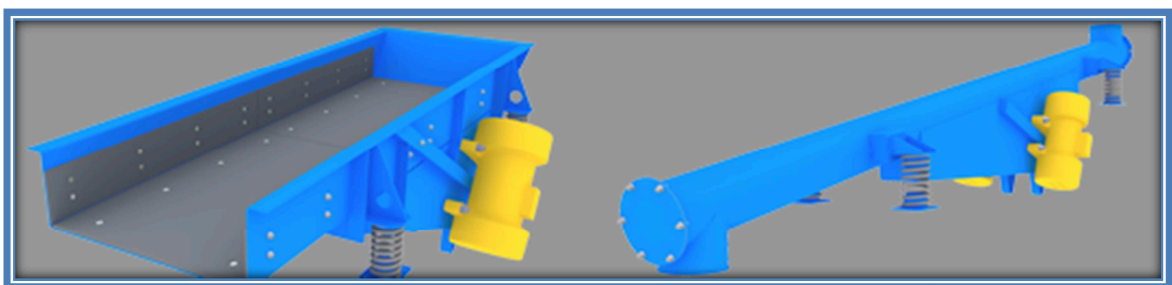
2. Vibrační dopravník

Vibrační dopravníky přemísťují dopravovaný materiál jedinečným způsobem, pomocí využívání setrvačných sil vlastního materiálu. Tyto síly vznikají kmitavým pohybem žlabu, který je rozkmitán vhodným budičem. Pro umožnění vzniku požadované amplitudy kmitání je konstrukce žlabu pružně upevněna k pevnému základu.

Mezi obrovské výhody vibračních dopravníků patří bezesporu velký rozsah jejich využití. Umožňují kromě obyčejné dopravy sypkých a kusových materiálu například rovnoměrné rozprostírání materiálu, přesné dávkování, použitím síťových ploch třídění a v neposlední řadě s vhodnou konstrukcí také uzavírání zásobníků.

Naopak mezi nevýhody patří přenos nepříznivých dynamických sil do okolního prostředí. Tyto dynamické síly jsou ovlivňovány zejména tuhostí použitých pružin, kterou je proto vhodné volit pokud možno co nejnižší. Oproti dopravníkům s tažným elementem mohou mít těžší konstrukci, dosahují nižších dopravních rychlostí (do $0,5 \text{ m}\cdot\text{s}^{-1}$) a nejsou vhodné pro přepravu lepkavých a vlhkých materiálu, které se mohou přilepit ke žlabu, což znemožňuje jejich dopravu.

Základním prvkem je již výše zmíněný žlab, který podle druhu můžeme rozdělit na žlabový a trubkový. Žlabové dopravníky svým tvarem připomínají široké písmeno U, vyrábí se buď jako svařenec nebo ohýbáním a umožňují dosažení vysokých dopravních výkonů. Výhodou trubkových žlabů je dokonalá hermetizace dopravního prostoru, při které je možno dopravovat různé prašné, případně i jedovaté materiály. Žlaby se vyrábějí z běžné konstrukční oceli třídy 11 a umožňují tedy dopravu materiálů o vysokých teplotách až do $300 \text{ [}^\circ\text{C]}$



Obr. 1: Žlabový a trubkový dopravník [10]

2.1. Rozdělení dle druhu pohybu materiálu

2.1.1. Dopravníky s mikrovřhem

Při tomto způsobu dopravy žlab kmitá určitou frekvencí společně s dopravovaným materiálem, do chvíle, kdy se svislá složka zrychlení žlabu vyrovná gravitačnímu zrychlení materiálu, čím se částice materiálu odpoutají od povrchu žlabu a letí podle zákona šikmého vrhu, než dopadne opět na žlab. Tento děj se neustále opakuje a při pozorování materiálu tak vypadá, jako by se vznášel a doslova teče po žlabu. Díky tomuto ději není materiál ve stálém styku se žlabem a výrazně se snižuje jeho opotřebení.

Mimo výhody nižšího opotřebení jsou dopravníky s mikrovřhem energeticky nenáročné a z důvodu jednoduché konstrukce také velice spolehlivé.

Při dopravě mikrovřhem se lépe dopravují materiály tvořené většími zrny než jemným prachem, proto je při návrhu dopravníku pro tyto materiály nutné počítat s mírným snížením postupové rychlosti.

Dopravníky pracující na principu mikrovřhu jsou položeny nebo zavěšeny na pružinách, případně je možno použít i kombinaci obou těchto variant. Tato volba nijak neovlivňuje funkci dopravníku, ale je závislá pouze na možných prostorách kolem žlabu. Pro tyto účely se nejvíce využívají ocelové vinuté pružiny tažné (popř. tlačné) nebo pryžové tlačné pružiny.

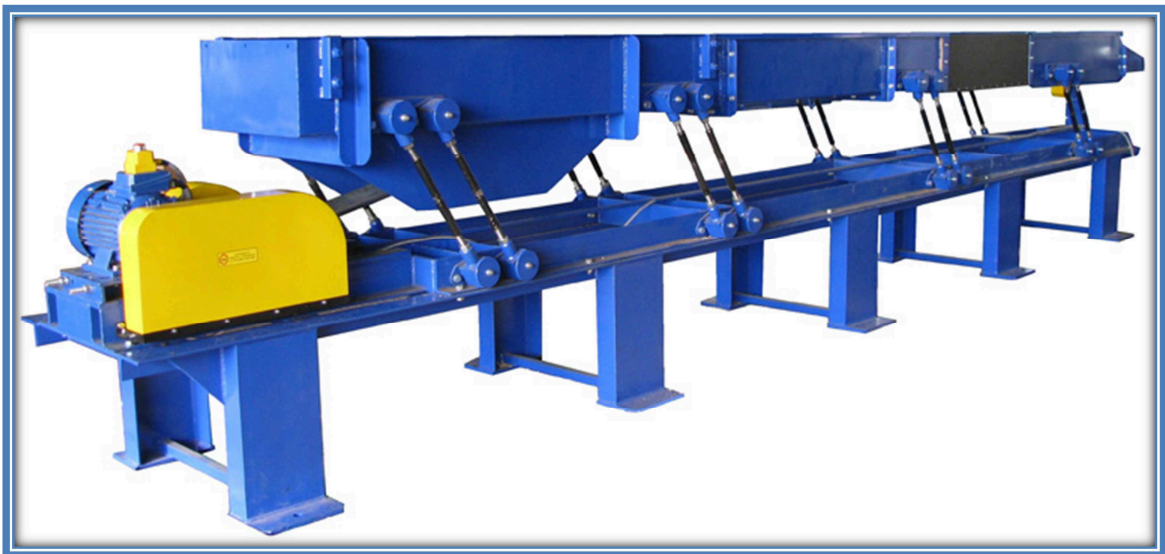


Obr. 2: Vibrační doprava mikrovřhem [7]

2.1.2. Impulsní dopravníky

Na rozdíl od dopravníků s mikrovřhem je materiál neustále ve styku s povrchem žlabu a pohybuje se vlivem rozdílných impulsů vzniklých kmitavým pohybem žlabu ve směru dopravy a zpátky. Kvůli tohoto způsobu dopravy materiálu dochází ke značnému opotřebení žlabu a je vhodné používat výstelky ke snížení opotřebení.

První variantou impulsních vibračních dopravníků jsou tzv. **třasadla** která jsou pomocí vetknutých kyvných ramen nebo listových pružin přichyceny k pevnému základu. Do kmitavého pohybu jsou tyto žlaby uváděny pomocí klikového mechanismu s osou kolmou na pružné podpory žlabu.



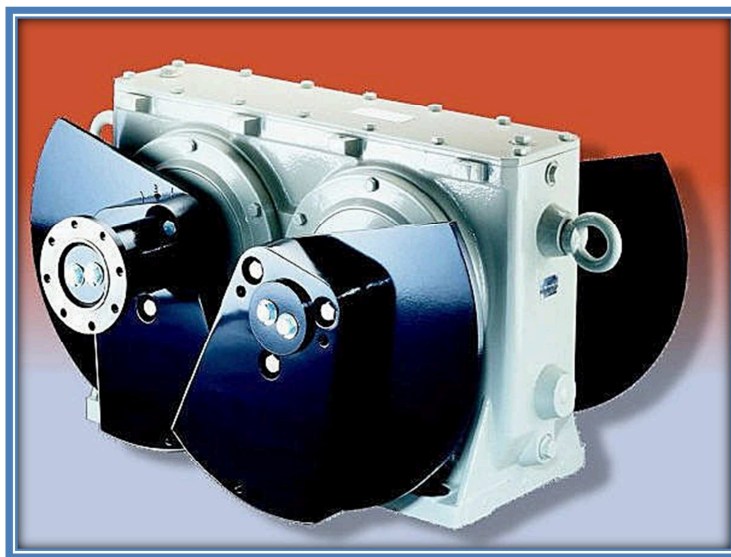
Obr. 3: Třasadlo [8]

Kromě třasadel se mezi impulsní vibrační dopravníky řadí také **pohyblivé dopravní žlaby**. Jsou uloženy na valivých tělesech a potřebný impuls žlabu dodává klikový mechanismus, v tomto případě nesymetrický pro zajištění správného směru pohybu dopravovaného materiálu.

2.2. Druhy pohonů

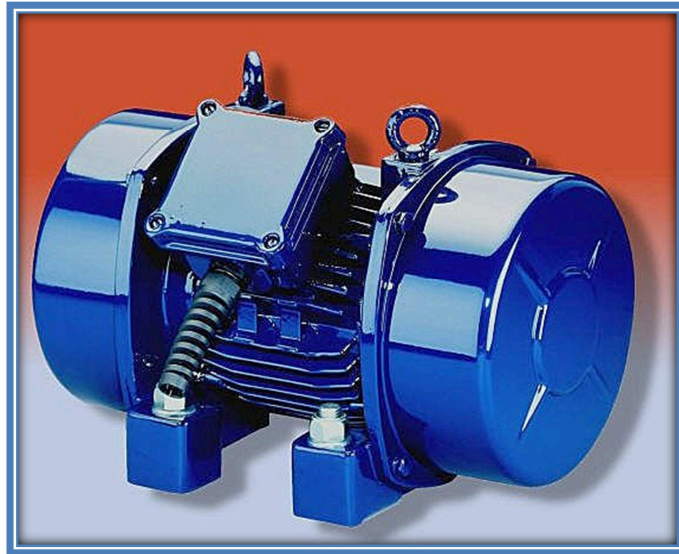
První možností pohonu vibračních dopravníků je použití již výše zmíněného klikového mechanismu používaného zejména u impulsních dopravníků. U dopravy mikrovřhem se využívá jiných způsobů buzení, které se dají rozdělit na dvě hlavní skupiny, do kterých se řadí buzení pomocí nevyvážených rotujících hmot a využití elektromagnetu.

Nejdříve se zaměříme na budiče pracující na principu nevyvážených hmot, patří zde například **samobalanční budič kmitů** (obr.4). Tento budič je opatřen dvojicí valivě uložených hřídelí s připevněnými nevyvážky. Pro vznik potřebných přímočarých kmitů jsou hřídele navzájem propojeny pomocí ozubeného převodu ($i = 1$) a natočeny vůči sobě tak, aby se složky odstředivé síly ve směru kmitání sčítaly a složky kolmé na osu kmitání rušily. Budič je uváděn do rotace pomocí elektromotoru, se kterým je propojen pružnou vazbou (řemenovým převodem nebo kardanem). Díky této pružné vazbě nedochází k působení dynamických rázů na vlastní elektromotor.



Obr. 4: Samobalanční budič kmitů [9]

V dnešní době nejrozšířenější obdobou budičů pracujícím na tomto principu je použití dvojice vibromotorů (Obr.9). Určitou výhodou oproti samobalančnímu budiči jsou malé rozměry a nízká hmotnost. Vlastní vibromotor se skládá z asynchronního elektromotoru zabudovanému v těle budiče a nevyvážků, které jsou letmo upevněny na obou koncích hřídele elektromotoru. Tyto vibromotory mají možnost snadného nastavení budicí síly pomocí natočení nevyvážků vůči sobě. Díky své jednoduché konstrukci umožňuje bezproblémový chod s dlouhou životností a snadnou výměnou v případě poruchy, čímž se zvyšuje efektivita celého systému, z důvodu minimálních prostojů při řešení oprav.



Obr. 5: Vibromotor [9]

Do samostatné skupiny patří budiče fungující na principu elektromagnetu. Tento elektromagnet má kotvu pevně připojenou ke žlabu dopravníku a těleso s jádrem pružně uloženo pomocí tlačných pružin. Po přivedení stejnosměrného napětí k jádru elektromagnetu a střídavého napětí na kotvu vznikají potřebné přímočaré kmity, jejichž amplituda se dá jednoduše regulovat změnou napětí. Z důvodu absence rotujících hmot jsou tyto budiče vhodné především pro přesné dávkování materiálu.



Obr. 6: Elektromagnetický budič kmitů [9]

2.3. Výstelky žlabů

Pro snížení abrazivního opotřebení a tudíž zvýšení celkové životnosti žlabu se mohou žlaby vykládat různými ořevými materiály, které mohou být ke žlabu připevněny buďto pomocí šroubů, nebo k tomuto účelu vhodnými lepicími prostředky.

Prvním hojně využívaným materiálem pro výstelky vibračních dopravníků se používají plechy z ořevuvzdorné oceli typu HARDOX 450. Tato ocel může být používána jako ořevový i konstrukční materiál, který se vyznačuje vysokou tvrdostí, odolností proti abrazi a dobrou svařitelností.

Dále je možno užít různých materiálů na bázi umělých hmot, například vysokomolekulární polyethylen jako je SOLIDUR. Výhodami tohoto materiálu je vysoká odolnost proti ořevu, rázům, vlivu chemikálií a v neposlední řadě také odpuzuje vodu.

2.4. Frekvenční měniče

Ke snadné regulaci dopravního výkonu u vibračních strojů je možné použít frekvenčních měničů. Tato možnost je vhodná zejména pro použití s budiči kmitů s tuhou vazbou mezi budičem kmitů a žlabem, tudíž s vibromotory. Regulují výstupní frekvenci a napětí, a tím tedy i amplitudu kmitání změnou otáček. Mimo tuto funkci mohou být frekvenční měniče použity i pro brzdění doběhu vibromotorů plynulým snížením otáček.



Obr. 7: Frekvenční měnič řady MX2/WJ200 [14]

2.5. Akcelerometry

Z důvodu kontroly správné funkce zařízení, jsou u některých strojů instalovány akcelerometry. Prvním možným uplatněním může být neustálý zápis o chodu stroje, znázorňující výchylky v průběhu času pro sledování správné funkce. Druhá důležitá funkce akcelerometrů je kontrola maximálních výchylek, jejichž překročením obvykle dochází k poruše na některé části stroje. Při zaznamenání tohoto překročení, je okamžitě vyslán signál pro zastavení stroje, což může značně snížit jeho poškození.

3. Další prvky technologického uzlu

3.1. Zásobník

Zásobníky se využívají pro dva základní druhy uplatnění. První způsob použití je skladování, a to buď dlouhodobé nebo krátkodobé. Další možností je zajišťování rovnoměrného materiálového toku, který je regulován udržováním dostatečné hladiny materiálu snímanými pomocí příslušných senzorů. Podle provedení, resp. mobility zařízení, můžeme zásobníky rozdělit na stacionární, které jsou společně se svou nosnou konstrukcí pevně umístěny a přemístitelné, které umožňují například dopravu různých materiálů od výrobce ke spotřebiteli.

Konstrukce zásobníků se vyrábí železobetonové, ocelové, případně v některých provedeních i dřevěné. Vhodným a nejvíce využívaným tvarem pro vlastní konstrukce je čtvercový nebo kruhový průřez. Spodní část je pak provedena jako kužel, případně jehlan, opatřen výpustným otvorem, který musí být správně navržena pro zamezení ucpávání, popř. klenbování materiálu nad výpustným otvorem.



Obr. 8: Mobilní zásobník [14]

3.2. Pásový dopravník

Slouží k dopravě sypkých a kusových materiálů. U těchto zařízení je nosným i tažným prvkem nekonečný dopravní pás, obíhající mezi dvěma koncovými bubny. Jeden nebo více bubny jsou poháněny, obvykle elektromotorem s převodovkou a přenos vzniklé tažné síly mezi tímto bubnem a dopravním pásem je realizován pomocí tření. Z tohoto důvodu je důležité pás dostatečně napínat pomocí napínacích stanic. Mezi koncové bubny jsou u delších dopravníků umístěny válečkové stolice k podepření dopravního pásu.

Tyto dopravníky jsou hojně využívány ve strojním, zemědělském i potravinářském průmyslu, z důvodu jejich jednoduchosti a relativně nízkých provozních nákladů. Mohou vykonávat funkci dopravní, při které je možno dopravovat na velké vzdálenosti s při vysokých dopravních výkonech. Další možnou funkcí je funkce technologická, která umožňuje dopravu mezi jednotlivými pracovišti výroby.

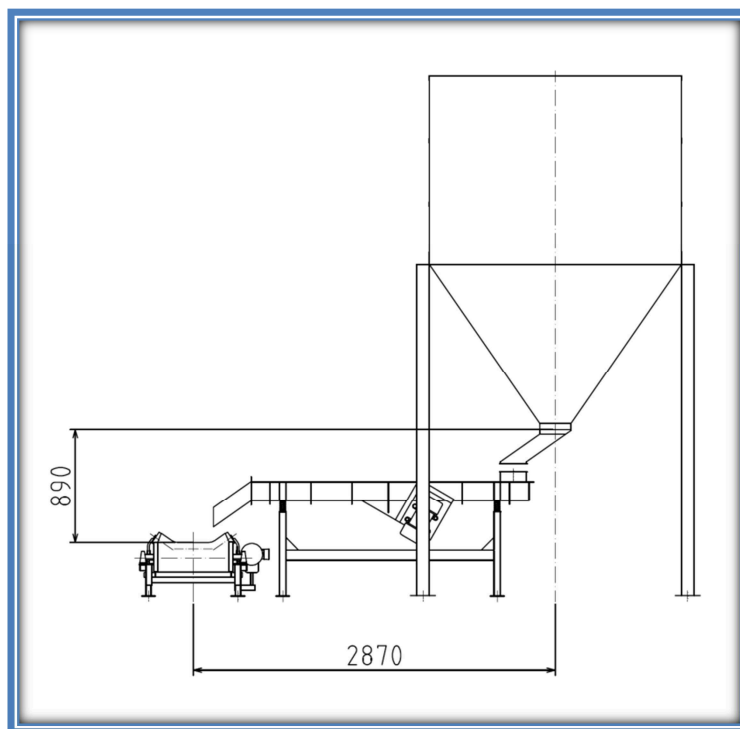


Obr. 9: Pásový dopravník [12]

4. Výpočet technologických parametrů podavače

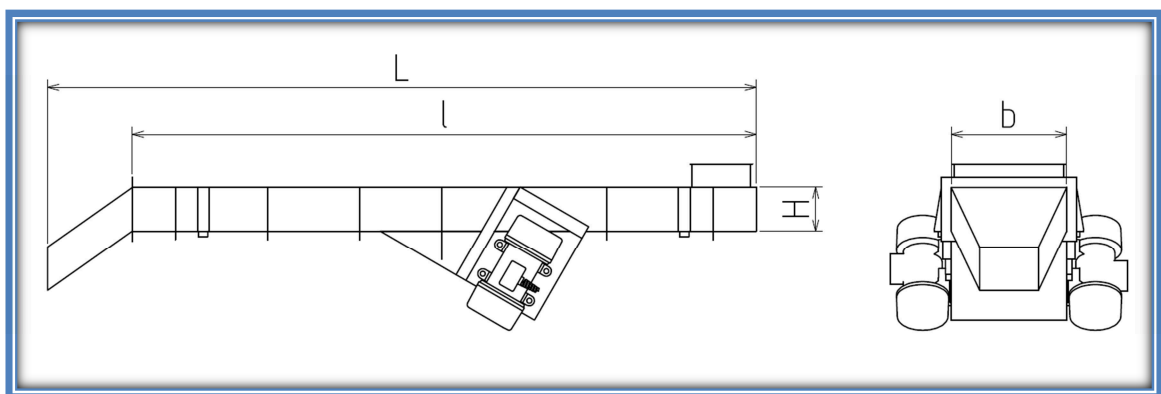
Z důvodu relativně nízkého dopravního množství, je možné použít vodorovný podavač, který dokáže i s méně výkonným budičem kmitů dopravit požadované množství materiálu bez jakýchkoliv problémů. Jako budič kmitů je zvolena dvojice vibromotorů, umístěna na stranách žlabu.

Na obr.10 je zobrazen celý technologický uzel, skládající se ze zásobníku, navrhovaného vibračního zařízení a pásového dopravníku s potřebnými rozměry.



Obr. 10: Schéma technologického uzlu [1]

4.1. Základní rozměry podavače



Obr. 11: Základní rozměry [1]

$$l = 2,2 [m]$$

$$L = 2,5 [m]$$

$$b = 0,4 [m]$$

Potřebná výška žlabu H bude určena až po dopočtení výšky dopravovaného materiálu.

4.2. Volba frekvence kmitání

Předběžně byl zvolen vibromotor s čtyřpólovým asynchronním elektromotorem s těmito parametry:

$$n_s = 1500 [min^{-1}]$$

$$n = 1410 [min^{-1}]$$

n_s ...synchronní otáčky motoru

n ...nominální otáčky elektromotoru

Frekvence kmitání:

$$f = \frac{n}{60} = \frac{1410}{60} \quad (4.1)$$

$$f = 23,5 [Hz]$$

Úhlová frekvence stroje:

$$\omega = 2 \cdot \pi \cdot f \quad (4.2)$$

$$\omega = 2 \cdot \pi \cdot 23,5$$

$$\omega = 147,655 [s^{-1}]$$

π ...Ludolfovo číslo

4.3. Výpočet amplitudy kmitání

Pro výpočet amplitudy je potřeba zvolit úhel vrhu, který mezi sebou svírá směr působení budící síly vibromotorů s horizontální osou.

Volba úhlu vrhu materiálu:

$$\alpha = (25^\circ \div 35^\circ) \quad (\text{viz. lit. [1]}) \quad (4.3)$$

Zvoleno: $\alpha = 30^\circ$

Technologický součinitel:

Tento součinitel vyjadřuje poměr maximálního svislého zrychlení ke zrychlení gravitačnímu a volí se dle druhu dopravovaného materiálu. Pro hutní materiály literatura doporučuje následující rozmezí:

$$k_v = (2,2 \div 3,3) \quad (\text{viz. lit. [1]}) \quad (4.4)$$

Zvoleno: $k_v = 2,8$

Amplituda:

$$a = \frac{k_v \cdot g}{\omega^2 \cdot \sin \alpha} \quad (\text{viz. lit. [1]}) \quad (4.5)$$

$$a = \frac{2,8 \cdot 9,81}{147,655^2 \cdot \sin 30^\circ}$$

$$a = 2,520 \cdot 10^{-3} [m]$$

g...tíhové zrychlení

4.4. Podmínka dopravy mikrovrhem

Aby bylo možné dopravovat materiál mikrovrhem, musí být svislá složka zrychlení žlabu při kmitání vyšší než tíhové zrychlení.

$$\frac{a \cdot \omega^2 \cdot \sin \alpha}{g} > 1 \quad (\text{viz. lit. [1]}) \quad (4.6)$$

$$\frac{2,520 \cdot 10^{-3} \cdot 147,655^2 \cdot \sin 30^\circ}{9,81} > 1$$

$$2,8 > 1$$

Podmínka dopravy mikrovrhem splněna.

4.5. Výpočet postupové rychlosti**4.5.1. Výpočet postupové rychlosti graficko-početní metodou**

Tato metoda spočívá v početním vyjádření polohy bodů vrhové paraboly a následném určení bodu dopadu, pomocí kterého se vypočítá postupová rychlost zrna. Bod dopadu je bod vzniklý v průsečíku vrhové paraboly se sinusovkou znázorňující harmonický kmitavý pohyb žlabu.

Vyšetření bodu L:

Tento bod je prvním bodem paraboly a nastává v něm odpoutání zrna od povrchu žlabu. Pro přesné určení tohoto bodu potřebujeme znát následující hodnoty.

Úhel natočení (fázový posuv) při dosažení bodu L:

$$\sin \varphi_L = \sin \omega t_L = \frac{g}{a\omega^2 \cdot \sin \alpha} \quad (\text{viz. lit. [1]}) \quad (4.7)$$

$$\sin \varphi_L = \sin \omega t_L = \frac{9,81}{2,520 \cdot 10^{-3} \cdot 147,655^2 \cdot \sin 30^\circ}$$

$$\sin \varphi_L = 0,357$$

$$\varphi_L = \omega t_L = 0,365 \text{ [rad]}$$

t_L ... čas letu zrna od střední polohy do bodu L

Vzdálenost bodu L od střední polohy (nanesená pod úhlem vrhu α):

$$x_L = a \cdot \sin \varphi_L \quad (\text{viz. lit. [1]}) \quad (4.8)$$

$$x_L = 2,52 \cdot 10^{-3} \cdot 0,357$$

$$x_L = 8,996 \cdot 10^{-4} \text{ [m]}$$

Čas letu zrna od střední polohy do bodu L:

$$t_L = \frac{\varphi_L}{\omega} = \frac{0,365}{147,655} \quad (4.9)$$

$$t_L = 2,472 \cdot 10^{-3} \text{ [s]}$$

Počáteční rychlost zrna v bodě L:

$$v_L = a \cdot \omega \cdot \cos \varphi_L \quad (\text{viz. lit. [1]}) \quad (4.10)$$

$$v_L = 2,52 \cdot 10^{-3} \cdot 147,655 \cdot \cos 0,365$$

$$v_L = 0,347579 \text{ [m} \cdot \text{s}^{-1}\text{]}$$

Vyšetření bodu C:

Tento bod je opačným bodem paraboly k bodu L.

Vodorovná vzdálenost bodu C od bodu L:

$$x_C = \frac{2 \cdot v_L^2 \cdot \sin \alpha \cdot \cos \alpha}{g} \quad (\text{viz. lit. [1]}) \quad (4.11)$$

$$x_C = \frac{2 \cdot 0,347579^2 \cdot \sin 30^\circ \cdot \cos 30^\circ}{9,81}$$

$$x_C = 10,665 \cdot 10^{-3} \text{ [m]}$$

Čas letu zrna z bodu L do bodu C:

$$t_C = \frac{2 \cdot v_L \cdot \sin \alpha}{g} \quad (\text{viz. lit. [1]}) \quad (4.12)$$

$$t_C = \frac{2 \cdot 0,347579 \cdot \sin 30^\circ}{9,81}$$

$$t_C = 0,035431 \text{ [s]}$$

Úhel natočení (fázový posuv) při dosažení bodu C:

$$\varphi_C = \varphi_L + \omega \cdot t_C \quad (4.13)$$

$$\varphi_C = 0,365 + 147,655 \cdot 0,035431$$

$$\varphi_C = 5,597 \text{ [rad]}$$

Vyšetření bodu H:

Bod H je vrcholovým bodem paraboly, znázorňuje tedy nejvyšší polohu zrna při dopravě.

Úhel natočení (fázový posuv) při dosažení bodu H:

$$\varphi_H = \varphi_L + \omega \cdot t_H \quad (4.14)$$

$$\varphi_H = 0,365 + 147,655 \cdot 0,017716$$

$$\varphi_H = 2,981 \text{ [rad]}$$

Svislá vzdálenost mezi úsečkou tvořenou body LC a bodem H:

$$h_1 = \frac{v_L^2 \cdot \sin^2 \alpha}{2g} \quad (\text{viz. lit. [1]}) \quad (4.15)$$

$$h_1 = \frac{0,347579^2 \cdot \sin^2 30^\circ}{2 \cdot 9,81}$$

$$h_1 = 1,539 \cdot 10^{-3} \text{ [m]}$$

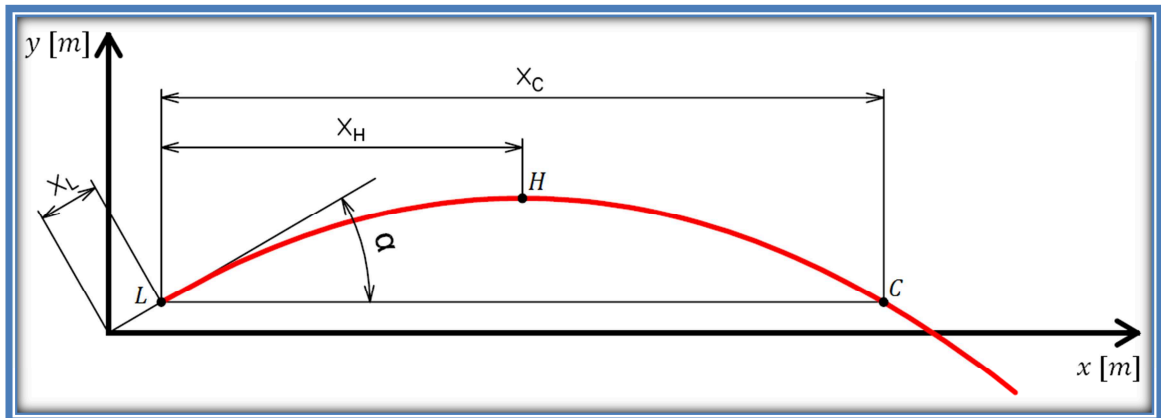
Vodorovná vzdálenost bodů L a H:

$$x_H = \frac{x_C}{2} = \frac{10,665 \cdot 10^{-3}}{2} = 5,333 \cdot 10^{-3} \text{ [m]} \quad (4.16)$$

Čas letu zrna mezi body L a H:

$$t_H = \frac{t_C}{2} = \frac{0,035431}{2} = 0,017716 \text{ [s]} \quad (4.17)$$

Vypočtené body paraboly vrhu byly vyneseny do grafu. Pro konstrukci paraboly, bylo nejdříve zapotřebí určení ohniska a řídicí přímky, což bylo provedeno pomocí subtangenty a subnormály. Poté byla použita klasická bodová konstrukce.



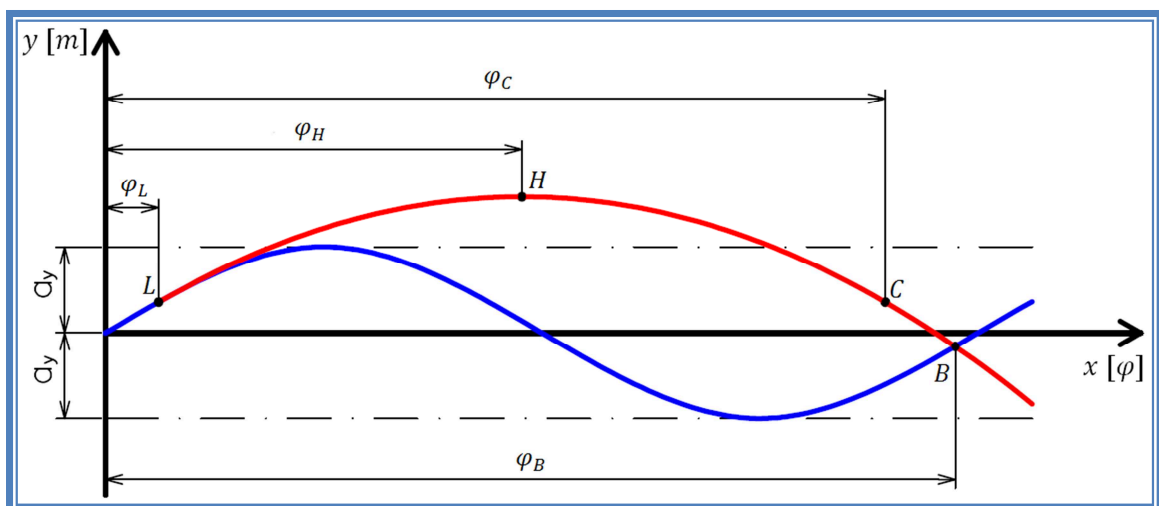
Graf 1: Parabola letu zrna [1]

Pro sestavení celkového diagramu potřebného ke zjištění bodu dopadu zrna, bylo pro sinusovku použito následující měřítko, které sjednocuje velikost úhlů s délkovými rozměry:

$$\varphi_L \triangleq x_L \cdot \cos \alpha \quad (4.18)$$

$$\varphi_H \triangleq x_L \cdot \cos \alpha + x_H \quad (4.19)$$

$$\varphi_C \triangleq x_L \cdot \cos \alpha + x_C \quad (4.20)$$



Graf 2: Graf pro určení postupové rychlosti [1]

Bod B je hledaný bod dopadu zrna na plochu žlabu, pro výpočet délky poskoku bylo potřeba zjistit čas, kdy zrno do tohoto bodu dopadne. Z důvodu sjednoceného měřítka bylo možné odečíst vodorovnou vzdálenost x_B ze vzdálenosti pro fázové posunutí φ_B a z toho vypočítat potřebný čas.

Vodorovná vzdálenost bodu B byla odečtena z grafu v programu Autodesk AutoCad 2012:

$$x_B = 12,471 \cdot 10^{-3} [m]$$

Čas dopadu zrna t_B :

$$t_B = \frac{t_C}{x_C} \cdot x_B \quad (4.21)$$

$$t_B = \frac{0,035431}{10,665 \cdot 10^{-3}} \cdot 12,471 \cdot 10^{-3}$$

$$t_B = 0,041431 [s]$$

Délka poskoku:

$$p = \frac{1}{2} \cdot g \cdot (t_B - t_L)^2 \cdot \frac{\cos \alpha}{\sin \alpha} \quad (\text{viz. lit. [1]}) \quad (4.22)$$

$$p = \frac{1}{2} \cdot 9,81 \cdot (0,041431 - 2,472 \cdot 10^{-3})^2 \cdot \frac{\cos 30^\circ}{\sin 30^\circ}$$

$$p = 12,895 \cdot 10^{-3} [m]$$

Výsledná rychlost:

$$v' = \frac{p \cdot f}{o} \quad (\text{viz. lit. [1]}) \quad (4.23)$$

$$v' = \frac{12,895 \cdot 10^{-3} \cdot 23,5}{1}$$

$$v' = 0,303 [m \cdot s^{-1}]$$

o...počet kmitů žlabu připadající na 1 skok zrna – z důvodu efektivity dopravy by se tato hodnota měla rovnat jedné, tak aby nedocházelo ke zbytečným kmitům žlabu, při kterých by zrno nedopadlo na plochu žlabu.

4.5.2. Výpočet postupové rychlosti počteně podle Dietrycha

Postupová rychlost podle Dietrycha: (viz.lit.[1])

$$v'' = \frac{g}{\omega} \cdot \frac{\cos \alpha}{\sin \alpha} \cdot \left[\frac{k_v - 1}{2} \cdot (k_v^2 - 1) \right]^{\frac{1}{2}} + a \cdot \cos \alpha \cdot \frac{\omega}{2\pi} \cdot \left\{ \frac{1}{k_v} - \sin \left[\varphi_L + \left(\pi \cdot \sqrt{2 \cdot (k_v - 1)} \right) \right] \right\} \quad (4.24)$$

$$v'' = \frac{9,81}{147,655} \cdot \frac{\cos 30^\circ}{\sin 30^\circ} \cdot \left[\frac{2,8 - 1}{2} \cdot (2,8^2 - 1) \right]^{\frac{1}{2}} + 2,52 \cdot 10^{-3} \cdot \cos 30^\circ \cdot \frac{147,655}{2\pi} \cdot \left\{ \frac{1}{2,8} - \sin \left[0,365 + \left(\pi \cdot \sqrt{2 \cdot (2,8 - 1)} \right) \right] \right\}$$

$$v'' = 0,302 [m \cdot s^{-1}]$$

4.5.3. Srovnání postupových rychlostí vypočtených předchozími metodami

Vypočtené postupové rychlosti pomocí obou metod jsou přibližně stejné, pro další výpočty uvažováno s rychlostí:

$$v = 0,3 [m \cdot s^{-1}] \quad (4.25)$$

4.6. Určení výšky žlabu

Koeficient rozvolnění materiálu:

$$\psi = (0,6 \div 0,7) \quad (viz.lit.[1]) \quad (4.26)$$

Zvoleno: $\psi = 0,7$

Dopravní výkon:

$$Q = 15 [t/h] \quad (4.27)$$

Sypná hmotnost materiálu:

$$\rho_s = 700 [kg/m^3] \quad (4.28)$$

Výpočet výšky dopravovaného materiálu (z rovnice pro dopravní výkon podavače):

$$h = \frac{Q}{3,6 \cdot b \cdot v \cdot \rho_s \cdot \psi} \quad (4.29)$$

$$h = \frac{15}{3,6 \cdot 0,4 \cdot 0,3 \cdot 700 \cdot 0,7}$$

$$h = 0,071 [m]$$

Určení výšky žlabu:

Výška žlabu určena z doporučení, že dopravovaný materiál by měl dosahovat $\frac{1}{3}$ až $\frac{2}{3}$ celkové výšky žlabu. (viz.lit.[5])

$$h = \left(\frac{1}{3} \div \frac{2}{3}\right) \cdot H \quad (4.30)$$

$$H = \left(\frac{h}{\frac{1}{3}} \div \frac{h}{\frac{2}{3}}\right) = \left(\frac{0,071}{\frac{1}{3}} \div \frac{0,071}{\frac{2}{3}}\right)$$

$$H = (0,213 \div 0,1065)$$

Z tohoto rozmezí zvolena výška žlabu:

$$H = 0,15 [m]$$

5. Určení velikosti násypného a výsypného otvoru

5.1. Určení velikosti násypného otvoru

Minimální velikost násypného otvoru byla určena podle velikosti největšího zrna dopravovaného materiálu. Tvar otvoru byl zvolen obdélníkový a pro výpočet těchto hodnot byly nejdříve vypočteny rozměry pro čtvercový násypný otvor.

Koeficient vnitřního tření:

$$f_v = (0,7 \div 1,19) \quad (viz.lit.[5]) \quad (5.1)$$

Úhel vnitřního tření:

$$\varphi = \arctan f_v \quad (5.2)$$

$$\varphi = (\arctan 0,7 \div \arctan 1,19)$$

$$\varphi = (34,992^\circ \div 49,958^\circ)$$

Po domluvě z vedoucím bylo pro další výpočty uvažováno s úhlem vnitřního tření:

$$\varphi = 40^\circ$$

Výpočet minimální strany čtvercového otvoru:

$$a_{min} = c \cdot (U + 0,08) \cdot \tan \varphi \quad (viz.lit.[5]) \quad (5.3)$$

$$a_{min} = 2,4 \cdot (0,04 + 0,08) \cdot \tan 40^\circ$$

$$a_{min} = 0,242 [m]$$

U...rozměr největších kusů materiálu

c...koeficient rozřídění – jelikož se v dopravovaném materiálu nachází zrna o velikosti uhelného prachu až po relativně velké kusy, zvolen dle literatury (viz.lit.[5]) tento koeficient: $c = 2,4$

Pro přepoččet na obdélníkový násypný otvor využito porovnání hydraulických poloměrů pro čtverec a obdélník. Hydraulický poloměr je vyjádřen poměrem obsahu k obvodu otvoru.

Porovnání hydraulických poloměrů:

$$R_1 = R_2 \quad (\text{viz. lit. [5]})$$

$$\frac{a_{min}}{4} = \frac{b_{min} \cdot c_{min}}{2 \cdot (b_{min} + c_{min})} \quad (5.4)$$

R_1 ...hydraulický poloměr pro čtvercový otvor

R_2 ...hydraulický poloměr pro obdélníkový otvor

b_{min} ...minimální šířka násypného otvoru

c_{min} ...minimální délka násypného otvoru

Přepočtový součinitel:

Poměr stran obdélníka je vyjádřen přepočtovým součinitelem n_1 .

$$n_1 = (1 \div 2) \quad (\text{viz. lit. [5]}) \quad (5.5)$$

Zvoleno:

$$n_1 = 2 [-]$$

Minimální šířka násypného otvoru:

Tento rozměr vypočítán po dosazení $c_{min} = b_{min} \cdot n_1$ do rovnice (5.4) a následném vyjádření rozměru b_{min} .

$$b_{min} = \frac{a_{min} \cdot (1 + n_1)}{2 \cdot n_1} \quad (5.6)$$

$$b_{min} = \frac{0,242 \cdot (1 + 2)}{2 \cdot 2}$$

$$b_{min} = 0,182 [m]$$

Minimální délka násypného otvoru:

$$c_{min} = b_{min} \cdot n_1 \quad (5.7)$$

$$c_{min} = 0,182 \cdot 2$$

$$c_{min} = 0,364 [m]$$

Volba rozměrů násypného otvoru:

$$\text{Zvoleno: } b_2 = 0,2 \text{ [m]} \quad (5.8)$$

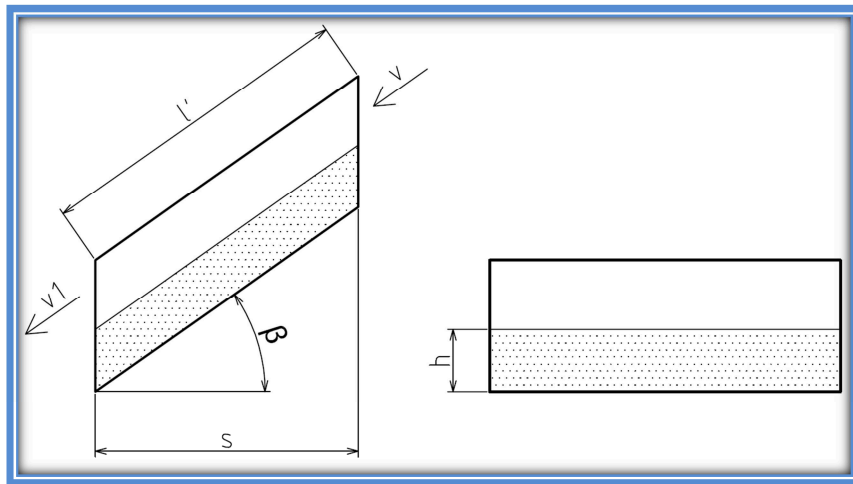
$$c_2 = 0,38 \text{ [m]} \quad (5.9)$$

b_2 ...šířka násypky

c_2 ...délka násypky

5.2. Určení velikosti výsypného otvoru

Pro určení výsypného otvoru nutno vypočítat rychlost na konci výsypky, pro tento výpočet bylo uvažováno se zjednodušením pro pohyb materiálu po žlabu.



Obr. 12:Schéma pro výpočet rychlosti na konci výsypky [1]

Vodorovná délka výsypky:

(5.10)

$$s = 0,3 \text{ [m]}$$

Koeficient tření mezi ocelí a hnědým uhlím:

$$f_1 = 0,58 \text{ [-]} \quad (\text{viz.lit.}[4]) \quad (5.11)$$

Úhel sklonu výsypky:

$$\text{Zvoleno: } \beta = 35 \text{ [}^\circ\text{]} \quad (5.12)$$

Koeficient sypnosti (bočního tlaku):

$$k = \frac{1 - \sin \varphi}{1 + \sin \varphi} \quad (\text{viz.lit.}[2]) \quad (5.13)$$

$$k = \frac{1 - \sin 40^\circ}{1 + \sin 40^\circ}$$

$$k = 0,217 \text{ [-]}$$

Koeficient žlabu (Celkový odpor proti pohybu materiálu ve žlabu):

$$w = k \cdot f_1 \cdot \frac{h}{b \cdot \cos \beta} \quad (\text{viz. lit. [1]}) \quad (5.14)$$

$$w = 0,217 \cdot 0,58 \cdot \frac{0,071}{0,4 \cdot \cos 35^\circ}$$

$$w = 0,027 [-]$$

Podmínka pohybu materiálu ve žlabu:

$$\sin \beta > \cos \beta \cdot f_1 + w \quad (5.15)$$

$$\sin 35^\circ > \cos 35^\circ \cdot 0,58 + 0,027$$

$$0,574 > 0,502$$

Podmínka splněna, při zvoleném úhlu sklonu výsypky je možno materiál bez problému dopravovat.

Délka výsypky:

$$l' = \frac{s}{\cos 35^\circ} \quad (5.16)$$

$$l' = \frac{0,3}{\cos 35^\circ} 0,366 [m]$$

s...vodorovná délka výsypky

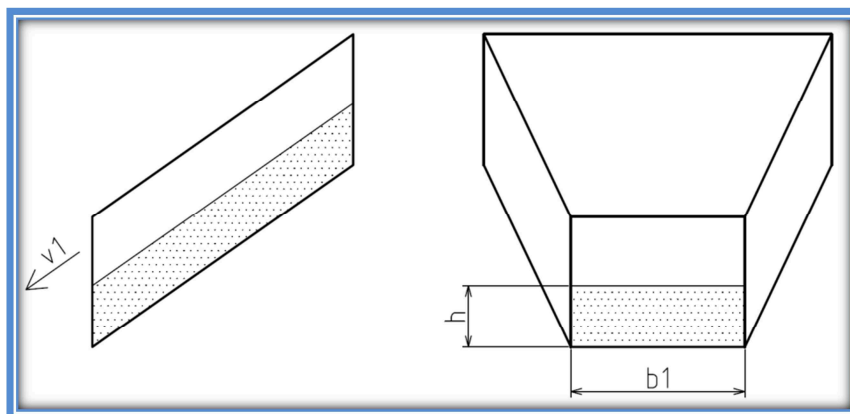
Postupová rychlost na konci výsypky:

$$v_1 = \sqrt{2gl' (\sin \beta - \cos \beta \cdot f - w) + v^2} \quad (\text{viz. lit. [1]}) \quad (5.17)$$

$$v_1 = \sqrt{2 \cdot 9,81 \cdot 0,366 (\sin 35^\circ - \cos 35^\circ \cdot 0,58 - 0,027) + 0,3^2}$$

$$v_1 = 0,995 [m \cdot s^{-1}]$$

Šířka výsypného otvoru:



Obr. 13: Schéma pro výpočet šířky výsypky [1]

Minimální šířka výsypného otvoru:

Vypočteno z rovnice pro dopravní výkon.

$$b_{1MIN} = \frac{Q}{3,6 \cdot h \cdot v_1 \cdot \rho_s \cdot \psi} \quad (\text{viz. lit. [1]}) \quad (5.18)$$

$$b_{1MIN} = \frac{15}{3,6 \cdot 0,071 \cdot 0,995 \cdot 700 \cdot 0,7}$$

$$b_{1MIN} = 0,120 [m]$$

Šířka zúženého otvoru výsypky:

$$\text{Zvoleno: } b_1 = 0,20 [m] \quad (5.19)$$

6. Výpočet hmotnosti materiálu na podavači

Byly vypočítány hmotnosti ve dvou možných situacích které mohou nastat, jedna se zvolenou výškou dopravovaného materiálu a druhá při maximální možné doporučené výšce dopravovaného materiálu, pro zjištění maximálního dopravního výkonu podavače. Obě tyto hmotnosti se dělí ještě na dvě části a to na hmotnost materiálu ležícího na samotném žlabu a hmotnost materiálu ležícím na výsypce.

Maximální doporučená výška dopravovaného materiálu:

$$h' = \frac{2}{3}H \quad (\text{viz. lit. [5]}) \quad (6.1)$$

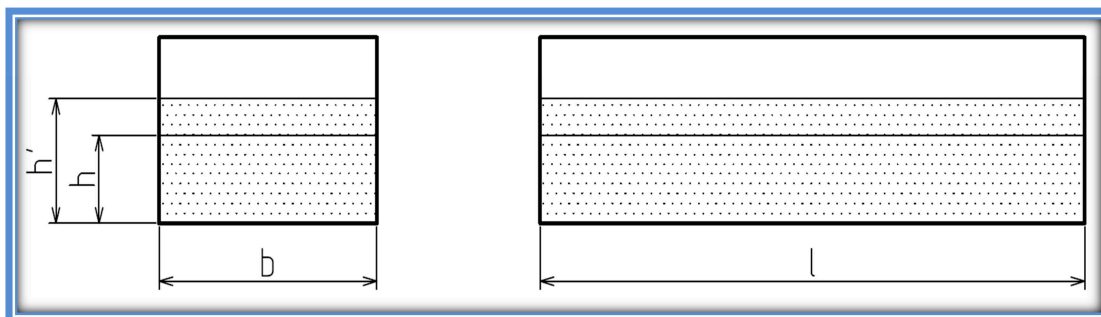
$$h' = \frac{2}{3} \cdot 0,15 = 0,1 [m]$$

Maximální dopravní výkon podavače:

$$Q' = 3,6 \cdot b \cdot h' \cdot v \cdot \rho_s \cdot \psi \quad (6.2)$$

$$Q' = 3,6 \cdot 0,4 \cdot 0,1 \cdot 0,3 \cdot 700 \cdot 0,7$$

$$Q' = 21,168 [t \cdot h^{-1}]$$

6.1. Hmotnost materiálu na žlabu

Obr. 14: Schéma pro výpočet hmotnosti materiálu na žlabu [1]

Hmotnost materiálu na žlabu při výšce h :

$$m_{11} = b \cdot h \cdot l \cdot \rho_s \cdot \psi \quad (6.3)$$

$$m_{11} = 0,4 \cdot 0,071 \cdot 2,2 \cdot 700 \cdot 0,7$$

$$m_{11} = 30,615 \text{ [kg]}$$

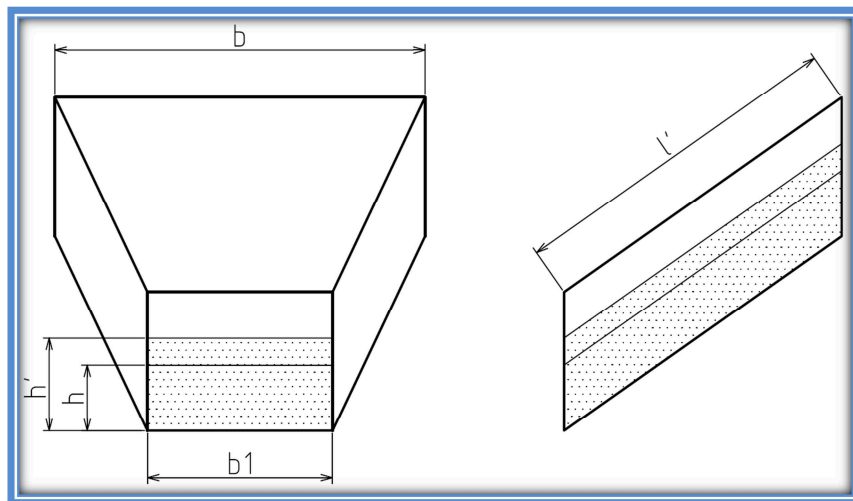
Hmotnost materiálu na žlabu při výšce h' :

$$m_{12} = b \cdot h' \cdot l \cdot \rho_s \cdot \psi \quad (6.4)$$

$$m_{12} = 0,4 \cdot 0,1 \cdot 2,2 \cdot 700 \cdot 0,7$$

$$m_{12} = 43,12 \text{ [kg]}$$

6.2. Hmotnost materiálu na výsypce



Obr. 15: Schéma pro výpočet materiálu na výsypce [1]

Hmotnost materiálu na výsypce při výšce h :

$$m_{21} = \frac{(b + b_1) \cdot l'}{2} \cdot h \cdot \rho_s \cdot \psi \quad (6.5)$$

$$m_{21} = \frac{(0,4 + 0,2) \cdot 0,366}{2} \cdot 0,071 \cdot 700 \cdot 0,7$$

$$m_{21} = 3,820 \text{ [kg]}$$

Hmotnost materiálu na výsypce při výšce h' :

$$m_{22} = \frac{(b + b_1) \cdot l'}{2} \cdot h' \cdot \rho_s \cdot \psi \quad (6.6)$$

$$m_{22} = \frac{(0,4 + 0,2) \cdot 0,366}{2} \cdot 0,1 \cdot 700 \cdot 0,7$$

$$m_{22} = 5,380 \text{ [kg]}$$

6.3. Celková hmotnost materiálu na podavači

Celková hmotnost materiálu při výšce h :

$$m_{M1} = m_{11} + m_{21} \quad (6.7)$$

$$m_{M1} = 30,615 + 3,82$$

$$m_{M1} = 34,435 \text{ [kg]}$$

Celková hmotnost materiálu při výšce h' :

$$m_{M2} = m_{12} + m_{22} \quad (6.8)$$

$$m_{M2} = 43,12 + 5,38$$

$$m_{M2} = 48,500 \text{ [kg]}$$

7. Volba budiče kmitů

7.1. Výpočet potřebného příkonu vibromotoru

Bezpečnostní koeficient:

Tento koeficient uvažuje do výpočtů s nezahrnutými odpory a setrvačnými silami. Větší hodnoty se volí pro hmotnější konstrukce a podavače s vyššími frekvencemi kmitání.

$$k_b = (1,05 \div 2,5) \quad (\text{viz.lit.}[1]) \quad (7.1)$$

$$\text{Zvoleno: } k_b = 2 \text{ [-]}$$

Specifický odpor žlabu:

$$w = (1,2 \div 1,5) \quad (\text{viz.lit.}[1]) \quad (7.2)$$

$$\text{Zvoleno: } w_1 = 1,5 \text{ [-]}$$

Celkový potřebný příkon obou vibromotorů:

$$P_C = k_b \cdot \frac{Q \cdot g \cdot L \cdot w \pm h_z}{3,6 \cdot 1000 \cdot \eta} \quad (\text{viz.lit.}[1]) \quad (7.3)$$

$$P_C = 2 \cdot \frac{15 \cdot 9,81 \cdot 2,5 \cdot 1,5 \pm 0}{3,6 \cdot 1000 \cdot 0,68}$$

$$P_C = 0,451 \text{ [kW]}$$

η ... účinnost vibromotoru

h_z ...výškové převýšení podavače – z důvodu vodorovného podavače je i přes skloněnou výšypku počítáno s výškou $h_z = 0 \text{ [m]}$

Potřebný příkon jednoho vibromotoru:

$$P' = \frac{P_c}{n_2} \quad (7.4)$$

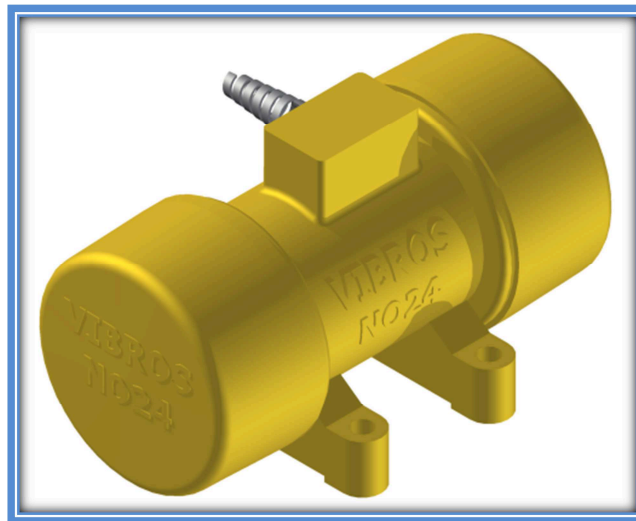
$$P' = \frac{0,451}{2}$$

$$P' = 0,226 \text{ [kW]}$$

n_2 ...Počet použitých vibromotorů

7.2. Volba vibromotoru

Podle zvolené frekvence kmitání a potřebného příkonu byly zvoleny vibromotory od firmy VIBROS s.r.o. Tyto vibromotory jsou vybaveny vestavným elektromotorem firmy SIEMENS.



Obr. 16: Vibromotor Vibros NO24 [2]

Označení vibromotoru	NO24
Typ elektromotoru	Čtyřpólový asynchronní
Synchronní otáčky	$n_s = 1500 \text{ [min}^{-1}\text{]}$
Nominální otáčky	$n = 1410 \text{ [min}^{-1}\text{]}$
Napájecí napětí	$U' = 3 \times 400 \text{ [V]}$
Příkon	$P = 0,37 \text{ [kW]}$
Maximální odstředivá síla	$F_{od} = 5525 \text{ [N]}$
Statický moment	$B_o = 224 \text{ [kg} \cdot \text{mm]}$
Hmotnost	$m = 26 \text{ [kg]}$
Účinnost	$\eta = 0,68 \text{ [-]}$

7.3. Kontrola budiče kmitů

Pro kontrolu zvoleného pohonu je nejdříve nutné vypočítat tzv. ekvivalentní hmotnost žlabu s dopravovaným materiálem. Při dopravě mikrovrhem je při kmitání žlabu materiál částečně ve vznosu a nepůsobí celou svou tíhou na žlab. Hmotnost která neuvažuje s tímto materiálem je nazvána již zmíněnou ekvivalentní hmotností.

Celková hmotnost žlabu se dvěma vibromotory:

$$m_z = 169,820 \text{ [kg]} \quad (\text{Odečteno z programu Autodesk Inventor 2012})$$

Poměrná doba vrhu:

$$t_v = \frac{\varphi_B - \varphi_L}{2\pi} = \frac{\omega t_B - \omega t_L}{2\pi} \quad (\text{viz.lit.[6]}) \quad (7.5)$$

$$t_v = \frac{147,655 \cdot 0,041431 - 147,655 \cdot 0,002472}{2\pi}$$

$$t_v = 0,9155374 \text{ [s]}$$

Ekvivalentní hmotnost:

$$m_e = [m_z^2 \cdot t_v + (m_z + m_{M2})^2 \cdot (1 - t_v)]^{\frac{1}{2}} \quad (\text{viz.lit.[6]}) \quad (7.6)$$

$$m_e = \sqrt{[169,820^2 \cdot 0,9155374 + (169,820 + 48,5)^2 \cdot (1 - 0,9155374)]}$$

$$m_e = 174,439 \text{ [kg]}$$

Kontrola zvoleného pohonu spočívá v určení potřebného statického momentu budiče pro dosažení zvolené amplitudy při vypočtené ekvivalentní hmotnosti. Statický moment je vyjádřen součinem hmotnosti nevyvážek budiče a vzdálenosti těžiště těchto nevyvážek od osy otáčení.

Potřebný statický moment obou vibromotorů:

$$B = m_e \cdot a \quad (\text{viz.lit.[6]}) \quad (7.7)$$

$$B = 174,439 \cdot 2,520 \cdot 10^{-3}$$

$$B = 439,586 \text{ [kg} \cdot \text{mm]}$$

Potřebný statický moment jednoho vibromotoru:

$$B'_o = \frac{B}{2} \quad (7.8)$$

$$B'_o = \frac{439,586}{2}$$

$$B'_o = 219,793 \text{ [kg} \cdot \text{mm]}$$

Porovnání potřebného statického momentu vibromotoru se skutečným:

$$B_o > B'_o \quad (7.9)$$

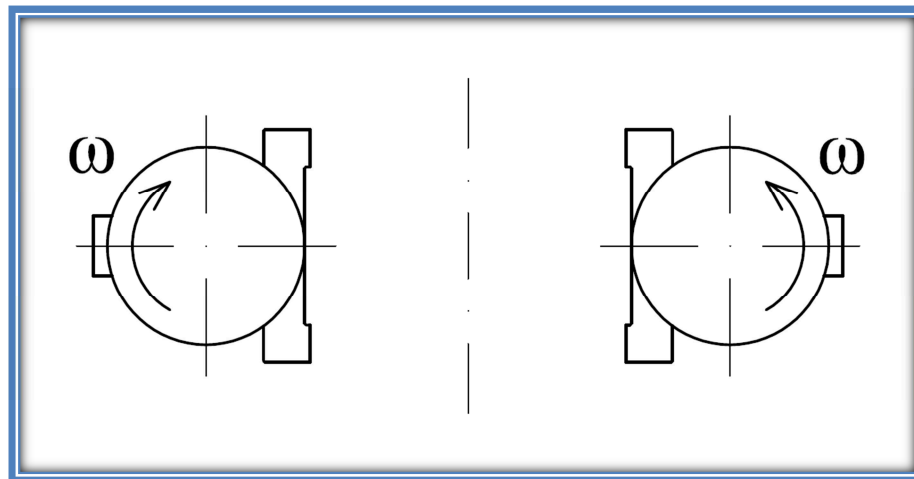
$$224 > 219,793$$

Zvolený pohon vyhovuje.

7.4. Umístění vibromotorů

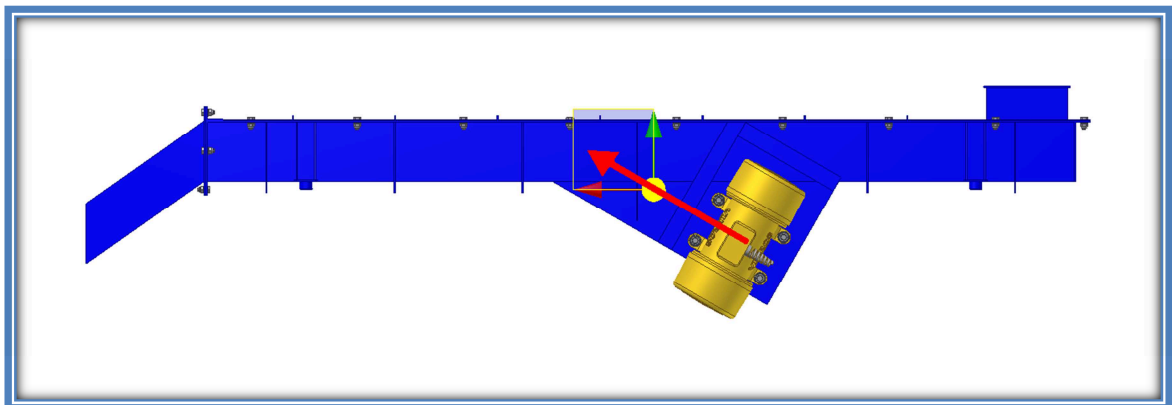
Pro správnou funkci podavače je nutné vhodně umístit budič kmitu, v tomto případě dvojici vibromotorů VIBROS NO24.

První podmínkou správné funkce je zajištění usměrněných přímočarých kmitů vzniklých protisměrnou rotací vibromotorů (obr.17).



Obr. 17: Vznik přímočarých kmitů [1]

Druhou důležitou podmínkou je umístit vibromotory tak, aby budící síla svírala s horizontální osou požadovaný úhel vrhu α a zároveň procházela těžištěm samotného žlabu. Toto těžiště bylo určeno pomocí programu Autodesk Inventor 2012.



Obr. 18: Umístění motorů [6]

8. Volba pružin

Žlab bude umístěn na čtyřech tlačných pružinách upevněných na čepech, na kterých budou držet vlivem působení vlastní tíhy a tření.

8.1. Výpočet potřebné tuhosti pružin

Pro tento výpočet je důležité určit, ve které oblasti bude stroj kmitat. Bylo zvoleno, že stroj bude pracovat nad rezonancí s koeficientem naladění z .

Koeficient naladění:

$$z = (1 \div 5) \quad (\text{viz. lit. [2]}) \quad (8.1)$$

Zvoleno: $z = 3 [-]$

Koeficient naladění vyjadřuje poměr pracovní frekvence stroje k jeho vlastní frekvenci.

$$z = \frac{\omega}{\Omega_0} \quad (\text{viz. lit. [2]}) \quad (8.2)$$

Vlastní frekvence stroje:

Jelikož se jedná o vlastní frekvenci stroje v pracovním režimu, uvažuje se u tohoto výpočtu se zaplněným žlabem, tzn. s ekvivalentní hmotností.

$$\Omega_0 = \sqrt{\frac{K'}{m_e}} \quad (\text{viz. lit. [2]}) \quad (8.3)$$

Předběžná celková tuhost pružin:

Po dosazení vztahu (4.2) a (8.2) do (8.2) byla vyjádřena celková potřebná tuhost pružin K' :

$$3 = \frac{2\pi f}{\sqrt{\frac{K'}{m_e}}}$$

$$K' = \left(\frac{2\pi f}{3}\right)^2 \cdot m_e \quad (8.4)$$

$$K' = \left(\frac{2\pi \cdot 23,5}{3}\right)^2 \cdot 174,439$$

$$K' = 422567,936 [N \cdot m^{-1}]$$

$$K' = 422,568 [N \cdot mm^{-1}]$$

Předběžná tuhost jedné pružiny:

$$k' = \frac{K'}{n_p} \quad (8.5)$$

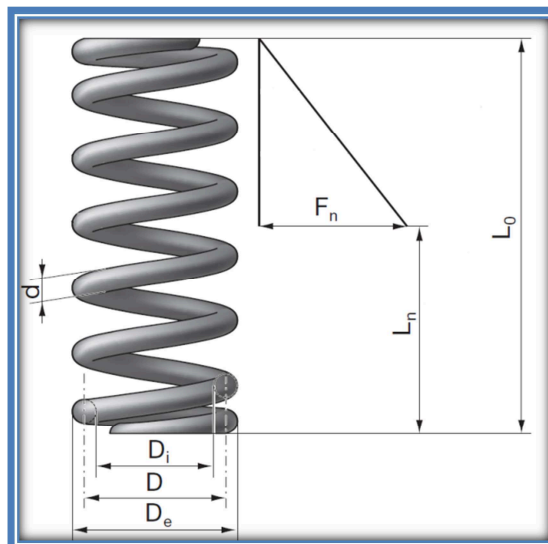
$$k' = \frac{422,568}{4}$$

$$k' = 105,642 \text{ [N} \cdot \text{mm}^{-1}\text{]}$$

n_p ...počet použitých tlačných pružin

8.2. Volba pružin

Z katalogu pružin firmy HENNLICH INDUSTRIETECHNIK byly zvoleny čtyři tlačné pružiny vyrobené z pružinové oceli s tuhostí nejbližší vypočtené tuhosti k' .



Obr. 19: Schématický obrázek zvolené pružiny [3]

Průměr drátu	$d = 8 \text{ [mm]}$
Vnější průměr pružiny	$D_e = 48 \text{ [mm]}$
Vnitřní průměr pružiny	$D_i = 32 \text{ [mm]}$
Střední průměr pružiny	$D = 40 \text{ [mm]}$
Délka pružiny ve volném stavu	$L_0 = 90 \text{ [mm]}$
Délka pružiny ve stavu plně zatíženém	$L_n = 65,7 \text{ [mm]}$
Tuhost pružiny	$k = 118,69 \text{ [N} \cdot \text{mm}^{-1}\text{]}$

8.3. Kontrola pružin

Při kontrole pružin je počítáno s maximální hmotností kmitající soustavy. Ve výpočtech není uvažováno s ekvivalentní hmotností, ale se skutečnou hmotností skládající se z hmotnosti žlabu s vibromotory a hmotností materiálu při maximálním možném zaplnění žlabu. Kontrola vychází z porovnání maximálního dovoleného stlačení pružiny se skutečným.

V následujících výpočtech je pro zjednodušení předpokládáno rovnoměrně rozložené zatížení pružin.

Statické zatížení:

$$F_s = \frac{(m_z + m_{M2}) \cdot g}{4} \quad (8.6)$$

$$F_s = \frac{(169,820 + 48,5) \cdot 9,81}{4}$$

$$F_s = 535,43 [N]$$

Dynamické zatížení:

$$F_{dyn} = k \cdot a_y = k' \cdot a \cdot \sin \alpha \quad (8.7)$$

$$F_{dyn} = k \cdot a_y = 118690 \cdot 2,520 \cdot 10^{-3} \cdot \sin 30^\circ$$

$$F_{dyn} = 149,549 [N]$$

a_y ...svislá složka amplitudy

Celkové zatížení:

$$F = F_{s2} + F_{dyn} \quad (8.8)$$

$$F = 535,43 + 149,549$$

$$F = 684,979 [N]$$

Délka stlačení pružiny při maximálním zatížení:

$$x = \frac{F}{k} \quad (8.9)$$

$$x = \frac{684,979}{118,69}$$

$$x = 5,771 [mm]$$

Porovnání maximálního možného stlačení pružiny se skutečným:

$$L_0 - L_n > x \quad (8.10)$$

$$90 - 65,7 > 5,771$$

$$24,3 > 5,771$$

L_0 ...*délka pružiny ve volném stavu*

L_n ...*délka pružiny ve stavu plně zatíženém*

Zvolená pružina vyhovuje, mezi skutečným a maximálním možným stlačením pružiny je dostatečná rezerva i pro rozběh a doběh, kdy může amplituda nabýt několikanásobné velikosti.

9. Brždění doběhu

Při rozběhu a doběhu vibromotoru přechází pracovní frekvence přes vlastní frekvenci a dochází k rezonanci. U nadrezonančního naladění stroje se jedná o nepříznivý děj, při kterém se výrazně zvýší amplituda a mohla by se poškodit vlastní konstrukce dopravníku, pružiny a nebo přípojné hermetizační prvky. Při rozběhu je doba přechodu přes vlastní frekvenci velmi nízká z důvodu rychlého náběhu elektromotoru, nepříznivé účinky způsobené rezonancí jsou tak minimální. Oproti tomu u doběhu stroje se po vypnutí vibromotoru nevyvážky otáčejí dále vlivem setrvačných sil, doběh je tudíž velmi pomalý a tím dochází k rezonančním jevům. Zabránění nepříznivých účinků se provádí pomocí vhodných brzdících prvků.

9.1. Určení vlastních frekvencí stroje

9.1.1. Určení vlastní frekvence stroje – početní metoda

Jelikož se doběh podavače bude realizovat bez materiálu, je uvažováno pouze s hmotností žlabu m_z .

Celková tuhost použitých pružin:

$$K = k \cdot n_p \quad (9.1)$$

$$K = 118,690 \cdot 4$$

$$K = 474,760 [N \cdot mm]$$

$$K = 474760 [N \cdot m]$$

Vlastní kruhová frekvence kmitání:

$$\Omega_0 = \sqrt{\frac{k}{m_z}} \quad (9.2)$$

$$\Omega_0 = \sqrt{\frac{474760}{169,820}}$$

$$\Omega_0 = 52,874 [s^{-1}]$$

Vlastní frekvence žlabu :

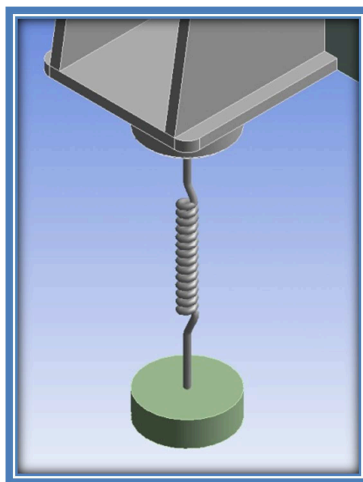
$$f' = \frac{\Omega_0}{2\pi} = \frac{52,874}{2\pi} \quad (9.3)$$

$$f' = 8,415 [Hz]$$

9.1.2. Určení vlastní frekvence stroje – metoda konečných prvků

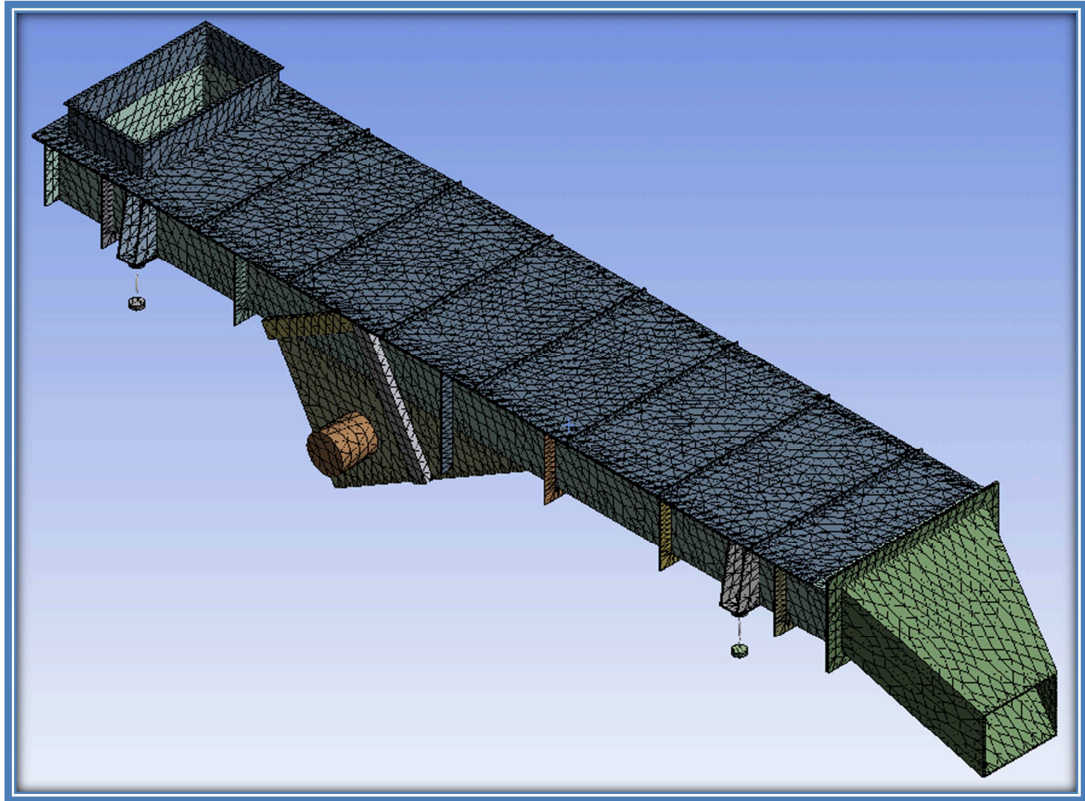
Pro zjištění dalších možných vlastních frekvencí, při kterých by mohlo docházet k rezonančním jevům byla provedena modální analýza pomocí metody konečných prvků v programu Ansys Workbench 14. Model žlabu byl importován z programu Autodesk Inventor 2012 a před samotným výpočtem bylo nutné pro zjednodušení provést několik jeho úprav. Byly odstraněny všechny spojovací součásti a vibromotory nahrazeny válci, kterým byla přiřazena hmotnost rovnající se skutečné hmotnosti vibromotorů.

Pod čepy pro uchycení pružin byly vymodelovány podložky (malé válečky) ve vzdálenosti určené délkou pružin, kterými je simulována podstava podavače. Na jejich spodní stranu byla aplikována pevná vazba (Fixed Support) a se samotným žlabem byly propojeny se pomocí připojovací funkce nahrazující pružinu (Spring) s tuhostí odpovídající pružinám zvoleným.



Obr. 20: Detail připojení [5]

K výpočtu byla vygenerována síť tvořená z pravidelných čtyřstěnů (Tetrahedrons) s velikostí prvku 25 mm. Výsledná síť se skládá ze 185586 prvků sbíhajících se v 89494 uzlech.

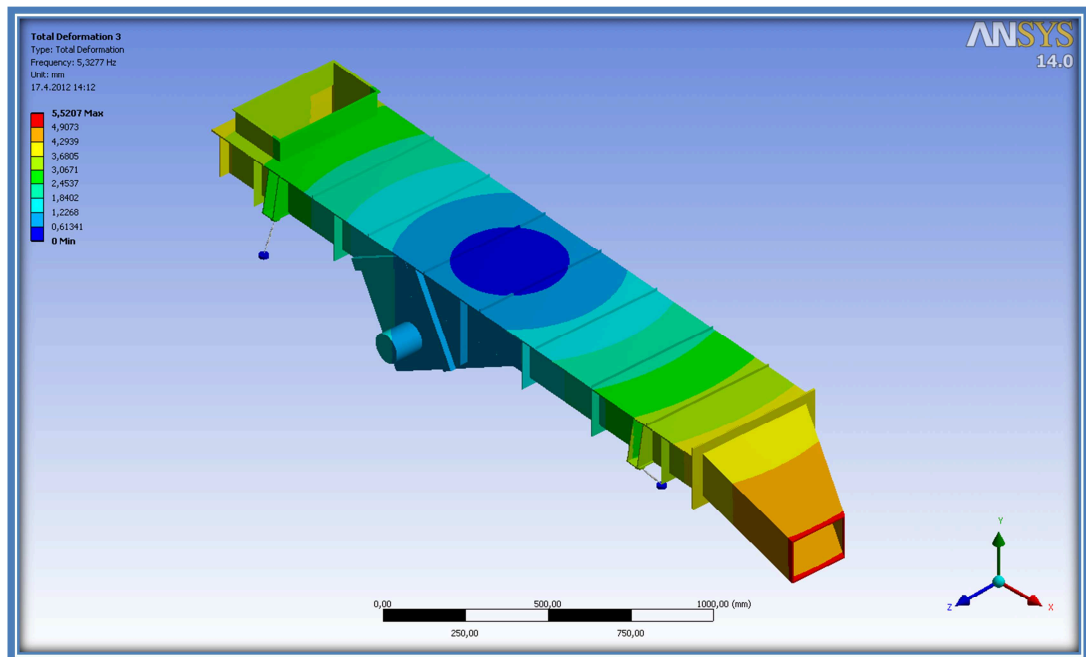


Obr. 21: Vygenerovaná síť [5]

Výpočtem byly určeny tyto vlastní frekvence:

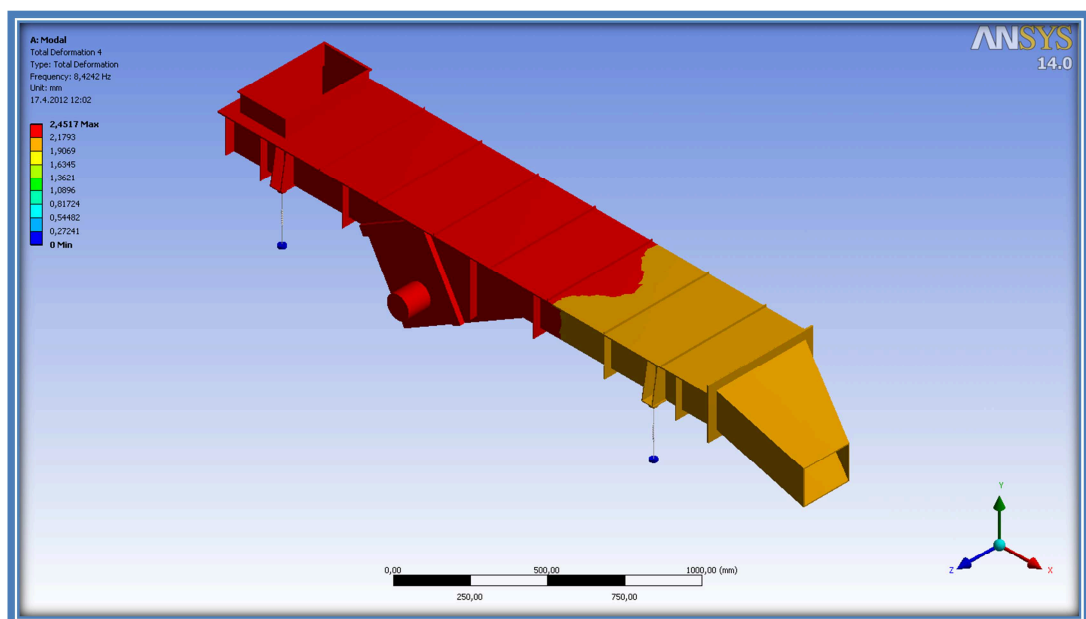
Mode	Frequency [Hz]
1	5,3277
2	8,4242
3	30,523
4	46,474

Při první vlastní frekvenci 5,3277 [Hz] dochází k mírnému rozkmitání kolem pomyslného středu žlabu, který je na obr.22 znázorněn tmavě modrou barvou.



Obr. 22: Výsledek modální analýzy při první vlastní frekvenci [5]

Druhá vlastní frekvence je 8,4242 [Hz], což odpovídá vlastní frekvenci určené početní metodou (viz. 9.3). Při této frekvenci se žlab nadměrně rozkmitá ve svislé ose Y.



Obr. 23: Výsledek modální analýzy při druhé vlastní frekvenci [5]

Jelikož pracovní frekvence stroje je 23,5 [Hz] tak dalších vlastních frekvencí určených touto analýzou již nedosahuje a nejsou proto brány v úvahu.

9.2. Způsob brždění

Bylo použito stejnosměrného brždění, které je realizováno připojením stejnosměrného proudu ke statoru asynchronního elektromotoru, rotor je pak brzděn vzniklým magnetickým polem. To zajistí dostatečně rychlé zastavení nevyvážků vibromotorů a tedy i rychlý a klidný doběh stroje.

Z katalogu výrobce VIBROS s.r.o byl zvolen blok stejnosměrného brždění (*dále jen BSB*). Tato volba závisí na maximálním příkonu vibromotoru a způsobu zapojení. Byla zvolena možnost připojení obou vibromotoru na jeden BSB a z doporučení výrobce zvolen modul brždění s označením **BSB16**.



Obr. 24: Blok stejnosměrného brždění [4]

Tento modul umožňuje nastavitelnou dobu doběhu od 2 do 10 vteřin, která se nastavuje pomocí přídavného časového relé. Při zastavování se motor nadměrně zahřívá, proto by počet cyklů zastavení neměl přesáhnout dovolenou mez maximálních 30 cyklů za hodinu.

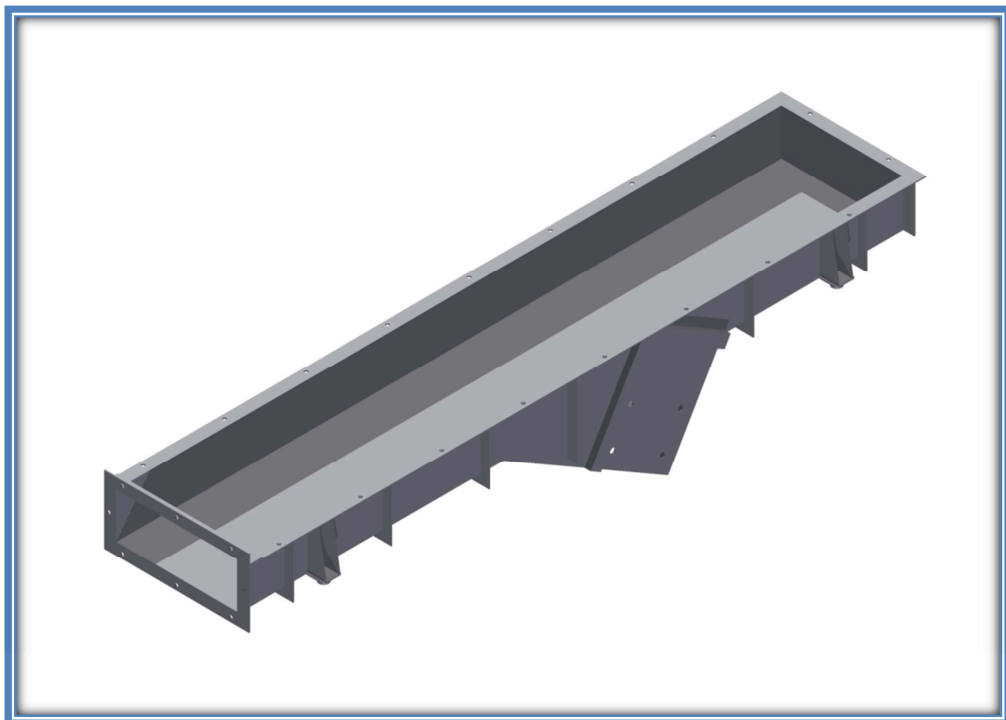
10. Technický popis

10.1. Žlab

Vlastní konstrukce žlabu tvoří jeden ucelený díl, vyrobený svařováním ocelových plechů z běžné konstrukční oceli třídy 11 523. Tato ocel zaručuje svařitelnost a je vhodná pro konstrukci strojů namáhaných jak staticky, tak dynamicky.

Pro hlavní část žlabu je použit plech o tloušťce 4 [mm]. Skládá se tedy ze tří k sobě přivařených plechů, tak aby vytvořily hlavní část žlabu tvaru širokého písmene U, který je

na jednom konci uzavřený dalším příčným plechem. Na opačné straně je žlab opatřen přírubou z ocelových plochých tyčí o tloušťce 4 [mm] do kterých je vyvrtáno osm děr o průměru 11 [mm] pro uchycení výsypky pomocí šroubů M10. Kolem celé horní hrany žlabu je přivařena další obruba opět z této ploché tyče s 18 dírami průměru 11 [mm], pro montáž horního krytu s násypným otvorem pomocí šroubů M10. Pro vyztužení a celkové zvýšení tuhosti žlabu jsou přivařeny žebra, konkrétně pět těchto žeber složených ze tří kusů plochých tyčí svařených tak, aby vytvořily tvar širokého písmene U a kopírovaly vnější profil žlabu. Tyto žebra jsou umístěny vhodně po celé délce žlabu.



Obr.: Žlab podavače [6]

K tomuto žlabu je zesponu přichycena konstrukce pro upevnění vibromotorů, skládá se ze dvou bočních plechů tloušťky 4 [mm] ve tvaru pravoúhlého trojúhelníka do kterých jsou vyvrtány čtyři díry průměru 18 [mm] vhodně umístěny pro přišroubování vibromotorů. Na obou odvěsnách jednotlivých plechů jsou pro výztuhu podélně umístěny tenkostěnné ocelové profily čtvercového průřezu ISO 4019 25x25x2, které byly použity i pro příčné vyztužení, které je uskutečněno pomocí čtyř těchto profilů. Z důvodu buzení pomocí nevyvážených hmot by mohlo docházet ke značným deformacím plechů, ve chvíli kdy budící síla směřuje kolmo ke směru kmitání. Pro zamezení těchto deformací bylo použito další vyztužení, pomocí ocelové trubky o průměru 120 [mm] umístěné do středu

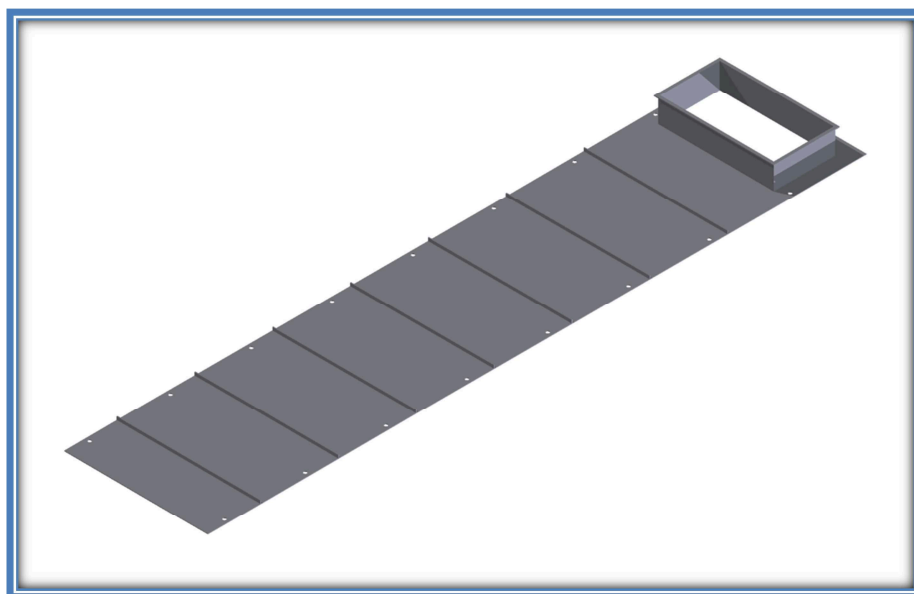
pomyslného obdélníka tvořeného dírami k uchycení vibromotorů. Další výztuhou je ještě jedna menší trubka o průměru 60 [mm] která se nachází v přední části této konstrukce

Po svaření těchto dvou konstrukcí, jsou vzájemně vyztuženy. Nad místem, kde bude upevněn motor jsou z obou stran navařeny dva U profily DIN 1026 40x20 tak, že vytvoří nad vibromotory tvar obráceného písmene V. Před touto výztuhou jsou dále navařeny ploché tyče pro zvýšení celkové tuhosti.

Uložení žlabu na pružiny je realizováno pomocí čepů, na které jsou pružiny nasazeny a drží zde díky působení vlastní tíhy žlabu. Tyto čepy jsou upevněny na čtvercových podložkách, které jsou přivařeny ke konstrukci žlabu a vyztuženy dvěma zkosenými žebry.

10.2. Kryt s násypným otvorem

Pro minimalizaci prášení materiálu při provozu stroje je žlab opatřen krytem, který byl pro ulehčení celé konstrukce vyroben z plechu o tloušťce 2 [mm] vyztuženého sedmi příčnými žebry, tvořenými plechy tloušťky 3 [mm] do výšky 10 [mm] které jsou k němu přivařeny. Po obvodu je vyvrtáno 18 děr o průměru 11 [mm], které slouží k upevnění krytu ke žlabu pomocí šroubů ISO 4017 M10 zajištěnými pojistnými maticemi ISO 7040 M10. V místě násypu materiálu do podavače je vypálen otvor o velikosti 200x380 [mm] kolem kterého je přivařen lem do výšky 80 [mm], opatřen malou obrubou. Pro srovnání nerovností a zároveň utěsnění je mezi žlab a horní kryt vloženo gumové těsnění o tloušťce 2 [mm].



Obr. 25: Kryt podavače [6]

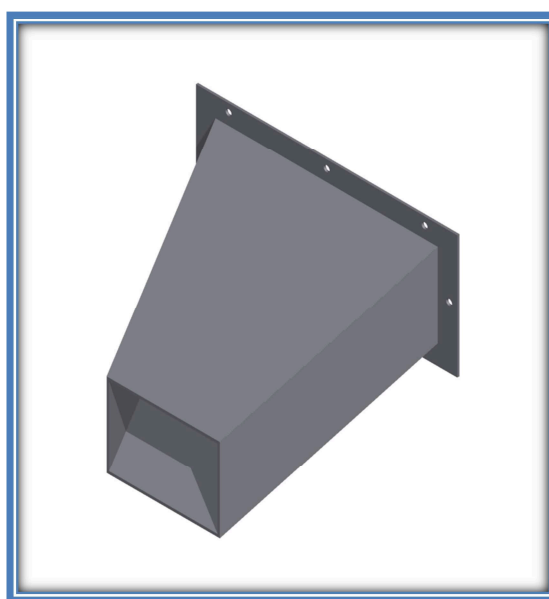
Výše zmíněná obruba je určena k přichycení hermetizační textilie, která je přes ni navléknuta a zajištěna hadicovou sponou (Obr.11) od firmy Anox. Tato spona je vyrobena z nerezové oceli a dodávána jako nekonečný pás pro přizpůsobení k potřebným velikostem.



Obr. 26: Hadicová spona [11]

10.3. Výsyпка

Výsyпка je složena ze čtyř k sobě přivařených ocelových plechů tloušťky 4 [mm]. Dva z těchto plechů jsou vyřezány do tvaru rovnoramenného lichoběžníku a tvoří horní a dolní část výsycky. Boční plechy jsou vyřezány jako kosodélník, pro zajištění požadovaného úhlu sklonu výsycky. Po přivaření těchto plechů k sobě je na stranu většího otvoru přivařena příruba do které je vyvrtaných osm děr o průměru 12 [mm] pro uchycení ke žlabu pomocí šroubů ISO 4017 M10 a zajištěnými pojistnými maticemi.

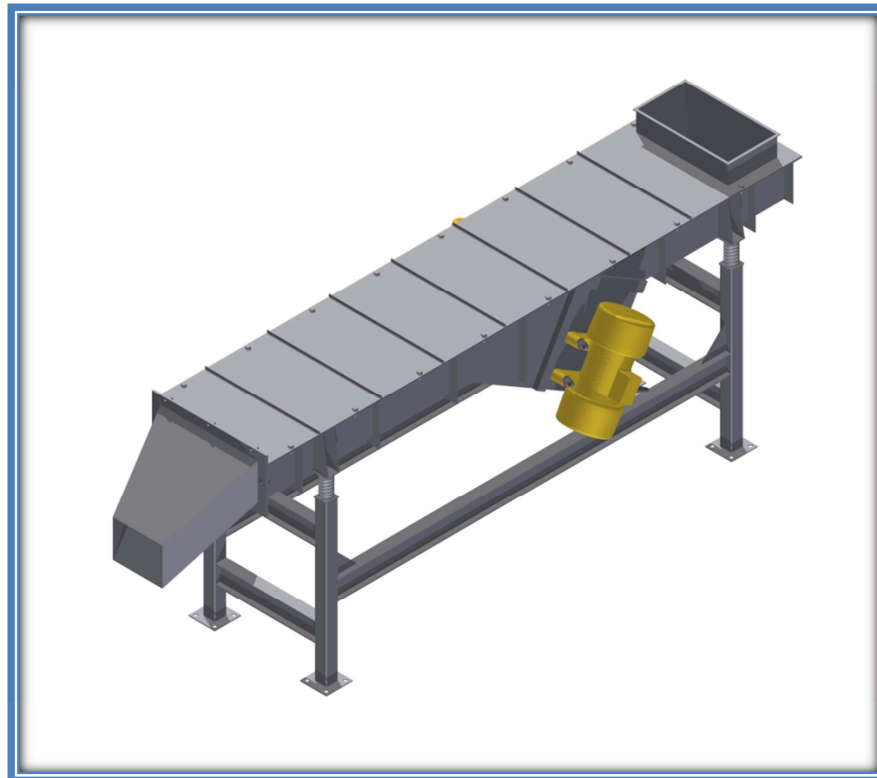


Obr. 27: Výsyпка [6]

10.4. Podstavec

Hlavní nosnou část podstavce tvoří čtyři tenkostěnné čtvercové profily ISO 657-14 50x50x2,5, které mají na spodní straně přivařeny čtvercové plechy s vyvrtanými čtyřmi dírami průměru 14 [mm] pro uchycení k zemi. Na opačné straně těchto profilů jsou na čtvercovém plechu opět přivařeny čepy o průměru 32 [mm] a výšce 20 [mm] pro nasazení pružin. Podélné a příčné propojení a zároveň vyztužení těchto nosných prvků je tvořeno I-profilů DIN 1025 IPE 80. Delší, podélné vyztužení je složeno z I-profilů umístěných ve středu výšky čtvercového profilu. Na horní straně místa připojení jsou ve vzniklých rozích přivařeny plechy ve tvaru trojúhelníku pro zajištění dokonalejší stability. Takto vzniklé dvě konstrukce jsou propojeny na každé straně dvěma kratšími I profily.

Po výrobě všech těchto částí bude spojena vlastní konstrukce žlabu s krytem a výsypkou pomocí příslušných šroubových spojů. K této celkové konstrukci jsou upevněny oba vibromotory pomocí spojovacích prostředků doporučenými výrobcem vibromotorů. Doporučuje použití pevnostních šroubů ISO 4014 8.8 M16, plochých podložek ISO 7090 a samojistných matic s plastovou vložkou ISO 7090 M16. Celá tato konstrukce je následně umístěna na tlačných pružinách nacházejících se na čepech podstavce.



Obr. 28: Celá konstrukce podavače [6]

11. Závěr

Dle zadání byla zpracována rešerše současného stavu dopravy pomocí vibračních dopravníků a následný návrh vibračního podavače pro dopravu hnědého kusového uhlí, který je zabudován do technologického uzlu mezi zásobník a pásový dopravník odvádějící materiál do dalších prvků systému. Po uvážení všech možností byl zvolen vodorovný vibrační podavač dopravující materiál pomocí mikrovrhu poháněný dvojicí vibromotorů. Tyto vibromotory pracují na frekvenci 23,5 [Hz] a po zvolení základních parametrů jako jsou úhel vrhu a vhodný technologický součinitel byla vypočtena amplituda kmitání 2,52 [mm] a stanovena postupová rychlost materiálu 0,3 [m·s⁻¹]. Na základě této rychlosti byly upraveny některé funkční rozměry a vypočítán maximální možný dopravní výkon podavače. Pro správný výběr vibromotorů, byl proveden výpočet předběžného potřebného příkonu, podle kterého byl zvolen vibromotor od firmy VIBROS s označením NO 24, který byl následně zkontrolován porovnáním potřebného statického momentu se skutečným statickým momentem vibromotorů. Po zvolení vibromotorů, byla v programu Autodesk Inventor 2012 odečtena celková hmotnost celého podavače pro navržení vhodných pružin. Bylo zvoleno nadrezonanční naladění stroje s koeficientem naladění $z = 3$ [-] a díky této hodnotě byla určena předběžná tuhost pružin, podle které jsou z katalogu vybrány pružiny s nejbližší tuhostí o hodnotě 118,69 [N·mm⁻¹]. Po součtu statického a dynamického zatížení bylo vypočteno maximální stlačení pružin 5,771 [mm], které je několikrát nižší než stlačení dovolené, zvolené pružiny tudíž vyhovují. V posledním kroku byla provedena modální analýza metodou konečných prvků, pro zjištění vlastních frekvencí stroje a zvolení vhodného způsobu brždění vibromotorů pomocí bloku stejnosměrného brždění BSB16 od firmy VIBROS. Součástí práce je také výkresová dokumentace, která obsahuje sestavný výkres podavače a výkres koncepčního návrhu celého technologického uzlu.

Navrženým podavačem je možno dopravovat materiály o kusovitosti 0-40 [mm] při dopravním výkonu 21,1 [t/h]. Tento podavač dovoluje dopravit množství materiálu až o 40 [%] větší než bylo požadováno v zadání, z důvodu možného zvýšení potřebného dopravního výkonu do budoucna.

Poděkování

Závěrem bych rád poděkoval doc. Ing. Aleši Slívovi, Ph.D. a Ing. Kamilu Skácelovi za cenné rady při řešení této bakalářské práce.

Seznam použitých zdrojů

Použitá literatura

- (1) PEŠAT, Zdeněk. *Manipulace s materiálem v hutích: určeno pro posl. 4. roč. fak. strojní*. 1. vyd. Ostrava: Vysoká škola báňská, 1992, 165 s. ISBN 80-707-8107-6.
- (2) POLÁK, Jaromír, Karel BAILOTTI, Jiří PAVLIŠKA a Leopold HRABOVSKÝ. *Dopravní a manipulační zařízení II*. 1. vyd. Ostrava: VŠB - Technická univerzita Ostrava, 2003, 104 s. ISBN 80-248-0493-X.
- (3) DRAŽAN, František, Věra VOŠTOVÁ, Karel JEŘÁBEK a Milan BRAND. *Teorie a stavba dopravníků*. první vydání. Praha: České vysoké učení technické, 1983.
- (4) PATRMAN, František. *Zařízení úpraven*. Ostrava: Ediční středisko vysoké školy báňské, 1958.
- (5) PATRMAN, František. *Doprava v hutích*. Ostrava: Ediční středisko VŠB, 1970.
- (6) MARTÍNEK, Petr. *Transportní zařízení: Řešené příklady : Určeno pro posl. 4. roč. FS*. 1. vyd. Ostrava: Vysoká škola báňská, 1993, 109 s. ISBN 80-707-8165-3.
- (7) *Dynamika strojov: Vysokoškolská učebnica pre strojnícke fakulty vysokých škol*. 1. vyd. Bratislava: Alfa, 1991, 474 s. Edícia strojárскеj literatúry. ISBN 80-050-0756-6.
- (8) LEINVEBER, Jan. *Strojnické tabulky: pomocná učebnice pro školy technického zaměření*. 2. dopl. vyd. Úvaly: ALBRA, 2005, 907 s. ISBN 80-7361-011-6.
- (9) JASAŇ, Vincent, Juraj KOŠÁBEK a Norbert SZUTTOR. *Teória dopravných a manipulačných zariadení*. 1. vyd. Bratislava: Alfa, 1989, 374 s. ISBN 80-050-0125-8.

Použité obrázky

- [1] Obrázek vytvořen autorem v programu Autodesk AutoCad 2012.
- [2] *Vibros s.r.o* [online]. [cit. 2012-04-25]. Dostupné z: <http://www.vibros.cz/prilozne-vibratory/no-na-24/>
- [3] *Anox.cz* [online]. [cit. 2012-04-25]. Dostupné z: http://www.pkservis.com/data/web/upload/29_hennlich/katalog-pruziny-hennlich.pdf
- [4] *Vibros s.r.o* [online]. [cit. 2012-04-25]. Dostupné z: <http://www.vibros.cz/ke-stazeni/>
- [5] Obrázek pořízen autorem v program Ansys 14
- [6] Obrázek pořízen autorem v programu Autodesk Inventor 2012

- [7] *DSP Přerov* [online]. [cit. 2012-04-25]. Dostupné z: <http://www.dspprerov.cz/nase-vyrobky/podavace/vibracni-podavace-vpl.html>
- [8] *Teknamotor* [online]. [cit. 2012-04-25]. Dostupné z: <http://www.teknamotor.co.uk/index.php?tekna=transp2a>
- [9] *Directindustry.com* [online]. [cit. 2012-04-25]. Dostupné z: <http://www.directindustry.com/prod/jvm-antriebe/exciters-24130-59760.html>
- [10] *Vibros s.r.o* [online]. [cit. 2012-04-25]. Dostupné z: <http://www.vibros.cz/vibracni-stroje/dopravniky-a-podavace/>
- [11] *Anox.cz* [online]. [cit. 2012-04-25]. Dostupné z: <http://www.anox.cz/nekonecny-pas/>
- [12] *Crushing-mills.com* [online]. [cit. 2012-04-26]. Dostupné z: <http://www.crushing-mills.com/screening-conveyor/Belt-Conveyor-388.html>
- [13] *Crushing-mills.com* [online]. [cit. 2012-04-26]. Dostupné z: <http://www.silosystem.cz/cs/sila.php>
- [14] *Aef-hitachi.cz* [online]. [cit. 2012-04-26]. Dostupné z: <http://www.aef-hitachi.cz/produkty/frekvencni-menice/rada-mx2-wj200/>

Seznam výkresové dokumentace

Sestavný výkres vibračního podavače	ZAD0009-01-01
Koncepční návrh technologického uzlu	ZAD0009-01