



VYSOKÉ UČENÍ TECHNICKÉ V BRNĚ

BRNO UNIVERSITY OF TECHNOLOGY



FAKULTA STROJNÍHO INŽENÝRSTVÍ
ÚSTAV AUTOMOBILNÍHO A DOPRAVNÍHO
INŽENÝRSTVÍ

FACULTY OF MECHANICAL ENGINEERING
INSTITUTE OF AUTOMOTIVE ENGINEERING

VÁLEČKOVÝ GRAVITAČNÍ DOPRAVNÍK S ODEBÍRACÍ ZÓNOU

GRAVITY ROLLER CONVEYOR WITH UNLOADING SECTION

BAKALÁŘSKÁ PRÁCE

BACHELOR'S THESIS

AUTOR PRÁCE

AUTHOR

DALIBOR PLESNÍK

VEDOUCÍ PRÁCE

SUPERVISOR

doc. Ing. MIROSLAV ŠKOPÁN, CSc.

BRNO 2014

Vysoké učení technické v Brně, Fakulta strojního inženýrství

Ústav automobilního a dopravního inženýrství

Akademický rok: 2013/2014

ZADÁNÍ BAKALÁŘSKÉ PRÁCE

student(ka): Dalibor Plesník

který/která studuje v **bakalářském studijním programu**

obor: **Strojní inženýrství (2301R016)**

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 bakalářské práce:

Válečkový gravitační dopravník s odebírací zónou

v anglickém jazyce:

Gravity roller conveyor with unloading section

Stručná charakteristika problematiky úkolu:

Proved'te konstrukční návrh gravitačního dopravníku europalet s odebírací zónou a navrhnete dělicí mechanismus pro zachytávání a postupné uvolňování palet.

Základní technické parametry:

Hmotnost europalety 100 – 1000 kg

Rozměr europalety 800 x 1200 mm

Maximální půdorysný rozměr

naložené palety900 x 1300 mm

Rozsah sklonu dopravníku 2 až 5°

Počet palet na dopravníku 7 + 1 (v odebírací zóně)

Délka dopravníku dle počtu palet

Cíle bakalářské práce:

Kritická rešeršní studie gravitačních dopravníků určených k dopravě europalet včetně porovnání rozhodujících výrobců.

Nalezení optimálního konstrukčního řešení gravitačního dopravníku s odebírací zónou a dělicím mechanismem tak, aby bylo možné spolehlivě dopravovat, zachytávat a jednotlivě uvolňovat palety různých hmotností s určitým časovým zpožděním.

Seznam odborné literatury:

1. BIGOŠ, P., KULKA, J., KOPAS, M., MANTIČ, M.: Teória a stavba zdvíhacích a dopravných zariadení. TU v Košiciach, Strojnická Fakulta 2012, 356 s., ISBN 978-80-553-1187-6.
2. MYNÁŘ, B.: Dopravní a manipulační zařízení, elektronická skripta VUT v Brně, 2002
3. Firemní literatura

Vedoucí bakalářské práce: doc. Ing. Miroslav Škopán, CSc.

Termín odevzdání bakalářské práce je stanoven časovým plánem akademického roku 2013/2014.

V Brně, dne 11.11.2013

L.S.

prof. Ing. Václav Pištěk, DrSc.
Ředitel ústavu

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

Abstrakt

Bakalářská práce se zabývá nalezením optimálního konstrukčního řešení válečkového gravitačního dopravníku s odebírací zónou a dělicím mechanismem tak, aby bylo možné spolehlivě dopravovat, zachytávat a jednotlivě uvolňovat europalety různých hmotností s určitým časovým zpožděním.

Základem pro provedení optimálního konstrukčního řešení je kritická studie válečkových gravitačních dopravníků určených k dopravě europalet zaměřená na různé typy separátorů, které jsou nyní k dostání na trhu, včetně porovnání rozhodujících výrobců. Studie pomůže k provedení konstrukčního návrhu.

Klíčová slova

Gravitační dopravník, odebírací zóna, dělicí mechanismus, europaleta

Abstract

The main focus of this bachelor's thesis is to find optimal construction solution for gravity roller conveyor with unloading section and separator to allow reliably transport, capture and release europalets of different weights individually with certain time delay. The foundation for designing optimal construction is critical research of roller gravity conveyors destined to transport europallets focused on different types of separators including comparison of main producers. This research will help realize this construction design.

Keywords

Gravity conveyor, unloading section, separator, europallet

Bibliografická citace

PLESNÍK, D. *Válečkový gravitační dopravník s odebírací zónou*. Brno: Vysoké učení technické v Brně, Fakulta strojního inženýrství, 2014. 43 s. Vedoucí bakalářské práce doc. Ing. Miroslav Škopán, CSc.

Čestné prohlášení

Prohlašuji, že jsem tuto bakalářskou práci vypracoval samostatně s použitím zdrojů uvedených v Seznamu použité literatury pod vedením doc. Ing. Miroslava Škopána, CSc.

V Brně dne.....

Podpis.....

Poděkování

Chtěl bych poděkovat panu doc. Ing. Miroslavu Škopánovi, CSc. a panu Ing. Jiřímu Vepřekovi, Ph.D. za rady a připomínky, které mi pomohly k vypracování této práce.

Obsah

1	Úvod	9
2	Oddělování palet u válečkových gravitačních dopravníků	10
2.1	Mechanický separátor	10
2.2	Pneumatický separátor	12
2.3	Bezpečnostní separátor s časovým zpožděvačem	13
3	Konstrukční návrh válečkového gravitačního dopravníku.....	15
4	Výpočet a volba dopravníkových válečků	16
4.1	Délka pláště válečků	16
4.2	Rozteč válečků	16
4.3	Zátěž válečků	17
4.4	Volba dopravníkových válečků	17
4.4.1	Délka osy dopravníkových válečků	18
4.4.2	Volba konců osy válečků	19
5	Návrh dělicího mechanismu	21
5.1	Konstrukční návrh mechanismu	21
5.2	Stanovení sil v dělicím mechanismu.....	22
5.3	Pevnostní kontrola čepů a os.....	28
5.4	Časové zpoždění dělicího mechanismu	32
5.5	Další možnosti zpoždění dělicího mechanismu	35
6	Závěr.....	38
	Seznam použité literatury	39
	Seznam použitých veličin a jejich jednotek.....	41
	Seznam příloh	43

1 Úvod

Válečkové gravitační dopravníky jsou často využívány při přepravě komponent (zboží) v krabicích, bednách nebo na paletách. Rozměry a tvar komponent se mohou lišit, a proto je výhodnější je dávat do krabic nebo na palety, které mají stejné rozměry, a jednodušeji se s nimi manipuluje. Materiál je po trati poháněn pouze vlastní tíhovou silou, takže nepotřebuje žádný pohon. Tyto dopravníky se používají především ve skladech při nakládání a vykládání dopravovaného materiálu.

Cílem této bakalářské práce je provedení konstrukčního návrhu válečkového gravitačního dopravníku europalet s odebírací zónou a návrh dělicího mechanismu pro zachytávání a postupné uvolňování palet. Zákazník požaduje, aby byl dělicí mechanismus konstrukčně jednoduchý, nebyl náročný na údržbu a měl nízkou pořizovací cenu.

K nalezení optimálního konstrukčního řešení gravitačního dopravníku s odebírací zónou přispěje stručná rešerše dopravníků zaměřená na různé typy separátorů, které jsou nyní k dostání na trhu.

2 Oddělování palet u válečkových gravitačních dopravníků

U gravitačních dopravníků je zapotřebí použít oddělovač palet, který umožňuje odebírat palety jednotlivě pomocí vysokozdvížného nebo ručního paletového vozíku. Na odebíranou paletu nesmí tlačit ostatní palety řazené na dopravníkové trati. Pro bezpečné vyjmutí palety z odebírací zóny je nezbytné, aby uvolnění druhé palety v řadě bylo provedeno až po určitém časovém zpoždění.

Existuje několik způsobů oddělování palet a sice:

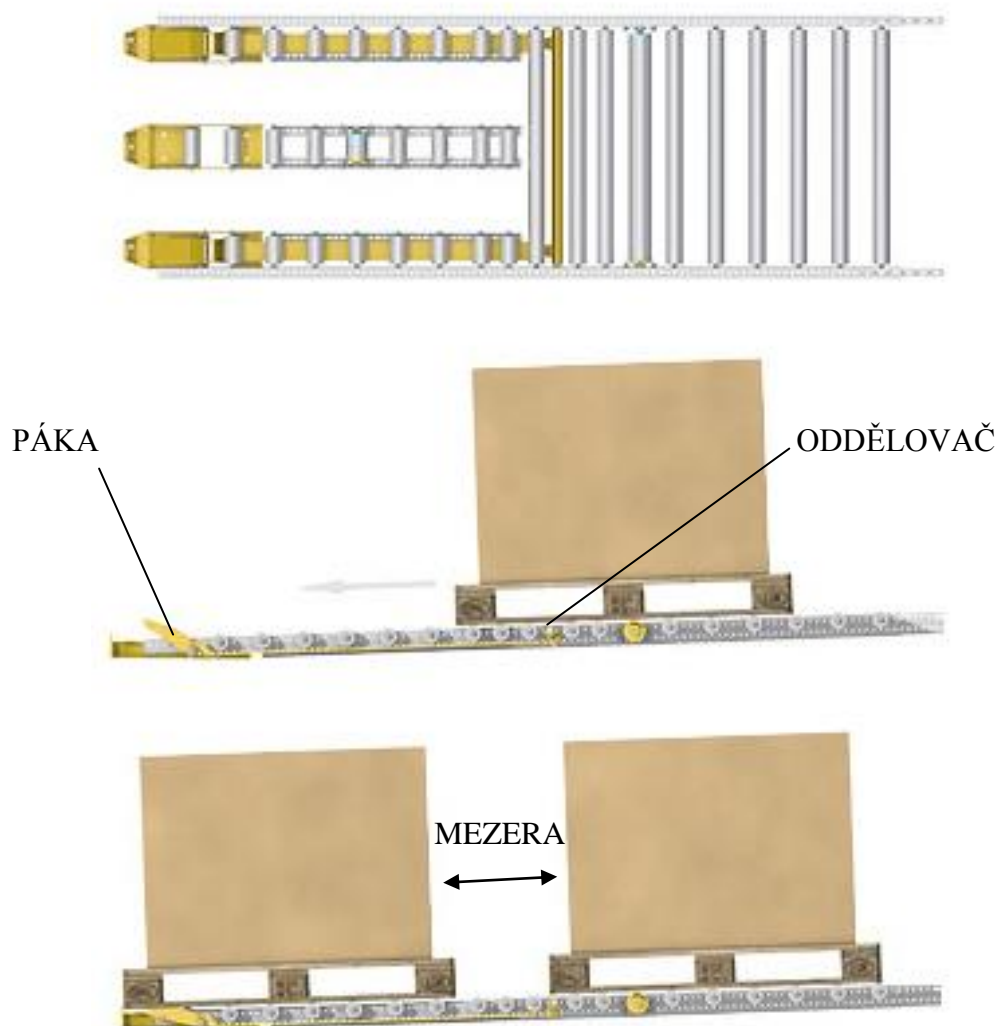
- a) mechanicky
- b) pneumaticky
 - s ovládacími prvky
 - s řídicími prvky

2.1 Mechanický separátor

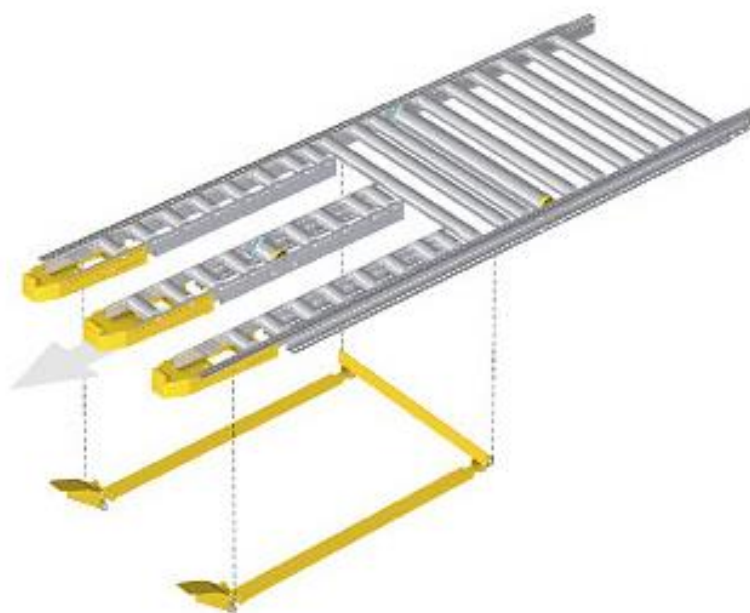
Princip mechanického separátoru je následující, viz obr. 2.1 a 2.2. První paleta najede na páky umístěné na samém konci odebírací zóny. Stlačení těchto pák způsobí zdvih oddělovací desky (oddělovače) za první paletou, která zabrání další paletě v jízdě a vznikne mezi nimi potřebná mezera pro odběr palety z odebírací zóny. Po vyjmutí palety se páky v přední části zóny vrátí do horní polohy, což způsobí sklopení oddělovače zpět mezi nosné válečky a další paleta tak může pokračovat v jízdě.

Pro správnou funkci tohoto systému jsou v prostoru nad oddělovací deskou brzdné válečky, které zbrzdí další palety a tím vytvoří dostatečnou mezeru pro zdvih zábrany (dělicí desky).

Tento mechanismus však nezajišťuje dostatečně velkou časovou prodlevu pro odjetí se zvednutou paletou z odebírací zóny, a proto, pokud je to nezbytné, by měl být vybaven prvkem, který to umožňuje.



Obr. 2.1 Mechanický separátor firmy AQS Logistic Systems GmbH [1]



Obr. 2.2 Detail odebírací zóny firmy AQS Logistic Systems GmbH [1]

2.2 Pneumatický separátor

Firma Rollex CZECH s.r.o. využívá na oddělování palet od palety v odebírací zóně pneumatický oddělovač. Tento oddělovač se liší v tom, že je zdvih zábrany poháněn pneumatickým pístem, na rozdíl od předchozího případu, kdy je tohle řešení prováděno mechanicky, viz obr. 2.1. Součástí tohoto provedení jsou rovněž brzdné válečky pro vytvoření dostatečné mezery mezi první paletou a následujícími tak, aby bylo možné zvednout oddělovací prvek.



Obr. 2.3 Pneumatické oddělovací zařízení palet firmy Rollex CZECH s.r.o. [2]

Odjištění a spuštění zábrany palety lze dosáhnout dvěma způsoby:

- Pomocí časového zpoždovacího ventilu
- Tlačítkem/pedálem



Obr. 2.4 Pedál pneumatického oddělovače firmy Rollex CZECH s.r.o.[2]

Požizovací cena pneumatického separátoru je oproti mechanickému vyšší a také údržba je obtížnější. Může dojít k závadě na elektrickém vedení nebo k poruše v pneumatickém obvodu.

2.3 Bezpečnostní separátor s časovým zpoždovačem

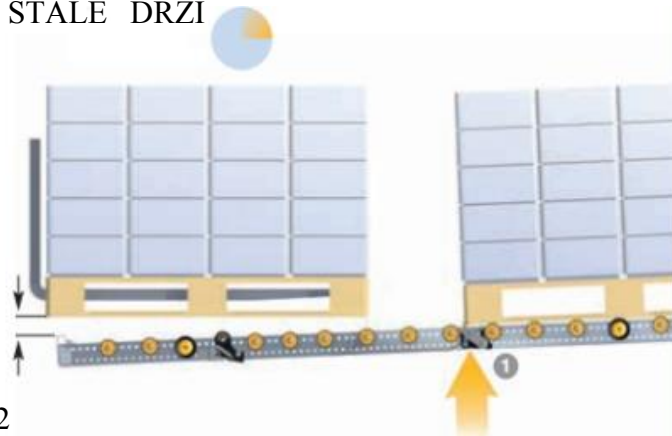
Na obr. 2.5 je znázorněn bezpečnostní separátor s elektronickým časovým zpoždovačem.

Princip tohoto oddělovače je následující: Paleta v odebírací zóně najede na zdvižený váleček, čímž zvedne zábranu za sebou, takže další paleta v řadě nenajede až za ni. Jakmile obsluha vyjme materiál z odebírací zóny, má ještě 20 vteřin na odjetí z místa nad dopravníkem, než se zábrana sklopí dolů a dovolí posun další palety do odebírací zóny. Tento způsob oddělování je řešen elektronicky a je velmi využíván ve vysokých skladovacích prostorech, kde je s paletami horší manipulace a je potřeba více času na opuštění prostoru odebírací zóny.

Aby byla zajištěna bezpečnost obsluhy při manipulaci s materiálem, zahrnuje firma Interroll CZ, s.r.o. tento separátor do standardní výbavy válečkových gravitačních dopravníků používaných pro skladování palet ve vysokých skladech.

Tento systém funguje i při skladování palet různých velikostí a hmotností na jedné dopravníkové dráze. Je ovšem potřeba elektrického připojení ke každému konci dopravníku pro napájení časového zpoždovače a zajištění přívodu tlakového vzduchu k pneumatickému válci, který zvedá a spouští zábranu, a to znamená zvýšení pořizovací ceny a vyšší prostorové nároky a složitější údržbu. [4]

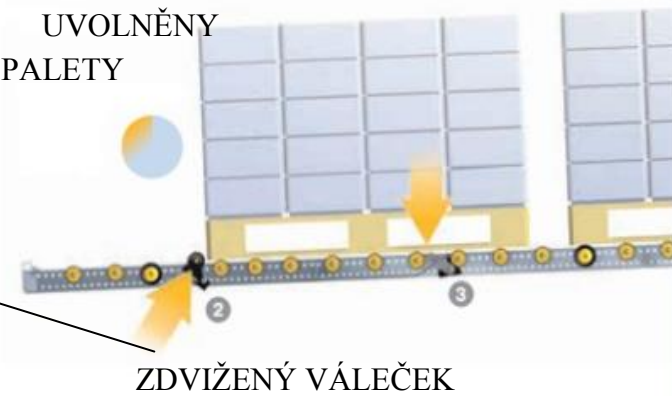
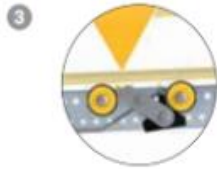
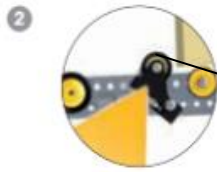
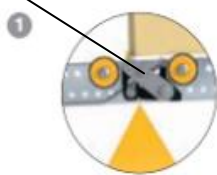
Krok 1 PALETA UŽ NELEŽÍ NA ZDVIŽENÉM
VÁLEČKU, ZÁBRANA STÁLE DRŽÍ
OSTATNÍ PALETY



ZÁBRANA
S ČASOVÝM
ZPOŽĎOVAČEM

Krok 2

PO 20 SEKUNDÁCH
JSOU UVOLNĚNY
DALŠÍ PALETY



ZDVIŽENÝ VÁLEČEK

Obr. 2.5 Bezpečnostní oddělovač s časovým zpoždovačem firmy Interroll CZ, s.r.o. [3]

3 Konstrukční návrh válečkového gravitačního dopravníku

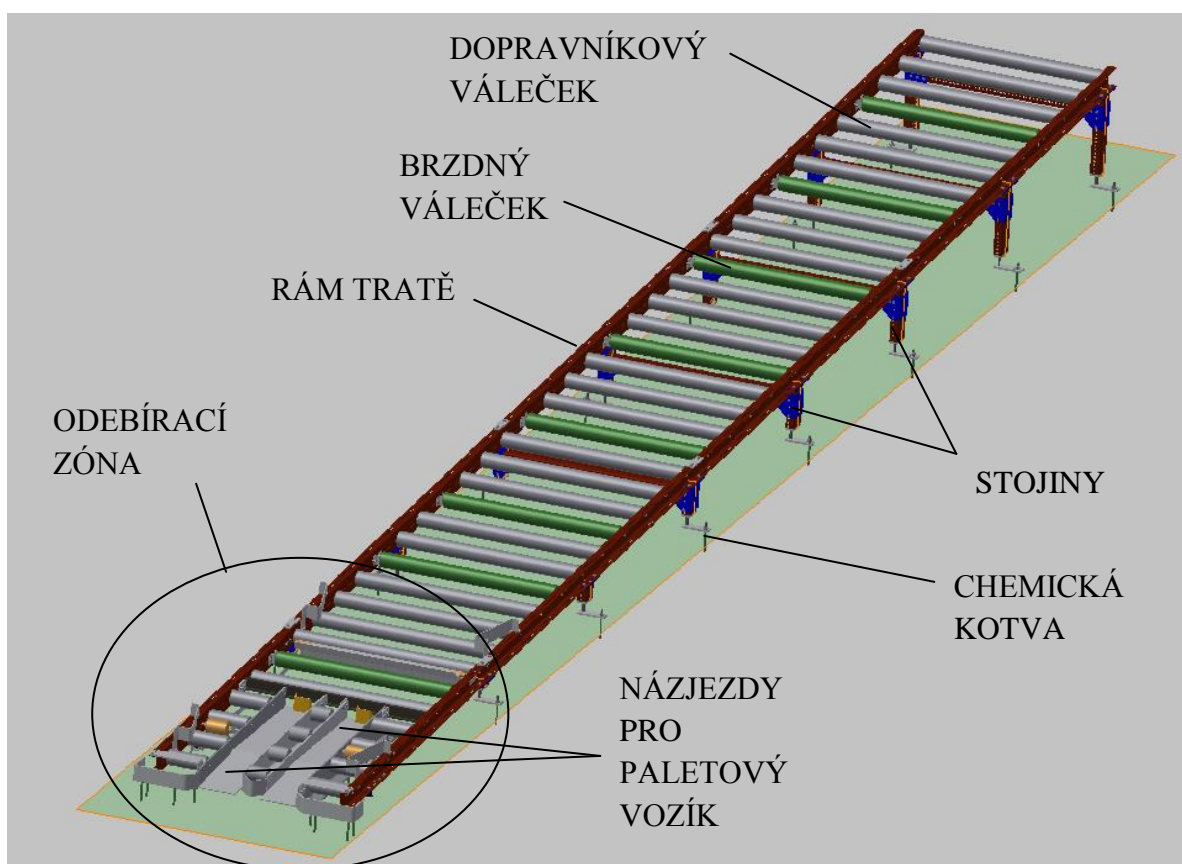
Válečková trať se skládá ze tří třímetrových úseků a jednoho dvoumetrového. Rámy tratí jsou mezi sebou spojeny plechy přivařenými na stojinách, které jsou umístěny mezi nimi, a také spojovacími plechy na protější straně rámu (viz příloha A).

Hřídele válečků mají z čela závit M10 a jsou k rámu tratě připevněny z vnější strany šrouby M10. Brzdné válečky jsou na jedné straně montovány stejně jako nosné a jelikož mají klást odpor projíždějící paletě, je hřídel na druhé straně zajištěna proti protočení.

Stojiny jsou k rámu uchyceny dvěma šrouby M10. Pro jednoduchou změnu výšky kvůli nerovnostem podlahy mají stojiny na spodní straně šroub M16. Na šroubu je navařená patka, přes kterou je dopravník ukotven k betonové podlaze.

Válečky v odebírací zóně jsou chráněny plechy, které jsou připevněny k podlaze. Odebírací zóna je přimontována k rámu tratě, aby se předešlo případnému posunu způsobeného nárazem od vysokozdvizného vozíku.

Dělicí mechanismus je tvořen sklopným válečkem, dvěma táhly a oddělovacím plechem. Tyto součásti jsou spojeny čepy o průměru 15 mm (viz kap. 5.1).



Obr.3.1 Celkový pohled na gravitační dopravník

4 Výpočet a volba dopravníkových válečků

4.1 Délka pláště válečků

Délka pláště válečku se spočítá dle vztahu (4.1)

$$B \geq \frac{b}{0,8} \quad [6] \text{ str. 215} \quad (4.1)$$

$$B \geq \frac{800}{0,8}$$

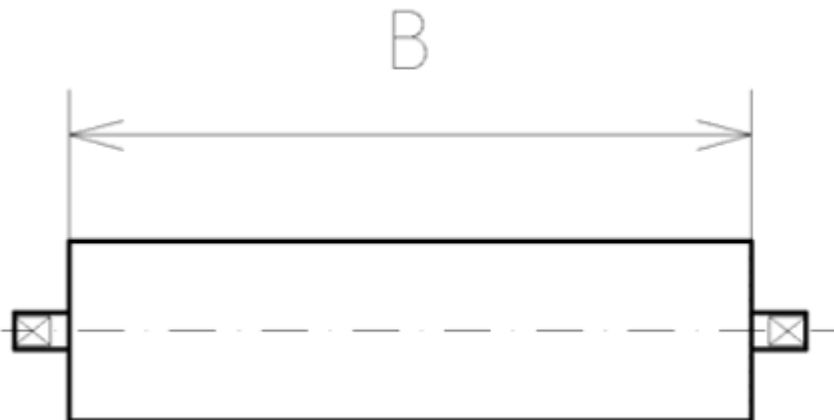
$$B \geq 1000 \text{ mm}$$

kde:

B délka pláště válečku (mm)

b šířka dopravovaného předmětu (mm)

0,8 konstanta (-)



Obr. 4.1 Délka pláště válečku

4.2 Rozteč válečků

Minimální rozteč válečků se zvolí tak, aby europaleta ležela nejméně na třech válečcích. [7] str. 313

$$L/3 \leq \frac{c}{k} \quad [7] \text{ str. 313} \quad (4.2)$$

$$L/3 \leq \frac{1200}{3}$$

$$L/3 \leq 400 \text{ mm}$$

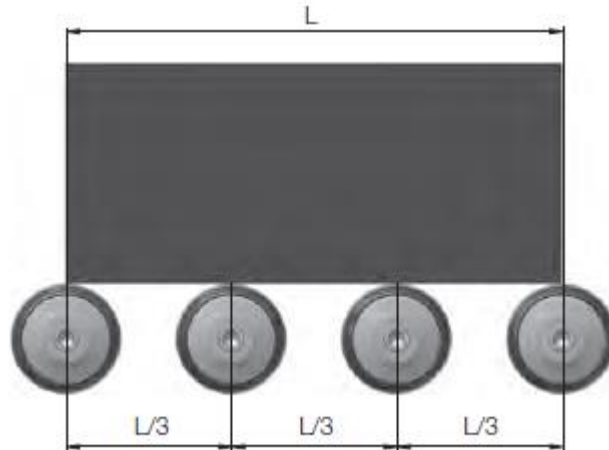
kde:

$L/3$ minimální rozteč válečků (mm)

c délka dopravovaného předmětu (mm)

k počet válečků pod jedním břemenem (-)

Rozteč válečků byla zvolena tak, aby paleta ležela vždy na 4 válečcích, tzn. 300 mm.



Obr. 4.2 Minimální rozteč válečků pod europaletou [5]

4.3 Zátěž válečků

Zátěž válečků se stanoví tak, že hmotnost palety na dopravníkové trati se vydělí minimálním počtem válečků, na kterých leží (viz vztah 4.3).

$$m_1 = \frac{m_p}{k} \quad (4.3)$$

$$m_1 = \frac{1000}{4}$$

$$m_1 = 250 \text{ kg}$$

kde:

$L/3$ minimální rozteč válečků (mm)

m_p celková hmotnost dopravovaného předmětu (kg)

k počet válečků pod jedním břemenem (-)

4.4 Volba dopravníkových válečků

Na základě vypočítané zátěže byly vybrány válečky pro velká zatížení série 1450 od firmy Interroll CZ, s.r.o. Referenční délka válečků byla zvolena 1000 mm.

Tab. 4.1 Technické údaje dopravníkových válečků série 1450 firmy Interroll CZ, s.r.o. [5]

Provedení hřídele - hřídel s vnitřním závitem

Materiál trubky	Kuličková ložiska	Ø trubky mm	Ø hřídele mm	Max. dovolené zatížení v N u montážní délky v mm						
				200	1000	1200	1400	1600	1800	2000
Pozinkovaná ocel	6205 2RZ	80 x 2	20	5000	5000	4400	3200	2440	1920	1550
		80 x 3	20	5000	5000	5000	4630	3520	2770	2240
		89 x 3	20	5000	5000	5000	5000	4910	3860	3120

Tab. 4.2 Objednací čísla dopravníkových válečků firmy Interroll CZ, s.r.o. [5]

Výběr produktu**Provedení hřídele - hřídel s vnitřním závitem**

Trubka		Kuličková ložiska	Hřídel	
Materiál	Ø mm		Objednací číslo	Ø 20 mm (M10 x 20) Ø 20 mm (M12 x 20)
Pozinkovaná ocel	80 x 2,0	6205 2RZ	1.450.JAC.S12	1.450.JAC.S03
	80 x 3,0		1.453.J8A.S12	1.453.J8A.S03
	89 x 3,0		1.455.J8B.S12	1.455.J8B.S03

K objednáacímu číslu prosím uveďte, referenční délku RL a volitelné údaje o rozměrech pro povlak trubek.

Průměr pláště vybraných válečků je 80 mm, tloušťka stěny 2 mm, materiál je pozinkovaná ocel a referenční délka je 1000 mm. Průměr hřídele je 20 mm a na obou koncích jsou závity M10x20. Otáčení válečků vůči hřídeli zajišťují kuličková ložiska 6205 2RZ. Objednací číslo je tedy 1.450.JAC.S12-1000.

Objednací číslo brzdných válečků od firmy Interroll CZ, s.r.o s průměrem 80 mm a referenční délkou 1000 mm je 42-4095-1000.

4.4.1 Délka hřídele dopravníkových válečků

Délka EL je montážní délka hřídelí válečků a délka RL je referenční (objednací) délka válečků (viz obr. 4.3).

$$EL = RL + 10 \quad [5] \quad (4.4)$$

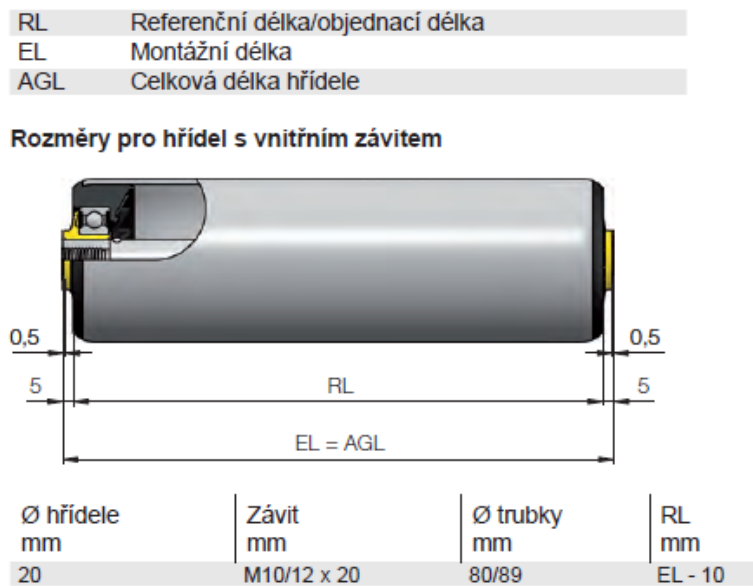
$$EL = 1000 + 10$$

$$EL = 1010 \text{ mm}$$

kde:

RL referenční délka válečků (mm)

EL montážní délka válečků (mm)

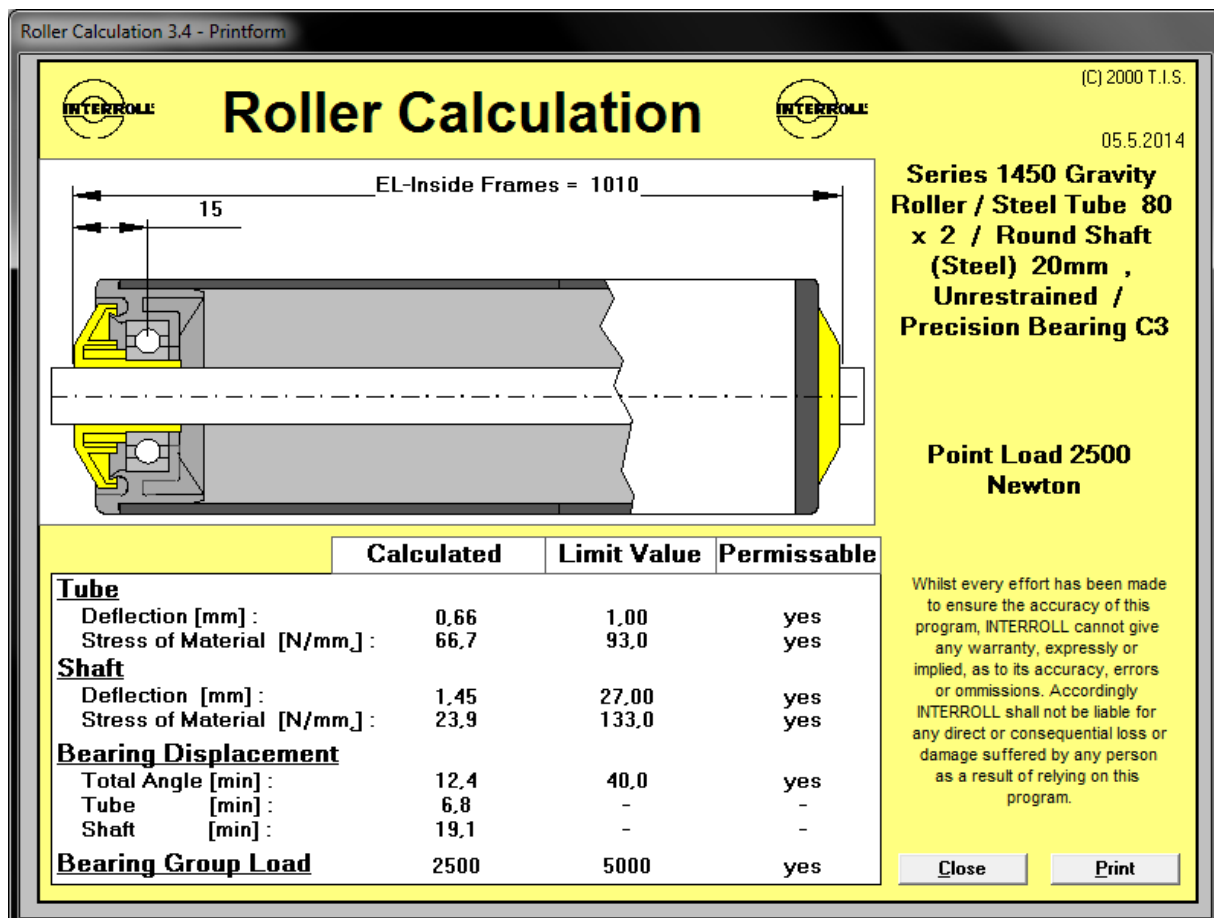


Obr. 4.3 Celková délka hřídele dopravníkových válečků firmy Interroll CZ, s.r.o. [5]

4.4.2 Volba konců hřídele válečků

Na čelních stranách hřídelí válečků jsou vnitřní závity M10. Válečky tohoto typu se často používají a jednoduše montují na rám dopravníku.

Zvolené válečky s referenční délkou 1000 mm mají maximální dovolené zatížení 5000 N. Správná volba válečku byla ověřena pomocí programu *Roller Calculation* firmy Interroll CZ, s.r.o.



Obr. 4.4 Výsledek programu *Roller Calculation* pro vybrané dopravníkové válečky 1.450.JAC.S12-1000 [14]

Na obr. 4.4 jsou vypočítány tyto hodnoty pomocí programu *Roller Calculation* [14]

maximální průhyb pláště válečku	0,66 mm
napětí působící v plášti válečku	66,7 MPa
maximální průhyb hřídele válečku	1,45 mm
napětí působící na hřídel válečku	23,9 MPa
úhel natočení ložiska	12,4°
úhel natočení pláště	6,8°
úhel natočení hřídele	19,1°
zátěž válečku	2500 N

Všechny tyto hodnoty jsou pro vybraný váleček přípustné, jak je patrné z druhého sloupce Limit Value a třetího Permissable na obr. 4.4.

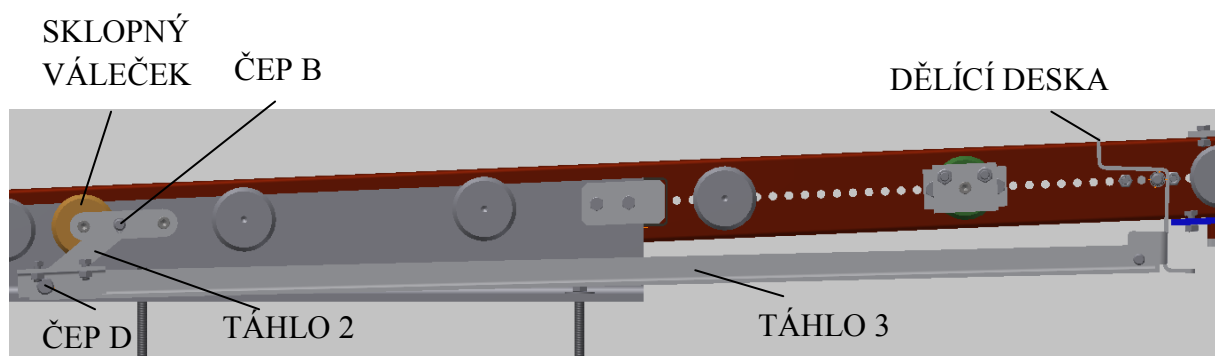
5 Návrh dělicího mechanismu

5.1 Konstrukční návrh mechanismu

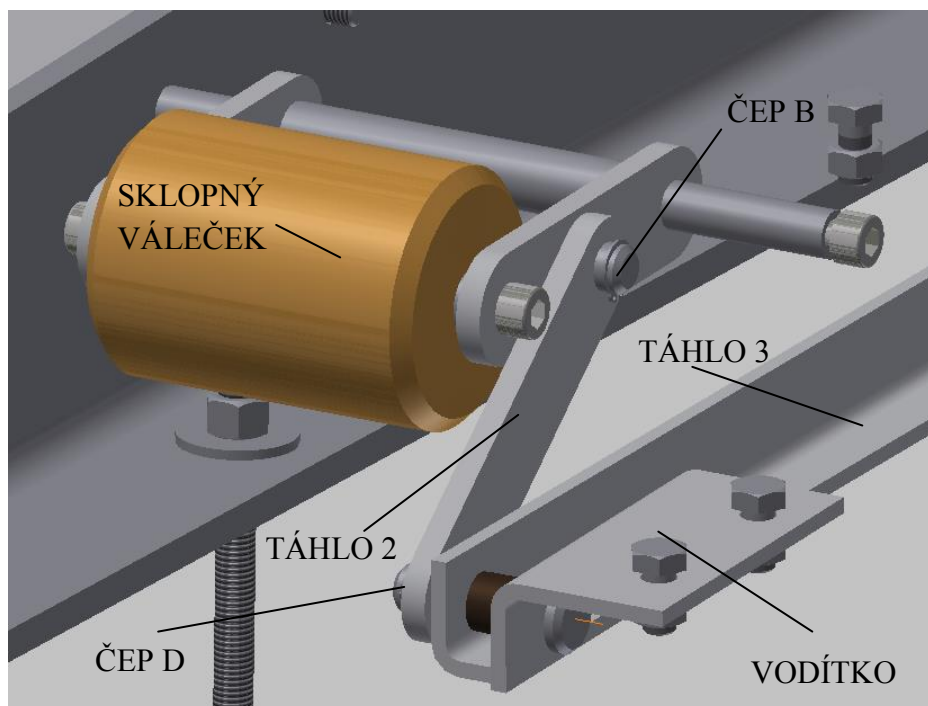
Oddělovací mechanismus byl navržen tak, aby byl čistě mechanický a jednoduchý na údržbu. Absence jakékoli elektroniky a jednoduchost zaručuje relativně nízkou pořizovací cenu celého gravitačního dopravníku (viz obr. 5.1 a 5.2).

Mechanismus je založen na tomto principu: Paleta, která vjede do odebrací zóny, najede na sklopné válečky a ty svou tíhou sklopí do úrovně tratě. Táhlo 3 (viz obr. 5.2) se posune ve směru spádu dopravníku a pootočí dělicí desku. Okraj oddělovacího plechu se zvedne nad úroveň tratě. Zvednutí dělicí desky zabrání dalším paletám v jízdě dolů a mezi paletou v odebrací zóně a ostatními vznikne potřebná mezera pro bezpečný odběr zboží.

Dostatečný čas na zvednutí dělicí desky mezi dvě pohybuující se palety zajistí vhodné umístění brzdných válečků na dopravníkové trati.



Obr. 5.1 Dělicí mechanismus v záchytné poloze

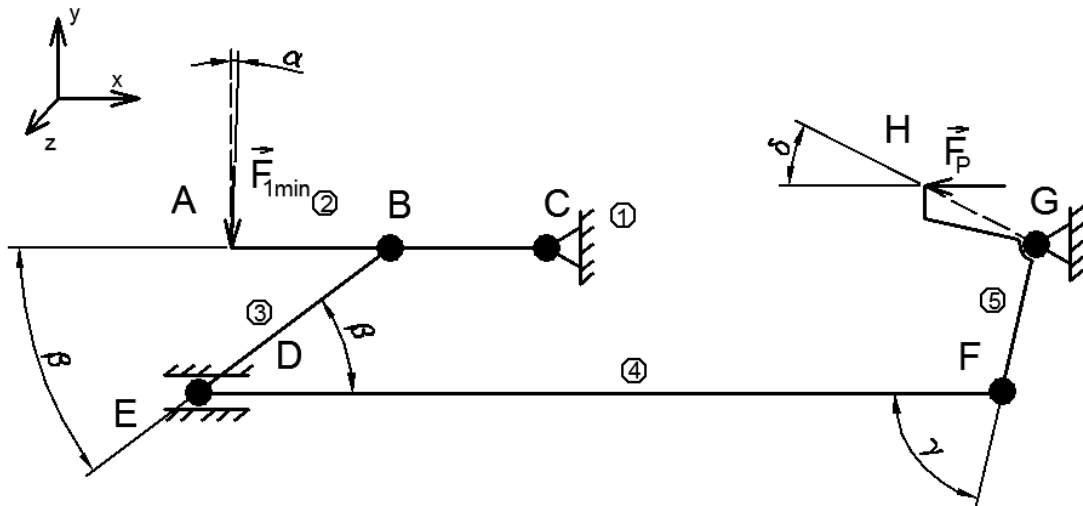


Obr.5.2 Detail dělicího mechanismu v přední části odebrací zóny

5.2 Stanovení sil v dělicím mechanismu

Na obr. 5.3 je znázorněn dělicí mechanismus v záchytné poloze, síla F_{1min} je síla od palety v odebírací zóně působící na sklopný váleček, síla F_P pak síla od tlačících palet působící na dělicí desku.

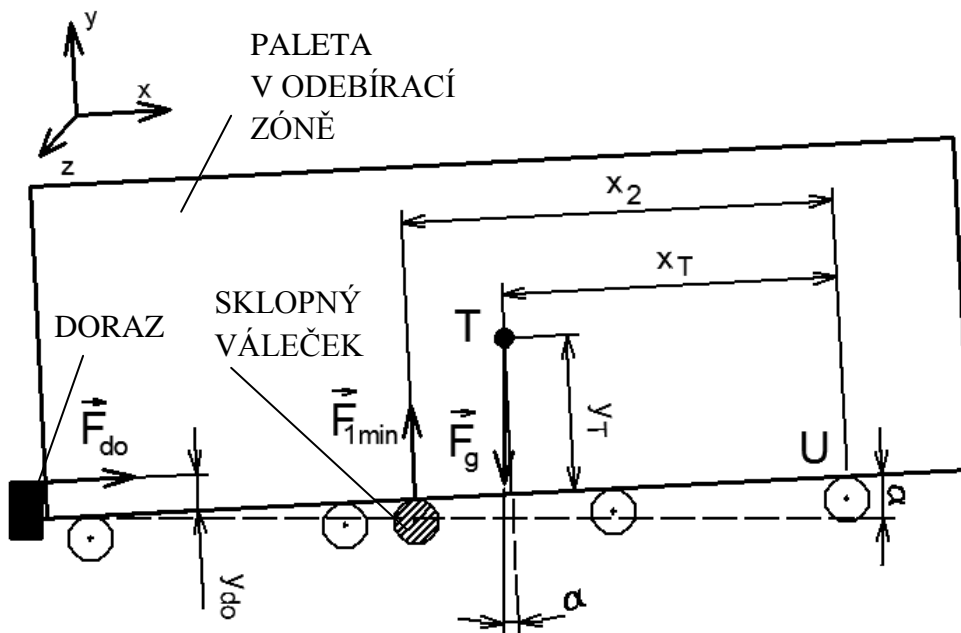
Pomocí řešení soustavy těles s vazbami typu NNTN (bez pasivních odporů) se vypočítá maximální síla, která může působit na dělicí desku mechanismu a zároveň nedojde k porušení statické rovnováhy soustavy (mechanismu).



Obr. 5.3 Působení sil na dělicí mechanismus

Výpočet

Na obr. 5.4 je znázorněno silové působení na paletu v odebírací zóně.



Obr. 5.4 Minimální síla od palety působící na sklopné válečky

Z rovnice momentové rovnováhy je stanovena minimální síla od palety působící na sklopné válečky (viz obr. 5.4). Rameno síly F_{do} je velice malé, sílu můžeme zanedbat.

$$M_{zU} = 0: \quad -F_{1min} \cdot x_2 + F_g \cdot \sin(\alpha) \cdot y_T + F_g \cdot \cos(\alpha) \cdot x_T - F_{do} \cdot y_{do} = 0 \quad (5.1)$$

$$F_{1min} = \frac{F_g \cdot \cos(\alpha) \cdot x_T + F_g \cdot \sin(\alpha) \cdot y_T}{x_2} = \frac{m_{1P} \cdot g \cdot (\cos(\alpha) \cdot x_T + \sin(\alpha) \cdot y_T)}{x_2} =$$

$$= \frac{100 \cdot 9,81 \cdot (\cos(2,5^\circ) \cdot 380 + \sin(2,5^\circ) \cdot 150)}{500} = 758 \text{ N} \quad (5.2)$$

kde:

F_{do}	síla působící na paletu od dorazu (N)
F_{1min}	minimální síla působící od palety na sklopné válečky (N)
F_g	tíhová síla palety v odebírací zóně (N)
m_{1P}	hmotnost palety v odebírací zóně (kg)
g	tíhové zrychlení (ms^{-2})
x_T	poloha nositelky tíhové síly palety ve směru x (mm)
y_T	poloha nositelky tíhové síly palety ve směru y (mm)
y_{do}	poloha nositelky síly od dorazu ve směru y (mm)
x_2	poloha nositelky působící síly F_{1min} (mm)
T	těžiště palety v odebírací zóně
α	sklon trati válečkového gravitačního dopravníku ($^\circ$)
U	bod otáčení palety v odebírací zóně

Síla 758 N působí na sklopné válečky mechanismu, je-li v odebírací zóně paleta s minimální hmotností (100 kg).

Statický rozbor

Počet stupňů volnosti soustavy se stanoví dle vztahu (5.3),

$$i = (n - 1) \cdot i_v - (\sum \xi_i - \eta) = (5 - 1) \cdot 3 - (11 - 0) = 12 - 11 = 1^\circ \text{ v [8] str. 99,} \quad (5.3)$$

kde:

i	počet stupňů volnosti (-)
n	počet těles v soustavě (včetně základního tělesa - rám)
i_v	počet stupňů volnosti volného tělesa (v rovině $i_v = 3$)
$\sum \xi_i$	počet stupňů volnosti odebraných vazbami (-)
η	počet omezených deformačních parametrů (-)

Soustava (dělicí mechanismus) má jeden stupeň volnosti.

Neznámé parametry a podmínky statické rovnováhy

Výčet neznámých parametrů je následující

$$NP = \{F_{BX}, F_{BY}, F_{CX}, F_{CY}, F_{DX}, F_{DY}, F_{EX}, F_{FX}, F_{FY}, F_{GX}, F_{GY}, F_P\}$$

Určení soustavy úplně zadaných a neúplně určených silových prvků a množiny neznámých nezávislých parametrů. [8] str. 102

$$\begin{aligned}\mu &= 12 & \mu_F &= 12 \\ & & \mu_M &= 0\end{aligned}$$

Určení počtu použitelných podmínek statické rovnováhy. [8] str. 102

$$\begin{aligned}\nu &= 12 & \nu_F &= 8 \\ & & \nu_M &= 4\end{aligned}$$

Ověření nutné podmínky statické určitosti. [8] str. 102

$$\begin{aligned}\mu &= \nu & \mu_M + \mu_r &\leq \nu_M & (5.4) \\ 12 &= 12 & 0 + 0 &\leq 5 \\ & & 0 &\leq 5\end{aligned}$$

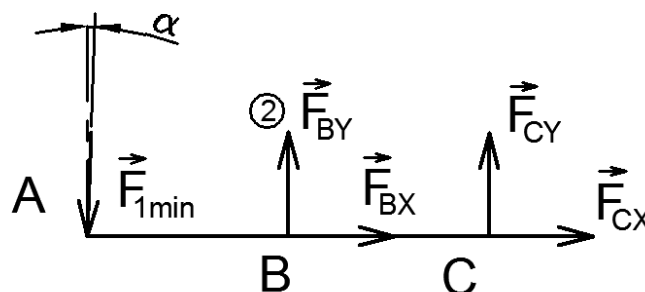
kde:

- μ neznámé nezávislé parametry (-)
- μ_F neznámé nezávislé parametry - silové (-)
- μ_M neznámé nezávislé parametry - momentové (-)
- μ_r neznámé nezávislé parametry - polohové (-)
- ν podmínky statické rovnováhy (-)
- ν_F podmínky statické rovnováhy - silové (-)
- ν_M podmínky statické rovnováhy - momentové (-)

Nutná podmínka statické určitosti je splněna a soustava je staticky určitá.

Uvolnění a rovnice pro výpočet neznámých parametrů

Táhlo 1 (těleso 2)



Obr. 5.5 Uvolněné táhlo 1

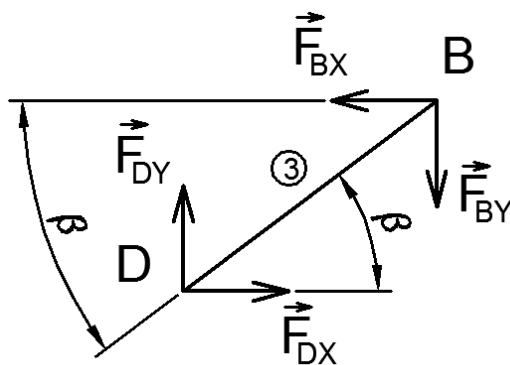
Rovnice silové a momentové rovnováhy jsou tyto

$$F_x = 0: \quad -F_{1\min} \cdot \sin(\alpha) + F_{BX} + F_{CX} = 0 \quad (5.5)$$

$$F_y = 0: \quad -F_{1\min} \cdot \cos(\alpha) + F_{BY} + F_{CY} = 0 \quad (5.6)$$

$$M_{zA} = 0: \quad F_{BY} \cdot |AB| + F_{CY} \cdot |AC| = 0 \quad (5.7)$$

Táhlo 2 (těleso 3)



Obr. 5.6 Uvolněné táhlo 2

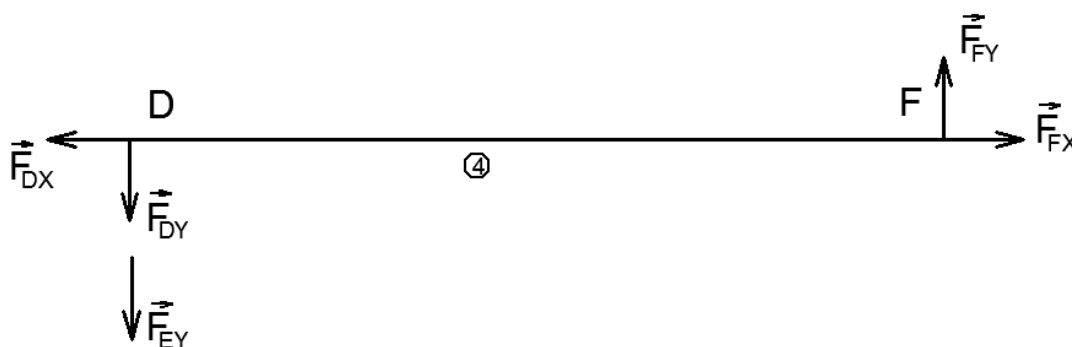
Rovnice silové a momentové rovnováhy jsou tyto

$$F_x = 0: \quad -F_{BX} + F_{DX} = 0 \quad (5.8)$$

$$F_y = 0: \quad -F_{BY} + F_{DY} = 0 \quad (5.9)$$

$$M_{zD} = 0: \quad -F_{BY} \cdot |BD| \cdot \cos(\beta) + F_{BX} \cdot |BD| \cdot \sin(\beta) = 0 \quad (5.10)$$

Táhlo 3 (těleso 4)



Obr. 5.7 Uvolněné táhlo 3

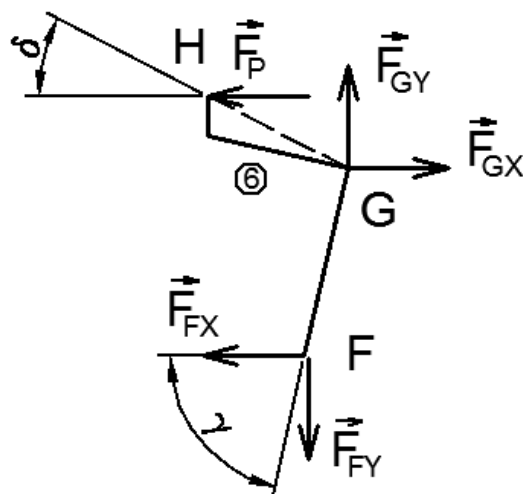
Rovnice silové a momentové rovnováhy jsou tyto

$$F_x = 0: \quad -F_{DX} + F_{FX} = 0 \quad (5.11)$$

$$F_y = 0: \quad -F_{EY} - F_{DY} + F_{FY} = 0 \quad (5.12)$$

$$M_{zD} = 0: \quad F_{FY} \cdot |DF| = 0 \quad (5.13)$$

Dělicí deska (těleso 5)



Obr. 5.8 Uvolněná dělicí deska

Rovnice silové a momentové rovnováhy jsou tyto

$$F_x = 0: \quad -F_P - F_{FX} + F_{GX} = 0 \quad (5.14)$$

$$F_y = 0: \quad -F_{FY} + F_{GY} = 0 \quad (5.15)$$

$$M_{zG} = 0: \quad -F_{FX} \cdot |FG| \cdot \sin(\gamma) + F_{FY} \cdot |FG| \cdot \cos(\gamma) + F_P \cdot |GH| \cdot \sin(\delta) = 0 \quad (5.16)$$

Znamé konstanty dělicího mechanismu odpovídající horní poloze dělicí desky jsou

$$|AB| = 45 \text{ mm}$$

$$|AC| = 100 \text{ mm}$$

$$|BD| = 120 \text{ mm}$$

$$|DF| = 1369 \text{ mm}$$

$$|FG| = 102 \text{ mm}$$

$$|GH| = 88 \text{ mm}$$

$$\alpha = 2,5^\circ$$

$$\beta = 37^\circ$$

$$\gamma = 77^\circ$$

$$\delta = 38,5^\circ$$

$$F_{1\min} = 758 \text{ N}$$

Soustava lineárních rovnic (5.5) až (4.16) je řešena pomocí software Scilab 5.5.0 (viz příloha B). [13]

Tyto rovnice lze přepsat do maticového tvaru (5.17).

$$\mathbf{A} \cdot \mathbf{x} = \mathbf{b} \quad [8] \text{ str. 108} \quad (5.17)$$

kde:

- A** matice soustavy, která popisuje soustavu geometricky
x sloupcový vektor neznámých parametrů
b sloupcový vektor úplně zadaných silových prvků

Tab. 5.1 Výsledky sloupcového vektoru **x**

síla	[N]
F_{BX}	1827,2
F_{BY}	1376,9
F_{CX}	-1794,1
F_{CY}	-619,6
F_{DX}	1827,2
F_{DY}	1376,9
F_{EX}	-1376,9
F_{FX}	1827,2
F_{FY}	0
F_{GX}	5142,1
F_{GY}	0
F_P	3314,9

Minimální výsledná síla od tlačících palet F_P , která je potřebná pro porušení stability mechanismu, je 3314,9 N.

Skutečná (maximální) síla působící na dělicí desku od 7 palet o hmotnosti 1000 kg seřazených za sebou je

$$F_{Pskut} = m_{PL} \cdot g \cdot \sin(\alpha) = 7000 \cdot 9,81 \cdot \sin(2,5^\circ) = 2995,3 \text{ N} \quad (5.18)$$

kde:

- F_{Pskut} výsledná síla od tlačících palet (N)
 m_{PL} hmotnost sedmi plně naložených palet (kg)
 g gravitační zrychlení ($\text{m}\cdot\text{s}^{-2}$)
 α sklon trati válečkového gravitačního dopravníku ($^\circ$)

Porovnání sil

Ze srovnání sil působících na dělicí desku vyplývá, že výsledná síla od tlačících palet je menší, než minimální výsledná síla od tlačících palet potřebná k porušení stability mechanismu (viz vztah 5.19).

$$F_p \geq F_{pskut} \quad (5.19)$$

$$3314,9 \geq 2995,3$$

tzn., že mechanismus zaručeně funguje i v případě, kdy je v odebírací zóně paleta s minimální hmotností a na oddělovací plech působí maximální možné zatížení.

5.3 Pevnostní kontrola čepů a os

Čep B

Čep B je nejvíce namáhaný čep na střih v mechanismu, stejně tak čep D, ve kterém působí stejně velká síla jako v čepu B, ale opačného směru. Rozměry čepů a táhel jsou stejné. Z tohoto důvodu byla kontrola provedena jen pro jeden z nich.

Uvažován je míjivý cyklus zatížení.

Zvolen byl materiál čepů a táhel S235JR (ČSN 41 1375) s těmito parametry [11]

mez pevnosti	$\sigma_{PT_čep} = 360-510 \text{ MPa}$
mez kluzu	$R_{e_čep} = 235 \text{ MPa}$

Dle ČSN EN 1493+A1 platí

součinitel bezpečnosti	$s = 1,5$ (viz ČSN EN 1493+A1)
dovolené napětí v ohybu	$\sigma_{DOV\check{e}} = R_{e_čep} / s = 235 / 1,5 = 156,7 \text{ MPa}$
dovolené napětí ve smyku	$\tau_{DOV\check{e}} = 0,8 \cdot \sigma_{DOV\check{e}} = 0,8 \cdot 156,7 = 125,3 \text{ MPa}$
dovolené napětí na otláčení	$p_{DOV\check{e}} = 0,66 \cdot R_{e_čep} = 0,66 \cdot 235 = 155,1 \text{ MPa}$

Kontrola na střih

Výsledná síla působící na čep B je

$$F_B = \frac{\sqrt{F_{BX}^2 + F_{BY}^2}}{2} = \frac{\sqrt{1827,2^2 + 1376,9^2}}{2} = 1144 \text{ N} \quad (5.20)$$

Výsledné smykové napětí v čepu B je

$$\tau_s = \frac{F_B}{S_{BS}} = \frac{4 \cdot F_B}{\pi \cdot d_B^2} = \frac{4 \cdot 1144}{\pi \cdot 0,015^2} = 6,47 \cdot 10^6 \text{ Pa} \Rightarrow 6,47 \text{ MPa} \quad [9] \text{ str. 468}, \quad (5.21)$$

Dovolené napětí ve smyku materiálu S235JR, ze kterého je vyroben čep B je 125,3 MPa. [9] str. 91

Výsledné smykové napětí v čepu B musí být menší, než tato hodnota

$$\tau_s \leq \tau_{DOV\check{e}} \quad (5.22)$$

$$6,47 \leq 125,3$$

Součinitel bezpečnosti čepu B ve smyku

$$k_{BS} = \frac{\tau_{DOV\check{e}}}{\tau_s} = \frac{125,3}{6,47} = 19,37 \quad (5.23)$$

kde:

- F_B výsledná síla v čepu B (N)
- F_{BX} složka ve směru x síly v čepu B (N)
- F_{BY} složka ve směru y síly v čepu B (N)
- τ_S výsledné smykové napětí v čepu B (MPa)
- S_{BS} střižná plocha čepu B (m²)
- d_B průměr čepu B (m)
- k_{BS} součinitel bezpečnosti čepu B ve smyku (-)

Materiál S235JR vyhovuje tomuto zatížení.

Kontrola na otláčení

Výsledný tlak na táhla je

$$p_o = \frac{F_B}{S_{BO}} = \frac{F_B}{s_B \cdot d_B} = \frac{1144}{0,005 \cdot 0,015} = 15,25 \cdot 10^6 \text{ Pa} \Rightarrow 15,25 \text{ MPa} \quad [9] \text{ str. 468, (5.24)}$$

Minimální dovolené napětí na otláčení materiálu S235JR, ze kterého jsou vyrobena táhla je 155,1 MPa. [9] str. 91

Výsledný tlak na táhla musí být menší, než tato hodnota

$$p_o \leq p_{DOVĚ} \quad (5.25)$$

$$15,25 \leq 155,1$$

Součinitel bezpečnosti čepu B na otláčení

$$k_{BO} = \frac{p_{DOVĚ}}{p_o} = \frac{155,1}{15,25} = 10,17 \quad (5.26)$$

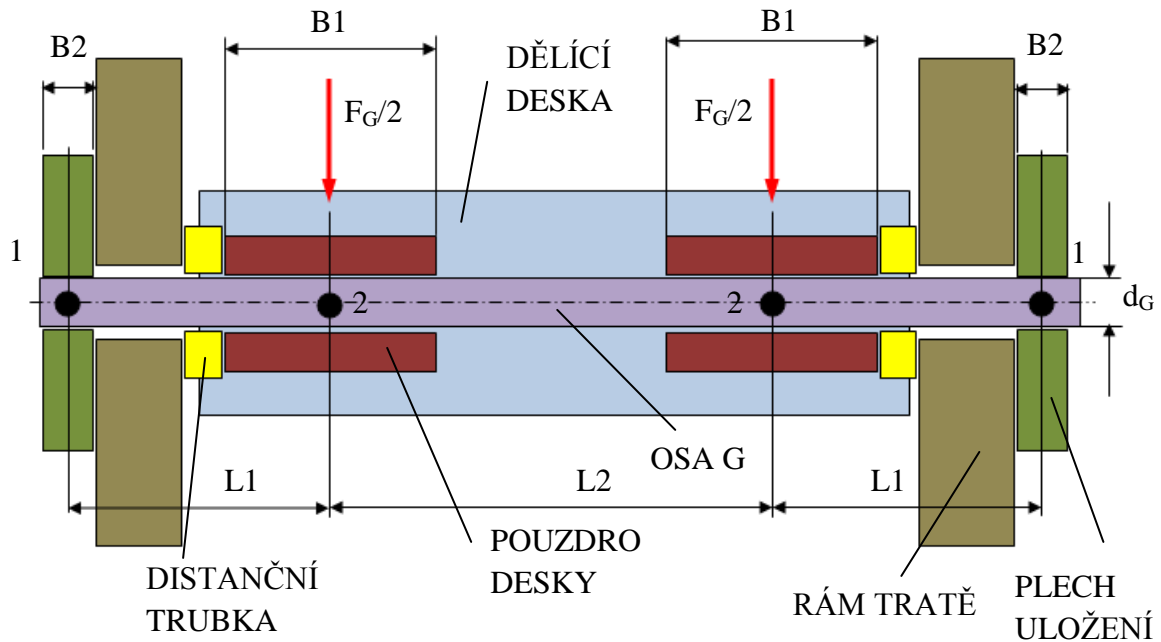
kde:

- p_o tlak na táhlo 2 (Pa)
- F_B výsledná síla v čepu B (N)
- S_{BO} plocha táhla 4 podléhající otláčení (m²)
- s_B šířka táhla 4 působící na čep B (m)
- d_B průměr čepu B (m)
- R_e minimální mez kluzu materiálu čepu (MPa)
- k_{BO} součinitel bezpečnosti čepu B na opotřebení (-)

Materiál S235JR vyhovuje tomuto zatížení.

Osa G

Osa G je nejvíce namáhanou součástí na ohyb. Z tohoto důvodu byla provedena pevnostní kontrola.



Obr. 5.9 Uložení osy G

Kontrola na ohyb

Maximální ohybový moment

$$M_{OG \max} = \frac{F_{GX}}{2} \cdot L_1 = \frac{5142,1}{2} \cdot 0,028 = 71,99 \text{ N}\cdot\text{m} \quad (5.27)$$

Modul průřezu v ohybu

$$W_{OG} = \frac{\pi}{32} \cdot d_G^3 = \frac{\pi}{32} \cdot 0,015^3 = 3,31 \cdot 10^{-7} \text{ m}^3 \quad (5.28)$$

Napětí v ohybu u osy G v místě 2

$$\sigma_{OG} = \frac{M_{OG \max}}{W_{OG}} = \frac{71,99}{3,31 \cdot 10^{-7}} = 217,5 \text{ MPa} \quad [9] \text{ str. 141} \quad (5.29)$$

Napětí ve smyku v bodě 2

$$\tau_G = \frac{F_{GX}}{2 \cdot \frac{\pi \cdot d_G^2}{4}} = \frac{5142,1}{2 \cdot \frac{\pi \cdot 0,015^2}{4}} = 14,55 \text{ MPa} \quad [9] \text{ str. 468} \quad (5.30)$$

Redukované napětí podle HMM

$$\sigma_{REDG} = \sqrt{\sigma_{OG}^2 + 3 \cdot \tau_G^2} = \sqrt{217,5^2 + 3 \cdot 14,55^2} = 218,96 \text{ MPa} \quad [9] \text{ str. 277} \quad (5.31)$$

Zvolen byl materiál osy C45E (ČSN 41 2050) s těmito parametry [12]

mez pevnosti	$\sigma_{PT_osa} = 700-850 \text{ MPa}$
mez kluzu	$R_{e_osa} = 490 \text{ MPa}$

Dle ČSN EN 1493+A1 platí

součinitel bezpečnosti	$s = 1,5$ (viz ČSN EN 1493+A1)
dovolené napětí v ohybu	$\sigma_{DOVo} = R_{e_osa} / s = 490 / 1,5 = 326,7 \text{ MPa}$
dovolené napětí ve smyku	$\tau_{DOVo} = 0,8 \cdot \sigma_{DOVo} = 0,8 \cdot 326,7 = 261,3 \text{ MPa}$
dovolené napětí na otláčení	$p_{DOVo} = 0,66 \cdot R_{e_osa} = 0,66 \cdot 490 = 323,4 \text{ MPa}$

Hodnota napětí v ohybu osy G nesmí překročit hodnotu dovoleného napětí v ohybu.

$$\sigma_{OG} \leq \sigma_{DOVo} \quad (5.32)$$

$$217,5 \leq 326,7$$

Součinitel bezpečnosti osy G v ohybu

$$k_{GO} = \frac{\sigma_{DOVo}}{\sigma_{OG}} = \frac{326,7}{217,5} = 1,50 \quad (5.33)$$

Hodnota napětí ve smyku v bodě 2 nesmí překročit dovolené napětí ve smyku.

$$\tau_G \leq \tau_{DOVo} \quad (5.34)$$

$$14,55 \leq 261,3$$

Součinitel bezpečnosti osy G ve smyku

$$k_{GS} = \frac{\tau_{DOVo}}{\tau_G} = \frac{261,3}{14,55} = 17,96 \quad (5.35)$$

kde:

M_{OGmax}	maximální ohybový moment osy G (N·m)
F_{GX}	výsledná síla v ose G (N)
L_1	vzdálenost mezi body 1 a 2 (m)
W_{OG}	modul průřezu ohybu osy G (m ³)
d_G	průměr osy G (m)
σ_{OG}	napětí osy G v ohybu (MPa)
τ_G	napětí ve stříhu v bodě 2 (MPa)
σ_{REDG}	redukované napětí podle HMM (MPa)
k_{GO}	součinitel bezpečnosti osy G v ohybu (-)
k_{GS}	součinitel bezpečnosti osy G ve smyku (-)

Materiál osy C45E vyhovuje tomuto zatížení.

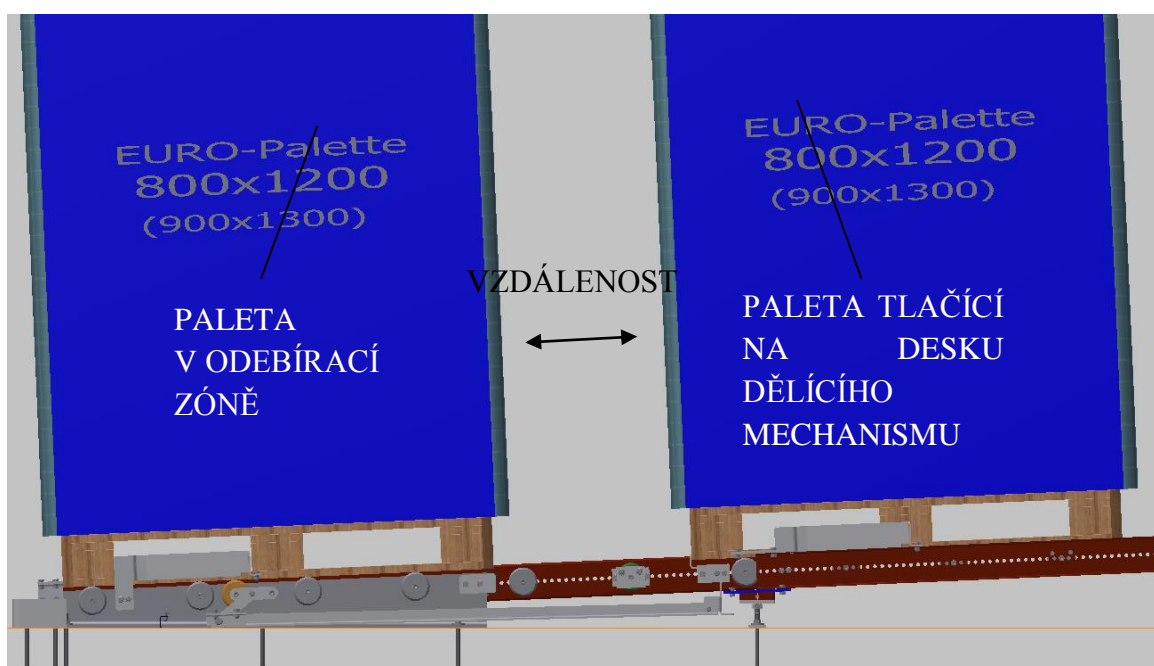
Pevnostní kontrola čepů B, D a osy G je vypočítána pro případ, kdy dojde k porušení statické rovnováhy mechanismu, tj. na dělicí desku působí síla F_P (3258 N). Reálná síla v čepích a v ose bude menší (případ, kdy na dělicí desku působí skutečná síla od tlačících palet F_{Pskut} (2995,3 N)).

5.4 Časové zpoždění dělicího mechanismu

Jakmile obsluha vyjme paletu z odebírací zóny, uvolní se mechanismus a dělicí plech se sklopí do roviny trati silovým působením řady palet nad ním. Palety se dají do pohybu.

Časové zpoždění dělicího mechanismu je důležité pro správný chod gravitačního dopravníku a pro jeho bezpečnou obsluhu.

Brzdné válečky umístěné na dopravníkové trati musí být umístěny tak, aby byl v každém okamžiku pod paletou vždy minimálně jeden. Jsou konstruovány tak, aby při běžném sklonu trati (2° - 3°) brzdily palety do 1000 kg na rychlost $0,3 \text{ m}\cdot\text{s}^{-1}$.



Obr. 5.10 Stav dopravníku před vyjmutím palety z odebírací zóny

Výpočet času při zrychleném pohybu palet

Pohybová rovnice palety

$$m \cdot a_x = m \cdot g \cdot \sin \alpha - k \cdot F_v \quad (5.36)$$

Pohybová rovnice válečku

$$\varepsilon \cdot I = R \cdot F_v \quad (5.37)$$

Rovnice vazby

$$\varepsilon = \frac{a_x}{R} \quad (5.38)$$

kde:

m hmotnost uvolněné palety (kg)

a_x zrychlení palet na dopravníkové trati ($\text{m}\cdot\text{s}^{-2}$)

g	gravitační zrychlení ($\text{m}\cdot\text{s}^{-2}$)
α	sklon trati válečkového gravitačního dopravníku ($^\circ$)
k	počet válečků pod jednou paletou (-)
F_V	setrvačná síla válečků (N)
ε	úhlové zrychlení válečku ($\text{rad}\cdot\text{s}^{-2}$)
I	moment setrvačnosti válečku ($\text{kg}\cdot\text{m}^2$)
R	poloměr válečku (m)

Dosazení rovnice vazby do rovnice válečku

$$\frac{a_x}{R} \cdot I = R \cdot F_V \rightarrow F_V = \frac{a_x \cdot I}{R^2} \quad (5.39)$$

Dosazení vyjádřené síly F_V do pohybové rovnice palety

$$m \cdot a_x + a_x \cdot k \cdot \frac{I}{R^2} = m \cdot g \cdot \sin \alpha \quad (5.40)$$

Moment setrvačnosti válečku

Váleček se skládá z hřídele a pláště válečku. Moment setrvačnosti se tak vypočítá jako součet momentů rotující tyče a válce k ose otáčení válečku (viz vztah 5.41)

$$\begin{aligned} I &= \frac{1}{2} \cdot m_o \cdot r_o^2 + \frac{1}{2} \cdot m_v \cdot (R^2 - r_v^2) = \\ &= \frac{1}{2} \cdot 2,46 \cdot 0,01^2 + \frac{1}{2} \cdot 3,82 \cdot (0,04^2 - 0,038^2) = 4,21 \cdot 10^{-4} \text{ kg}\cdot\text{m}^2 \end{aligned} \quad (5.41)$$

Hmotnost hřídele válečku

$$m_o = \rho_o \cdot V_o = \rho_o \cdot \pi \cdot r_o^2 \cdot EL = 7800 \cdot \pi \cdot 0,01^2 \cdot 1,01 = 2,46 \text{ kg}$$

Hmotnost pláště válečku

$$m_v = \rho_o \cdot V_v = \rho_o \cdot \pi \cdot (R^2 - r_v^2) \cdot RL = 7800 \cdot \pi \cdot (0,04^2 - 0,038^2) \cdot 1 = 3,82 \text{ kg}$$

kde:

m_o	hmotnost hřídele válečku (kg)
ρ_o	hustota oceli ($\text{kg}\cdot\text{m}^{-3}$)
V_o	objem hřídele válečku (m^3)
r_o	poloměr hřídele válečku (m)
EL	délka hřídele válečku (m)
V_v	objem pláště válečku (m^3)
r_v	vnitřní poloměr pláště (m)
RL	referenční délka válečku (m)

Zrychlení palety a_x

$$a_x = \frac{m \cdot g \cdot \sin \alpha}{m + k \cdot \frac{I}{R^2}} = \frac{100 \cdot 9,81 \cdot \sin(2,5^\circ)}{100 + 4 \cdot \frac{4,21 \cdot 10^{-4}}{0,04^2}} = 0,42 \text{ m} \cdot \text{s}^{-2} \quad (5.42)$$

Rychlost palety při dojezdu na místo, kde předtím stála paleta v odebírací zóně bez umístění brzdného válečku

$$v_x = \int_0^t a_x \cdot dt = \frac{m \cdot g \cdot \sin \alpha}{m + k \cdot \frac{I}{R^2}} \cdot t + C_1 \quad (5.43)$$

pro $t = 0 \rightarrow v = 0 \rightarrow C_1 = 0$

$$v_x = \frac{m \cdot g \cdot \sin \alpha}{m + k \cdot \frac{I}{R^2}} \cdot t \quad (5.44)$$

Dráha, kterou paleta ujede od sklopené dělicí desky po místo, kde předtím stála paleta v odebírací zóně

$$s_c = \int_0^t v_x \cdot dt = \frac{1}{2} \cdot \frac{m \cdot g \cdot \sin \alpha}{m + k \cdot \frac{I}{R^2}} \cdot t^2 + C_2 \quad (5.45)$$

pro $t = 0 \rightarrow s = 0 \rightarrow C_2 = 0$

$$s_c = \frac{1}{2} \cdot \frac{m \cdot g \cdot \sin \alpha}{m + k \cdot \frac{I}{R^2}} \cdot t^2 = \frac{1}{2} \cdot a_x \cdot t^2 \quad (5.46)$$

Časový interval ujetí palety od dělicí desky po brzdny váleček, který brzdí palety na rychlost $0,3 \text{ m} \cdot \text{s}^{-1}$

$$t_z = \sqrt{\frac{2 \cdot s_z}{a_x}} = \sqrt{\frac{2 \cdot 0,172}{0,42}} = 0,9 \text{ s} \quad (5.47)$$

Časový interval ujetí palety od brzdného válečku po místo, kde předtím stála paleta v odebírací zóně

$$t_r = \frac{s_c - s_z}{v} = \frac{0,451 - 0,172}{0,3} = 0,93 \text{ s} \quad (5.48)$$

Výsledný čas

$$t_c = t_z + t_r = 0,9 + 0,93 = 1,83 \text{ s} \quad (5.49)$$

kde:

- t_z čas, kdy paleta zrychluje (s)
- t_r čas, kdy paleta jede konstantní rychlostí (s)
- t_c výsledný čas dojezdu palety do odebírací zóny (s)
- s_c vzdálenost mezi paletami (m)
- s_z dráha, na které paleta zrychluje (m)

Prostor odebírací zóny je po zdvižení palety potřeba opustit do 1,83 s (viz vztah (5.49)).

Výpočet časového intervalu je zjednodušený, neuvažují se pasivní odpory ani odpor dělicí desky při sklápění. Předpokládá se ideální najíždění palety na válečky, tzn. bez prokluzu. Skutečný časový interval dojezdu palety od dělicí desky do odebírací zóny bude tedy větší.

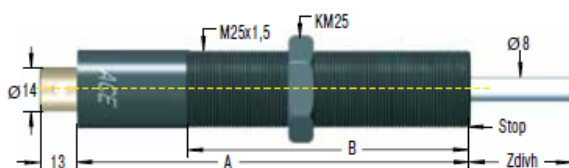
5.5 Další možnosti zpoždění dělicího mechanismu

Delší časovou prodlevu by bylo možné zajistit přidáním dalších komponent, jako například:

Přesná olejová brzda

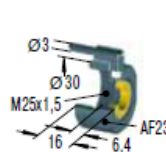
Zajištění většího časového zpoždění dělicího mechanismu by bylo možné dosáhnout instalací přesné olejové brzdy, ta by zpomalovala sklápění dělicí desky zpět do roviny dopravníkové trati.

VC25



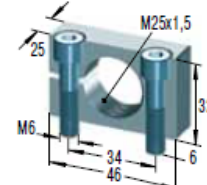
Příslušenství, montáž, instalace ... viz strana 38 až 41.

SP25



Vzduchová ucpávka
pro VC2515FT až VC2555FT
redukce zdvihu o 6,4 mm

MB25



Svěrná příruba

Výkonnostní tabulka

Typ Objednací číslo	Zdvih mm	A	B	Min. hnačí síla N	Max. hnačí síla N	Min. zpětná síla N	Max. zpětná síla N	Vratný čas pístnice s	Max. úhel bočního zatížení °	Hmotnost kg
VC2515EUFT	15	128	80	30	3 500	5	10	0,2	3	0,35
VC2530EUFT	30	161	110	30	3 500	5	15	0,4	2	0,45
VC2555EUFT	55	209	130	35	3 500	5	20	1,2	2	0,6
VC2575EUFT	75	283	150	50	3 500	10	30	1,7	2	0,681
VC25100EUFT	100	308	150	60	3 500	10	35	2,3	1	0,794
VC25125EUFT	125	333,5	150	70	3 500	10	40	2,8	1	0,908

FT = závit M25x1,5

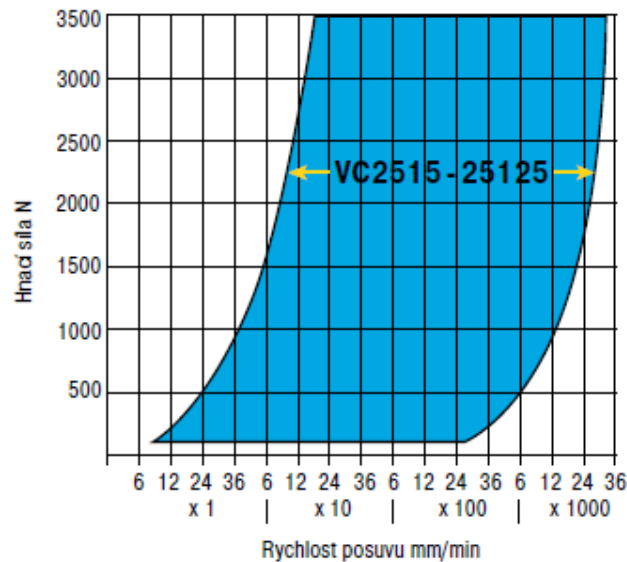
F = průměr 23,8 mm (bez závitů), na vyžádání se svěrnou přírubou.

Obr. 6.1 Nákres a výkonnostní tabulka přesných olejových brzd VC2515 až VC25125 od firmy Bibus, s.r.o. [10] str. 141

Dle vypočítaných sil působících na dělicí mechanismus (viz kap. 5.2) je vyhovující brzda VC2530EUFT.

Nevýhodou olejové brzdy je velká proměnlivost hnací síly v závislosti na rychlosti posuvu (viz obr. 6.2).

Pracovní rozsah VC

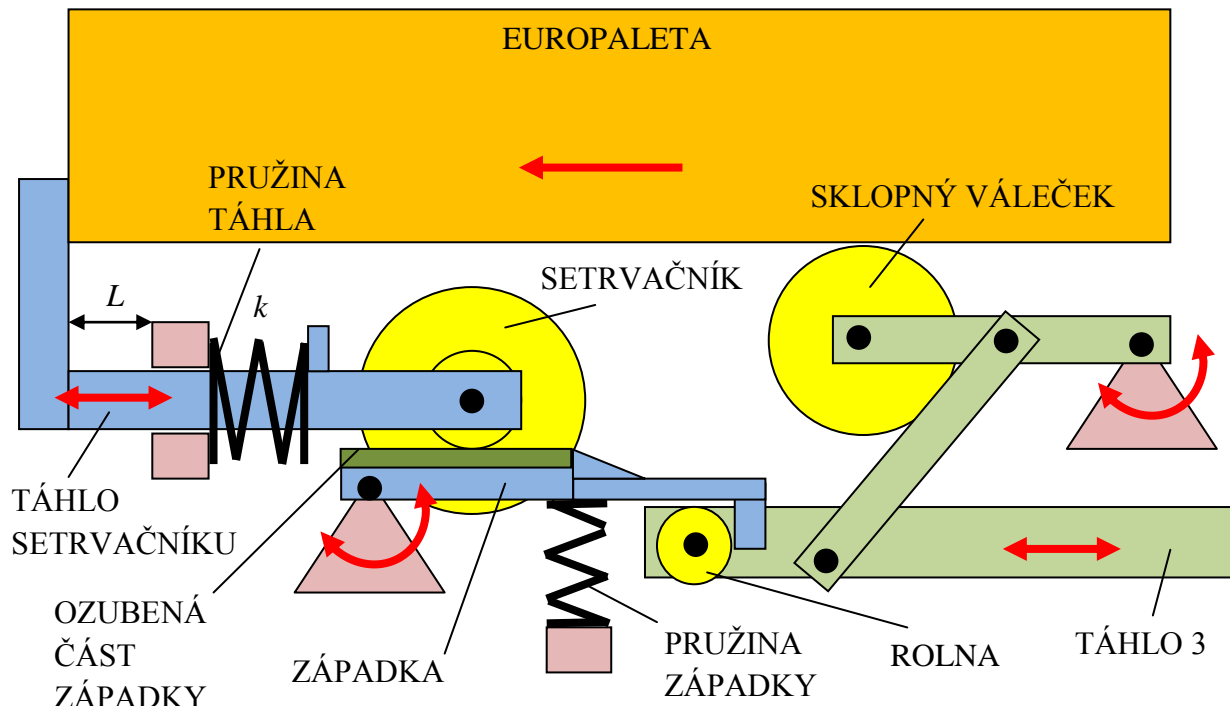


Graf 6.2 Pracovní rozsah olejových brzd série VC firmy Bibus, s.r.o. [10] str. 141

Při plné zátěži gravitačního dopravníku a umístění olejové brzdy za táhlo 3 (1827,2 N) by sklápění dělicí desky trvalo zhruba 10 s a při minimální zátěži cca 80 s. Tento rozsah je příliš velký. Instalace přesné olejové brzdy navíc zvyšuje pořizovací cenu gravitačního dopravníku. Brzda je k dostání přibližně za 5 000 – 6 000 Kč.

Použití olejové brzdy jako prvku, který prodlužuje časové zpoždění dělicího mechanismu je na zvážení a musí se prodiskutovat se zákazníkem.

Mechanický zpoždovač se setrvačnickem



Obr. 6.3 Schéma mechanického zpoždovače s aretací [15]

Mechanický zpoždovač [15] byl navržen v rámci bakalářské práce a pracuje na principu, že europaleta vjede po sklopení dělicí desky do odebírací zóny, tlačí sklopné válečky a posune táhlo 3 s otočnou rolnou směrem doleva. Následně se vlivem silového působení palety posune táhlo setrvačnicku do levé koncové polohy.

Přesunutím tohoto táhla do levé polohy se tlačí pružina táhla s tuhostí k . Setrvačnick se při pohybu táhla vlevo nebo vpravo otáčí v příslušném směru po ozubené části západky. Při pohybu zpoždovacího táhla vlevo se západka sklopí a zajistí tím dělicí mechanismus.

Po vyjmutí palety z odebírací zóny se táhlo setrvačnicku postupně přesouvá z levé polohy do pravé. To zajišťuje pružina táhla. Při překonání vzdálenosti L je již setrvačnick za ozubeným hřebenem a to vede ke zvednutí západky. Západka je v neustálém kontaktu se setrvačnickem. Zdvih západky nahoru je zajištěn pružinou západky. Následně je silovým působením sklopena dělicí deska mechanismu. Tím je celý cyklus mechanismu dokončen. [15]

Srovnání obou prvků sloužících k dosažení většího časového zpoždění dělicího mechanismu je uvedeno v tab. 6.1.

Tab. 6.1 Srovnání obou zpoždovacích prvků

typ zpoždovače	mech. zpoždovač s aretací	přesná olejová brzda
výhody	dělicí deska drží ve stejné poloze až do uvolnění táhla 3, pořizovací cena	jednodušší konstrukce
nevýhody	složitější konstrukce	dělicí deska se ihned sklápí, pořizovací cena

6 Závěr

Cíl bakalářské práce byl splněn, byl zkonstruován válečkový gravitační dopravník s odebírací zónou a dělicím mechanismem. Dělicí mechanismus je čistě mechanický, je vytvořen a navržen tak, aby jeho pořizovací cena byla co nejnižší a údržba co nejjednodušší.

Funkčnost dělicího mechanismu byla ověřena výpočtem. Byly stanoveny síly působící na dělicí mechanismus. Maximální síla působící od palet seřazených na dopravníkové trati za dělicí deskou je menší, než síla, která by porušila statickou rovnováhu mechanismu (viz vztah 5.19). Tzn., že tento mechanismus by měl být spolehlivý pro všechny požadované případy zatížení dopravníku.

Dále byla provedena pevnostní kontrola nejvíce namáhané částí mechanismu (osa G dělicí desky) a čepů B a D. Všechny tyto části vyhovují danému namáhání.

Oproti konkurenci se dělicí mechanismus liší v tom, že sklopný váleček neleží na samém konci trati, ale je posunutý blíže k těžišti palety v odebírací zóně (viz obr. 5.10). To zajistí větší časové zpoždění od okamžiku zvednutí palety v odebírací zóně do příjezdu další palety na její místo. Díky této časové prodlevě je provoz dopravníku bezpečnější, ale délka trati dopravníku musí být o 300 mm delší, aby na ni bylo možné umístit stejný počet palet.

Seznam použité literatury

- [1] AQS LOGISTIC SYSTEMS, GMBH. *Pallet gravity conveyors components* [online]. 2013 [cit. 2014-03-11]. Dostupné z: http://www.aqs-logistic.com/en/Pallet_gravity_conveyors_Components.htm
- [2] ROLLEX CZECH, S.R.O. *ROLLEX - skladovací technika* [online]. 2008 [cit. 2014-03-11]. Dostupné z: <http://www.rollex-czech.cz/katalogy.html>
- [3] INTERROLL (SCHWEIZ) AG. *Interroll palet roller flow PF 1100* [online]. 2011 [cit. 2014-03-11]. Dostupné z: http://www.interroll.com/media/products_1/mf_products_staging/ms_pallet_roller_flow_fifo_plane/Pallet_Roller_Flow_FIFO_PLane~8.pdf
- [4] INTERROLL (SCHWEIZ) AG. *The new safety separator with time plus functionality by Interroll* [online]. 2012 [cit. 2014-03-11]. Dostupné z: <http://www.interroll.com/en/interroll-group/press/newsletter/safety-separator/safety-separator.php>
- [5] INTERROLL CZ, s.r.o. *Interroll- dopravníkové válečky* [online]. 2011 [cit. 2014-03-11]. Dostupné z: http://www.interroll.com/media/editorial_media/interroll_group/downloads/antriebe_foerderrollen/drivers_rollers/conveyor_rollers_catalogue/foerderrollen_katalog_2013/FR_CS_2013_WEB.pdf
- [6] GAJDŮŠEK, J.; ŠKOPÁN, M.: *Teorie dopravních a manipulačních zařízení, skriptá VUT*, Brno 1988
- [7] KUPKA, L a kol.: *Transportní zařízení*, SNTL, Praha 1966
- [8] Ing. FLORIAN, Z, CSc.; Doc. RNDr. PELLANT, K, CSc.; Doc. Ing. SUCHÁNEK, M, CSc.: *Technická mechanika I- Statika, skriptá VUT*, Brno 2004
- [9] SHIGLEY, J. E., MISCHKE, Ch. E., BUDYNAS R. G. *Konstruování strojních součástí*. 1. vyd. Editor Martin Hartl, Miloš Vlk. Brno: VUTIUM, 2010, 1159 s. ISBN 978-80-214-2629-0.
- [10] BIBUS, s.r.o. *Průmyslové tlumiče rázů* [online]. 2011 Dostupné z: http://www.bibus.cz/fileadmin/editors/countries/bisro/katalogy/ACE/ACE-Katalog_2011_CZ_A4_290512_low-resolution.pdf
- [11] BOHDAN BOLZANO, s.r.o. *Přehled vlastností oceli S235JR* [online]. 2014 [cit. 2014-05-17]. Dostupné z: <http://www.bolzano.cz/cz/technicka-prirucka/tycove-oceli-uhlikove-konstrukcni-a-legovane/nelegovane-konstrukcni-oceli-podle-en-10025/prehled-vlastnosti-oceli-s235jrdrive-s235jrg2>
- [12] BOHDAN BOLZANO, s.r.o. *Přehled vlastností oceli C45* [online]. 2014 [cit. 2014-05-17]. Dostupné z: http://www.bolzano.cz/assets/files/TP/MOP_%20Tycova_ocel/EN_10083/MOP_vlastnosti_C45.pdf
- [13] SCILAB ENTERPRISES S.A.S. *Scilab 5.5.0* [počítačový program]. 2014 [cit. 2014-04-28]. Dostupné z: <http://www.scilab.org/download/5.5.0>

- [14] INTERROLL (SCHWEIZ) AG. *Roller calculation* [počítačový program]. 2014 [cit. 2014-04-11]. Dostupné z:
<http://www.interroll.com/en/interroll-group/products/conveyor-rollers/technical-information/roller-calculation/roller-calculation.php>
- [15] VEPŘEK, J., PLESNÍK, D. SSI SCHÄFER s. r. o. *Mechanický zpoždovač pro gravitační dopravníky*, technická zpráva. Hranice na Moravě, 2014, 12 s.

Seznam použitých veličin a jejich jednotek

označení	název	jednotka
A	matice soustavy popisující soustavu geometricky	(-)
a	zrychlení palet na dopravníkové trati	($\text{m}\cdot\text{s}^{-2}$)
a_x	zrychlení palet na dopravníkové trati	($\text{m}\cdot\text{s}^{-2}$)
B	délka pláště válečku	(mm)
b	sloup. vektor úplně zadaných silových prvků	(-)
b	šířka dopravovaného předmětu	(mm)
c	délka dopravovaného předmětu	(mm)
d_B	průměr čepu B	(m)
d_G	průměr osy G	(m)
EL	montážní délka válečků	(mm)
F_{lmin}	min. síla působící od palety na sklopné válečky	(N)
F_B	výsledná síla v čepu B	(N)
F_{BX}	složka ve směru x síly v čepu B	(N)
F_{BY}	složka ve směru y síly v čepu B	(N)
F_{do}	síla působící na paletu od dorazu	(N)
F_{GX}	výsledná síla v ose G	(N)
F_g	tíhová síla palety v odebírací zóně	(N)
F_{Pskut}	výsledná síla od tlačících palet	(N)
F_V	setrvačná síla válečků	(N)
g	tíhové zrychlení	($\text{m}\cdot\text{s}^{-2}$)
I	moment setrvačnosti válečku	($\text{kg}\cdot\text{m}^2$)
i	počet stupňů volnosti	(-)
i_v	počet stupňů volnosti volného tělesa	(-)
k	počet válečků pod jedním břemenem	(-)
k_B	součinitel bezpečnosti čepu B ve smyku	(-)
k_{BO}	součinitel bezpečnosti čepu B na opotřebení	(-)
k_{GS}	součinitel bezpečnosti osy G ve smyku	(-)
k_{GO}	součinitel bezpečnosti osy G v ohybu	(-)
$L/3$	minimální rozteč válečků	(mm)
L_1	vzdálenost mezi body 1 a 2	(m)
M_{OGmax}	maximální ohybový moment osy G	($\text{N}\cdot\text{m}$)
m	hmotnost uvolněné palety	(kg)
m_1	zátěž na jeden váleček	(kg)
m_{1P}	hmotnost palety v odebírací zóně	(kg)
m_o	hmotnost hřídele válečku	(kg)
m_{PL}	hmotnost sedmi plně naložených palet	(kg)
m_p	celková hmotnost dopravovaného předmětu	(kg)
m_v	hmotnost válečku	(kg)
n	počet těles v soustavě	(-)

p_O	tlak na táhlo 2	(Pa)
R	poloměr válečku	(m)
RL	referenční délka válečků	(mm)
R_e	minimální mez kluzu materiálu čepu	(MPa)
r_o	poloměr hřídele válečku	(m)
r_v	vnitřní poloměr pláště	(m)
S_{BS}	střižná plocha čepu B	(m ²)
S_{BO}	plocha táhla 4 podléhající otlacení	(m ²)
s_B	šířka táhla 4 působící na čep B	(m)
s_c	vzdálenost mezi paletami	(m)
s_z	dráha, na které paleta zrychluje	(m)
t	celkový čas	(s)
t_c	výsledný čas dojezdu palety do odebírací zóny	(s)
t_r	čas, kdy paleta jede konstantní rychlostí	(s)
t_z	čas, kdy paleta zrychluje	(s)
V_o	objem hřídele válečku	(m ³)
V_v	objem pláště válečku	(m ³)
v	maximální rychlost palet	(m·s ⁻¹)
W_{OG}	modul průřezu ohybu osy G	(m ³)
\mathbf{x}	sloupcový vektor neznámých parametrů	(-)
x_2	poloha nositelky působící síly F_{1min}	(mm)
x_T	poloha nositelky tíhové síly palety ve směru x	(mm)
y_T	poloha nositelky tíhové síly palety ve směru y	(mm)
y_{do}	poloha nositelky síly od dorazu ve směru y	(mm)
α	sklon trati válečkového gravitačního dopravníku	(°)
π	Ludolfovo číslo	(-)
η	počet omezených deformačních parametrů	(-)
μ	neznámé nezávislé parametry	(-)
μ_F	neznámé nezávislé parametry- silové	(-)
μ_M	neznámé nezávislé parametry- momentové	(-)
μ_r	neznámé nezávislé parametry- polohové	(-)
\mathcal{U}	podmínky statické rovnováhy	(-)
\mathcal{U}_F	podmínky statické rovnováhy- silové	(-)
\mathcal{U}_M	podmínky statické rovnováhy- momentové	(-)
ξ_i	počet stupňů volnosti odebraných vazbami	(-)
τ_S	výsledné smykové napětí v čepu B	(MPa)
σ_{OG}	napětí osy G v ohybu	(MPa)
τ_G	napětí ve stříhu v bodě 2	(MPa)
σ_{REDG}	redukované napětí podle HMH	(MPa)
ε	úhlové zrychlení válečku	(rad·s ⁻²)
ρ_o	hustota oceli	(kg·m ⁻³)

Seznam příloh

Příloha A	Výkres sestavy 0-3A2-000-1/1
Příloha B	Výpočet silového působení na mechanismus v softwaru Scilab 5.5.0