



---

**ČESKÉ VYSOKÉ UČENÍ TECHNICKÉ V PRAZE**  
**FAKULTA STROJNÍ**



**Ústav konstruování a částí strojů**

**Optimalizace konstrukčního řešení tunelových pásových  
dopravníků**

**Optimization of the Design Solution of Tunnel Belt Conveyors**

Diplomová práce

Studijní program: N 2301 STROJNÍ INŽENÝRSTVÍ  
Studijní obor: 2301T047 Dopravní, letadlová a transportní technika

Vedoucí práce: Ing. MRÁZEK Jiří, Ph.D.

**Bc. Jiří Holman**

---

**Praha 2015**

Vysoká škola: **České vysoké učení technické v Praze**  
Fakulta: **strojn**  
Ústav: **12 113, Ústav konstruování a částí strojů**  
Akademický rok: **2014/2015**

## **ZADÁNÍ DIPLOMOVÉ PRÁCE**

Student: **Bc. Holman Jiří**

Studijní program: **Strojní inženýrství**

Studijní obor: **Dopravní, letadlová a transportní technika**

Název práce: **Optimalizace konstrukčního řešení  
tunelových pásových dopravníků**

Název práce anglicky: **Optimization of design solution of tunnel belt  
conveyors**

Zadání práce:

Proveďte optimalizaci konstrukčního řešení zatáček pásových dopravníků s ohledem na poloměr zatáčky minimálně 350m pro podmínky provozu v tunelu. Dále proveďte koncepční návrh řešení problematiky prašnosti s ohledem na specifické požadavky pro provoz v tunelu.

Stručná osnova zadání:

1. Rešerše problematiky provozu pásových dopravníků
2. Koncepční návrh variant řešení zatáček pásových dopravníků
3. Výběr vhodné varianty pro podmínky provozu v tunelu a vypracování jejího konceptu konstrukčního řešení ve 3D
4. Koncepční návrh variant řešení problematiky prašnosti při provozu dopravníku.
5. Kritické zhodnocení navržených variant řešení

Rozsah grafické části:

1. 3D koncepční model řešení
2. 2D výkresy sestavení vybraných variant

Specifikace textové části:

1. komentář ke konstrukčnímu řešení jednotlivých celků
2. min. rozsah 40 až 90 stran vč. obrázků + přílohy

Doporučené podklady:

- ŠVEC, V.: Části a mechanismy strojů. Spojce a části spojovací. Praha: ČVUT, 2008.  
ŠVEC, V.: Části a mechanismy strojů. Mechanické převody. Praha: ČVUT, 2003.

Vedoucí práce: **Ing. Jiří Mrázek, Ph.D.**

Datum zadání: **9.3. 2015**

Termín odevzdání: **19.6. 2015**

*Neodevzdá-li student diplomovou práci v určeném termínu (tuto skutečnost písemně zdůvodnil a omluva byla děkanem uznána), stanoví děkan studentovi náhradní termín odevzdání diplomové práce. Pokud se však student řádně neomluvil nebo omluva nebyla děkanem uznána, může si student zapsat diplomovou práci podruhé.*

*Student bere na vědomí, že je povinen vypracovat diplomovou práci samostatně, bez cizí pomoci, s výjimkou poskytnutých konzultací. Seznam použité literatury, jiných pramenů a jmen konzultantů je třeba uvést v diplomové práci.*

Zadání diplomové práce převzal dne:

podpis studenta

prof. Ing. Vojtěch Dinybyl, Ph.D.  
vedoucí ústavu

prof. Ing. Michael Valášek, DrSc.  
děkan fakulty

## Prohlášení

Prohlašuji, že jsem diplomovou práci s názvem: „Optimalizace konstrukčního řešení tunelových pásových dopravníků“ vypracoval samostatně pod vedením pana Ing. Jiřího Mrázka, Ph.D., s použitím literatury, uvedené na konci mé diplomové práce v seznamu použité literatury.

V Praze

Bc. Jiří Holman

## Poděkování

Rád bych touto cestou vyjádřil poděkování vedoucímu diplomové práce panu Ing. Jiřímu Mrázkovi, Ph.D. za jeho cenné rady a vstřícnost. Děkuji firmě Metrostav a.s. v zastoupení pana Ing. Prajera za pomoc a spolupráci při zpracování této práce. Můj velký vděk v neposlední řadě patří rodině za podporu při studiu.

## Anotační list

Jméno autora:	Bc. Jiří HOLMAN
Název DP:	<i>Optimalizace konstrukčního řešení tunelových pásových dopravníků</i>
Anglický název:	Optimization of the Design Solution of Tunnel Belt Conveyors
Rok:	2015
Studijní program:	N 2301 Strojní inženýrství
Obor studia:	2301T047 Dopravní, letadlová a transportní technika
Ústav:	Ústav konstruování a částí strojů
Vedoucí DP:	<i>Ing. MRÁZEK Jiří, Ph.D.</i>
Konzultant:	<i>Ing. PRAJER Jan (Metrostav a.s.)</i>
Bibliografické údaje:	počet stran 91 počet obrázků 67 počet tabulek 10 počet příloh 15
Klíčová slova:	dopravník, čištění pásu, stabilizace pásu, samostavitelná stolice
Keywords:	conveyor, belt cleaning, belt stabilization, self-aligning idler

### **Anotace:**

*Hlavní náplní práce je návrh řešení umožňující snížení poloměru trasy dopravníku a sekundárně průzkum možností snížení prašnosti návratové větve dopravníku. Práce obsahuje souhrn teorie o dopravnících, přehled vybraných komponent dopravníků a konstrukční část s výpočty mechaniky a CAD modelem samostavitelné stolice.*

### **Abstract:**

*The primary goal of the study is a design of a possible solution leading to the lowering of a minimal curvature radius of a belt conveyor track and, secondary, it is a research of possibilities for the decrease of a dust pollution caused by the return side of a belt. The thesis includes a summary of the conveyor theory, overview of chosen conveyor components, a section leading to a design of a self-aligning idler complemented with calculations of its mechanics and a CAD model of the self-aligning idler.*

## Obsah

Seznam použitých zkratk a symbolů .....	9
1 Úvod .....	11
2 Teoretická a rešeršní část .....	14
2.1 Převázaný materiál .....	14
2.2 Dopravní a manipulační zařízení .....	15
2.3 Popis silového působení na materiál .....	16
2.4 Přenos tažné síly .....	16
2.5 Dopravní pásy .....	18
2.6 Rozdělení dopravníků podle pásů .....	19
2.6.1 Konvenční pásové dopravníky .....	20
2.6.2 Dopravníky s uzavřením přepravovaného média .....	20
2.7 Požadavky kladené na dopravník .....	25
2.7.1 Multikriteriální multiexpertní analýza .....	27
2.8 Zlepšení průjezdu zatáčkou pomocí adaptivní stolice .....	30
2.9 Prašnost pásového dopravníku .....	34
2.9.1 Konvenční čističe pásu .....	35
2.9.2 Kartáčové čističe .....	40
2.9.3 Pásové myčky .....	42
2.9.4 Shrnutí problematiky čištění pásu .....	44
2.10 Závěr teoretické a rešeršní části .....	45
3 Možnosti snížení prašnosti čištěním pásu .....	47
4 Stabilizace pásu při zakřivení trasy dopravníku .....	50
4.1 Silové poměry mezi pásem a stolicí .....	50
4.1.1 Síly v kontaktu pás-váleček ve svislé rovině .....	51
4.1.2 Síly a rychlosti v kontaktu pás-váleček ve vodorovné rovině .....	62
4.2 Adaptivní stolice .....	67
4.2.1 Návrh nového řešení adaptivní stolice .....	69

---

4.2.2	Mechanika stolice na podvěsném trapezogramu.....	72
4.2.3	CAD model prototypu adaptivní stolice na trapezogramu.....	76
4.2.4	Prototyp .....	77
4.2.5	Testování schopnosti stabilizace pásu .....	78
5	Závěr .....	83
	Zdroje .....	85
	Seznam obrázků .....	88
	Seznam tabulek.....	90
	Seznam příloh .....	91





## Seznam použitých zkratk a symbolů

### Veličiny

$a, b$	[1]	koeficienty rovnice paraboly materiálu
$B$	[mm]	šířka pásu
$c$	[mm]	délka ramene trapezogramu
$D$	[m]	průměr zabaleného hadicového pásu
$F$	[N]	tažná síla (kap. 2.3) <sup>1</sup>
$F$	[m <sup>2</sup> ]	plocha průřezu materiálem na pásu (kap. 4.1) <sup>1</sup>
$F$	[N]	síla v kontaktu pás-strážní váleček (kap. 4.2) <sup>1</sup>
$F_{od}$	[N]	síla pasivního odporu
$F_{od\ smyk}$	[N]	síla pasivního odporu smykového tření
$F_{od\ val}$	[N]	síla pasivního odporu valení
$F_s$	[N]	výslednice pasivních odporů
$F_{vpn}$	[N]	normálová síla v kontaktu váleček-pás
$F_{vpx}$	[N]	x složka kontaktní síly váleček-pás
$F_{vpy}$	[N]	y složka kontaktní síly váleček-pás
$G$	[N]	tíha
$l_3$	[mm]	délka válečku
$m_{boč\ vál}$	[kg]	hmotnost nesená bočním válečkem
$m_{pás}$	[kg]	hmotnost pásu v délce $t_h$
$m_{stř\ vál}$	[kg]	hmotnost nesená středním válečkem
$N$	[N]	normálová síla mezi vláknem a kotoučem
$P_{ztrát}$	[W]	ztrátový výkon
$P_{ztrát\ smyk}$	[W]	ztrátový výkon smykem
$P_{ztrát\ val}$	[W]	ztrátový výkon valením
$q_{vpn}$	[N/mm]	spojité kontaktní zatížení váleček pás
$R$	[mm]	poloměr válečku
$r_{Fp}$	[mm]	rameno síly na strážním válečku vzhledem k pólu pohybu
$R_{min}$	[m]	minimální poloměr zatáčky dopravníku
$r_T$	[mm]	rameno tíhové síly vzhledem k pólu pohybu
$S_1, S_2$	[N]	síla ve vlákně opásání
$T$	[N]	tečná síla mezi vláknem a kotoučem
$t_h$	[m]	rozeč stolic v horní větvi
$v$	[ms <sup>-1</sup> ]	rychlost pohybu pásu

<sup>1</sup> Shoda označení způsobena shodou v původních citovaných dokumentech, označení platí pro uvedenou kapitolu.



$V_{smyk}$	$[ms^{-1}]$	smyková složka rychlosti pohybu pásu
$V_{val}$	$[ms^{-1}]$	valivá složka rychlosti pohybu pásu
$x$	$[mm]$	souřadnice popisující šířku pásu
$x_p$	$[mm]$	x souřadnice okamžitého středu otáčení (pól pohybu)
$y$	$[mm]$	výška materiálu
$y_p$	$[mm]$	y souřadnice okamžitého středu otáčení (pól pohybu)
$\alpha, \gamma$	$[^\circ]$	úhly mezi rámem a rameny trapezogramu
$\alpha_g$	$[^\circ]$	geometrický úhel opásání (kap. 2.4)
$\alpha_k$	$[^\circ]$	klidový úhel opásání (kap. 2.4)
$\alpha_v$	$[^\circ]$	využitý úhel opásání (kap. 2.4)
$\beta$	$[^\circ]$	úhel opásání (kap. 2.4) <sup>2</sup>
$\beta$	$[^\circ]$	naklonění bočního válečku (kap. 4.1) <sup>2</sup>
$\beta$	$[^\circ]$	naklonění stolice (kap. 4.2) <sup>2</sup>
$\mu$	$[1]$	součinitel tření
$\xi$	$[m]$	rameno valivého odporu
$\rho_{mat}$	$[kg/m^3]$	hustota materiálu na pásu
$\varphi$	$[^\circ]$	sypný úhel
$\psi$	$[rad]$	souřadnice na kotouči

### Další symboly

A, C, D	význačné body v modelu náplně pásu
P	pól pohybu, okamžitý střed otáčení

---

<sup>2</sup> Shoda označení způsobena shodou ve zdrojových dokumentech, označení platí pro uvedenou kapitolu.

# 1 Úvod

Manipulace s materiálem je významnou částí technologického procesu ražby tunelu. Rubaninu, kterou produkuje razící štít v čele vznikajícího tunelu, je nutné dopravit z čela ražby tunelu (razící štít) mimo tunel k dalšímu zpracování (např. nakládka na nákladní automobily). Omezené uzavřené prostředí a návaznost na ražbu tunelu kladou na transport rubaniny požadavky nejen z hlediska geometrie trasy, kapacity a prašnosti provozu.

Transport rubaniny od razícího štítu v Ejpovicích firmy Metrostav je zajištěn skupinou za sebou řazených pásových dopravníků, mezi kterými dochází k přesypu. Oblasti, kterým se dokument věnuje, jsou:

- Vedení pásových dopravníků v poloměrech  $R < 350m$
- Prašnost (návratové větve)

Snížení minimálního poloměru zatáček dopravníku by umožnilo flexibilnější a efektivnější uspořádání dopravy rubaniny. Dopravníky, které nedokáží překonávat zakřivení trasy, jsou náročné na prostor, který je zpravidla omezený. Příkladem může být ražba tunelu metra, kdy byla rubanina vyvážena z podzemí šachtou, v takovém případě má pásový dopravník s omezeným úhlem stoupání a bez schopnosti zatáčet jen malé možnosti. (Zakřivená trasa by umožnila stoupání ve šroubovici po obvodu šachty).

V první části dokumentu jsou shromážděny obecné informace o dopravnících a následovány průřezem aktuálně dostupných komponent. Jsou popsány zejména produkty, které mají potenciál přispět k řešení zadaných problémů. Teoretické poznatky o dopravnících jsou doprovázeny odkazy na literaturu, ve které lze nalístit podrobnější informace. Během rozboru schopností dopravníků se řešení rozvětňuje na 1) možnost změny technologie dopravníku a 2) doplnění pásového dopravníku o komponenty, které zlepšují jeho schopnosti.

V teoretické části jsou vyjmenované obvyklé a některé unikátní technologie dopravníků. Vybrané z nich jsou konfrontovány se sadou požadavků kladených na dopravu materiálu při ražbě tunelu. Zhodnocení je provedeno pomocí multikriteriální multiexpertní analýzy.

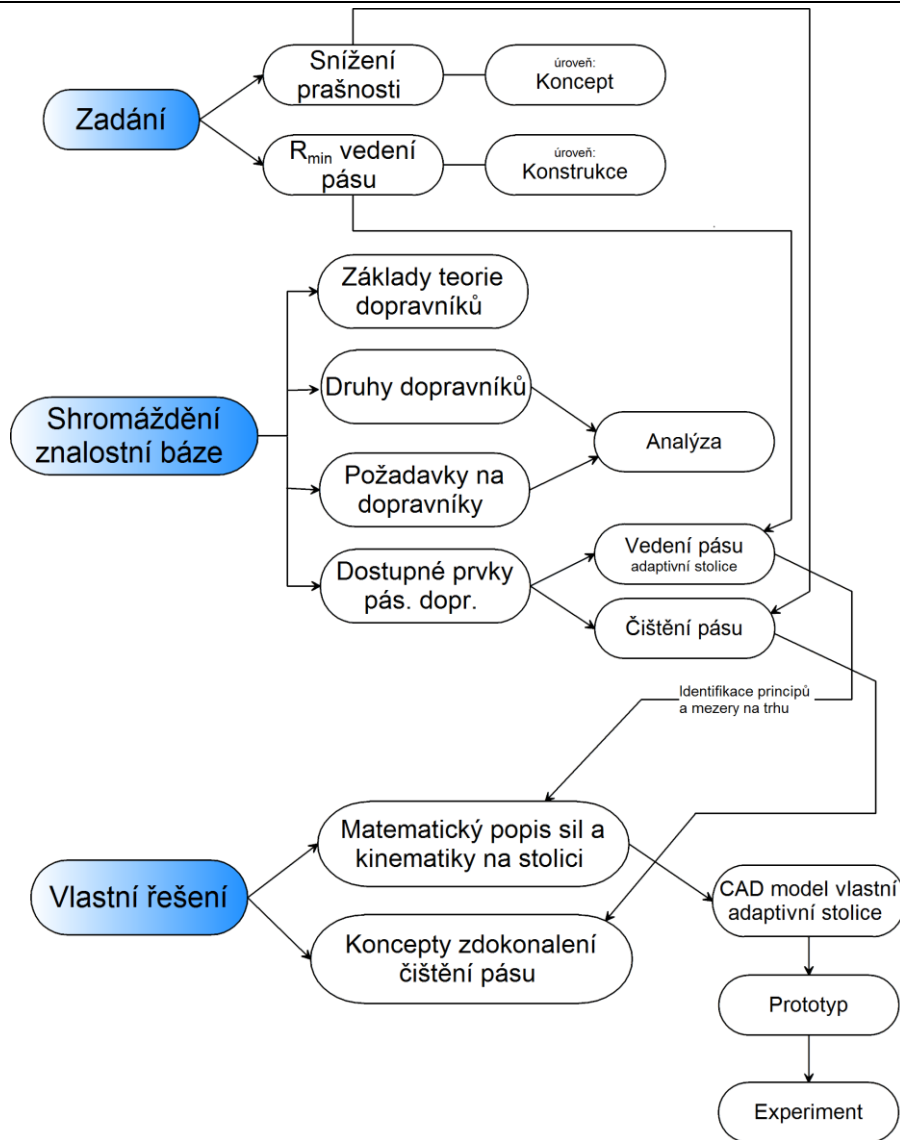
Z poznatků shromážděných v teoretické části, která je zároveň do jisté míry průzkumem trhu navazuje část konstrukční. Jejím cílem je zjistit potenciál využití jednoho z pojmenovaných principů k sestavení adaptivní stolice stabilizující pás.

Jedná se o princip, který má na současném trhu nízké využití a je proto v případě jeho funkčnosti prostor pro jeho prosazení. Stabilizace pásu je hlavním příčinou omezené schopnosti pásových dopravníků překonávat poloměry kratší  $R < 350m$ .

Design adaptivní stolice se skládá z kroků:

- popis sil působících na stolicí,
- návrh variant,
- rozpracování zvolené varianty s popisem kinematiky,
- CAD model,
- prototyp,
- experiment.

A klade si za cíl kromě výše zmíněných požadavků nízkou náročnost výroby prototypu, adaptivitu produktu pro dopravníky různých výrobců, minimalizaci ceny finálního produktu a jeho robustnost. Výpočty jsou algoritmizovány v programu Matlab a CAD model vytvořen v programu Autodesk Inventor. Na obr.1 je pro ilustraci logiky skladby kapitol v diagramu zakreslen logický rámec dokumentu.



obr.1.: Logický rámec dokumentu

## 2 Teoretická a rešeršní část

Jednou z hlavních částí pásového dopravníku je nekonečný dopravní pás, který obíhá poháněcí a vratný buben. V běžných podmínkách jsou pásové dopravníky využívány pro přímočarou dopravu převážně sypkých materiálů.

Tento způsob dopravy má v základním provedení několik předností i slabín.

- + Plynulá doprava
- + Vysoký dopravní výkon
- + Vysoká účinnost
- + Nízká hlučnost
- + Bezpečnost
- + Spolehlivost
- + Jednoduchost (konstrukce, montáž, demontáž, údržba)
- Velmi omezená možnost horizontálních zatáček
- Omezené stoupání
- Velký počet rotujících součástí (údržba)
- Obtíže s abrazivními a lepidlymi materiály

### 2.1 Přepravovaný materiál

Podle FEM ( Fédération Européenne de laa Manutention) [1] lze pro potřeby výrobců a uživatelů přepravovaný sypký materiál charakterizovat těmito 5 základními údaji:

označení:

- |                          |                                        |
|--------------------------|----------------------------------------|
| a) Zrnitost              | $A \rightarrow K$ a $I \rightarrow VI$ |
| b) Soudržnost            | $1 \rightarrow 6$                      |
| c) Chování během dopravy | $o \rightarrow x$                      |
| d) Objemovou hmotností   | $\rho_v [kg \cdot m^{-3}]$             |
| e) Teplota               | $T [^{\circ}C]$                        |

Klasifikace materiálů, který je na dopravnících při ražbě tunelu dopravován, umožňuje lepší orientaci, popis a zdůvodnění pracovních stavů dopravníku. Dalším důležitým přístupem k přepravovanému médiu je přístup z hlediska mechanických vlastností. Pro techniky, konstruktéry a provozovatele dopravních zařízení jsou podle Poláka [1] důležité následující parametry:

- a) Zrnitost
- b) Vlhkost
- c) Měrná, objemová a sypná hmotnost
- d) Sypný úhel
- e) Úhel vnitřního a vnějšího tření
- f) Soudržné napětí
- g) Napěťový stav sypkého tělesa

Norma ČSN 26 0070 (Klasifikace a označování sypkých hmot dopravovaných na dopravních zařízeních) uvádí kromě přehledu údajů pro klasifikaci a označování sypkých hmot také přehled normalizovaných vlastností. Příloha normy obsahuje návod k třídění sypkých hmot.[11]

## 2.2 Dopravní a manipulační zařízení

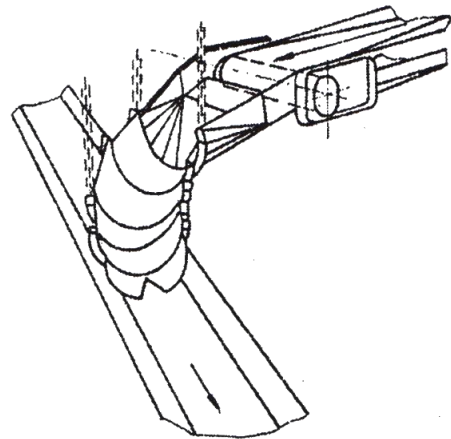
Pásové dopravníky se při dělení dopravních a manipulačních zařízení podle Poláka [1] řadí do skupiny dopravních tratí s pohybem materiálu po vázané dráze. Dále lze dopravu dělit na kategorie:

- Vodorovná
- Úklonná
- Svislá

Různé části dopravníku mohou spadat do jiné kategorie. Podle silového působení na přepravovaný materiál dělíme dopravníky na:

- Gravitační
- S mechanickým přenosem sil
- Doprava v pomocném médiu

Pásové dopravníky využívají mechanického přenosu sil. Například přesypy mohou být konstruovány jako krátké gravitační dopravníky (obr.2.).



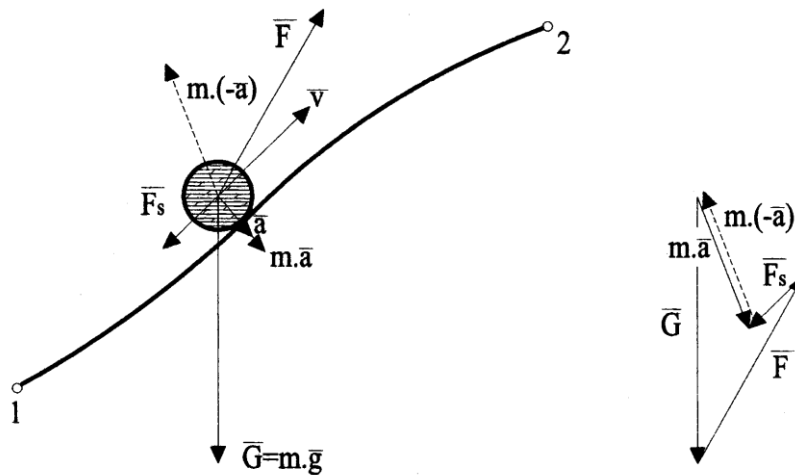
obr.2.: Boční přesyp pásového dopravníku [4]

## 2.3 Popis silového působení na materiál

Základem matematického popisu dopravy je pohybová rovnice (1) [1], která má pro kontakt pod elementem přepravovaného materiálu tvar:

$$\bar{F} + \bar{F}_s + \bar{G} = m \cdot \frac{d\bar{v}}{dt} \quad (1)$$

Členy vychází ze silové rovnováhy bodu, jak je naznačeno na obr.3. Síly jsou vyjádřeny ve vektorovém tvaru.  $\bar{F}_s$  [N] představuje výslednici pasivních odporů,  $\bar{F}$  [N] tažnou sílu,  $\bar{G}$  [N] tíhu,  $m$  [kg] hmotnost uvažovaného elementu částice,  $\frac{d\bar{v}}{dt}$  [ $ms^{-2}$ ] její zrychlení,  $\bar{v}$  [ $ms^{-1}$ ] rychlost a  $\bar{a}$  [ $N \cdot kg^{-1}$ ] složka zrychlení způsobená normálovou silou v kontaktu.



obr.3.: Zobrazení vektorů působících na částici [1]

## 2.4 Přenos tažné síly

Pásové dopravníky využívají k přenosu tažné síly z hnacího bubnu na pás mechanismu adheze. Z rovnováhy normálových a tečných sil na element pásu v radiálním a tečném směru vyplývá Eulerova rovnice (2). Na obr.4 jsou zobrazeny síly působící na pás a vyjmutý element pásu na hnacím kole.

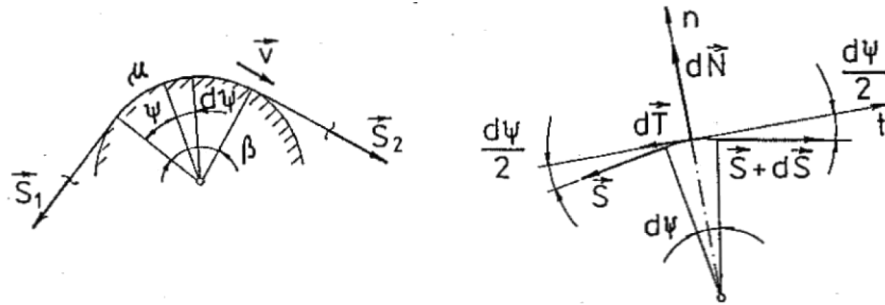
$$\frac{S_2}{S_1} = e^{\mu\beta} \quad (2)$$

Tento výpočetní aparát umožňuje dimenzovat třecí spoj mezi pásem a bubnem k přenosu požadované tažné síly a určit potřebnou napínací sílu.  $S_1$  a  $S_2$  [N] jsou síly ve vláknech,  $\mu$  [1] součinitel tření a  $\beta$  [rad] úhel opásání. Na obr.4 jsou dalšími

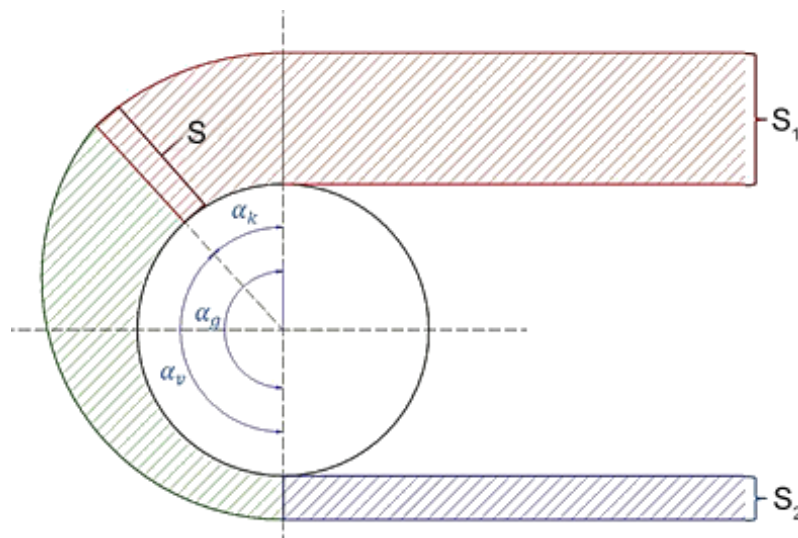




veličinami:  $\psi$  [rad] souřadnice na kotouči,  $\vec{v}$  [ $ms^{-1}$ ] rychlost,  $dT$  [N] elementární tečná síla,  $dN$  [N] elementární normálová síla mezi vláknem a kotoučem.



obr.4.: Silové působení na pás v rovině radiálního a tečného směru [2]



obr.5.: Klidový, využitý a geometrický úhel opásání [3]

Na obr.5 je znázorněn průběh tažné síly v pásu podél obvodu bubnu. Na obrázku jsou označeny 3 oblasti:

- $\alpha_g$  – geometrický úhel opásání, který nezohledňuje záběrové podmínky pod zatížením
- $\alpha_k$  – klidový úhel opásání je oblast, kde nedochází ke skluzu, přenosu sil a proto je i síla v pásu konstantní
- $\alpha_v$  – využitý úhel opásání je oblast, kde je přenášena síla třením mezi bubnem a pásem

Rozdílným namáháním sousedních elementů v oblasti využitého úhlu opásání je způsobena jejich rozdílná deformace a ta se projevuje plazením pásu. Pomocí popsaných úhlů je možné hodnotit míru využití kapacity silové vazby mezi pásem a bubnem. Jedním krajním stavem je situace, kdy pás není zatížen a proto je využitý

úhel opásání  $\alpha_v = 0$ . Druhý extrém je maximální zátěž, využitý úhel opásání se blíží geometrickému  $\alpha_v = \alpha_g$  a  $\alpha_k = 0$ . V takovém případě dochází k maximálnímu možnému přenosu sil a koeficient bezpečnosti k prokluzu pásu je  $k = 1$ .

Konstrukční možnosti jak zvýšit geometrický úhel opásání včetně více bubnového uspořádání jsou ilustrovány v příloze [G]. Jejich vhodnost se odvíjí od uspořádání dopravníku a zvyklostí výrobce. Nevýhodou systému d) je kontaktní plocha buben-pás, která je v případě jednoho bubnu na pracovním povrchu pásu a zpravidla má kvůli nečistotám zhoršené záběrové podmínky.

Metodu výpočtu výkonu na poháněcím bubnu a tahových sil v pásu dopravníku s nosnými válečky rozvádí norma ČSN ISO 5048.

Jak vyplývá z Eulerova vztahu (2), další cestou jak zvýšit přenášenou sílu je kromě nárůstu úhlu opásání zvýšení napínací síly. Existují různé přístupy k problému napínání pásu. Některá obvyklá řešení jsou v příloze [G].

## 2.5 Dopravní pásy

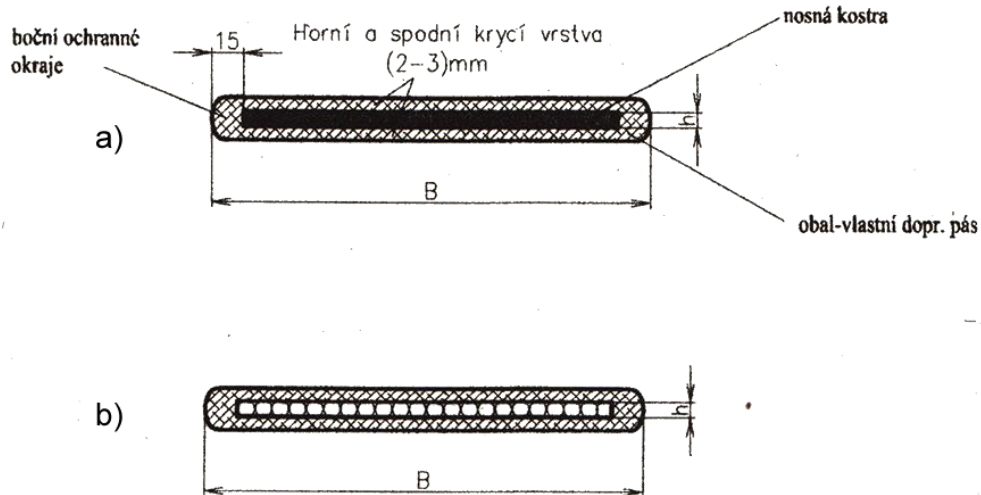
Vlastnosti dopravních pásů jsou klíčovým faktorem určujícím schopnosti dopravníků. V běžných pásových dopravnících plní pás tažnou i nosnou funkci včetně přenosu namáhání od všech odporů. Struktura standartního pásu je naznačena na obr.6. Jádrem pásu je a) textilní kostra a b) skupina ocelových lanek.

Textilní kostra je složena z jedné nebo více vrstev a je chráněna dolní a horní krycí vrstvou a bočními okraji. Její struktura je obvykle tvořena vlákny polyamidu, bavlny, kevlaru nebo aramidu [1]. Pevnost v kombinaci s PVC nebo gumovými vrstvami se pohybuje v rozmezí  $160 - 3\,150 \text{ N} \cdot \text{mm}^{-1}$  (Newton na mm šířky). V porovnání s ocelovými kordy propůjčuje textilní kostra pásu vyšší poddajnost. Ta je přínosem v případě snahy o zakřivenou trasu, ale může působit potíže na delších dopravnících.

Zhoršené pracovní podmínky a vysoké výkony jsou oblastmi aplikace pásů s ocelovými lankami, která jsou vyrobena z vysokopevnostní oceli a pozinkována [1]. V porovnání s pásy s textilní kostrou propůjčuje ocelové jádro tažnému prvku výrazně vyšší tuhost a nižší náchylnost na protažení. Dosahovaná pevnost je mezi  $1\,000$  a  $5\,000 \text{ N} \cdot \text{mm}^{-1}$ . Vykazují dobré vlastnosti v dopadových oblastech přesypů a nakládek.

Běžné hladké provedení pásů umožňuje dovrchní transport přibližně do  $18^\circ$  až  $20^\circ$  a úpadní do  $-12^\circ$  [1]. Úpravami konstrukce nebo pásu lze dosáhnout

větších odchylek od horizontální roviny, potom se dopravníky řadí do skupiny strmých pásových dopravníků.



obr.6.: Konstrukce dopravního pásu [1]

Podélná vlákna nesou tahovou sílu, jejímž hlavní složkou je síla transportující materiál. Příčná vlákna zpevněním pásu v příslušném směru umožňují efektivnější stabilizaci pásu a zvyšují únosnost pásu v místech dopadu transportovaného materiálu. Příklady uspořádání kostry pásu jsou v příloze [F].

Způsob uspořádání vláken má významný vliv na chování pásu při reakci na různá mechanická zatížení. Vzhledem k vláknovému nehomogennímu složení pásu je třeba při výpočtech využívat aparát pro neizotropní materiály. Uspořádání kostry patří mezi hlavní faktory určující schopnost pásu deformovat se v zatáčkách dopravníku. Proto je při jeho volbě zohlednit požadavek na tvar trati dopravníku.

## 2.6 Rozdělení dopravníků podle pásů

Aplikace dopravníků v různých odvětvích průmyslu si vyžádala vývoj dalších uspořádání, která jsou na bázi pásů. Využívají řady změn v konstrukci, jimiž se od základního provedení více či méně odlišují. Tyto specializované druhy mohou být inspirací, nabízí škálu vlastností, výhod a nevýhod. V následujících odstavcích se dokument věnuje dopravníkům typů:

- Pásový
- Pásový s žebry
- S krycím pásem
- Hadicový
- Zdrhadlový
- S podvěsným pásem

### 2.6.1 Konvenční pásové dopravníky

Pro horizontální dopravu jsou ve většině případů využívány jednoduché pásové dopravníky. K jejich výhodám v porovnání s ostatními patří

- + vysoká přepravní kapacita
- + maximální možná délka trasy
- + cena
- + životnost
- + možnost výsypu kdekoliv na trase

Pro přepravu po strmějších trasách jsou využívány upravené konstrukce pásů. Podobným uspořádáním jednoduchému pásu je jeho doplnění o příčná žebra. Ta mohou být součástí pásu a ze stejného materiálu nebo vyrobená z oceli připevněná spojovacími prvky.

Gumová žebra mohou být součástí z výroby nebo dodatečně doplněna a připojena vulkanizačním procesem. Vhodně zvolené výstupky umožňují dopravu pod úhlem do 38° [6]. Příklad gumových výstupků je na obr.7.



obr.7.: CONTI® Steep-Angle Belt [12]

### 2.6.2 Dopravníky s uzavřením přepravovaného média

Zajímavým řešením z hlediska minimalizace prašnosti je uspořádání dopravníku s krycím pásem. Krycí pás přitlakem dopravovaného materiálu zvyšuje možnosti adheze a tím maximální překonatelný úhel stoupání a klesání. Uzavření materiálu mezi nosný a krycí pás snižuje prašnost na minimum a zároveň znemožňuje kontakt s vnějším okolím, který je v některých provozech nežádoucí kvůli navlhání nebo toxicitě. Příčný průřez pásem a celkové uspořádání stroje je vyobrazeno v příloze [A].

Do kategorie dopravníků se schopností dopravy po strmých trasách se řadí také hadicový. Speciální konstrukce jeho pásu (obr. v příloze [B]) umožňuje jeho zabalení do tvaru hadice s transportovaným materiálem uvnitř. Dosažitelný úhel stoupání se pohybuje kolem 30° [12]

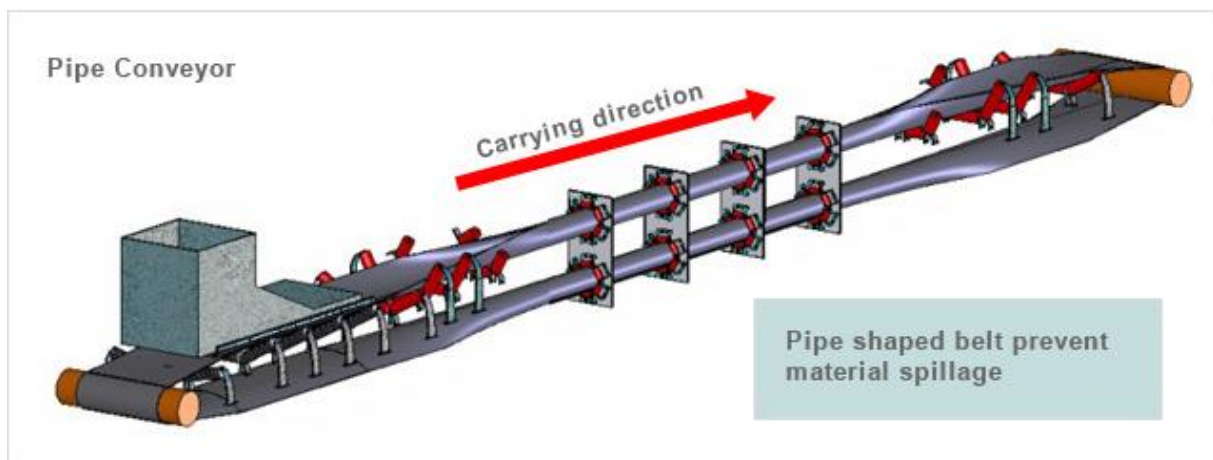
Výhodnou vlastností je kromě dobré stoupavosti a uzavřenosti materiálu také schopnost vertikálních i horizontálních zatáček s menším poloměrem v porovnání s běžným pásovým dopravníkem. Na stránkách firmy VVV Most [13] je uveden minimální dosažitelný poloměr 80m, což platí pro určité druhy a rozměry pásu. Přesněji popisuje minimální poloměr na svých stránkách výrobce ContiTech [12] vzorcem (3) pro textilní kostru pásu a (4) pro ocelové kordy v závislosti na vnějším průměru zabaleného pásu

$$R_{\min \text{textil}} = \text{vnější } \varnothing \cdot 300 \quad (3)$$

$$R_{\min \text{ocel}} = \text{vnější } \varnothing \cdot 600 \quad (4)$$

Hadicový dopravník minimalizuje prašnost dopravního procesu nejen svou uzavřeností, ale také snížením počtu nutných přesypů díky lepší schopnosti zatáčet. Průměry „hadic“ se pohybují v rozmezí 150 ÷ 900 mm při přepravní rychlosti 2,3 ÷ 6,5 ms<sup>-1</sup> a je doporučeno plnění na 75% [12].

Konstrukce jeho dráhy však vyžaduje vyšší náklady, neboť vedení hadicového pásu musí splňovat několik podmínek. Patří k nim například udržení pásu v uzavřeném stavu nebo stabilizace jeho natočení tak, aby šev byl směrem vzhůru. Hadicový dopravník také vyžaduje prostor pro oblast uzavírání a otevírání hadice, jak je ilustrováno na obr.8. Příklad provedení stolic je zobrazen v příloze [B].



obr.8.: Porovnání konvenčního pásového a hadicového dopravníku [14]

Podle informací uvedených na stránkách firmy Metso umožňuje hadicový dopravník při rychlosti pásu  $v_p = 1 \text{ m/s}$  přepravní kapacitu  $\dot{V} = 530 \text{ m}^3/\text{h}$ , což při hustotě  $\rho = 1,6 \text{ t/m}^3$  odpovídá hmotnostní kapacitě  $\dot{m} = 848 \text{ t/h}$ . Při navýšení rychlosti pásu, která dosahuje u trubkových dopravníků až  $v_p = 6,5 \text{ m/s}$ , je možné dosáhnout úměrného navýšení kapacity. Uzavřený tvar návratové i přepravní větve dokáže efektivně snížit prašnost a ztráty materiálu na minimum.

Produktová řada pásů Metso umožňuje provoz dopravníků v různých prostředích. Různé druhy krycích vrstev pásů hadicových dopravníků, jejich označení, charakteristika a příklady využití jsou zaneseny v příloze [B]Přiložená tab.2. Zajímavým řádkem tabulky pro provoz v tunelu je krycí vrstva nesoucí označení SP100, která je nehořlavá podle normy ISO 340 a antiabrazivní.

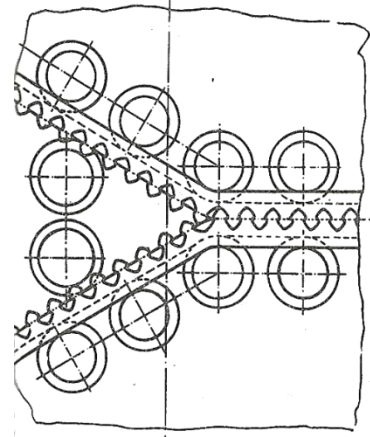
tab. 1.: Možnosti zatáček hadicových dopravníků Metso [15]

Druh kostry	Jmenovitý průměr hadice D (mm)	Odklon od přímé trasy a odpovídající minimální poloměr zatáčky (maximální odklon pro stolicí je 0,4°)				Přechodová oblast
		≤ 25°	25°-50°	50°-75°	75°-100°	
P	120 - 300	300 * D	400 * D	500 * D	600 * D	25 * D
	350 - 530	400 * D	500 * D	600 * D	700 * D	
EP	120 - 300	400 * D	500 * D	600 * D	700 * D	30 * D
	350 - 530	500 * D	600 * D	700 * D	800 * D	
D, DP	250 - 300	500 * D	600 * D	700 * D	800 * D	35 * D
	350 - 530	600 * D	700 * D	800 * D	900 * D	
ST	250 - 300	700 * D	800 * D	900 * D	1000 * D	45 * D
	350 - 530	800 * D	900 * D	1000 * D	1100 * D	

Tabulka .1 zpřesňuje informace o schopnosti hadicových dopravníků překonávat zatáčky. Je v ní zohledněn druh kostry pásu, jeho velikost a úhel odklonu zatáčky. Tabulka nese i přibližnou délku přechodové oblasti, která se nachází mezi krajním bubnem (plochý průřez pásu) a první šesti-úhelníkovou stolicí, kde je hadice již plně zavřena.

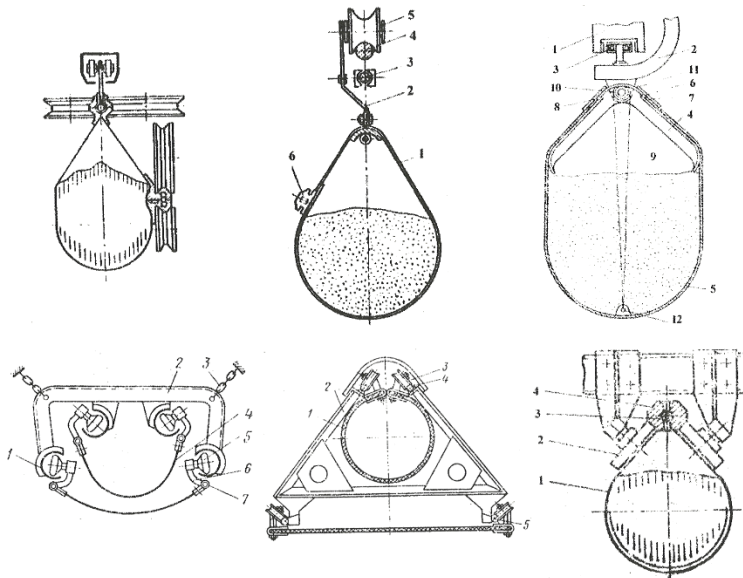


Uzavření materiálu do nosného dopravního pásu umožňuje také zdrhadlový dopravník. Základem jeho funkce je princip „zipu“. Na rozdíl od hadicového dopravníku není transportované médium uzavřeno přeložením okrajů pásu udržovaného stolicemi, ale okraje jsou k sobě semknuty do sebe zapadající geometrií na okrajích, jak je ilustrováno na obr.9. Tento princip uzavírání pásu není rozšířen.



obr.9.: Uzavírání pásu  
zdrhadlového dopravníku [6]

Využití podvěsného pásu je další z cest, jak dosáhnout uzavření transportovaného média (minimální prašnost) a snížení minimálního možného poloměru horizontálních zatáček. Tato konstrukce využívá zavěšení obou krajů pásu za kladky nebo lana, jehož různá provedení ukazuje obr.10.



obr.10.: Různá uspořádání podvěsných dopravníků [6]



obr.11.: Moderní provedení  
podvěsného dopravníku  
ContiTech Sicon [16]

Na 0 je ilustrován řez moderním dopravníkem, který využívá podvěsný způsob vedení a nesení. Kromě již vyjmenovaných předností uzavřených dopravníků dokáže toto provedení podle výrobce pásu [16] procházet zatáčkami obepínající úhel  $180^\circ$  pod poloměrem menším než 1m. Příklad zatáčky pod malým úhlem je na obr.12. Shrnutí dalších výhod [16] v bodech je:

- + Stoupání až  $35^\circ$
- + Možnost současné obousměrné dopravy
- + Snadná instalace
- + Samostředící
- + Malé prostorové nároky
- + Samočistící
- + Možnost snížení namáhání pásu při realizaci více poháněcích stanic



obr.12.: Zatáčka v horizontální rovině pod malým úhlem včetně pohonu [16]

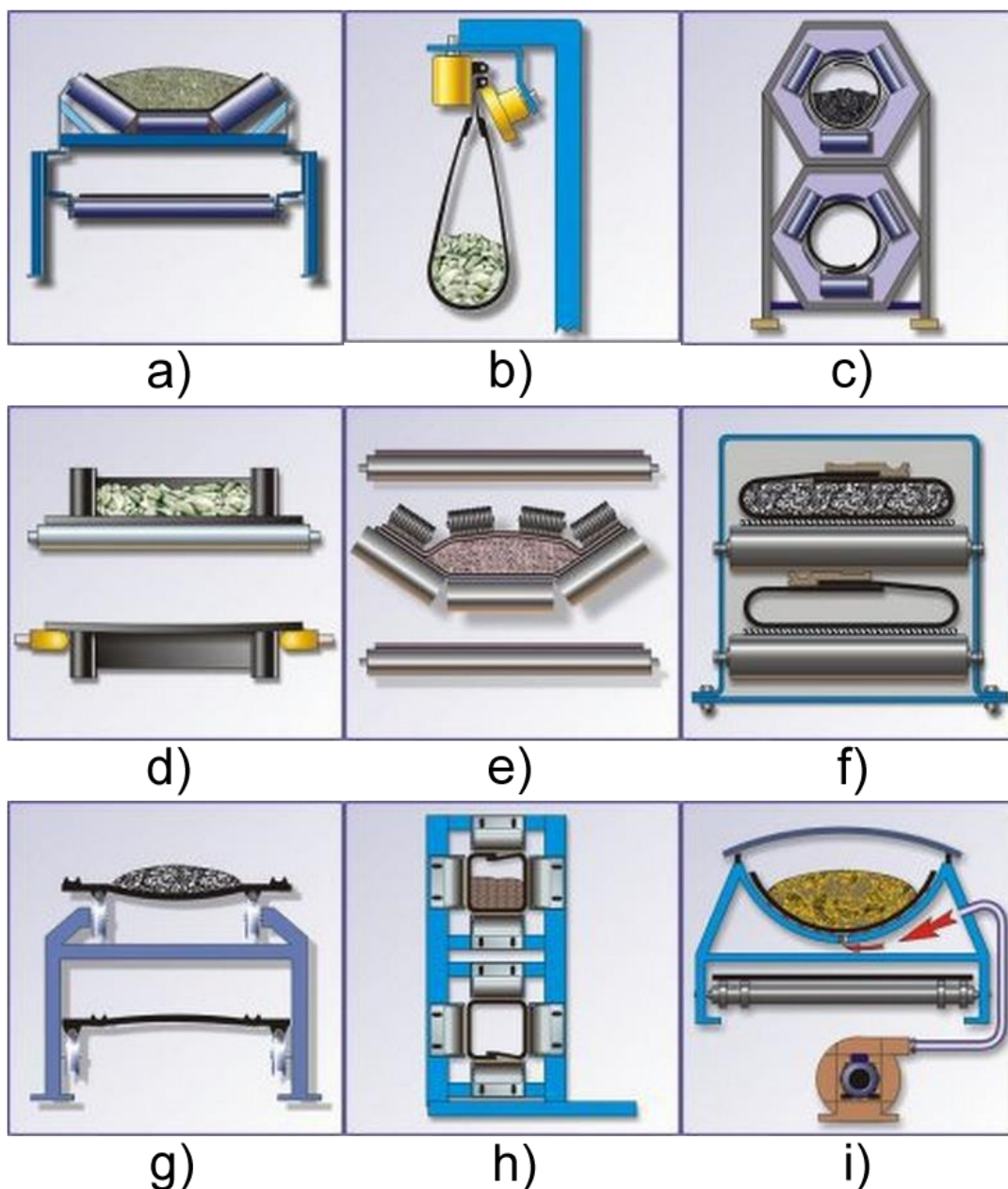
Podle výrobce [16] je jedno z možných využití v oblasti povrchové i podzemní těžby, již kladené požadavky jsou podobné ražbě tunelů. Tabulky na stránkách výrobce určují nejširšímu provedení Sicon dopravníku o šířce rozbaleného pásu  $w = 1\,400\text{ mm}$  přibližnou kapacitu  $\dot{V} = 400\text{ m}^3/\text{hod}$ , což při hustotě rubaniny



$\rho_{rub} = 1,6 \text{ t/m}^3$  odpovídá přibližně  $\dot{m} = 640 \text{ t/hod}$ . Současný dopravník disponuje kapacitou  $\dot{m}_0 = 1050 \text{ t/hod}$ . Výrobce zároveň upozorňuje na blíže nespecifikovanou závislost na dopravní rychlosti. Lze se tedy domnívat, že jejím zvýšením je možné dosáhnout vyšší kapacity.

## 2.7 Požadavky kladené na dopravník

V současné době nabízí trh škálu možných uspořádání dopravníků, z nichž mají jednotlivé konstrukce při vzájemném porovnání výhody i nevýhody. Přehled vybraných dopravníků, které mohou svými vlastnostmi přispět k řešení zadaných problémů, je v následujícím seznamu. Výběr je zjednodušeně ilustrován na obr.13.



obr.13.: Přehled uspořádání [17]



- a) Pásový dopravník s troj-válečkovou stolicí v dopravní větvi
- b) Podvěsný dopravník konstrukce Sicon
- c) Hadicový dopravník
- d) Dopravník s pružnými boky a příčnými přepážkami
- e) Dopravník s krycím pásem
- f) U-NOC konstrukce
- g) Lano-pásový dopravník
- h) Dopravník uzavřený do čtverce
- i) Pásový dopravník s pohybem pásu po vzduchovém polštáři

Z provozních podmínek ražby tunelu vyplývá sada požadavků kladených na dopravník. Tato kritéria jsou vyjmenována v tab. 3.

Výše (1 – odkaz na tab. 3) provozních i (2) pořizovacích nákladů spojených s dopravníkem jsou důležitým ekonomickým požadavkem, zatímco (3) míra náročnosti montáže vychází z využití dopravníku při více ražbách tunelů a z potřeby dopravník přestavět při ražbě jednoho tunelu. Doprava v členitějším terénu vyžaduje složitější než přímočarou dopravu a to nejen ve vertikálním směru, v němž nejsou zatáčky obtížné ani pro běžné pásové dopravníky. Obtížněji realizovatelným odklonem trasy je (4) horizontální směr. Požadavek na (5) kapacitu vyvstává ze sériového zařazení strojů, prvním z nich je razící štít a jeho kapacita potažmo požadavek na transport rubaniny je určen jeho technickými parametry a parametry ražby. (6) Náročnost na údržbu má vliv na dva hlavní ukazatele, jimiž jsou provozní náklady a spolehlivost. (8) Provoz v podmínkách tunelu je limitován pravidly pro hornictví, která do požadavků zanášejí (7) kritérium prašnosti a obecně použití v tunelu, a je mimo jiné ošetřeno normou ČSN EN 1710 +A1 [11] „Zařízení a součásti určené pro použití v prostředí s nebezpečím výbuchu podzemních dolů“. (9) Účinnost je dalším faktorem, který ovlivňuje provozní náklady. Vzhledem k narůstající délce tunelu je nutné, aby se dopravník přizpůsobil poloze štítu. (10) Schopnost kontinuálního prodlužování je například u jednoduchého pásového dopravníku umožněna zásobníkem pásu, který zároveň umožňuje malý zdvih napínacího navijáku v poměru ke změně délky pásu. Možnosti servisu a souhrn předpokladů pro úspěšné nasazení technologie jsou naznačeny (12) četností aplikace v oblasti dopravy materiálů. Posledním hodnoceným kritériem je (11) spolehlivost, která je v nepřetržitém provozu razícího štítu nutností.

## 2.7.1 Multikriteriální multiexpertní analýza

V další fázi, již je zhodnocení potenciálního naplnění kritérií při využití některé z konstrukcí dopravníku, byly ze škály vyjmenovaných dopravníků vytipovány 3 zástupci. Jedním z nich je pásový dopravník, který zajišťuje dopravu v současné ražbě a je běžným řešením i v dalších aplikacích. Současně jeho návrh a dodání poskytuje pravděpodobně nejvíce firem. K jeho nedostatkům patří neschopnost vertikální zatáčky  $R_{min} < 350m$  a prašnost. Proto byly k porovnání vybrány další 2 principy, které tyto požadavky naplňují. Jsou jimi hadicový a podvěsný dopravník.

Pro vzájemné porovnání a zhodnocení vhodnosti byl vypracován dotazník, který byl vyplněn 7 experty z firem věnujícím se dopravníkům. Dotazník byl sestaven v českém a anglickém jazyce a rozeslán do několika firem. Vyplněn byl například zástupci firmy Transys spol. s.r.o. a VVV Most spol. s.r.o.. Ostatní vyplňující zvolili odeslání výsledků v anonymitě. Výtisk online dotazníku do formátu PDF v obou jazycích je v příloze [I]. Obsahuje detailněji popsání jednotlivé otázky a pokyny k jejich hodnocení.

Na otázky bylo odpovídáno přidělením 1 – 10 bodů. Jeden bod znamená, že technologie daný požadavek naplňuje jen špatně nebo vůbec a naopak 10 znamená dobré vlastnosti. Klíč k vyplnění a čtení dotazníku je vyneseno v tab. 2. Z počtu expertů 7 a maximálního hodnocení 10 bodů vyplývá, že maximální hodnocení dopravníku v jednom kritériu je 70b a maximální hodnocení celkové při 12 otázkách 840b.

tab. 2.: Klíč k vyplnění a čtení dotazníku

kritérium	1 bod	10 bodů
Provozní náklady	vysoké	nízké
Pořizovací náklady	vysoké	nízké
Obtížnost montáže	složitá	jednoduchá
Schopnost zatáčky	nedokáže zatáčet	zatáčky $R_{min} < 80m$
Dopravní kapacita	nízká	vysoká
Požadavky na údržbu	vysoké	nízké
Prašnost	vysoká	nízká
Provoz v podzemí	omezený nebo nemožný	je běžný
Účinnost	nízká	vysoká
Prodloužení	složitě	lze plynule za provozu
Spolehlivost	špatná	dobrá
Reference	dopravník je vzácností	je často využíván

V příloze [J] lze nalistovat kompletní výčet odpovědí všech expertů, kteří se účastnili hodnocení. Součet bodování expertů 1 až 7 pro danou technologii a její schopnost obstát v popsaném kritériu je vyneseno v tab. 3 a grafické zpracování je na obr.14. Při vyrovnané váze kritérií je uvedena také suma všech získaných bodů pro technologii a míra dosažení maximálního hodnocení.

Z celkových čísel vyplývá, že nejvhodnějším řešením je pásový dopravník. Tento výsledek je podpořen také jeho nejvyšším hodnocením v nutných kritériích, bez jejichž naplnění nelze dopravník ve vybrané aplikaci provozovat. Jedná se o kritéria:

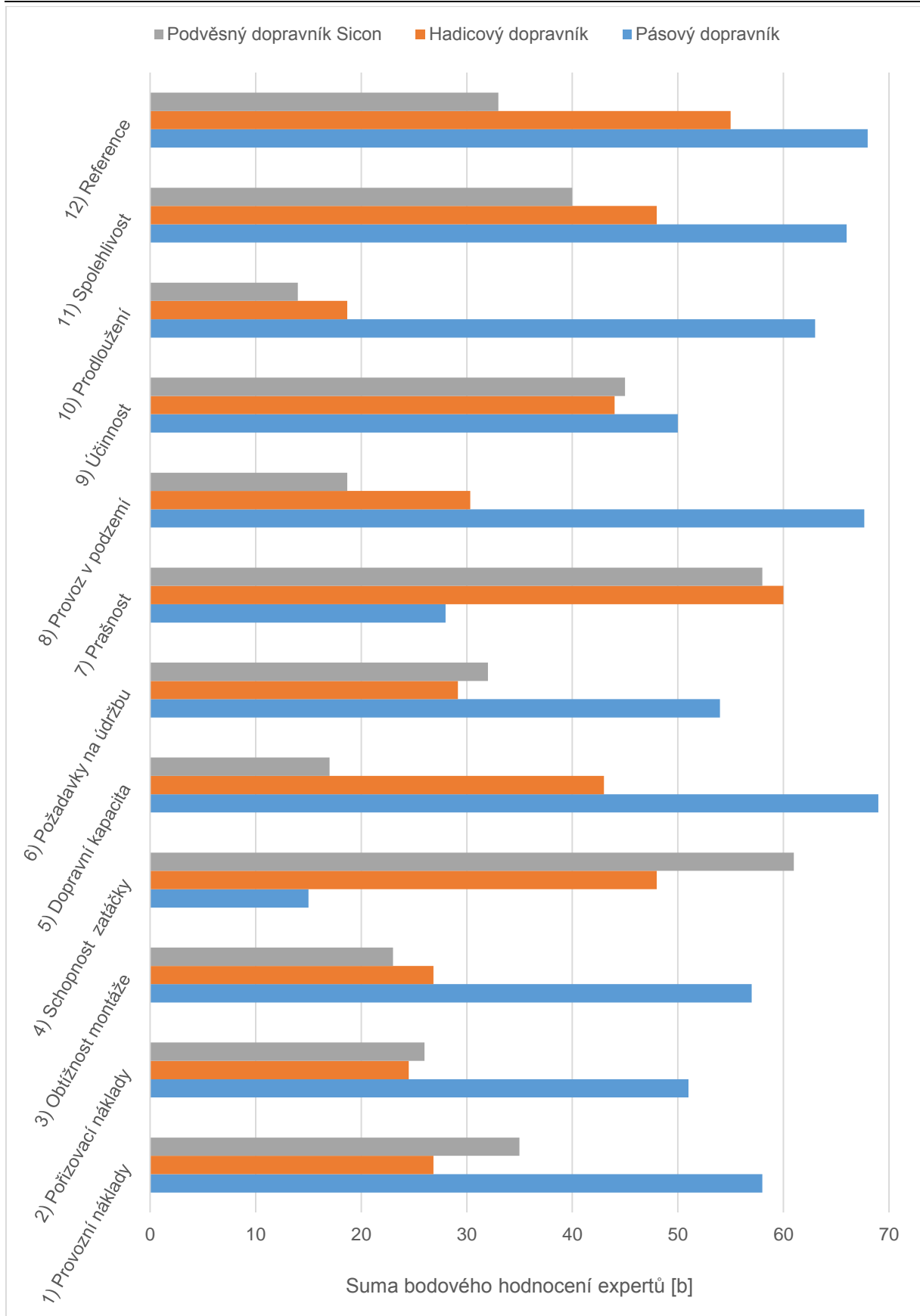
- dopravní kapacitu (5)
- provoz v podzemí (8)
- schopnost kontinuálního prodlužování (10)

tab. 3.: Sumarizace multikritériální multiexpertní analýzy možností dopravníků

Dopravník	1) Provozní náklady	2) Pořizovací náklady	3) Obtížnost montáže	4) Schopnost horizontální zatáčky	5) Dopravní kapacita	6) Požadavky na údržbu	7) Prašnost	8) Provoz v podzemí	9) Účinnost	10) Prodloužení	11) Spolehlivost	12) Reference	Suma [b]	Naplnění kritérií (max. 840 b) [%]
<b>Pásový</b>	58	51	57	15	69	54	28	68	50	63	66	68	<b>647</b>	<b>77</b>
<b>Hadicový</b>	27	25	27	48	43	29	60	30	44	19	48	55	<b>454</b>	<b>54</b>
<b>Podvěsný</b>	35	26	23	61	17	32	58	19	45	14	40	33	<b>403</b>	<b>48</b>

Graf na obr.14 čitelně ilustruje výraznou dominanci možností pásového dopravníku nad dvěma zbývajícími technologiemi s výjimkou prašnosti a schopnosti zatáčky.

Z výsledků analýzy vyplývá, že pásový dopravník má oproti hadicovému a podvěsnému pouze dvě nevýhody. V případě jejich odstranění, je tato technologie nejvhodnějším kandidátem pro dopravu rubaniny při ražbě tunelu. Odstranění těchto relativních slabin se věnují následující kapitoly.



obr.14.: Graf bodového hodnocení naplnění kritérií

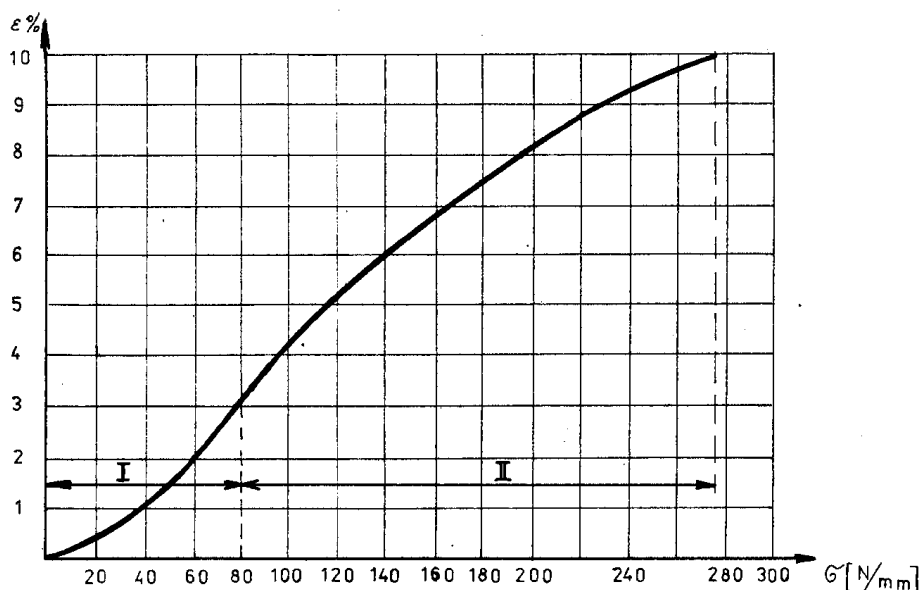
## 2.8 Zlepšení průjezdu zatáčkou pomocí adaptivní stolice

Směrování pásu v zatáčkách je problematickou oblastí pásových dopravníků, která znesnadňuje, až znemožňuje konstrukci nepřímých dopravních tras. Na příčnou polohu a pohyb pásu má vliv několik parametrů. Jsou jimi:

- 1) nastavení stolic
- 2) poloha stolic
- 3) mechanické vlastnosti pásu
- 4) velikost zatížení (v místě stolice)
- 5) rozmístění zátěže (v příčném směru)
- 6) tahová síla v pásu
- 7) kontaktní podmínky dvojice váleček-pás
- 8) rychlost pohybu pásu.

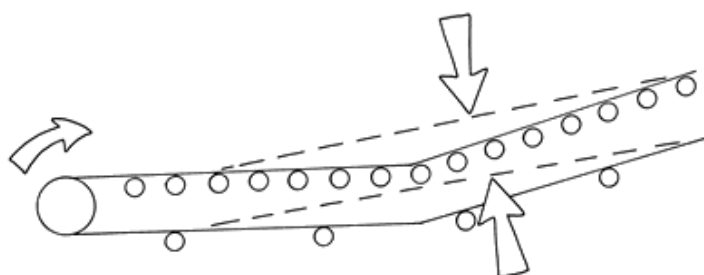
Přičemž faktory 4) až 8) mohou být časově proměnné a proto mohou způsobovat pohyb pásu v příčném směru i za konstantního nastavení stolice. Velikost zatížení ovlivňuje míru projevu nastavení stolice, protože jeho funkcí je normálová síla, přitlačující pás k válečkům stolice a tou jsou ovlivněny i příčné síly středící pás. Další informace obsahující silový rozbor vzájemného působení pásu a válečků jsou v kapitole 4.1.

Podélná vlna, šířící se celým pásem, může zvyšovat proměnlivost silových poměrů po jeho délce. Chování pásu pod vlivem podélné vlny popsal Dražan ve zdroji č. [7]. Důležitým prvkem, popisující chování soustavy, je znalost tuhostních vlastností pásu. Příkladem jejich popisu je graf na obr.15.



obr.15.: Závislost poměrného prodloužení na napětí pro pás Pa 700 + PAN 25 [7]

Tahová síla, potřebná k pohybu pásu, obsahuje v případě konvexního tvaru trasy složku způsobující snížení síly mezi pásem a válečkem stolice. Silové působení se projevuje snahou pásu o zkrácení trajektorie oproti nastaveným stolicím. Situace je ilustrována na obr.16. K nejvýraznějšímu efektu dochází, když je pás zatížen v levé části a jeho odlehčená část bude procházet konkávním úsekem trasy. V takovém případě způsobí tahová síla nadlehčování pásu ve směru naznačeném čárkovanou čarou v horní větvi. Popsané odlehčování je dalším vlivem měnícím podmínky pohybu pásu v trase a komplikujícím její nastavení. O opačném trendu, tedy přitěžování, dochází na konkávní trase.

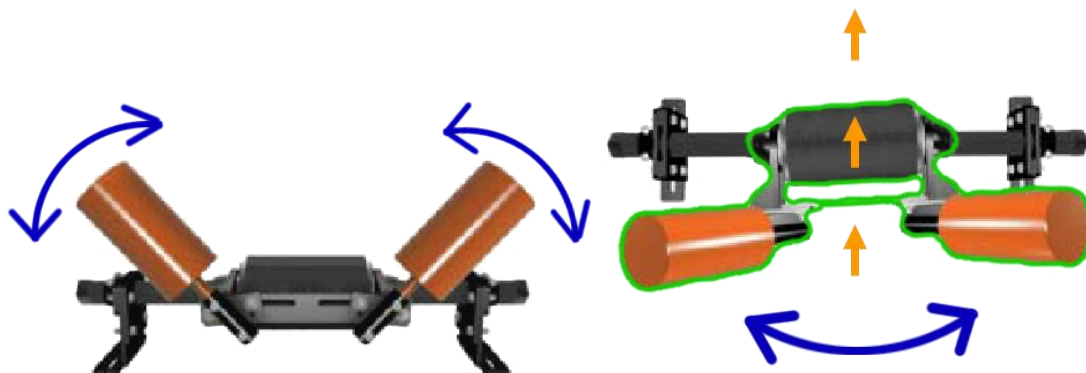


obr.16.: Tvar pásu na konvexní trase volně a pod zátěží (čárkovaně) [18]

Není-li souměrné rozmístění zátěže napříč pásem, dochází k nevyváženosti sil na válečkách na jedné a druhé straně, což v případě jejich natočení k docílení sbíhavosti anebo centrování pásu může naopak způsobit jeho vychýlení.

Možnou odpovědí na proměnlivé požadavky kladené podmínkou udržení pásu ve středu válečkové trasy jsou prvky, které dokáží pomocí zpětné vazby reagovat na změny a přizpůsobit jim své nastavení.

Výrobci, kteří v současné době dodávají technologii stolic s mechanickým zpětnovazebním P regulátorem, volí různá mechanická uspořádání pohyblivých členů. Jako první příklad je uveden Trough Tracker od firmy Tru-Trac. Na obr.17 je naznačena jeho funkce. V levé části jsou modrými šipkami označeny směry nastavení naklonění bočních válečků kolem vodorovné osy. Pohybem, řízeným mechanickou zpětnou vazbou, je rotace všech tří válečků včetně jejich rámu kolem svislé osy. Pohyblivé části a směr pohybu jsou označeny v pravé části obr.17. Výrobce označuje za silné stránky produktu spojitou regulaci, odolnost, schopnost činnosti za mokrých i suchých podmínek a v neposlední řadě absencí válečků, které vyžadují silový kontakt s hranou pásu. To je odlišností od dalších dvou uvedených konstrukcí.

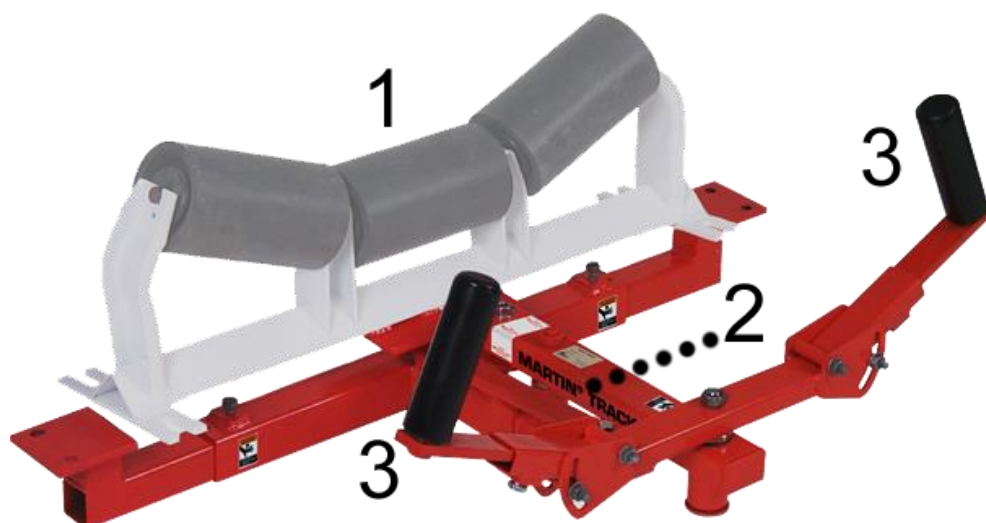


obr.17.: Tru-Trac Trough Tracker [19]

Zástupcem odlišného principu je Tracker™ od firmy Martin Engineering. Představuje obvyklejší konstrukci, ve které je zpětná vazba P regulace zajištěna sledováním polohy pásu strážními válečky ( obr.18 pozice 3) valíci se po boku pásu. Podle aktuální polohy přes rameno (poz. 2) dochází k natáčení stolice (poz. 1) a ta přes změněné kontaktní valivé a třecí podmínky upraví polohu pásu.

Stolice podle výrobce disponuje výhodou automatické opravy pozice pásu , která je zpřesněna patentovaným paralelním ovládacím mechanismem. Následkem lepšího středění pásu jsou snížené ztráty materiálu, snížení poškození hrany pásu a menší náklady na údržbu dopravníku.

Produkt je dodáván ve třech provedeních, která snesou různá zatížení ve standartních podmínkách až po velmi těžké podmínky, kde jsou využity silné pásy a velké transportní rychlosti. Jsou označena The Tracker™, The Tracker™ HD, The Tracker™ XHD.



obr.18.: Martin Engineering Tracker™ [22]



Zajímavou konstrukci s víceosým pohybem jako reakcí na příčný pohyb pásu nabízí firma Flexco. Polohovatelné strážní válečky umožňují nastavit snímání polohy pásu. Jejich zdvojení rozkládá potřebnou ovládací sílu stolice do dvou kontaktních míst s bokem pásu. Reakcí na vyosení není jen natočení válečků kolem svislé osy, jako tomu je u předchozích konstrukcí, ale také naklonění v podobě natočení kolem vodorovné osy rovnoběžné se směrem pohybu pásu. Stolice tak využívá nejen smykové síly na válečkách, ale také tíhovou sílu k vyvolání příčné síly na pás a tím jeho středění. Popsaný mechanismus je využit například ve stolici Flexco PT Max™ Belt Trainer na obr.19

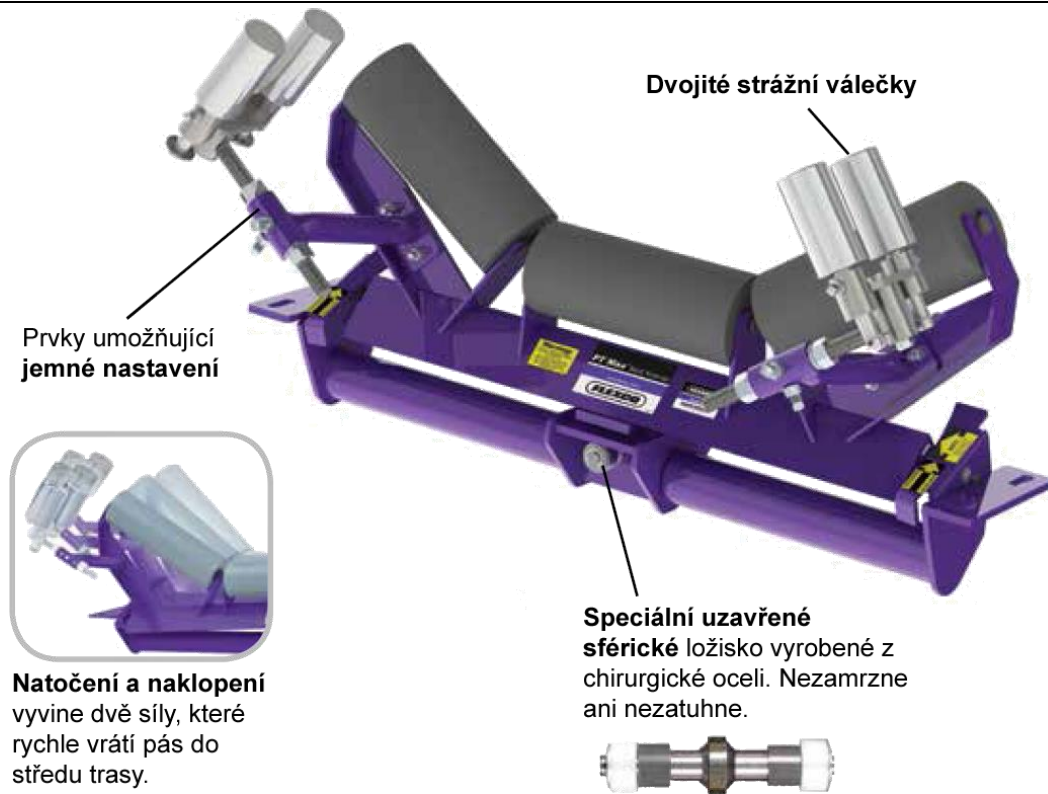
tab. 4.: Hodnocení produktů firmy Flexco středících pás [20]

Conveyor Criteria	Belt Positioner™	PT Smart™ Underground	PT Max™ Top Side	HD PT Max™ Top Side
Top side mistracking	No	No	Yes	Yes
Return side mistracking	Yes	Yes	No	No
Belt mistracking to one side	Excellent	Excellent	Excellent	Excellent
Belt mistracking to both sides	Poor	Excellent	Excellent	Excellent
Inconsistent tracking problem	Good	Excellent	Excellent	Excellent
Belt is cupped (heavy)	Good	Good	Excellent	Excellent
Belt has low running tension	Poor	Excellent	Good	Good
Belt has medium running tension	Good	Excellent	Excellent	Excellent
Belt has high running tension	Good	Good	Excellent	Excellent
Approx. "upstream" effect	50' (15 m)	20' (6 m)	20' (6 m)	20' (6 m)
Approx. "downstream" effect	50' (15 m)	120'-150' (36-45 m)	120'-200' (45-61 m)	120'-200' (45-61 m)

V tab. 4 hodnotí výrobce schopnosti řady výrobků, jejichž úkolem je středění pásu. Zvýrazněn je sloupec obsahující hodnocení produktu na obr.19. V produktové rodině jsou zastoupeny speciální provedení pro těžké podmínky a podzemní aplikace. V produktových řadách různých výrobců jsou také stolice, které umožňují efektivní směrování pásu v návratové větvi.

Následky nedostatečného středění pásu se mohou projevit poškozením pásu, konstrukce dopravníku, zvýšením energetických nároků na dopravu, snížením dopravního výkonu, znečištěním okolí a v některých případech i zvýšeným rizikem požáru.

V předchozích odstavcích byly představeny 3 produkty, které jsou řazeny do kategorie adaptivních stolic. Každý z nich se vyznačuje unikátním řešením dílčího mechanismu. Hlavní principy stolic byly stručně popsány a uvedeny byly také přednosti, které výrobci těchto komponent propagují jako jejich silné stránky.

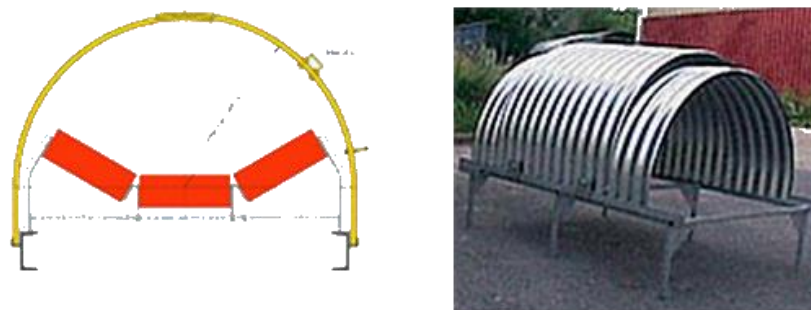


obr.19.: Flexco PT Max™ Belt Trainer [20]

## 2.9 Prašnost pásového dopravníku

Stávající dopravník, zajišťující transport uvnitř tunelu, je otevřený a proto rezidua rubaniny na návratové nebo samotná rubanina na dopravní větvi mohou způsobovat prašnost. Návratová větev je opatřena myčkou pásu, která pomocí trysek čistí pás vysokotlakým proudem vody a sadou stěračů zajišťujících mechanické čištění [27].

Popsaný systém zanechává při dopravě některých materiálů na pásu tenký film, který při průjezdu zvýšenou teplotou v tunelu a v blízkosti různých chladících ventilátorů vysychá a může uvolňovat jemné prachové částice.



obr.20.: Ukázka řešení zakrytování dopravníku [13]

Obvyklá řešení prašnosti dopravníků pracují s následujícími principy:

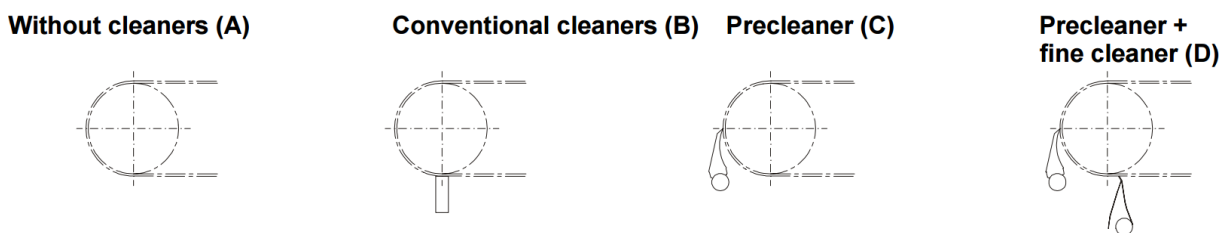
- Zakrytování (ukázka je na obr.20)
- Skrápění dopravníku vodou
- Uzavření dopravníku
- Zdokonalení čištění

Řešení pomocí zakrytování by v tunelu znamenalo složitější montáž, která probíhá postupně s prodlužováním dopravníku. Nárůst hmotnosti by si vyžádal kontrolu nosných prvků a podle jejích výsledků následné zpevnění. Prašnost dopravníků při zpracování uhlí je v některých případech řešena skrápěním vodou. Vzhledem k vlastnostem uhelného prachu je tak zabráněno vzniku rizika bezpečnostního, požárního, explozivního, zdravotního a ekologického. Skrápění je nutno zvážit s ohledem na zvýšení vlhkosti dopravovaného materiálu, která není ve všech případech přípustná.

Uzavřením dopravníku je myšleno využití konstrukce, která dopravované médium uzavře do pásu a je tak úplně odděleno od okolní atmosféry. Podoba těchto dopravníků je blíže popsána v kapitole 2.6. Příkladem výhodného využití dopravníku je transport pecních odprašků, jejichž teplota přesahuje 100°C.

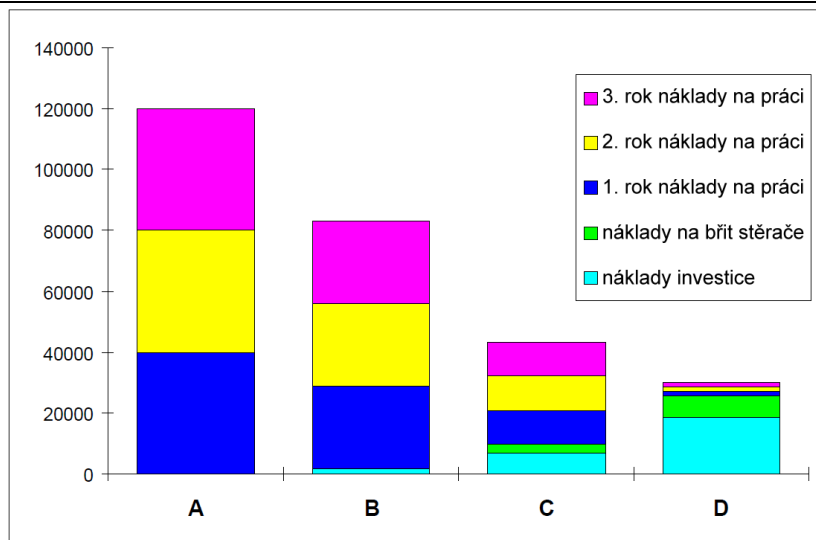
### 2.9.1 Konvenční čističe pásu

Podle článku „The cleaning of conveyor belts – a severe problem, difficult to solve“ mezinárodního magazínu Rock&Minerals [20], lze hlavní čištění pásu rozdělit do dvou kategorií podle místa procesu. Tyto kategorie jsou s drobnými odlišnostmi respektovány výrobci i prodejci. Jedním z předních je Sandvik, jehož dělení podle manuálu [28] je na obr.21



obr.21.: Možnosti čištění pásu v okolí návratového bubnu podle Sandvik [28]

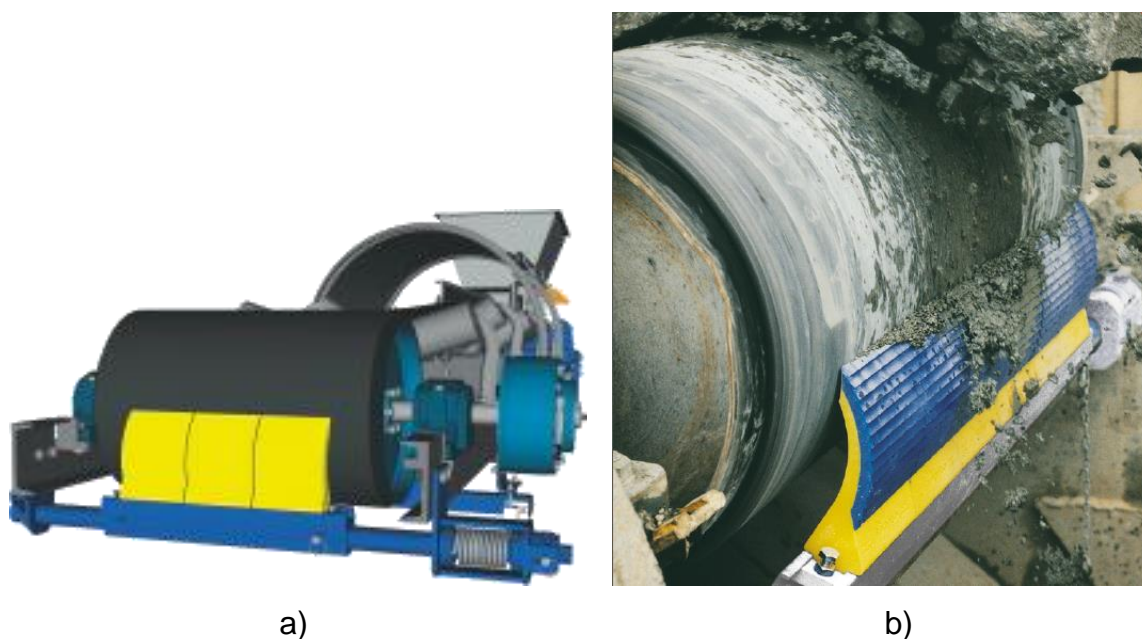
Pro případy A až D na obr.21 je v manuálu [28] uvedena i analýza nákladů, ze které vyplývá celková úspora na provozu dopravníku při dokonalejší technologii čištění. Jeden z grafů analýzy je na obr.22. Zdroj se odvolává na blíže nespecifikovaná data z reálných měření nasazených strojů.



Příklad 1: Materiál: Cement  
Kapacita: 400 m<sup>3</sup>/h (700 t/h)  
Odpad: 0,008%

obr.22.: Analýza nákladů pro různou míru aplikace čištění [28]

### 2.9.1.1 Primární čistič



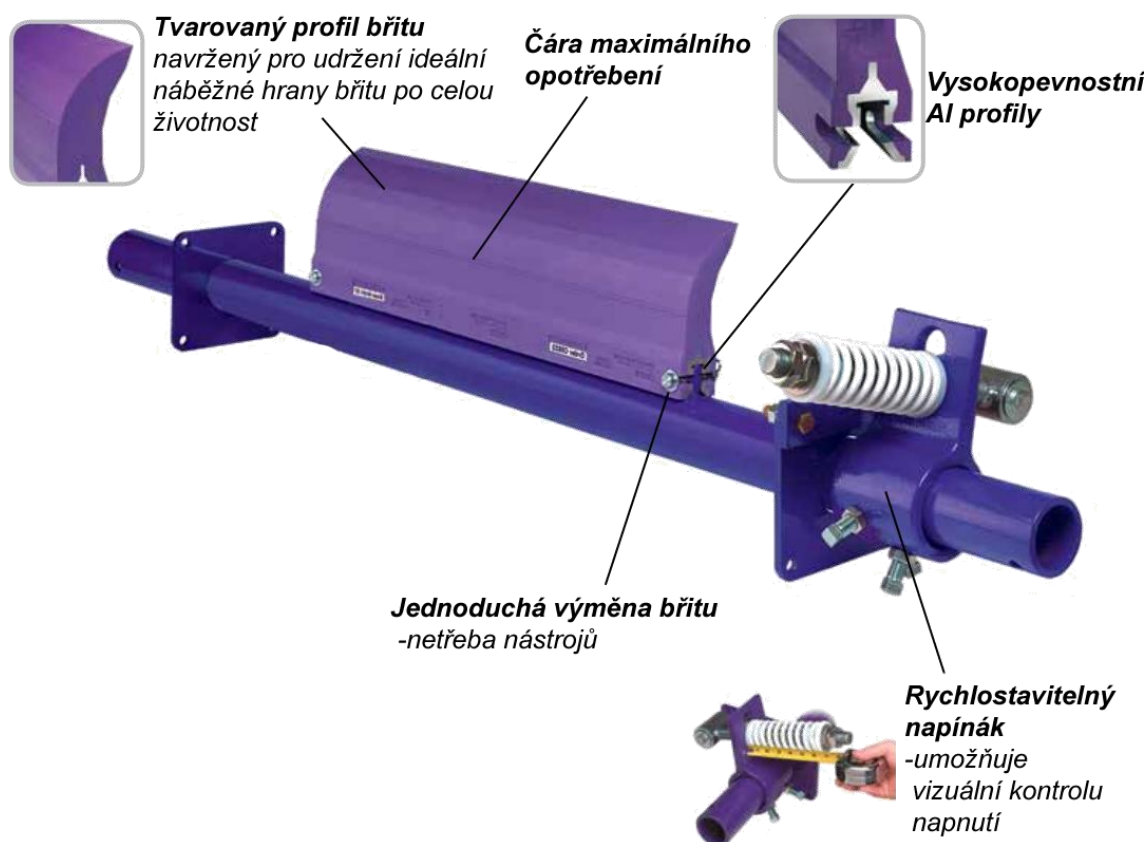
obr.23.: Primární čistič [15]

Primární čistič je v některých anglicky psaných zdrojích označován jako „precleaner“. Čištění probíhá na bubnu výsypu (obr.21 C) . Úkolem prvku je odstranit hrubou nečistotu, která ulpívá na pásu i po odhozu materiálu. Výhodou tohoto stěrače je odhoz spolu s ostatním dopravovaným materiálem. V tomto místě je pás pevně veden návratovým bubnem a kontakt mezi pásem a stěračem je tak pevně určen. Na ulpělé částice navíc působí odstředivá síla, která sice nestačí k jejich odtržení, ale

může zlepšit jejich náběh na břit stěrače. Takové umístění má vysokou objemovou efektivitu. Příklad primárního čištění je na obr.23. Výrobce doporučuje instalaci tak, aby čistič nebránil v proudu odhazovaného materiálu. Stěrač umístěný na bubnu je výhodný především v případě transportu hrubého či vlhkého a lepkavého materiálu. Primární stěrač je základním komponentem čistící soustavy pásu.

Vlajkovým produktem v této oblasti firmy Metso je čistič ABC 70 na obr.23 b). Jedná se o patentované uspořádání dvou polyuretanových vrstev, kde vnitřní vrstva vyniká vysokou odolností a vnější svou tuhostí zajišťuje rovnoměrný přitlak. Výrobce upozorňuje na výhodnost využití v pro dopravu abrazivních i mokrých materiálů a příkladem uvádí doly [15]. Odolnější verze je ABC 70-HD [15] (HD = heavy duty).

Dalším významným výrobcem čističů je firma Flexco [20]. Jako příklad je na obr.24 ilustrován stěrač „MSP Standard Mine-Duty Precleaner“ i s několika výrobcem uváděnými přednostmi. Tento model je vhodný pro využití v těžkých podmínkách podzemních dolů, pro dopravu kamene i těžbu kovů. Důležitou vlastností při výběru stěrače je maximální rychlost čištěného pásu. U zmíněného modelu to je  $v_{max} = 3,5 \text{ m/s}$  [20].



obr.24.: Primární stěrač Flexco MSP Standard Mine-Duty Precleaner [20]

Firma Flexco má ve svých produktech skupinu čističů, které jsou zařazeny do řady tzv. „Mineline“ zahrnující produkty navržené do nejtěžších důlních podmínek.

Martin Engineering [22] je rovněž světovým výrobcem příslušenství pásových dopravníků. V jeho nabídce je několik primárních čističů do těžkých podmínek. Jako příklad je uveden stěrač SHD 1200 Series Cleaner (obr.25.) s unikátním provedením přítlaku. Stěrač rovněž disponuje patentovaným tvarem nesoucím název „CARP“. V kombinaci napínacího systému a polyuretanového bříty umožňuje podle výrobce vyrovnané čisticí schopnosti během celé životnosti. Tento konkrétní model je podle katalogu vhodný pro využití v podzemí [22].



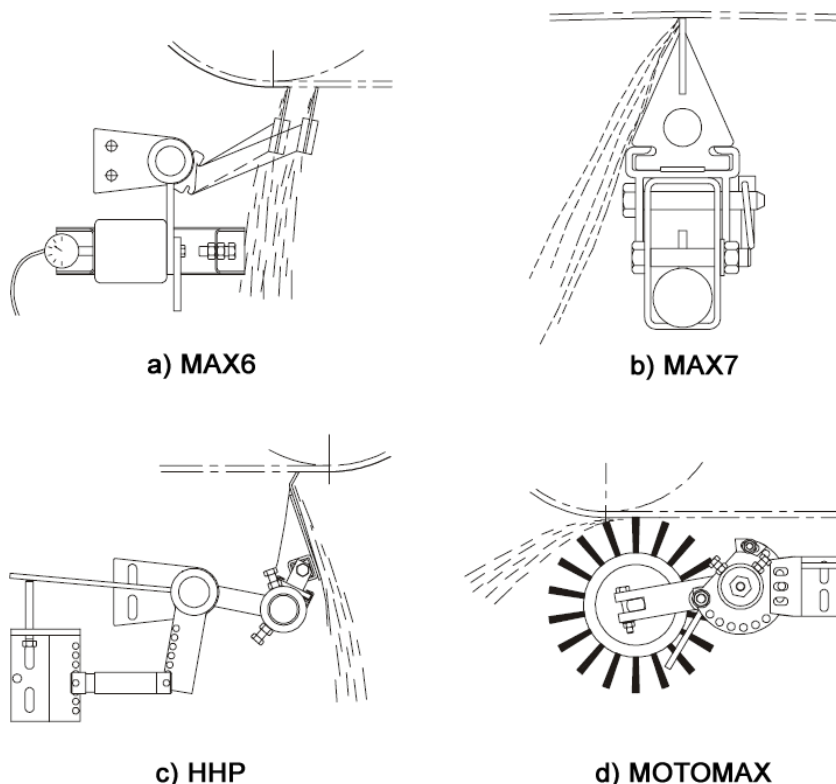
obr.25.: Stěrač Martin Engineering SHD 1200 Series Cleaner [22]

Uvedené produkty Martin Engineering a Flexco využívají pro odolné řady stěračů napínání tlačnou vinutou pružinou.

### 2.9.1.2 Sekundární čistič

Pokud jsou na dopravník z různých důvodů kladeny vyšší požadavky na čistotu pásu, dalším prvkem, kterým bývá čisticí soustava doplněna, je sekundární čistič. Jeho úkolem je odstranit zbývající nečistotu. Proto se sekundární čističe využívají zejména při dopravě jemného a poměrně suchého materiálu [29]. Kombinace primárního

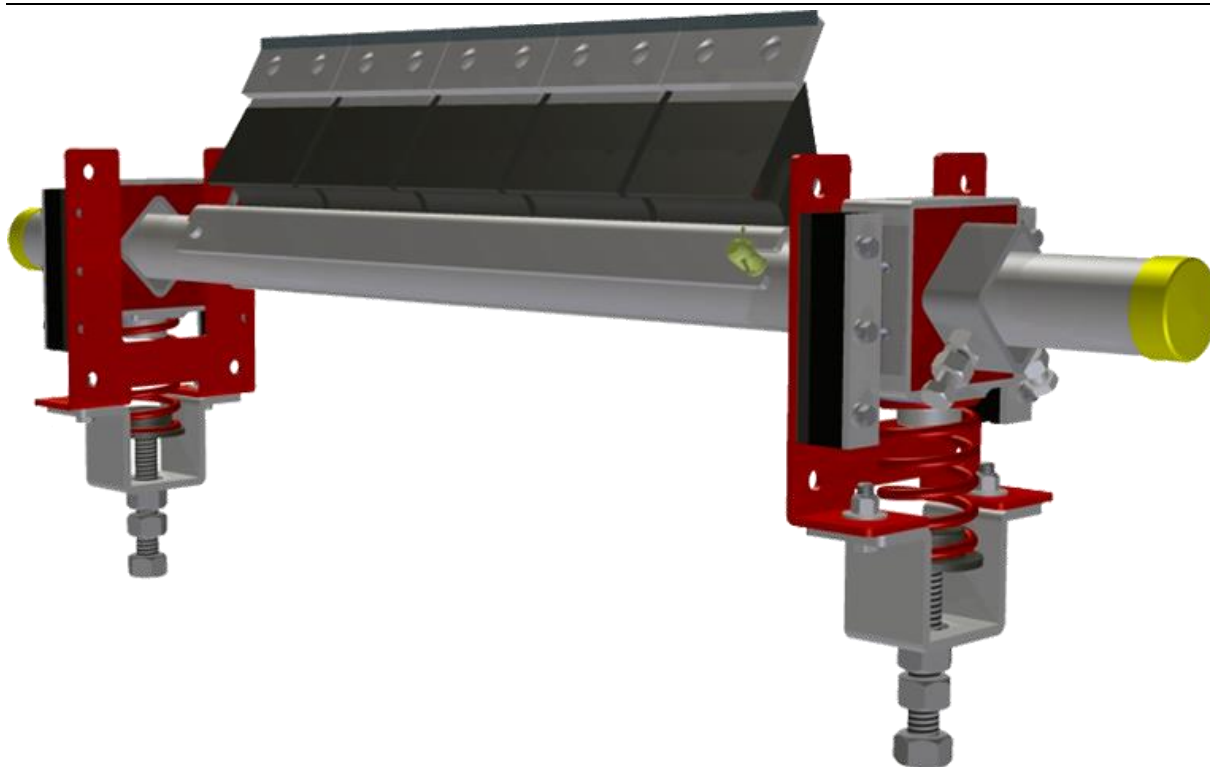
a sekundárního je na obr.21 D). Na obrázku je patrné obvyklé umístění zařízení. Jako sekundární čistič bývají využity stěrače různých tvarů. Někteří výrobci uvádějí i možnost využití rotačního kartáče na místě sekundárního čističe, jindy je řazen mezi speciální provedení. Na obr.26 jsou vykreslena častá uspořádání. V tomto případě se jedná o produkty Sandvik [28]. Na obr.26 a) a c) jsou ramenové čističe, část b) je T čistič a d) rotační kartáč. Tato provedení jsou častými zástupci v produktových řadách výrobců.



obr.26.: Sekundární čističe Sandvik [28]

Podle brožury o čističích firmy Metso [29] je jedním z kritérií volby sekundárního čističe mezi T a ramenovým provedením i zástavbový prostor. Důležitým rozdílem pro některé aplikace je schopnost T čističe obousměrného provozu, pro který je ramenový čistič nevhodný.

Kombinací dvou zmíněných provedení je čistič od firmy Asgco na obr.27, který využívá pružné elementy podobné T čističi, ale břity nejsou kolmo na pás. Výrobce uvádí patentovaný systém ForceFlex™, který pomocí tlumících schopností gumy a pružnosti ocelových břitů udržuje ideální kontakt mezi pásem a břitem. Konstrukce je určena do těžkých podmínek, které se odrážejí v doporučených aplikacích: podzemní těžba, těžba tvrdého kamene, kovů nebo uhelné elektrárny.

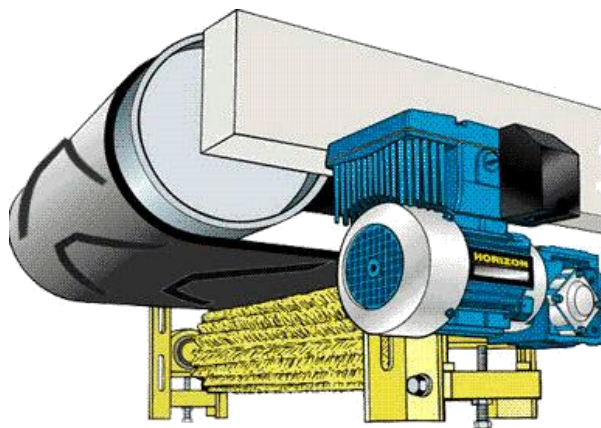


obr.27.: Sekundární čistič Asgco Razor-Back MDX™ Belt Cleaner [23]

### 2.9.2 Kartáčové čističe

Prašnost vznikající na návratové větvi, je možné řešit zdokonalením čištění pásu. Jednou z variant je doplnění kartáčové čisticí jednotky, která by zajistila odstranění filmu způsobujícího prašnost.

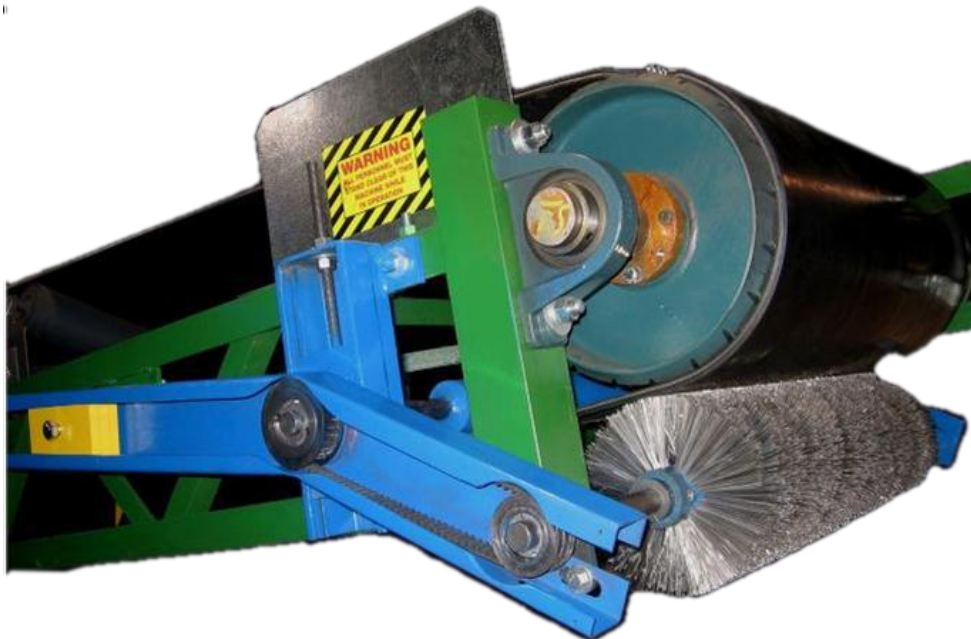
Pohánět čisticí kartáč je možné dvěma způsoby. Jedním je využití extra motoru s převodovkou, jak je naznačeno na obr.28. Výhody takového řešení je dostatečný výkon dostupný na hřídeli kartáče a nezávislost jeho otáček na pohybu dopravníku případně možnost jejich regulace. K nevýhodám patří vyšší náklady, zatížení konstrukce další hmotností a prostorové požadavky.



obr.28.: Pohon kartáče motorem [24]

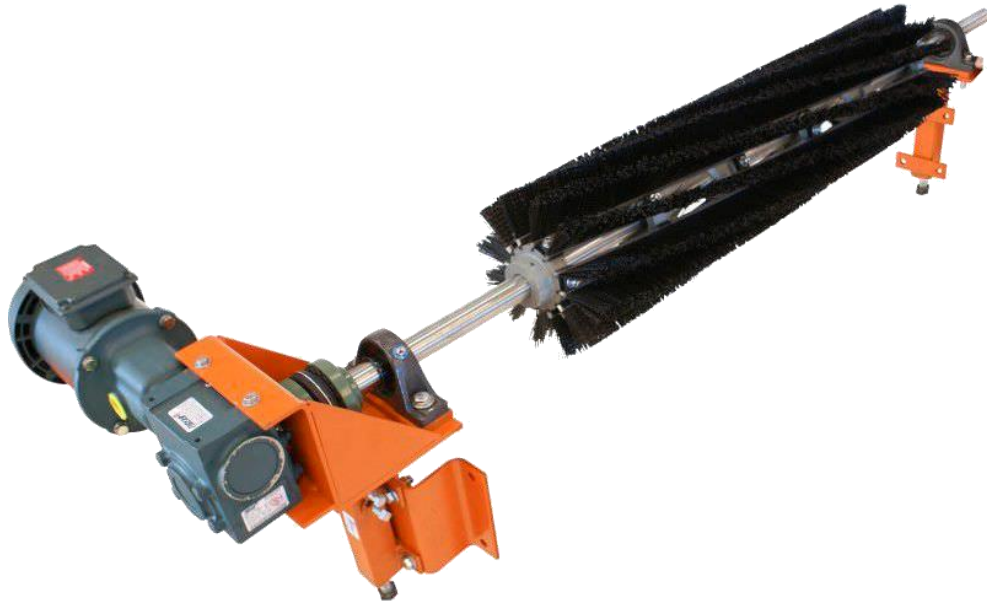


Druhou variantou je pohon využívající pohyb pásu a tím skrze něj čerpání výkonu z hlavního pohonu dopravníku. Tato možnost je konstrukčně velmi jednoduchá, v porovnání s provedením s dalším pohonem levná, avšak nese s sebou nevýhody. Patří mezi ně neregulovatelnost otáček a citlivost na podmínky kontaktu mezi pásem a válečkem, který svým odvalem pohání mechanismus. Takové uspořádání je ilustrováno na obr.29.



obr.29.: Pohon kartáče pohybem pásu [25]

Na trhu jsou dostupné kartáče s poměrně širokou škálou provedení. Odlišují se například tloušťkou, délkou, uspořádáním nebo materiálem vláken. Na obr.30 je zobrazen kartáč včetně pohonného mechanismu. Jeho 0,96mm tlustá polypropylenová vlákna jsou uspořádána v řadách ovíjejících jádro ve šroubovici. Někteří výrobci dodávají kompletní čistící kartáčové jednotky.



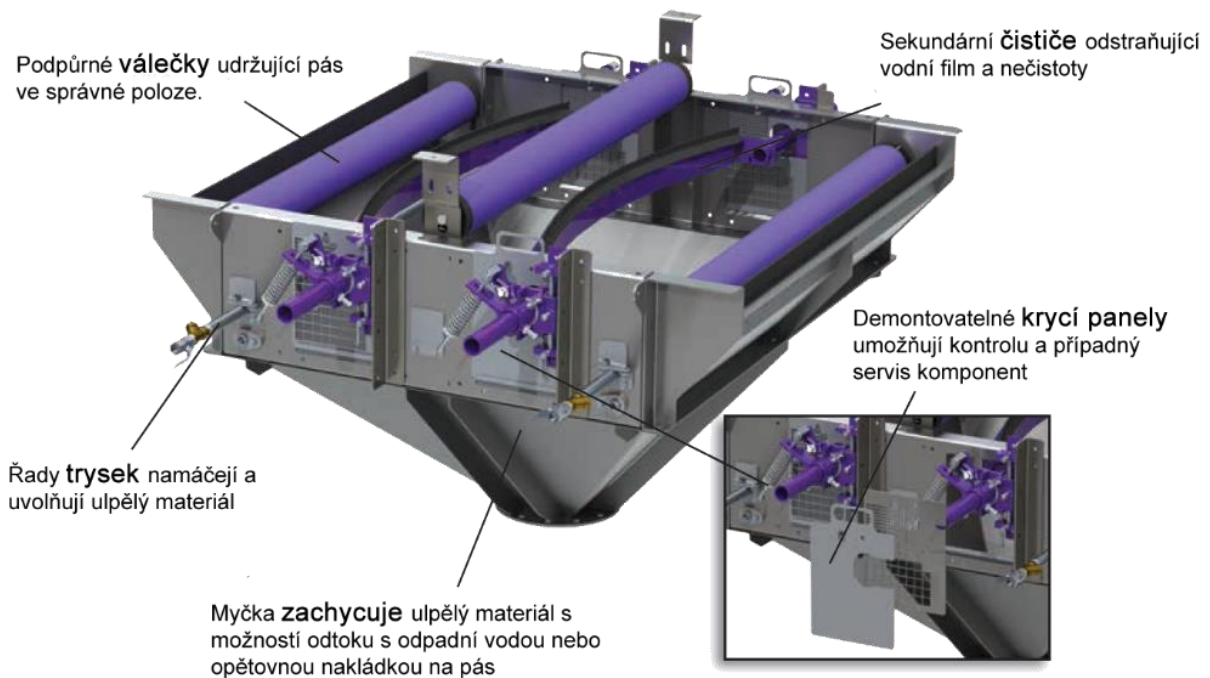
obr.30.: Kartáčová jednotka Martin Engineering s pohonem [24]

### 2.9.3 Pásové myčky

Dalším nástrojem čištění pásu jsou pásové myčky v anglických zdrojích odkazované jako „wash box“. V zavedeném řazení čističů jsou využívány za sekundárním. Jedná se tedy o poslední prvek čisticí soustavy umístěný na návratové větvi pásu, který odstraňuje nejjemnější nečistoty. Myčka se skládá z několika základních dílů, jejichž uspořádání a volba je odlišná pro různé výrobce. Někteří dokonce umožňují návrh myčky na míru konkrétní aplikaci s cílem dosažení maximální účinnosti čištění.

Na obr.31 je zobrazena myčka s popisem základních komponent. Obvyklými součástmi jsou:

- Válečky
- Stěrače (obvykle sekundární čističe)
- Vodní trysky
- Šasi



obr.31.: Myčka pásu [20]

Válečky stabilizují pás ve svislém směru, aby byl udržován vhodný kontakt mezi stěrači a pásem, v němž dochází k sejmutí vodního filmu a nečistot z pásu. Před náběhem na stěrače je pás oplachován tlakovou vodou z trysek namontovaných v řadách na rozvodných trubicích. Šasi myčky plní úlohu rámu, který umožňuje montáž a nastavení základních i doplňkových komponent. Jeho krytování usměrňuje odpadní vodu a zabraňuje jejímu úniku do okolí.

Součástí myček je u některých výrobců možno volit jako stavebnici. Například u základního provedení myčky na obr.31 nabízí firma Flexco volbu stěrače z řady sekundárních čističů s různými principy (T-čistič, U-stěrač a další) s ohledem na dopravovaný materiál a ulpívající nečistoty. Kromě druhu komponent je možné volit i jejich kombinaci a množství, které se odráží na rozměrech myčky. Její délka může dosahovat několika metrů.

K volitelným a méně obvyklým součástem patří vzduchové bříty a rotační kartáčové čističe (jako samostatný prvek zpracován v kap. 2.9.2). Kartáče doplňují do myčky intenzivní mechanické čištění a vzduchové bříty zajišťují maximální vysušení pásu před opuštěním zařízení.

Myčky jsou nasazovány v aplikacích, kdy ani nasazení kombinace primárního a různých sekundárních čističů není dostatečná. I v případě montáže myčky na dopravník je vhodné využít nejvyšší možnou míru předešlého čištění pásu za účelem

snížení nákladů na servis a provoz vodního hospodářství myčky. Nutnost provozu vodního okruhu je nevýhodou tohoto způsobu ošetření návratové větve pásu.

Podle možností místa realizace dopravníku a charakteru dopravovaného materiálu je vodní okruh myčky realizován jako uzavřený nebo otevřený. Otevřený používá vodu pouze jednou a ta je pak spolu s nečistotami zlikvidována dostupnými prostředky. Uzavřený okruh provádí recyklaci a pás je potom čištěn omezeným množstvím cirkulující vody. Recyklace vody vyžaduje vyšší počáteční investici, jejíž návratnost je umožněna úsporou vody a umožněním jejího obohacení o aditiva. Chemické přípravky doplněné do uzavřeného vodního hospodářství umožňují například provoz myčky při nízkých teplotách bez rizika nebo doplnění směsí snižujících prašnost dopravníku [26].

Podle katalogu jednoho z výrobců [23] jsou myčky vhodné zejména do těžkého nasazení například pro při přepravě uhlí, podzemní těžbě, těžbě tvrdých hornin nebo rud. Rychlosti pásu mohou dosahovat hodnot nad 5 m/s.

Příkladem, kdy myčka pásu umožnila naplnit vysoké požadavky na čistý provoz pásu je těžba molybdenu v Coloradu v USA [22], kde 16,5 km dlouhý dopravník prochází chráněnou oblastí lesní krajiny Skalnatých hor. Firma Martin Engineering navrhla na zakázku přes 6m dlouhou myčku, která obsahuje komponenty:

- 2 řady vodních trysek
- rotační kartáč
- 3 břitové čističe
- 2 vzduchové břity

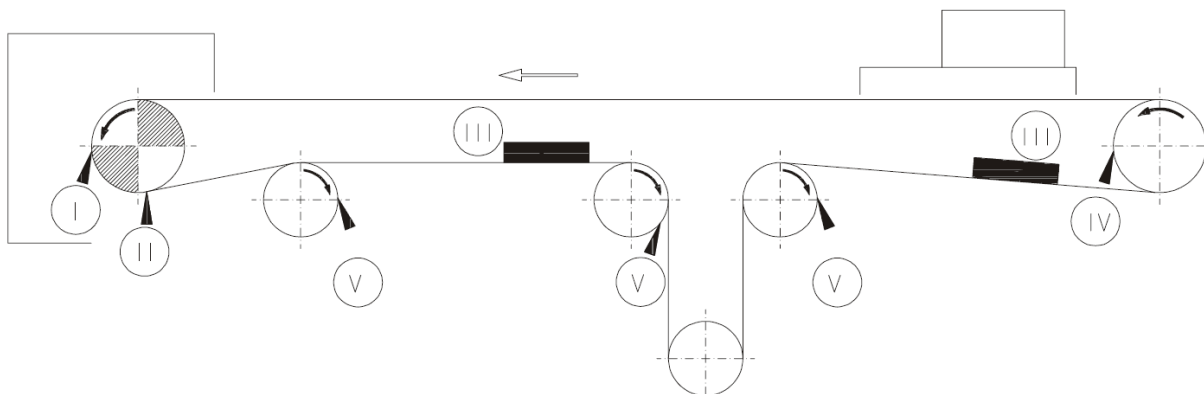
Tato aplikace je uvedena v „problem-solved“ databázi firmy. Myčky pásu jsou řešením pro nejjemnější čištění pásu, jemuž je velmi vhodné předřadit konvenční čističe primární i sekundární úrovně. Funkce zařízení vyžaduje okruh mycí vody s nebo bez recyklace vody. Komponenty jsou v případě některých výrobců volitelné podle aplikace a určují tak i rozměry myčky. Snížení prašnosti pásu umožňují aditiva přidaná do vodního oběhu myčky.

#### **2.9.4 Shrnutí problematiky čištění pásu**

Pásky lze podle umístění na dopravníku a provedení rozdělit do 3 skupin.

- 1) Primární
- 2) Sekundární
- 3) Speciální

Primární čističe odstraňují ulpělý materiál z pásu na návratovém bubnu blízko za místem, kde se materiál odděluje od pásu. Sekundární čističe odstraňují jemnější nečistoty zbylé za primárním v místě, kde se pás odděluje od bubnu. V aplikacích, kdy jejich nasazení neposkytuje dostatečné výsledky, nebo není umožněno členitým povrchem pásu lze nasadit speciální čisticí komponenty. Jsou jimi například rotační kartáč nebo myčka pásu, která obsahuje systém čisticích prvků. Myčku pásu výhodná pro aplikace s nejvyššími nároky na čištění pásu.

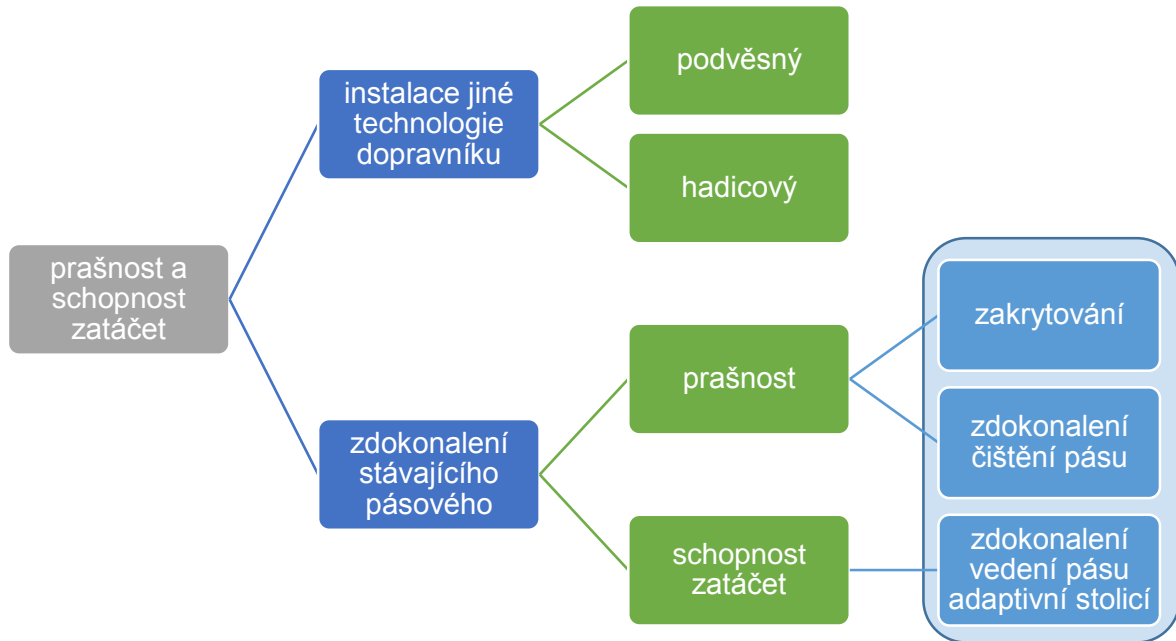


obr.32.: Pozice čističe pásu podle Sandvik [28]

Na obr.32 jsou označeny některá možná umístění čističů pásu a bubnů dopravníku. Podle dokumentů firmy Metso [29] více čističů s menším tlakem je efektivnější a méně opotřebovává pás. Čističe primární, sekundární i kartáče jsou dostupné z různých materiálů, jejichž volba je závislá na rychlosti pásu, jeho druhu a dopravovaném médiu. Příloha [C] obsahuje přehled možností volby materiálu pro různé náplně pásu a podoby čističe.

## 2.10 Závěr teoretické a rešeršní části

V této části dokumentu byl vypracován přehled základní teorie o dopravnících, na kterou bylo navázáno rozbořením dostupných technologií včetně uvedení předních světových výrobců těchto komponent. Zahrnuté produkty byly zvoleny s ohledem na jejich potenciál řešit problém zadavatele, který se týká dopravy rubaniny. Během průzkumu dostupných produktů byla řešení rozdělena na dvě větve (obr.33), z nichž jedna vedla k využití jiné technologie dopravníku, než je stávající pásový, a druhá k jeho zdokonalení instalací doplňků, které mohou jeho nedostatky do jisté míry potlačit.

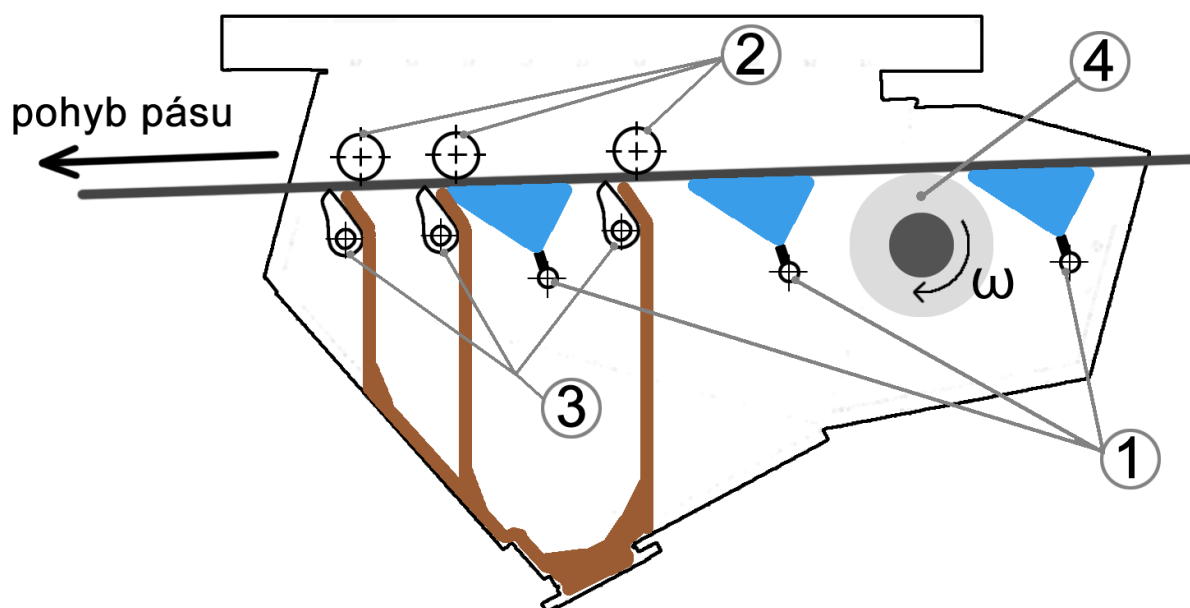


obr.33.: Schéma nalezených možností řešení zadaného problému

Provedená analýza poukázala na nevhodnost 2 vybraných zástupců ostatních technologií a zdůraznila potenciál pásového dopravníku. S ohledem na tento výstup jsou vedeny i následující kapitoly dokumentu ve smyslu zdokonalení pásového dopravníku.

### 3 Možnosti snížení prašnosti čištěním pásu

Současný pásový dopravník instalovaný v Ejpovicích je opatřen 3 úrovněmi čištění. Primárním čističem od firmy Schulte Strathaus, který na shazovacím bubnu odstraňuje nejhrubší nečistoty, sekundárním čističem od stejné firmy, který má geometrii podobnou jako na obr.26/a a myčkou pásu. Myčka je v podobě základní konstrukce, ve které pás projíždí nad 3 skupinami trysky-váleček-stěrač. V těchto třech úrovních je pás opakovaně namáčen a stírán sekundárními stěrači od firmy Martin Engineering. Schéma myčky je na obr.34.



- ① vodní trysky      ② podpurné válečky      ③ stěrače      ( ④ kartáč )

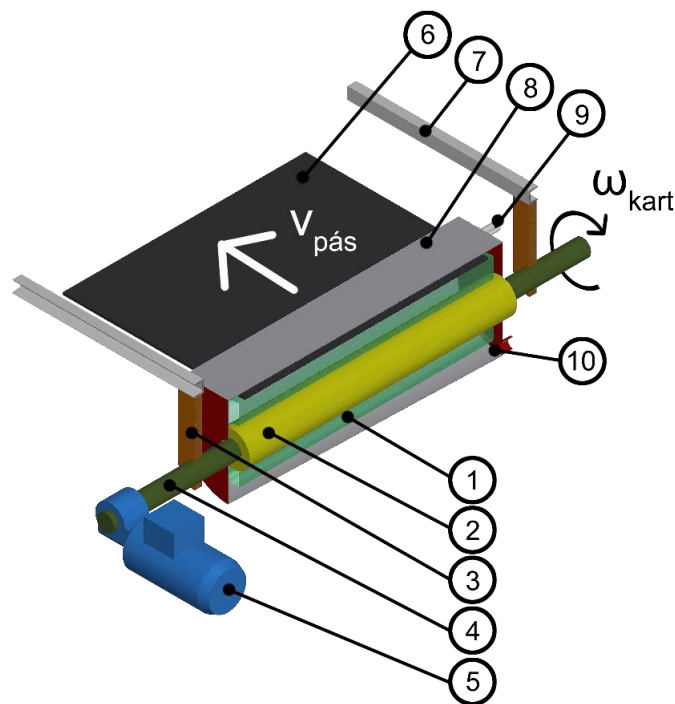
obr.34.: Schéma uspořádání myčky  
(pozice 4 v současné myčce není, jedná se o návrh na úpravu)

Za účelem snížení prašnosti, vznikající na návratové větvi pásu, je vhodné rozdělit zdroje možných prachových částic. Primárním zdrojem jsou nečistoty ulpělé na pásu, které nebyly sejmuty primárním ani sekundárním čističem v oblasti shazovacího bubnu a sekundárním jsou částice nečistot, které jsou přiváděny v případě nedokonalé filtrace spolu s vodou do trysek.

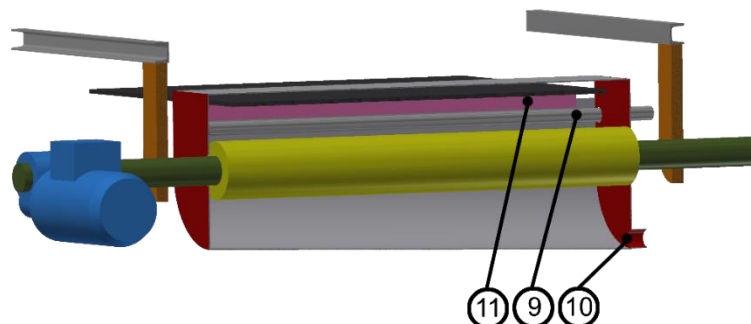
Pro odstranění nečistot ulpělých na pásu tak, že je nelze odstranit proudem tlakové vody, je možné využít rotační kartáč. Jeho instalace by mohla být provedena mimo myčku, kde by fungoval v suchém režimu. Kartáčové jednotky je možné volit z nabídky výrobců součástí dopravníků (například kartáč včetně pohonu na obr.30). Výhodou tohoto uspořádání je vzájemná nezávislost myčky a kartáče, díky které by

nebyla narušena původní spolehlivá konstrukce myčky. Efektivita suchého čištění kartáčem je však nejistá a v bylo by možné očekávat i jeho sníženou životnost.

Druhou variantou je využití kartáče pro mokré mytí pásu také mimo dosavadní myčku. Tím by bylo možné zvýšit čistící účinek a životnost kartáče. Oplach kartáče a pásu vyžaduje zásobu vody, kterou lze s výhodou čerpat z okruhu myčky, pokud to dovolí jeho kapacita. Nevýhodou takového uspořádání je nutnost vhodného zakrytí kartáče k zabránění úniku vody. Mokrý kartáč by v takovém případě bylo vhodné umístit před myčku pásu, aby na jeho výstupu nemusel být pás stírán, protože k setření vodního filmu by došlo na výstupu myčky. Na obr.35 a obr.36 je zobrazen 3D koncepční návrh samostatné kartáčové myčky včetně popisu pozic hlavních komponent. Model je k nahlédnutí v příloze [N].



obr.35.: Rotační kartáčová myčka v řezu - koncept



obr.36.: Zobrazení konceptu kartáčové jednotky bez kartáče



Pozice koncepční sestavy rotační kartáčové myčky umístěné před současnou myčku:

- |                        |                        |                           |
|------------------------|------------------------|---------------------------|
| 1- rotační kartáč      | 2- náboj kartáče       | 3- rám kartáčové jednotky |
| 4- hřídel kartáče      | 5- pohonná jednotka    | 6- pás                    |
| 7- rám dopravníku      | 8- šasi myčky          | 9- přívod vody do trysek  |
| 10- odtok odpadní vody | 11- stěrač vody z pásu |                           |

Třetí varianta je doplnění kartáče do stávající myčky. Podle dostupné dokumentace v návodu dopravního systému lze odhadnout, že nejvíce prostoru, kam by bylo možné kartáč umístit, je mezi první a druhou řadou trysek (pozice 4 na obr.34). Tato varianta je velmi úsporná, protože nevyžaduje žádné dodatečné krytování ani instalaci dalších vodních trysek. Její nevýhodou je však podmínka dostatečného prostoru uvnitř myčky pro instalaci kartáče a vně krytu myčky pro montáž rámu kartáče a pohonné jednotky. Vyžaduje zásah do konstrukce myčky.

Pro odstranění nečistot, které se na pás mohou dostat z vody nebo jsou příliš jemné na to, aby je odstranily sekundární stěrače v myčce, je možné doplnit vzduchové bříty. Jejich úkolem je proudem tlakového vzduchu odstranit z pásu na výstupu myčky veškerou zbylou vodu, i když se jedná o reziduální mikrofilm za stěrači, a s ní nejjemnější částice nečistot. Komplikací této varianty je absence rozvodu tlakového vzduchu a nedostatek prostoru v myčce pro instalaci vzduchových břitů za poslední stěrač ve směru pohybu pásu.

Příkladem myčky, která využívá vodní trysky, stěrače i kartáč může být design firmy Martin Engineering stručně popsany v kap. 2.9.3, který byl vytvořen za účelem maximálního možného snížení znečištění okolí.

Poslední variantou je instalace nové myčky, která bude obsahovat všechny popsané nástroje mytí pásu.

Volba uspořádání z navržených možností je předpokládána v závislosti doporučeních případného zkušeného dodavatele.

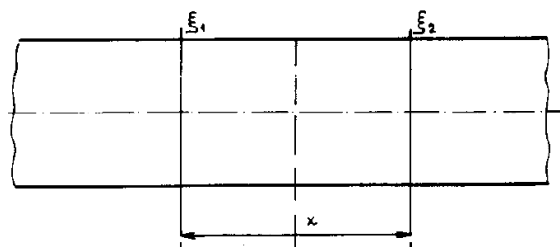
## 4 Stabilizace pásu při zakřivení trasy dopravníku

V této kapitole jsou rozebrána možná řešení stabilizace pásu v zatáčce. Průjezd pásu zakřivenou trasou je hlavním faktorem omezujícím schopnost pásových dopravníků přepravovat materiál po nerovných trajektoriích. Trasa musí být přizpůsobena požadavku vyvození příslušných silových účinků na pás tak, že pás je ohybem přizpůsoben tvaru trajektorie a je stabilizován ve vodících prvcích. Tyto silové účinky musí překonat setrvačné síly pásu a nákladu na něm a zároveň musí být schopny reagovat na proměnlivé i statické podmínky, které ovlivňují silové poměry na prvcích dopravníku.

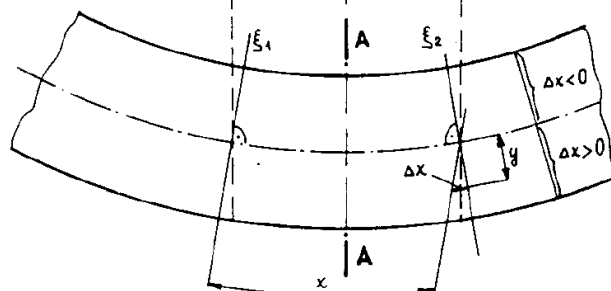
### 4.1 Silové poměry mezi pásem a stolicí

Jedním ze zdrojů odporu k průjezdu zatáčkou je ohyb pásu, který vykazuje neizotropní chování. Velký rozdíl elastických vlastností pásu je tvořen využitím jádra z ocelových kordů nebo textilní tkaniny (podrobněji kap. 2.5). Ocelové kordy propůjčují pásu vysokou tuhost, která je dobrou vlastností z hlediska podélného vlnění a vysoké únosnosti, ale zároveň je překážkou při deformaci pásu, která je nutná při překonávání zakřivených tratí. Jak je patrné z obr.37, při deformaci pásu dochází k prodloužení krajních vláken na jedné a ke zkrácení na druhé straně. Vliv na tuhost pásu má nejen materiál kostry, ale také její uspořádání.

Před deformací:



Po deformaci:



obr.37.: Deformace pásu [10]

Dalším vztahem plynoucím z obr.37, je vztah mezi poloměrem zakřivení a deformací krajního vlákna, kdy při menším poloměru (výraznějším zakřivení) je vlákno více deformováno. Deformace vlákna stoupá také s nárůstem souřadnice  $y$ , která značí vzdálenost od neutrální osy (délkové nedeformovaného vlákna). Z Hookova zákona (rovnice (5)) vyplývá známá závislost, vyjadřující přímou úměru mezi relativní deformací a napětím přes modul pružnosti v tahu.

$$\sigma = E\epsilon \quad (5)$$

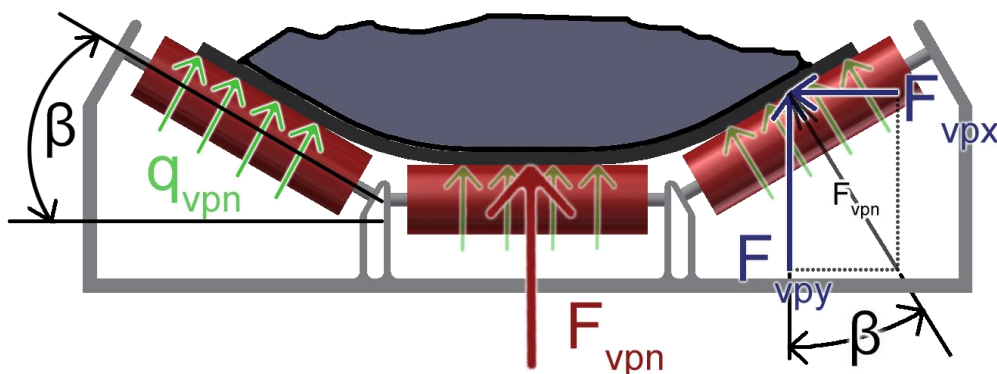
Z výše zmíněného tedy vyplývá, že pro deformaci tužšího nebo širšího pásu je nutná větší síla podobně jako pro jeho deformaci do menšího poloměru zakřivení.

Prostředkem, jak působit na pás potřebnými silami k vedení pásu, jsou stolice dopravníku a v nich instalované válečky. Dále bude popsána stolice se třemi válečky, kde prostřední je vodorovný a krajní dva sklopené pod úhlem  $\beta$ . (obr.38)

#### 4.1.1 Síly v kontaktu pás-váleček ve svislé rovině

Při pohybu pásu po stolici, která má nulové natočení kolem svislé osy (rovina ve které leží všechny osy válečků je kolmá na vektor pohybu pásu) a nulovou sbíhavost válečků, působí na vystředěný pás pouze normálové síly v podobě spojitého rozložení, jak je vyobrazeno na obr.38. Toto spojité zatížení označené  $q_{vpn}$  je pro snazší interpretaci nahrazeno v osamělou sílu  $F_{vpn}$ , působící v jeho těžišti měrou, jež má z globálního hlediska stejný důsledek na pás jako nahrazené spojité zatížení.

V místě spodního vodorovného válečku zajišťuje síla  $F_{vpn}$  normálový kontakt s pásem, který je reakcí na tíhu pásu a dopravovaného materiálu v délce rovné rozteči sousedních stolic. Deformovatelný pás, který je poddajný kontaktnímu tlaku od válečku, způsobuje valivý odpor. Ten je jednou z příčin energetických ztrát dopravníku.



obr.38.: Rozbor sil pás-váleček

Odlíšná je situace na bočních válečcích, kde sílu  $F_{vpn}$  lze rozložit do síly vertikální a horizontální, což lze označit jako směry souřadného systému rámu dopravníku a lze v něm posuzovat situaci pásu. Síla ve směru  $y$   $F_{vpy}$ , kterou působí váleček na pás, je i v této oblasti reakcí na tíhovou sílu pásu a neseného materiálu. Na rozdíl od střední části je na krajních válečcích složka  $F_{vpx}$ , která jednak deformuje pás a materiál na něm a také pomáhá pás středit.

Nastane-li situace, kdy dojde k nárůstu zatížení válečku vybočením pásu na jedné straně, je vzniklou nerovnováhou sil  $F_{vpx}$  na levé straně a na straně pravé pás směřován ke středu stolice. To je základní středící mechanismus jednoduché trojválečkové stolice.

Dalším důsledkem naklonění bočních válečků a tím vzniku boční síly na pás je naopak zhoršení středění pásu v případě nerovnoměrně zatíženého pásu (zátěž na jedné straně). Potom podobně jako u nevystředěného pásu dojde nárůstu zátěže válečku na jedné straně a vzniku reakčních sil posouvajících pás směrem k bodu, kde se síly vyrovnají. Důsledkem je vyrovnání zatížení bočních válečků a posun těžiště hmoty nad nimi ke středové oblasti, ale geometricky bude pás posunut k jedné straně.

Rozložení hmoty na pásu není vždy rovnoměrné a stálé v průběhu času a proto statické nastavení stolice nemusí nabízet optimální nebo funkční řešení.

Míru vzniku příčné síly lze ovlivnit nastavením úhlu  $\beta$ , který uvádí norma ČSN 26 3102 v rozmezí  $15 \div 40^\circ$ . Norma však už není platná a tabulku s touto informací aktuální norma ČSN ISO 5048 neobsahuje. Úhel  $\beta$  kromě bočních sil má vliv na průřez náplně na pásu a tím na kapacitu dopravníku.

Jako regulační prostředek polohy pásu v této rovině se kromě naklonění bočních válečků nabízí také naklonění celé stolice. Nakloněním je myšlena rotace kolem osy rovnoběžné se směrem pohybu pásu.

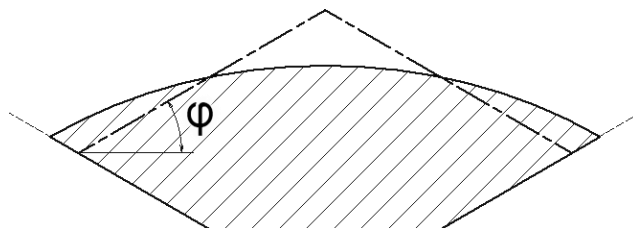
#### 4.1.1.1 Kvantifikace svislého zatížení kontaktu pás-váleček

Vzhledem k většinou sypké konzistenci náplně pásu nelze přesně vyjádřit ani předpovědět na základě tabulkových hodnot tvar této zátěže. Při položení zjednodušujících předpokladů je však možné se reálné situaci přiblížit.

- 1) Materiál je na páse rozmístěn symetricky.
- 2) Materiál je nakládán takovým způsobem, který umožňuje zformování povrchu do tvaru křivky (křivka je viditelná na obr.40).

- 3) Dopravní trasa nepůsobí na materiál nadměrnými dynamickými silami, které by způsobily ztrátu křivkového tvaru.

Předpokládat absolutní absenci dynamických silových působení je na pohybujícím se dopravním pásu nereálné a proto je hledán tvar průřezu materiálu, který by zohledňoval sypké chování a zároveň určité ovlivnění pohybem, které způsobuje změnu tvaru průřezu do stabilnější podoby.



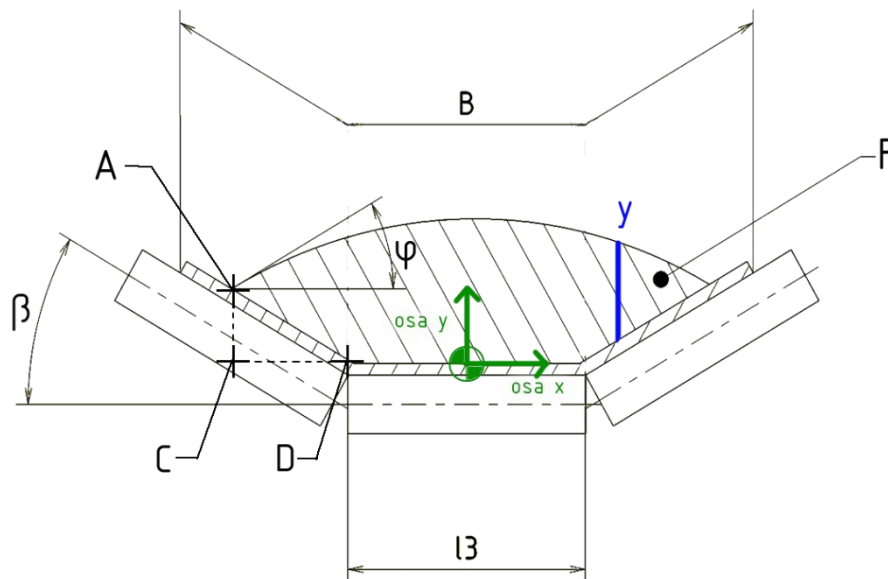
obr.39.: Porovnání křivkového a lineárního tvaru boků sypkého materiálu

V inženýrské praxi je sypký materiál v kontextu s pásovými dopravníky popisován mimo jiné sypným úhlem  $\varphi$ , který vyjadřuje úhel sklonu volných stěn materiálu. Úhel je pro případ přímkových stěn zaznačen na obr.39. Křivka i lomená čára pod sebou uzavírají stejný průřez náplně dopravníku ( $F_{křivka} = F_{přímka}$ )<sup>3</sup>. Jak bylo zmíněno výše, lineární tvar průmětu volných stěn může nastat jen v ideálním klidném případě. Při působení přiměřených dynamických účinků se takový tvar začne deformovat a částice se v místech, kde nemohou být nahrazeny dalšími (z vyšších vrstev), ve smyslu získání nejnižší potenciální energie, pohybovat a přibližovat vodorovnému tvaru hladiny. V místě, kde končí volná stěna materiálu a začíná kontakt s pásem, je dostatek vyšších vrstev materiálu, které během svého borcení doplňují materiál v této nižší vrstvě a udržují tak sypný úhel.

K matematickému popisu takového tvaru bude použita parabola, která má lineárně proměnlivý úhel tečny.

---

<sup>3</sup> Označení plochy průřezu náplně  $F$  [mm<sup>2</sup>] bylo převzato z normy pro výpočet dopravníku.



obr.40.: Schéma uspořádání modelu

Motivací této části výpočtu je zjištění výšky sloupce materiálu nad místem se souřadnicí  $x$  podle souřadného systému na obr.40. Výška materiálu je nástrojem ke kvantifikování tíhové síly materiálu působící na stolici.

Obecně lze tvar paraboly omezené shora, s parametrem předepsatelnou šířkou a polohou ve směru  $x$  napsat jako rovnici (6).

$$y = -ax^2 + b \quad (6)$$

Další určující vlastností paraboly je sklon její tečny v patě, kde volná stěna materiálu přechází ve stěnu vázanou tvarem pásu. Místo je označené jako bod A na obr.40. Sklon má hodnotu sypného úhlu  $\varphi$ , který se pro různé materiály pohybuje do hodnoty  $40^\circ$ . Příklady uvádí tab. 5

tab. 5.: Sypné úhly vybraných materiálů [ČSN 26 3102]

materiál	orientační hodnota sypného úhlu $\varphi$ [°]
Štěrk	20
Uhlí	30
Vlhký písek	35
Dřevěné třísky	40

Požadavek na směrnici tečny vyjadřuje rovnice (7)

$$\frac{dy}{dx} = tg \varphi \quad (\text{v místě } x = x_a) \quad (7)$$

Rovnice (8) určuje bod A náležící parabole.

$$y_A = -ax_A^2 + b \quad (8)$$

Kromě paraboly, která náplň pásu definuje shora, je pás omezen zdola hladinou  $y = 0$ , která je dána zvoleným souřadnicovým systémem. Dále je omezena úsečkami, které jsou rozhraním mezi pásem a válečkem, jejich délka odpovídá úrovni zasypaní materiálem a úhel sklonění úhlu  $\beta$ , který je nastaven bočními válečky stolice. Tato úsečka tvoří přeponu trojúhelníku ACD na obr.40.

Vazební podmínkou výpočtu je také průřez náplně, jehož doporučené hodnoty pro různé geometrie jsou uvedeny v již neplatné normě ČSN 26 3102, v následujícím výpočtu budou využity jako předloha. Rovnost poloviny plochy náplně a poloviny doporučeného průřezu je vyjádřena rovnicí (9). Parametr integrálu vyjadřuje rovnici očekávané paraboly a integrace vypočítává povrch pod ní. Druhý člen rovnice  $\frac{y_A^2}{2tg\beta}$  odečítá obsah trojúhelníka ACD, jež není využit pro převoz materiálu. Rovnice pracuje s polovičním obsahem, protože využívá symetrie geometrie. Mínus před integrálem ošetřuje znaménko z důvodu integrace přes zápornou část osy x.

$$-\int_{x_A}^0 -ax^2 + b dx - \frac{y_A^2}{2tg\beta} = \frac{F}{2} \quad (9)$$

Stejně jako rovnice (8) pokládá podmínku náležitosti bodu A na parabolu, je nutné, aby rovnicí (10) byla zajištěna jeho náležitost úsečce DA.

$$y_A = \left(-x_A + \frac{l_3}{2}\right) tg\beta \quad (10)$$

Soustava 4 lineárně nezávislých rovnic {(7),(8),(9),(10)} obsahuje 4 parametry, kterými jsou  $\varphi, \beta, l_3$  a  $F$  (znázorněny na obr.40) a 4 proměnné  $x_A, y_A, a$  a  $b$ . Proměnné  $x_A$  a  $y_A$  jsou souřadnicemi bodu A ve vyznačeném souřadnicovém systému a platí proto  $A[x_A, y_A]$ . Řešitelná soustava 4 rovnic se 4 neznámými vede k symbolickým výsledkům, které jsou popsány rovnicemi (11), (12), (13) a (14). Řešení bylo provedeno pomocí symbolického toolboxu programu Matlab. Výpočetní program je v příloze dokumentu [L].

$$x_A = -\frac{1}{2} \cdot \sqrt{\frac{3(tg(\beta)l_3^2 + 4F)}{3tg(\beta) + 2tg(\varphi)}} \quad (11)$$

$$y_A = -\frac{1}{2} \cdot tg(\beta) \left( l_3 - \sqrt{\frac{3(tg(\beta)l_3^2 + 4F)}{3tg(\beta) + 2tg(\varphi)}} \right) \quad (12)$$



$$a = \frac{2tg(\varphi)^2 \sqrt{\frac{3(tg(\beta)l_3^2 + 4F)}{3tg(\beta) + 2tg(\varphi)}} + 3tg(\beta)tg(\varphi) \sqrt{\frac{3(tg(\beta)l_3^2 + 4F)}{3tg(\beta) + 2tg(\varphi)}}}{3tg(\beta)l_3^2 + 12F} \quad (13)$$

$$b = \frac{l_3 tg(\varphi)}{4} - \frac{1}{2tg(\beta)} (2tg(\beta) + tg(\varphi)) \left( \frac{1}{2} l_3 tg(\beta) - \frac{1}{2} \sqrt{3} tg(\beta) \sqrt{\frac{tg(\beta)l_3^2 + 4F}{3tg(\beta) + 2tg(\varphi)}} \right) \quad (14)$$

Takto složité symbolické rovnice nemají vypovídající hodnotu a lze je jen stěží přímo zkontrolovat. Proto výpočetní program vede výpočet s dosazenými parametry dopravníku, které jsou deklarovány v úvodu výpočetního kódu. Geometrie byla zvolena s ohledem na dopravník zadavatele, jehož pás má šířku  $B = 1000 \text{ mm}$ . Dopravovaný materiál při ražbě tunelu se pohybuje kvalitativně i kvantitativně ve velmi širokém spektru. Pro výpočetní model byla zvolena hlína s následujícími parametry.

parametry dopravníku
parametry náplně  
 $\beta = 30^\circ$ 
 $l_3 = 380 \text{ mm}$ 
 $F = 0,128 \text{ m}^2$ 
 $\varphi = 30^\circ$

Dosazení číselných hodnot do vyjádřených vzorců (11) až (14) umožňuje výpočet tvaru křivky povrchu pro konkrétní uspořádání a materiál. Zároveň možnost snadné změny parametrů ve výpočetním programu usnadňuje propočítání křivky pro různé podmínky. Tabulka tab. 6 obsahuje souřadnice uzlového bodu A a parametry parabolické křivky pro různé sypné úhly  $\varphi$  při konstantním množství náplně a geometrii stolice dopravníku.

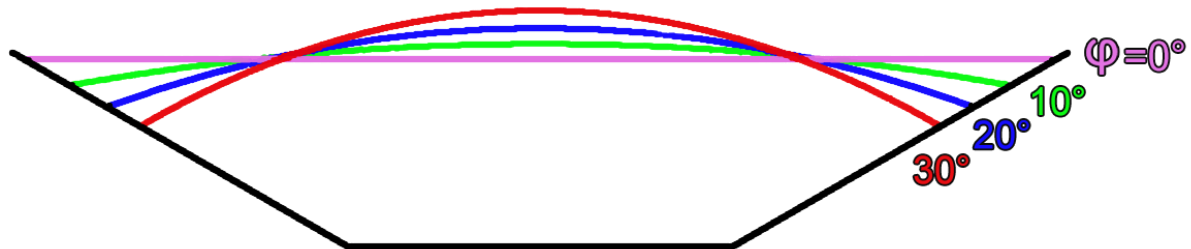
tab. 6.: Parametry paraboly pro různé sypné úhly

$F = 0,128 \text{ m}^2, \beta = 30^\circ, l_3 = 380 \text{ mm}$				
$\varphi [^\circ]$	$x_a [\text{mm}]$	$y_a [\text{mm}]$	$a [1]$	$b [\text{mm}]$
0	-507,7	183,4	0	183,4
10	-462,8	157,5	$1,905 \cdot 10^{-4}$	198,3
20	-426,0	136,3	$4,271 \cdot 10^{-4}$	213,8
30	-393,3	17,4	$7,340 \cdot 10^{-4}$	230,9

Průběhy jednotlivých křivek zobrazuje obr.41. z hodnot v tabulce i průběhů na obrázku je zřejmé, že pro sypný úhel  $\varphi = 0^\circ$  se křivka povrchu deformuje v přímkový tvar. Program touto cestou umožňuje i výpočet náplně dopravníku s rovnou hladinou náplně pásu. Hraniční úsečky na obr.41 jsou tvořeny tvarem dopravního pásu a určenou geometrií stolice. Rozměry jsou spolu s parabolami v proporcích a proto je



na obr.41 také vidět míra bezpečnosti proti přetečení pásu. Například pro naplnění  $F = 0,128 \text{ m}^2$  materiálem, který formuje rovnou hladinu, čemuž odpovídá hodnota sypaného úhlu  $\varphi = 0^\circ$  je hladina nebezpečně blízko okraje pásu a v takovém případě by mohlo docházet ke ztrátám materiálu z důvodu přepadu materiálu přes okraj dopravníku.

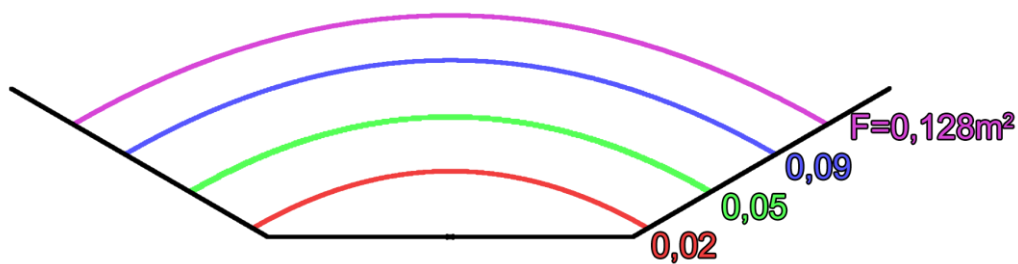


obr.41.: Tvary parabol materiálu pro různá  $\varphi$  a  $F=0,128\text{m}^2$ ,  $\beta=30^\circ$ ,  $l_3=380\text{mm}$

Další proměnnou, která se v realitě může měnit je míra naplnění dopravníku. Její vliv na geometrii křivky ukazuje tab. 7 a je ilustrována na obr.42. Obrázek je opět podobně jako předchozí vytvořen v proporci materiálu s rozměrem a tvarem dopravního pásu.

tab. 7.: Parametry paraboly pro různé úrovně naplnění kapacity

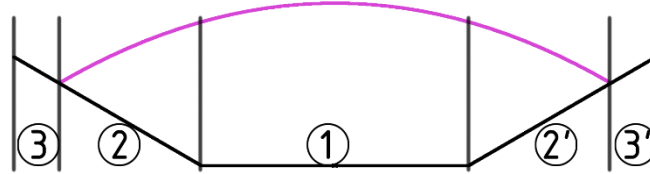
$\varphi = 30^\circ$ , $\beta = 30^\circ$ , $l_3 = 380 \text{ mm}$				
$F [\text{m}^2]$	$x_a [\text{mm}]$	$y_a [\text{mm}]$	$a [1]$	$b [\text{mm}]$
0	-507,7	183,4	0	183,4
10	-462,8	157,5	$1,905 \cdot 10^{-4}$	198,3
20	-426,0	136,3	$4,271 \cdot 10^{-4}$	213,8
30	-393,3	117,4	$7,340 \cdot 10^{-4}$	230,9



obr.42.: Parabolické rozložení náplně pro různá  $F$  a  $\varphi=30^\circ$ ,  $\beta=30^\circ$ ,  $l_3=380\text{mm}$

Křivky byly parametricky vykresleny v programu Autodesk Inventor a funkcemi programu zkontrolovány hodnoty parametrů  $F$  a  $A[x_a, y_a]$ . V této fázi, kdy je parametrizován tvar hladiny náplně, je dalším krokem rozdělení geometrie na 3 oblasti, které jsou naznačeny na obr.43. Oblasti 2 a 2', 3 a 3' podléhají stejným podmínkám

ovšem v souměrném (zrcadlovém) uspořádání vzhledem ose  $y$ . Oblasti jsou rozděleny v následujících souřadnicích, které odpovídají důležitým bodům:



obr.43.: Rozdělení oblastí na šířku stolice

- $x = -458 \text{ mm}$  -hranice pásu (levý okraj oblasti 3)
- $x = -393 \text{ mm}$  -hranice prázdný pás a pás s materiálem (přechod 3-2)
- $x = -190 \text{ mm}$  -přechod od sklopeného bočního válečku k vodorovnému (přechod 2-1)

V první oblasti ① je popis výšky materiálu nad pásem popsán jednoduše rovnicí paraboly (15), která byla odvozena v předchozí části.

$$y_1 = -ax^2 + b = -7,34 \cdot 10^{-4} \cdot x^2 + 230,9 \text{ [mm]} \quad (15)$$

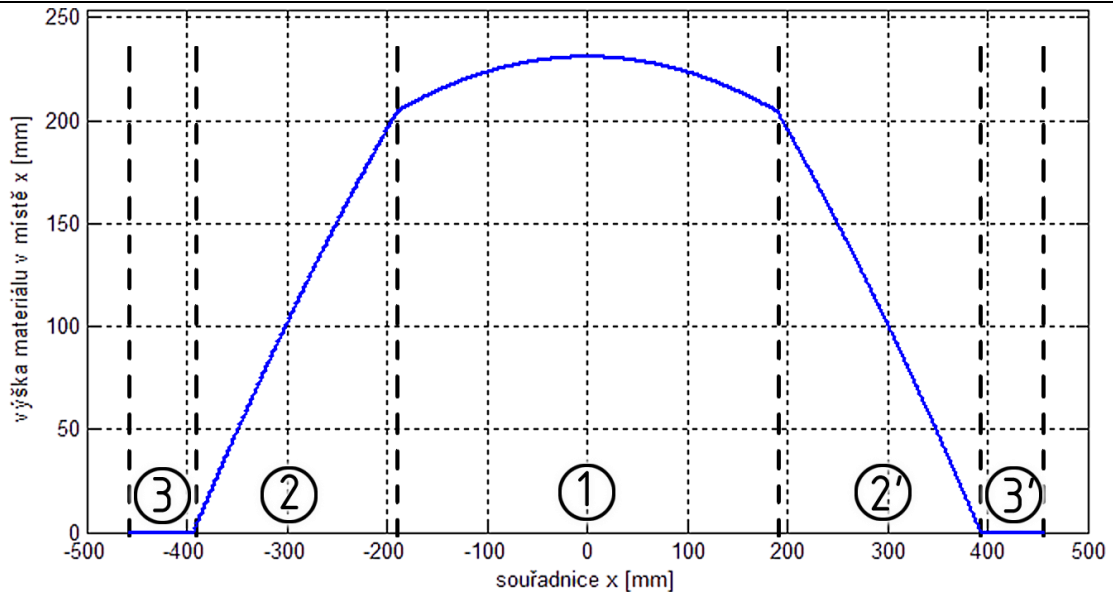
V oblasti ② je popis výšky sloupce materiálu mírně složitější, protože do něj vstupuje skloněný váleček pod úhlem  $\beta$  a proto je nutné od výšky paraboly odečíst výšku bodu na úsečce AD. Výška materiálu  $y$  se v této části řídí rovnicí (25).

$$y_2 = y_p - y_u = (-ax^2 + b) - \left[ \left( -x - \frac{l_3}{2} \right) tg\beta \right] \quad (16)$$

Část ③ není zatížena žádným materiálem a leží mezi bodem A a krajem pásu na obr.40. V této oblasti proto platí rovnice (17).

$$y_3 = 0 \quad (17)$$

Průběh  $y_1$ ,  $y_2$  a  $y_3$  je znázorněn grafem obr.44. Na grafu je patrné, že v oblasti ② má na průběh  $y$  výrazně vyšší vliv lineární sklon válečku, než parabola hladiny materiálu.



obr.44.: Výška materiálu nad pásem

Pro dosažení cíle této části, zbývá vyjádřit zatížení kontaktu váleček pás. Pro jeho vyjádření je nutné zvážit další parametry.

- hustota materiálu (zvolena hlína)

$$\rho_{mat} = 1500 \text{ kg} \cdot \text{m}^3$$

- plošná hustota pásu (přibližná hodnota pro pás se 3 vložkami a 3/3 krycími vrstvami)

$$\rho_{pás} = 14 \text{ kg} \cdot \text{m}^2$$

- rozteč stolic v horní větvi pásu

$$t_h = 1 \text{ m}$$

Jedna stolice pak nese hmotnost 1m pásu a jeho náplně, která je rovna  $m = 206 \text{ kg}$ . (rovnice (27))

$$m = t_h \cdot B \cdot \rho_{pás} + t_h \cdot F \cdot \rho_{mat} = 1 \cdot 1 \cdot 14 + 1 \cdot 0,128 \cdot 1500 = 206 \text{ kg} \quad (18)$$

Pro kvantifikaci zatížení jednoho bodu na stolicí je nutné položit další předpoklad.

- Bod v kontaktu pás-materiál, určený souřadnicí  $x$ , nese hmotnost desky šířky  $dx$  se souřadnicí  $x$ , o délce  $t_h$  a výšce  $y$ .

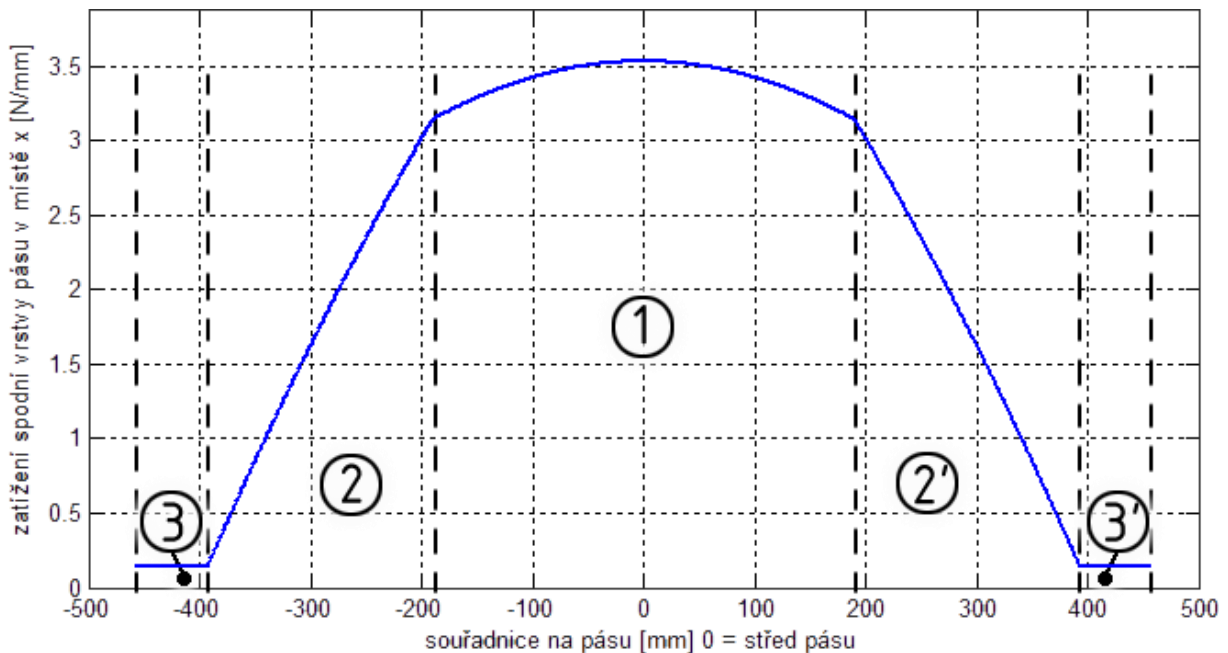
Kde  $y$  je výška materiálu vyjádřená v předchozích odstavcích a  $t_h$  rozteč stolic. Potom se hmotnost  $dm_{mat}$  takového desky spočítá podle rovnice (19).

$$dm_{mat} = dV \cdot \rho = y \cdot dx \cdot t_h \cdot \rho_{mat} \quad (19)$$

Cílem v této části je kvantifikovat spojité zatížení, které vyjadřuje zátěž na jednotku délky, lze vzorec pro zatížení v kontaktu materiál-pás upravit podle rovnice (20).

$$\frac{dm_{mat}}{dx} = y \cdot t_h \cdot \rho \quad (20)$$

K vyjádření zátěže přenášené kontaktem pás-váleček je třeba ještě přičíst hmotnost pásu [vyjádřenou rovnicí (21)] k hmotnosti materiálu a pomocí gravitačního zrychlení převést na sílu podle rovnice (22). Během sestavování rovnice je nutné neopomenout nespojitost vyjádření a respektovat rozdělení intervalu souřadnice  $x$  do několika oblastí, kde platí různé rovnice pro výšku materiálu  $y$ . Rovnice zanedbávají nárůst plošné hustoty pásu, při výpočtu z plochy průmětu do vodorovné roviny.

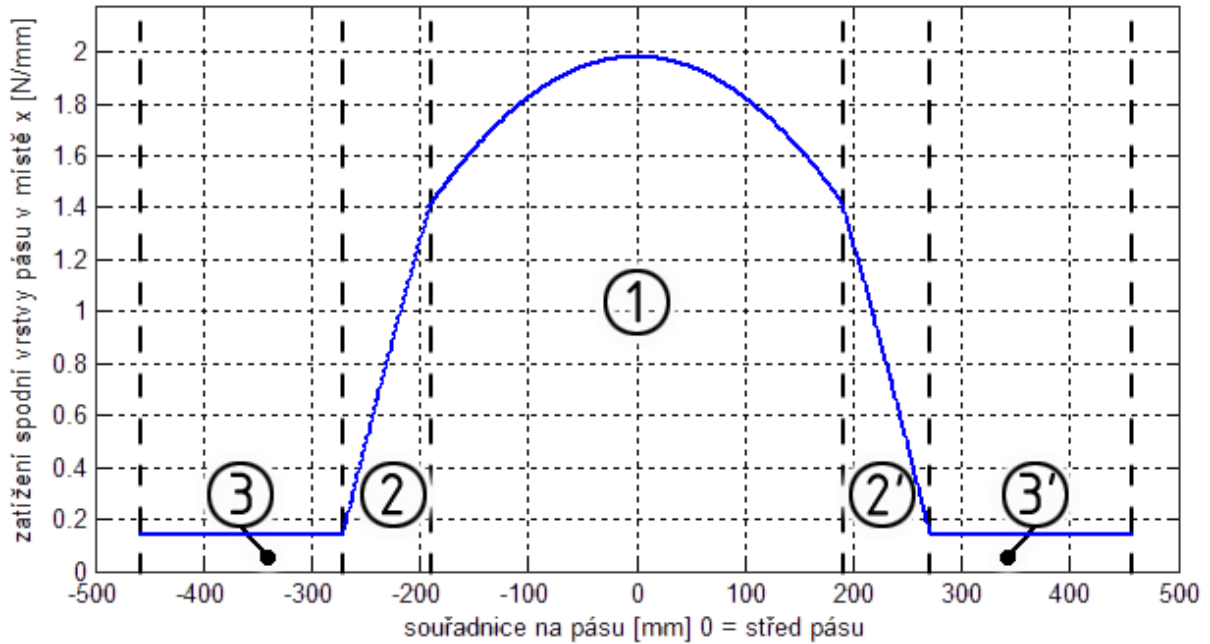


obr.45.: Spojité zatížení od tíhy pásu a jeho náplně ( $F=0,128 \text{ m}^2$ ,  $\varphi=30^\circ$ )

$$\frac{dm_{pás}}{dx} = \rho_{pás} \cdot t_h \quad (21)$$

$$\frac{dG}{dx} = \left( \frac{dm_{pás}}{dx} + \frac{dm_{mat}}{dx} \right) \cdot g = (\rho_{pás} \cdot t_h + y \cdot t_h \cdot \rho) \cdot g \quad (22)$$

Tíha sloupce materiálu a pásu formující spojité zatížení pro popsané uspořádání, vypočtené podle odvozeného matematického modelu je v závislosti na souřadnici  $x$  vynesena na obr.45.



obr.46.: Spojité zatížení od tíhy pásu a jeho náplně ( $F=0,05 \text{ m}^2$ ,  $\varphi=30^\circ$ )

Na obr.46 je vynesena závislost spojitého zatížení pro snížené naplnění pásu, jehož pomocí lze porovnat míru zatížení bočních válečků ve srovnání se středním válečkem a v závislosti na míře plnění pásu. Jinými slovy málo plněný pás vykazuje výraznější rozdíl mezi tíhovou silou nad bočním válečkem a středním válečkem. Proto dopravník nastavený pro běh při určitém plnění nemusí bezproblémově fungovat pro vyšší nebo nižší plnění.

V případě středění pásu, které je u některých konstrukcích závislé na přítlačné síle pásu na váleček, ilustrují vynesené grafy také srovnání vlivu bočních válečků s vlivem středového válečku, na němž působí výrazně vyšší celková přítlačná síla.

$$m_{\text{boč v\acute{a}l}} = \left( \int y_3 dx + \int y_2 dx \right) \cdot t_h \cdot \rho_{\text{mat}} + (B - l_3) \cdot \frac{1}{2} \cdot t_h \cdot \rho_{\text{p\acute{a}s}} \quad (23)$$

$$m_{\text{stř v\acute{a}l}} = \int y_1 dx \cdot t_h \cdot \rho_{\text{mat}} + l_3 \cdot t_h \cdot \rho_{\text{p\acute{a}s}} \quad (24)$$

Rovnice (23) a (24) umožňují konkrétní výpočet zatížení bočního a středního válečku. Jejich vyčíslení umožňuje výpočetní program v příloze [L]. Pro dříve zvolenou geometrii  $B = 30^\circ$ ,  $F = 0,128 \text{ m}^2$ ,  $l_3 = 380 \text{ mm}$  a  $\varphi = 30^\circ$  jsou hodnoty hmotností následující:

$$m_{\text{boč v\acute{a}l}} = 37 \text{ kg} \quad \text{zatížení bočního válečku}$$

$$m_{\text{stř v\acute{a}l}} = 132 \text{ kg} \quad \text{zatížení středního válečku}$$

Jednoduchou kontrolou lze ověřit správnost výpočtu:

$$m = 132 + 37 \cdot 2 = 206 \text{ kg}$$

Což je hodnota korespondující s hmotností vypočtenou v rovnici (18).



V této podkapitole byl navržen přibližný matematický model, který dokáže za pojmenovaných předpokladů kvantifikovat spojité zatížení vyvinuté tíhou pásu a jeho náplně. Pro provedení výpočtu byla zvolena modelová situace, podobná dopravnímu pásu zadavatele, a vytvořen výpočetní algoritmus pro program Matlab. Výpočetní programy jsou v příloze [K] a [L]. Byly také předvedeny konkrétní výsledky a grafy pro možné varianty plnění pásu včetně vykreslení grafů.

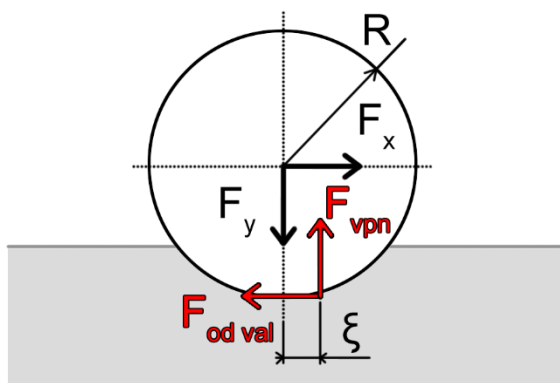
#### 4.1.2 Síly a rychlosti v kontaktu pás-váleček ve vodorovné rovině

Následující odstavce se věnují rozboru silových poměrů ve vodorovné rovině, v půdorysném pohledu. Na obr.48 je zakreslen pás jedoucí po válečcích stolice s nastavenou sbíhavostí (zelené válečky) a rovnoběžnými (červené).

Pohyb pásu rychlostí  $v_{pás}$  po stolici s osami válečků v jedné rovině (bez sbíhavosti, červené válečky) lze vysvětlit na prostředním válečku obr.48. Dochází na něm k čistému odvalu, a proto ze známého zjednodušeného modelu valivého tření lze napsat rovnici (25). V rovnici vystupují veličiny  $\xi$  a  $R$ , což je popořadě rameno valivého odporu a poloměr válečku.

$$F_{od\ val} = \frac{\xi}{R} \cdot F_{vpn} \quad (25)$$

Na rozdíl od obvyklého modelu pružného kola valeného po pevné podložce je případ dopravníku opačný. Plechový plášť válečku se vlastnostmi blíží k tuhému tělesu oproti poddajným pryžovým krycím vrstvám pásu. Model je ilustrován na obr.47. Valivý odpor proti pohybu váleček-pás je spolu s valivým odporem v ložiskách válečků zdrojem ztrát na stolicích s osami válečků v jedné rovině.

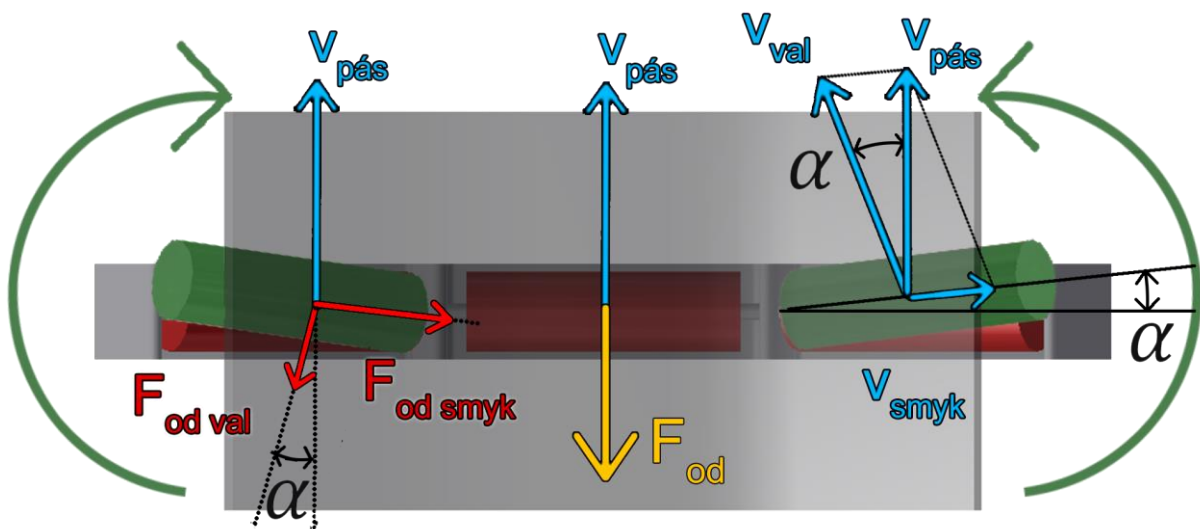


obr.47.: Valení tuhého tělesa po pružné podložce

V podkapitole 4.1.1 byl popsán středící mechanismus využívající úhlu naklonění válečků  $\beta$ . V praxi se ukazuje, že sám o sobě nebývá dostatečný a proto další statickou cestou stabilizace pásu ve středu stolice je natočení bočních válečků ve směru

naznačeném na obr.48. Natočení o úhel  $\alpha$  vytváří geometrickou sbíhavost, která mění podmínky čistého odvalu na odval s příčným skluzem. V pravé části obr.48 je zakreslena rychlost pohybu pásu. Tu lze v souřadném systému válečku rozdělit na tečnou složku k jeho povrchu, což je rychlost valení  $v_{val}$ , a k ní kolmou složku rovnoběžnou s osou válečku  $v_{smyk}$ . V tomto směru váleček nemá možnost žádného pohybu a proto je tato složka rychlosti pásu vzhledem k válečku čistě smyková.

Při sbíhavém nastavení válečků vznikají odporové síly proti pohybu pásu v nerovnoběžném směru s pohybem pásu. Tyto odporové síly jsou ve směrech proti  $v_{val}$  a  $v_{smyk}$  ve smyslu natočení válečku o úhel  $\alpha$ . ( $v$  - rychlost)



obr.48.: Rychlosti a síly kontaktu váleček pás v půdorysu pro sbíhavé uspořádání

Odporová síla proti valení  $F_{od\ val}$  je natočena od středové roviny pásu a obsahuje tak složku působící směrem ven ze stolice. Protože úhel natočení  $\alpha$  se pohybuje řádově v jednotkách stupňů a valivý odpor oproti smykovému tření je minimální, lze destabilizační efekt valivého odporu zanedbat.

Cílem natočení bočních válečků je získání třecí síly  $F_{od\ smyk}$ , která posouvá pás směrem ke středu stolice od svého působiště (stabilizuje ve středové poloze). Podobně jako ve svislé rovině (kap 4.1.1) se soustava stolice-pás dostává do rovnovážné polohy příčným pohybem pásu tak, aby došlo k rovnováze příčných složek sil od válečků na obou stranách.

Nežádoucím vedlejším efektem natočení válečků je ztrátový výkon, který je spotřebováván třením a měněn na teplo. Ze známého vztahu (26) je výkon roven skalárnímu součinu vektoru odporové síly  $\vec{F}_{od}$  a vektoru rychlosti  $\vec{v}$ .

$$P_{ztrát} = \vec{F}_{od} \cdot \vec{v} \quad (26)$$

V podmínkách stolice lze proto vyjádřit vztah (27) a (28):

$$P_{ztrát} = P_{ztrát\ val} + P_{ztrát\ smyk} \quad (27)$$

$$P_{ztrát} = F_{od\ val} \cdot v_{pás} \cdot \cos(\alpha) + F_{od\ smyk} \cdot v_{pás} \cdot \sin(\alpha) \quad (28)$$

Vzhledem k již zmíněné dominanci smykového tření je ze vztahů zřejmá závislost ztrát na úhlu natočení  $\alpha$ . Velikost síly smykového tření je vázána vztahem (29). Pro připomenutí síla  $F_{vpn}$  je normálová síla mezi válečkem a pásem.

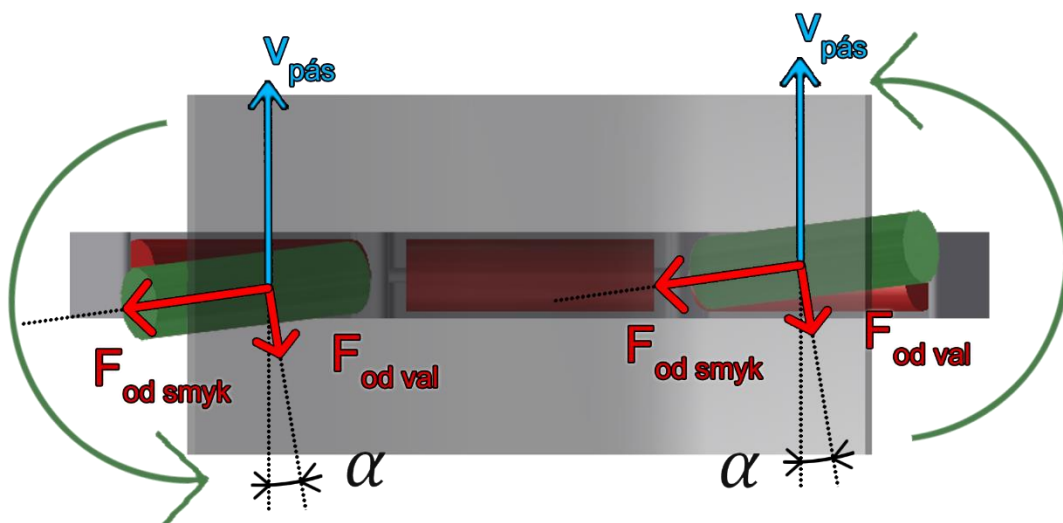
$$F_{od\ smyk} = f \cdot F_{vpn} \quad (29)$$

Výpočet vedený v kapitole 4.1.1.1 dává možnost přesnějšího popisu smykové síly pomocí proměnného spojitého silového působení v rovnici (30) po integraci (31). Součet  $G_2 + G_3$  je tíhová síla nad nakloněným válečkem (podle rozdělení oblastí v předchozí kapitole).

$$dF_{od\ smyk} = f \cdot dF_{vpn} = f \cdot dG \cdot \cos(\beta) \quad (30)$$

$$F_{od\ smyk} = f \cdot 2 \cdot (G_2 + G_3) \cdot \cos(\beta) \quad (31)$$

Nelze však od smykové síly vyvozené bočními válečky očekávat vysokou hodnotu, neboť 1 boční váleček nese jen část celkové hmotnosti nesené stolicí. Pro příklad řešený v předchozí kapitole to je přibližně 18% váhy oproti válečku střednímu, který podepírá 64%. Střední váleček není natočen a proto příčná složka síly vyvozená přítlakem a skluzem nižší váhy na bočním válečku musí kromě středění pásu ještě překonat adhezi způsobenou vyšší normálovou silou na středním válečku. V případě nižšího plnění pásu je vliv bočních válečků ještě nižší.



obr.49.: Rozbor rychlostí a sil kontaktu pás-váleček stolice s natočením válečků



Sbíhavost válečků je vhodnou volbou, když existuje riziko pohybu pásu na obě strany. Pokud je však tendence pásu vybočovat stále k jedné straně, je efektivnějším řešením oproti sbíhavosti válečků nastavení stolice zachycené na obr.49. Jedná se o natočení obou bočních válečků ve stejném smyslu o úhel  $\alpha$  tak, aby smykové síly vznikající na válečcích obě působili jedním směrem a to proti vybočování pásu. I toto řešení je zatíženo zvýšenými ztrátami jako u sbíhavých válečků.

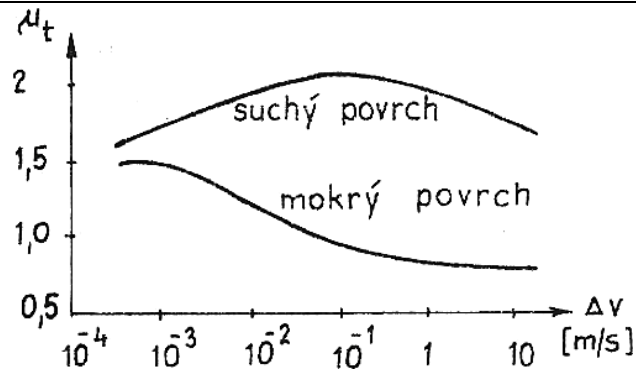
Z úvahy o vlivu rozložení hmotnosti na stolici na regulační smykové síly vychází další možné řešení, kterým je natočení celé stolice a tak zajištění celkové tíhové síly pro vytvoření příčné síly od smykového tření.

Nevýhodou středění pásu pomocí smykové síly je statické nastavení stolice, které není schopno reagovat na měnící se podmínky zmíněné v kapitole 2.8. Potenciálně proměnlivé faktory připomenu:

- velikost zatížení (v místě stolice)
  - vliv na sílu  $F_{vpn}$  a tím na stabilizační třecí sílu  $F_{od\ smyk}$
- rozmístění zátěže (v příčném směru)
  - vliv na rovnováhu sil od pravého a levého válečku
  - posun rovnovážné polohy pásu mimo geometrický střed stolice
- tahová síla v pásu (v kombinaci s konkávní nebo konvexní trasou)
  - vliv na sílu  $F_{vpn}$
- kontaktní podmínky dvojice váleček-pás
  - proměnlivý koeficient tření  $f$  ( $f_{čistý\ suchý\ pás} \neq f_{mokrý\ znečištěný\ pás}$ )
- rychlost dopravníku
  - vliv na koeficient tření  $f$
  - vliv na setrvačné síly

Na obr.50 je zobrazen graf průběhu elementárního třecího součinitele soudržnosti, který je v označené literatuře součástí popisu částečného skluzu pneumatiky automobilu po podložce. V problematice smykového tření mezi válečkem a pásem lze vynesené průběhy využít k podpoření výše uvedených souvislostí. Konkrétně se jedná o závislost vlivu stolic, které pomocí částečného smyku regulují polohu pásu, na proměnných podmínkách. Příkladem je dopravník dobře seřízený za sucha, při určitém plnění a rychlosti pohybu pásu, který nemusí vykazovat dobrý chod i za změny kterékoliv z těchto podmínek.

Příloha [D] obsahuje další grafy a stručný komentář k problematice tření.



obr.50.: Elementární třecí součinitel soudržnosti [8]

Požadavky na středící síly v případě zakřivené trati jsou vyšší jak z hlediska velikosti tak i vyváženosti (a regulovatelnosti). Velikosti, protože je nutné elasticky deformovat pás, a vyváženosti, protože nesmí dojít k vybočení ze stolice a tím jeho poškození. Kromě deformace pásu musí stolice také vyvozovat dostředivou sílu, která ve smyslu Newtonových pohybových zákonů mění přímočarý rovnoměrný pohyb materiálu a pásu v zakřivený.

Shrnutím předchozích odstavců uvádím následující přehled možností, jak lze statickým nastavením stolice ovlivnit polohu pásu v příčném směru:

- náklonem bočních válečků  
→ vznik normálové reakční síly s vodorovnou středící složkou
- sbíhavostí bočních válečků  
→ středění vyvážením dostředivých třecích smykových sil
- natočením bočních válečků  
→ třecí smyková síla se směrem trvale k jedné straně

V kapitole 4.1 byly popsány ve dvou různých rovinách silové poměry mezi pásem, materiálem a válečky stolice. Tyto poměry byly uvedeny do kontextu s možnostmi ovlivňování pohybu pásu v podélném směru (odpor, ztráty) a především v příčném směru, v němž probíhá regulace polohy pásu na trase. Tato regulace je potenciálním nástrojem, jak umožnit provoz zakřiveného dopravníku.

Mimo popisu sil byly pojmenovány také proměnlivé podmínky, ve kterých dopravník pracuje a které svou proměnlivostí mohou způsobit vychýlení pásu, když statické nastavení stabilizačních prvků nestačí.

Možnou odpovědí na nedostatečnost statických zábran proti vybočení pásu je adaptivní (samostavitelná) stolice, která své nastavení přizpůsobuje aktuálnímu stavu

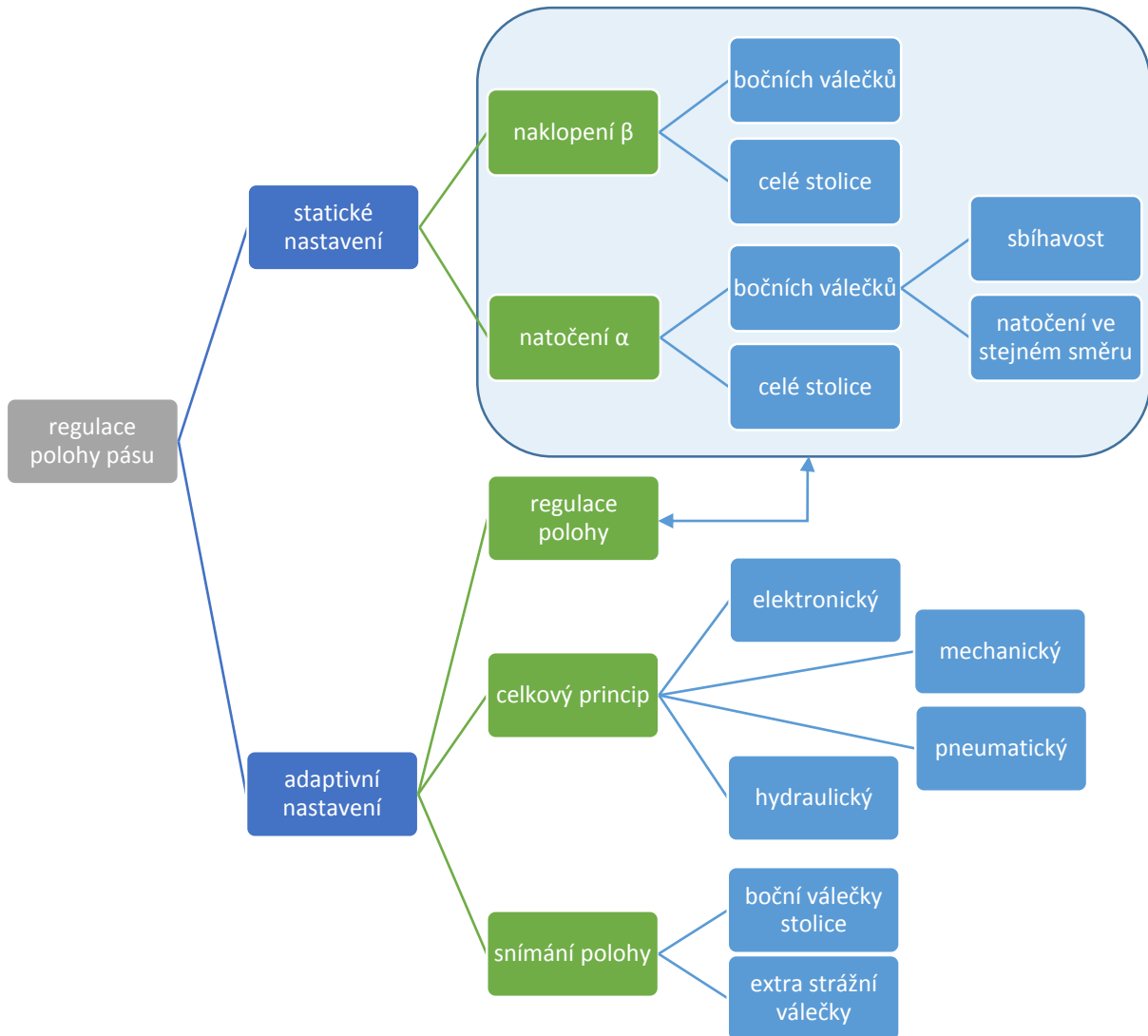
systemu a má proto potenciál stabilizovat pás i v aplikacích se zakřivením dopravní trasy, kdy statické stolice už nedokáží pás efektivně vést.

## 4.2 Adaptivní stolice

Na obr.51 je diagram, který vysvětluje logické vazby mezi jednotlivými prvky problematiky středění pásu tak, jak s nimi zachází tato práce a na následujících řádcích jsou na něm vysvětleny náležitě spojitosti. V této části práce je uveden proto, aby pomohl shrnout možnosti, které vstupují do první fáze hledání nového řešení, které nebude kopírovat současné produkty, ale nabídne novou variantu.

Nástrojem vedení pásu dopravníků je stolice s válečky. V předchozích kapitolách byly pojmenovány a vysvětleny statické možnosti nastavení jejich geometrie a důsledky tohoto nastavení. Byly nalezeny důvody, proč tyto běžné stolice nemusí splnit vyšší kladené požadavky na vedení pásu kvůli proměnným podmínkám. Uspořádání soustavy válečků je záměr ponechat a doplnit ho o mechanismus, který je schopen sledování polohy pásu a na proměnlivé podmínky reagovat změnou některého ze svých parametrů, za cílem udržet pás ve správné poloze. Parametry, které mohou svou změnou regulovat polohu pásu, jsou na diagramu (obr.51) v rámečku.

Před návrhem vlastního řešení byla provedena analýza dostupných řešení, která je zpracována v rešeršní části tohoto dokumentu. Dostupné produkty využívají principu natočení kolem svislé osy, které je konstrukčně jednoduché. Třecí síly, které tento princip využívá, byly popsány v kapitole 4.1.2. Teorie v této kapitole dokazuje, že efektivita natáčecí stolice je také závislá na proměnlivých podmínkách, protože třecí síla se může měnit v relativně velkém rozsahu. Jeden z nalezených produktů využívá kombinaci natočení a naklopení.



obr.51.: Diagram problematiky stabilizace středové polohy pásu na stoličce

Novým prvkem oproti konvenčním stolicím je tedy řídicí mechanismus, který má z inženýrského hlediska několik možností principů v různých svých částech. Velmi základní kategorie jsou: mechanický, hydraulický, elektronický a pneumatický. Pneumatický systém je obtížně využitelný v silových aplikacích, jakou manipulace s materiálem je. Hydraulický nabízí velmi zajímavé silové vlastnosti, vyžadoval by však instalaci hydraulického systému a podobně jako pneumatický by znamenal vysoké náklady. Elektronický, s řídicím regulátorem a lineárními pohony pro nastavení stoličky, by umožnil velmi jemnou, volitelnou a dobře ovladatelnou adaptivitu, která by dokázala a přesně udržovat stoličku v požadovaném nastavení jako funkci polohy pásu, její derivace i integrace (PID regulace). I tato varianta se bohužel oproti poslednímu, mechanickému principu vyznačuje vysokými pořizovacími náklady. Pro svou

jednoduchost, spolehlivost a cenu je proto řešení čistě mechanickým systémem nejvhodnější z navržených možností.

Poslední otázkou naznačenou v diagramu je řešení snímání polohy pásu. Vzhledem ke zvolenému mechanickému principu byly zváženy dvě možnosti, které vzešly z průzkumu již realizovaných řešení. Sledovat pozici pásu lze bočními nosnými válečky stolice, které kromě nesení pásu budou reagovat na jeho vychýlení. Takové řešení využívá stolice na obr.17, jeho podmínkou je však vhodné kinematické schéma, které je schopné takto vzniklé síly zpracovat. Druhou možností je doplnění strážních válečků, jejichž jediným úkolem je sledování polohy boků pásu. Realizace pomocí strážních válečků je na obr.18. Strážní válečky jsou univerzálnějším řešením, které je ve vývoji nového konceptu určitou jistotou a jsou proto zvoleny jako vhodnější.

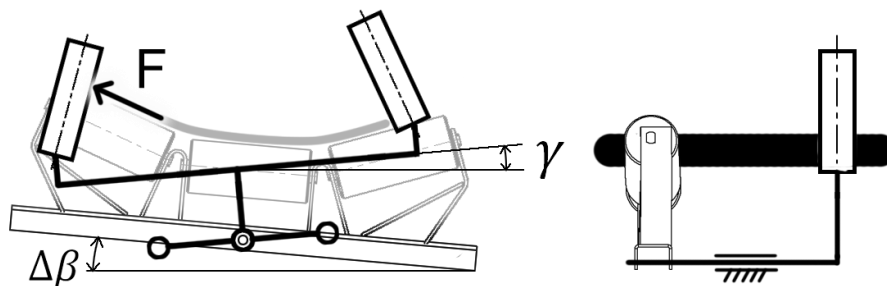
#### 4.2.1 Návrh nového řešení adaptivní stolice

V počátcích návrhu vlastní adaptivní stolice, která by umožnila efektivnější stabilizaci a dokázala nabídnout nové možnosti oproti stávajícím produktům, stojí ještě volba principu silového ovlivnění pásu. Jak napovídá diagram na obr.51, možnosti jsou obecně naklopení a natočení.

Natočení válečků využívá sil částečného smykového tření v kontaktu pás-váleček. Vzniklé síly jsou závislé na řadě faktorů, a proto jedno nastavení stolice má rozdílné výsledky pro různé podmínky provozu (za deště / za sucha; plně naložený pás / prázdný pás). Detaily je možné nalistovat v kapitole 4.1.2. Rotace celé stolice kolem svislé osy tak, aby došlo k valení pod úhlem  $\alpha$  využívá většina dostupných produktů. Jeho výhodou je jednoduché konstrukční řešení a nevýhodou právě proměnlivost třecích sil. Naopak poměrně vzácným přístupem je naklápění stolice rotací kolem osy rovnoběžné s osou pohybu pásu.

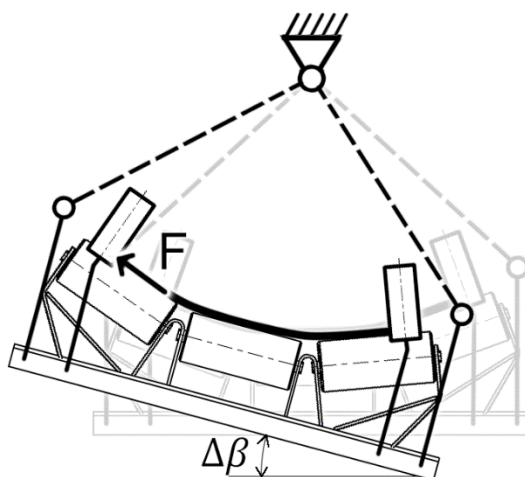
Naklopení stolice o úhel  $\beta$  využívá tíhových sil pásu a jeho náplně, kdy reakce na ně lze rozložit do vodorovné a svislé složky. Vodorovná má pak potenciál pásem pohybovat v příčném směru. Detailnější popis je v kapitole 4.1.1. V porovnání s konstrukcí, využívající natočení kolem svislé osy, je sice naklápěcí stolice konstrukčně složitější, lze však lépe předpokládat její silové působení na pás, a proto ji i lépe nastavit. Její chování je závislé zejména na rozmístění materiálu na pásu, které lze ovlivnit konstrukcí a nastavením přesypů. V případě úspěšného návrhu stolice s naklápěcím mechanismem, který by využil potenciální výhody, by vyvinutý produkt využil mezeru v nabídce současného trhu.

První variantou byla konstrukce, v níž se stolice i předsunutý pár strážních válečků může otáčet kolem společné osy. Pákový mechanismus spojující tyto 2 celky by svou konstrukcí zajistil, že při jednom stupni volnosti takového mechanismu by rotace byla vždy obrácená. Pokud by se tedy předsunutý pár válečků vlivem síly  $F$  vychýlil o úhel  $\gamma$  na jednu stranu, samotná stolice by byla naklopena o úhel  $\Delta\beta$  v opačném smyslu (obr.52). Výhoda tohoto systému je jeho nastavitelnost změnou poměru ramen pák. Vzhledem ke složitému pákovému mechanismu bylo od tohoto konceptu upuštěno. Jedním z prvků složitosti této varianty je nutnost využití sférického ložiska páky, která rotuje kolem 2 os. Nevýhodou je nestabilita kvůli těžišti celé soustavy umístěnému nad osou otáčení. (Lze přirovnat k inverznímu kyvadlu.) Problematika okamžité osy rotace je přiblížena v kapitole 4.2.2.



obr.52.: *Stolice ovládaná pákovým mechanismem*

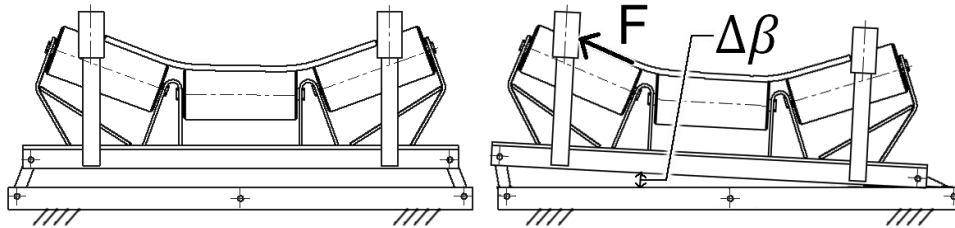
Cílem další fáze je nalezení konstrukčně jednodušší varianty, která využívá jednoduchý mechanismus a poskytuje stabilní kinematické schéma. Jednoduchý požadavek na osu otáčení nad těžištěm dal vzniknout konceptu zavěšené stolice.



obr.53.: *Závěsná adaptivní stolice*

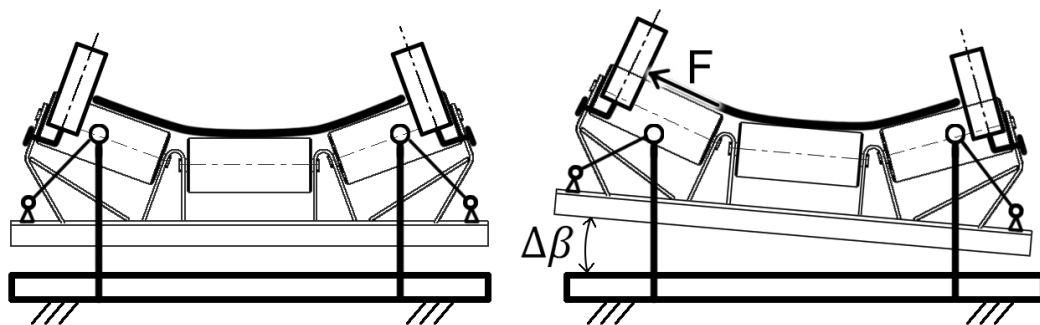
Ramena závěsu stolice zajišťují rotaci kolem konstrukčně pevně umístěné osy (rozdíl oproti následujícím řešením). Nevýhodou tohoto stabilního řešení je prostorová náročnost.

Varianta číslo 3 využívá vzepřený trapezogram, jehož stejně dlouhá ramena a nestejně dlouhé základny, na rozdíl od paralelogramu, při vychýlení způsobují změnu úhlu, který je svírán základnami. Boční síla  $F$  by při snaze pásu o vychýlení způsobila pohyb trapezogramu a natočení kozlíku o úhel  $\Delta\beta$  (obr.54).



obr.54.: Stolice na vzepřeném trapezogramu

Významnou výhodou tohoto řešení je jednoduchá a prostorově úsporná konstrukce. Střed okamžitého otáčení stolice u této verze leží nad těžištěm v průřezu os ramen trapezogramu. Z kinematiky mechanismu vyplývá, že čím více je stolice vychýlena, tím více její tíha včetně pásu a náplně posiluje vychylující sílu. Jedná se tedy opět o nežádoucí nestabilní řešení.



obr.55.: Stolice na podvěsném trapezogramu

Trapezogram byl díky svým přednostem využit i při návrhu poslední varianty. V ní je však využit v podvěsném uspořádání, jehož závěsná ramena jsou namáhána na tah a směřují pod osu závěsu spojenou s pevným rámem. Kinematika mechanismu je nastavitelná délkou ramen trapezogramu a vzdáleností jejich os na rámu. Daní za změnu na podvěsné uspořádání je složitější konstrukce, jejíž jednoduché komponenty však mají potenciál při vhodném vyřešení konstrukčních detailů zajistit robustní mechanismus, schopný odolávat náročným podmínkám a dlouhodobému provozu.

tab. 8.: Přehled hlavních konstrukčních variant

	⊕ <b>Výhody</b>	⊖ <b>Nevýhody</b>
<b>Pákový mechanismus</b>	Pevná osa rotace	Složitost Nestabilita
<b>Závěs</b>	Pevná osa rotace Jednoduchost	Prostorová náročnost
<b>Vzepřený trapezogram</b>	Jednoduchost	Nestabilita
<b><u>Podvěsný trapezogram</u></b>	Nastavitelnost Relativní jednoduchost Kompaktnost Možnost využít existující stoličky	Pohyblivá osa rotace

V přípravné fázi konstrukce byly navrženy 4 koncepty fungování adaptivní stoličky. Jejich společným znakem je naklápění celé stoličky o úhel  $\beta$  v reakci na sílu  $F$  způsobenou vybočujícím pásem. Tento princip byl zvolen po zhodnocení současné nabídky adaptivních stolic a analýze silových poměrů předpokládaných v soustavě. Volba byla provedena ve snaze doplnit nabídku o nový princip s potenciálem konkurenceschopnosti a využití mezery na trhu.

Z uvedených 4 variant bude dále zpracován mechanismus podvěsného trapezogramu, jehož poměr předností a slabin je nejpříznivější. Výraznou výhodou je možnost sestavení mechanismu, který nebude vyžadovat nový kozlík a válečky, ale dokáže být doplňkem ke stávající stoličce. Tato vlastnost je výhodná pro laboratorní experiment, během kterého byla využita stávající stolička a zároveň také pro potenciální uplatnění, ve kterém by mechanismem trapezogramu mohly být doplněny (nikoliv nahrazeny) jen stoličky v kritických částech dopravníku včetně těch, které nebyly na použití této stoličky navrženy. To by znamenalo minimalizaci nákladů.

#### 4.2.2 Mechanika stoličky na podvěsném trapezogramu

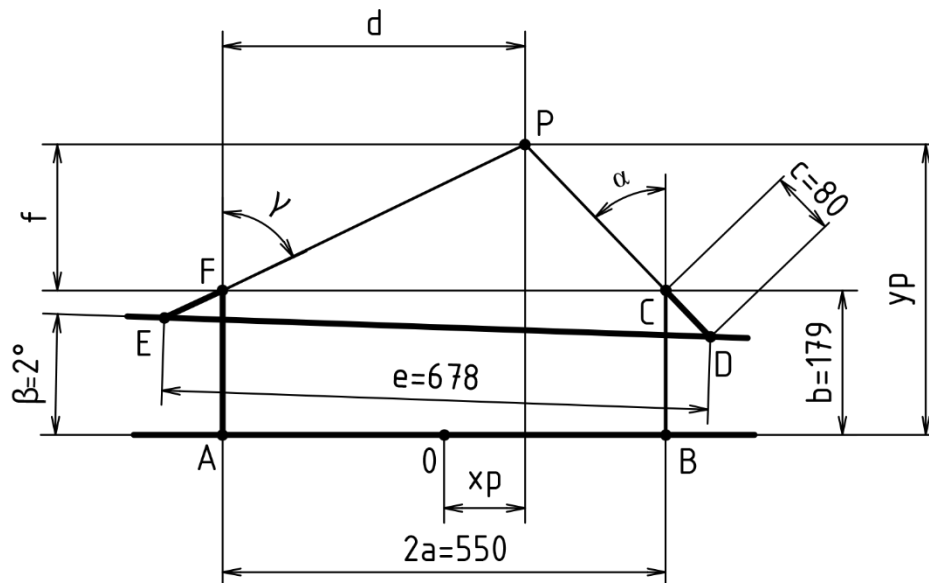
Mechanismus podvěsného trapezogramu nekoná jednoduchý pohyb, jako například koncept závěsné stoličky, který rotuje kolem stálého středu. Znalost polohy tohoto bodu je důležitá pro výpočet sil, jejichž rovnováha určí naklopení stoličky. Určení polohy tohoto bodu je hlavním obsahem této kapitoly.



Schéma mechanismu na obr.56 je základem pro sestavení kinematických rovnic.

Skládá se z následujících prvků:

- A-B základna pevně montovaná na rám dopravníku
- A-F, B-C pilíře (nesoucí trapezogram)
- C-D, F-E ramena trapezogramu
- E-D pohyblivá základna stolice



obr.56.: Schéma kinematiky adaptivní stolice

Na pohyblivou základnu stolice E-D je připevněn kozlík původně statické stolice (viz příložená výkresová dokumentace). Pro popis kinematiky je popsán uzavřený obvod rozměrů A-B-C-D-E-F-A ve směru x a směru y (rovnice (32) a (33)).

$$x: 2a + c \cdot \sin(\alpha) - e \cdot \cos(\beta) + c \cdot \sin(\gamma) = 0 \quad (32)$$

$$y: b - c \cdot \cos(\alpha) + e \cdot \sin(\beta) + c \cdot \cos(\gamma) - b = 0 \quad (33)$$

Jedná se o soustavu 2 rovnic, ve které vystupují geometrické konstanty vycházející z konstrukce, parametr  $\beta$  (úhel naklonění) a proměnné  $\alpha$  a  $\gamma$  (úhly naklonění ramen trapezogramu). Tyto proměnné nelze z rovnic explicitně vyjádřit, proto byl pro řešení soustavy vytvořen numerický výpočetní algoritmus v programu Matlab [K]. Ten zahrnuje také výpočet souřadnic bodu P, který je hledaným okamžitým středem otáčení pohyblivé stolice. Jeho poloha je dána průsečíkem os ramen E-F a C-D a lze pro ni sestavit rovnice odpovídající trojúhelníku F-C-P ((34) a (35))

$$\frac{f}{d} = \tan(90^\circ - \gamma) \quad (34)$$

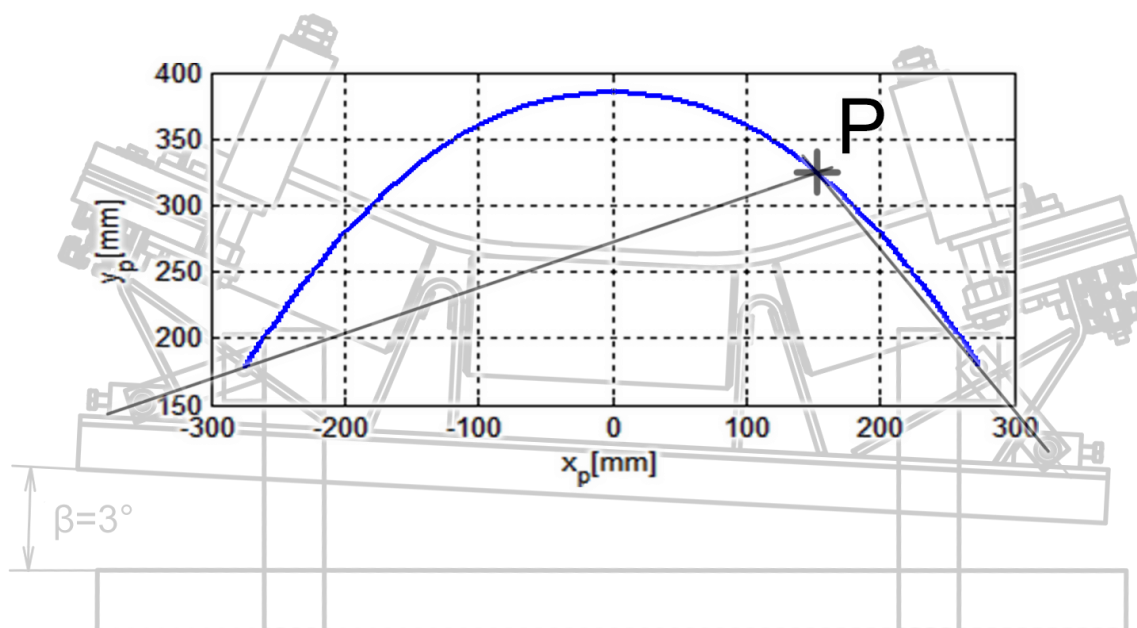


$$\frac{f}{2a - d} = \tan(90^\circ - \alpha) \quad (35)$$

$$x_p = -a + d \quad (36)$$

$$y_p = b + f \quad (37)$$

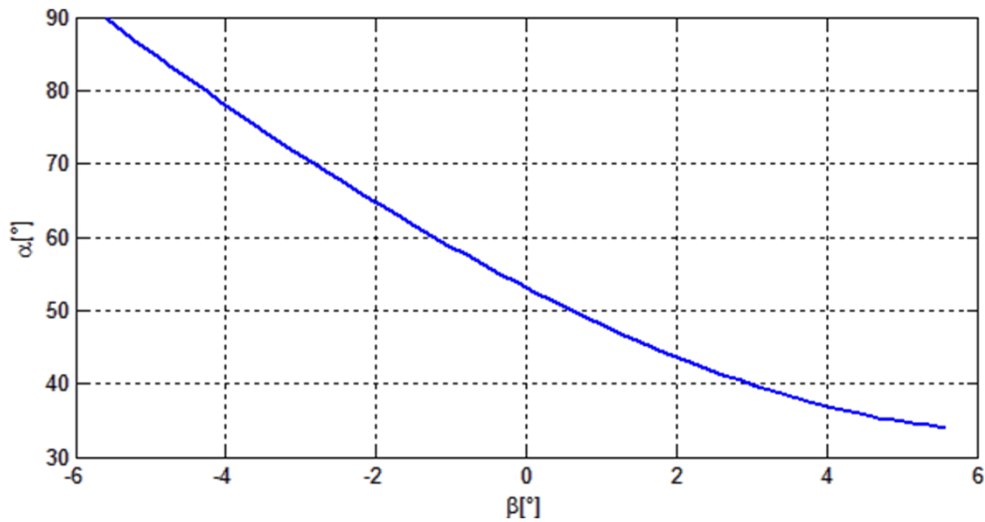
Rovnice (36) a (37) vyjadřují souřadnice  $x_p$  a  $y_p$  v závislosti na zavedených pomocných souřadnicích  $f$  a  $d$ . Zmíněný algoritmus zahrnuje rovnice (32) až (37) a řeší je pro zadaný rozsah úhlu  $\beta$ . Pro geometrii experimentální stolice navržené pro laboratorní dopravník ústavu 12113 FS ČVUT platí rozměry na obr.56, ze kterých generuje program graf průběhu úhlu  $\alpha$  v závislosti na úhlu  $\beta$  a křivku, po které se pohybuje pól pohybu v závislosti na naklonění  $\beta$ . Defaultně je program nastaven pro rozsah  $\beta = \langle -5,6; +5,6^\circ \rangle$ . Při úhlu  $\beta = 5,6^\circ$  je levé rameno stolice ve vodorovné poloze a při druhém extrému pravé.



obr.57.: Graf možných poloh pólu pohybu pro daný rozsah  $\beta$

Na obr.57 je vykreslena křivka, na které se v závislosti na naklonění stolice nachází pól pohybu. Pro kontrolu a ilustraci významu je graf doplněn o náhled na mechanismus v poloze  $\beta = 3^\circ$ . Z obrázku je patrné, průsečík os ramen leží na křivce, což lze považovat za grafické ověření správnosti výpočtu. Větší zobrazení je v příloze [E].

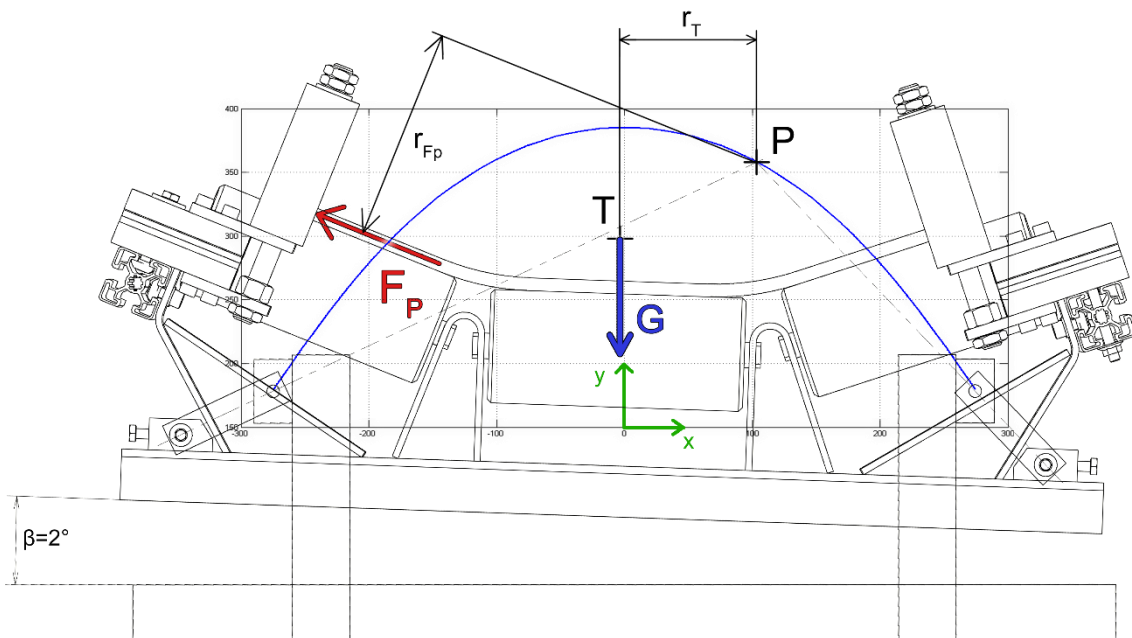
Na obr.58 je vynesena průběh úhlu ramene  $\alpha$  v závislosti na naklonění.



obr.58.: Průběh úhlu  $\alpha$  v závislosti na naklonění  $\beta$

Význam pólu pohybu tkví v možnosti vyjádření rovnováhy sil na stolici podle rovnice (38), která vyjadřuje rovnováhu momentu kolem okamžité osy rotace od tíhové síly  $G$  [pohyblivé části stolice, pásu a jeho náplně (v těžišti)] a síly způsobené snahou pásu vyjet ze středu stolice  $F_p$ . Síly jsou vyneseny na obr.59.

$$r_{F_p} \cdot F_p - G \cdot r_T = 0 \quad (38)$$



obr.59.: Síly na nakloněné stolici

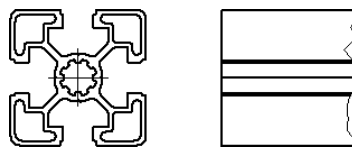
Z dráhy pólu pohybu je zřejmé, že s větším vychýlením z polohy  $\beta = 0^\circ$  rameno  $r_T$  rychle narůstá, což znamená, že na vychýlení stolice o  $1^\circ$  bude s narůstajícím úhlem

$\beta$  potřeba větší nárůst síly. Z popsané mechaniky vyplývá, že pás je stabilizován dvěma silami. Jednak silou od strážního válečku (obrácený směr, shodná velikost jako zobrazená  $F_p$ , jedná se o reakci) a naklopenou reakční silou v kontaktu pás – váleček (původně svislou).

V této kapitole byl odvozen matematický aparát popisu navržené adaptivní stolice. K jeho vyčíslení byl sestaven výpočetní algoritmus v programu Matlab, který pro zadanou geometrii počítá neznámé a generuje grafy popisující pohyby mechanismu. Vyčíslení a vykreslení grafů pro ukázkovou geometrii bylo provedeno s rozměry navrženými pro experimentální stolicí vhodnou pro laboratorní dopravník ústavu 12113 na FS ČVUT. Dále byl obecně popsán výpočet akční síly  $F_p$  naklánějící stolici.

#### 4.2.3 CAD model prototypu adaptivní stolice na trapezogramu

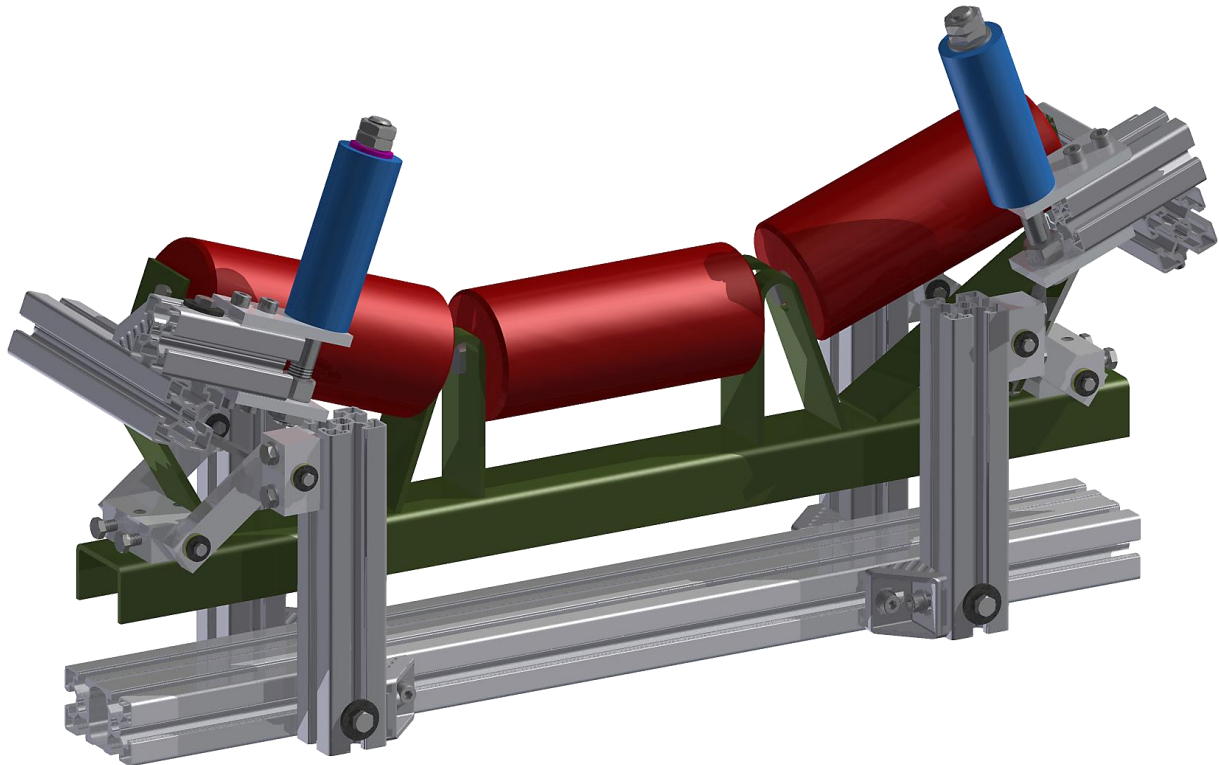
Po předchozích krocích návrhu variant, volby a popisu mechaniky následuje návrh konkrétního uspořádání adaptivní stolice. Byl vytvořen v CAD prostředí programu Autodesk Inventor a má podobu podsestavy laboratorního dopravníku. Model sleduje předsevzaté cíle, z nichž jeden je snížení náročnosti výroby prototypu. Proto jsou jeho prvky voleny ze stavebnicových profilů Bosh Rexroth (obr.60). Jejich výhodou je rychlá montáž jednodušších geometrií s minimem předešlých operací, jako je vrtání nebo vytváření zkosených ploch. Jejich další výhodou je stavitelnost. Profily jsou spojovány pomocí drážek, které jsou po jejich celé délce, a pohybem šroubového spoje v této drážce lze měnit geometrii sestavy (obr.61).



obr.60.: Profil 45x45 Bosh Rexroth

Dalším předsevzatým cílem byla minimalizace ceny prototypu i případného výrobku. Ten byl z části splněn již při volbě principu, který umožnil využití stávající stolice a její doplnění o lichoběžníkový mechanismus. V případě prototypu proto nebylo nutné pořizovat nové válečky a navrhovat jejich uložení, ale byla využita stolice stávající. Podobné řešení by tento princip umožnil i dopravníků v praxi, ve kterých by mohl být mechanismus umístěn pouze jako rozšíření stávajících stolic, v jejichž místě je stabilizace pásu problematická.

Na obr.61 je pohled na model. Zelenou barvu nesou prvky kozlíku původní stolice a červenou válečky. Ostatní komponenty byly doplněny jako součásti úpravy na adaptivní mechanismus.



obr.61.: CAD model prototypu

Z modelu byla vytvořena výkresová dokumentace, která je přílohou práce [H].

#### 4.2.4 Prototyp

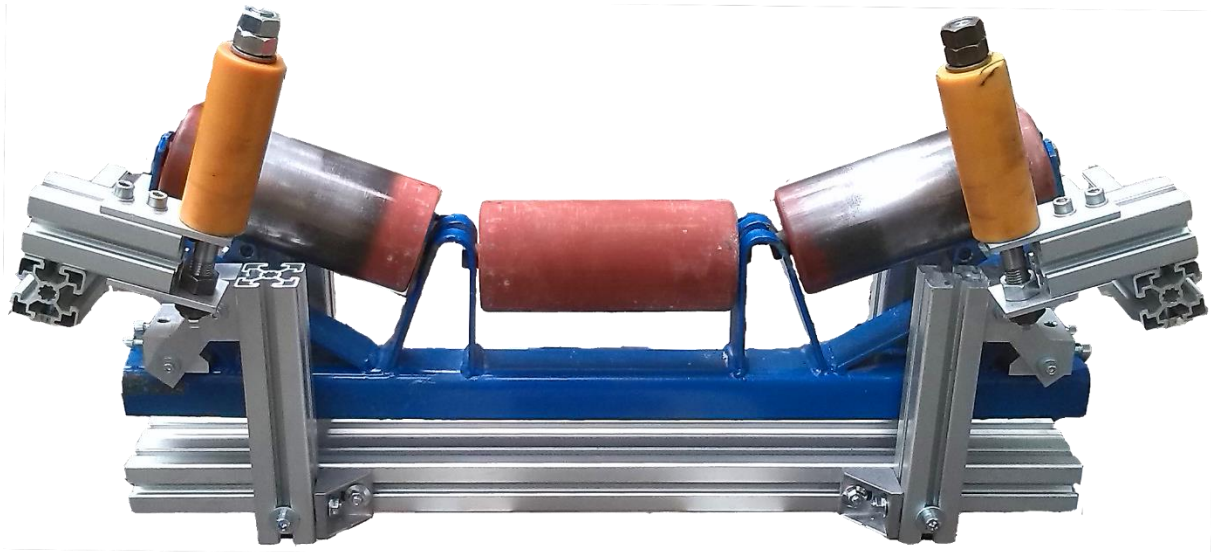
Díky dodržení cíle snadné výroby při návrhu modelu vyžadovala výroba jen minimum dostatečně jednoduchých operací soustružení, frézování a vrtání.

Během montáže byla velmi výhodná schopnost profilů nastavení vzájemné polohy, která umožnila kompenzovat výrobní nepřesnosti. Rotační uložení ramen jsou vybavena plastovými kluznými pouzdry, která umožní jejich chod po dobu experimentu a svou elasticitou jsou dalším prostorem pro kompenzaci nepřesností, které vznikly výrobou pouzder na stojanové vrtačce.

Stolici je díky profilům možné nastavovat pomocí změny vzájemné polohy několika klíčových komponentů.

- 1) Poloha pilířů na základovém profilu
- 2) Vysunutí strážních válečků směrem k nebo od středu stolice
- 3) Předsunutí válečků před stolicí ve směru pohybu pásu
- 4) Výměnou ramen trapezogramu za ramena s jinou délkou

Stavitelnost umožňuje testování stolice, hledání a ověření ideálního uspořádání kinematiky mechanismu.

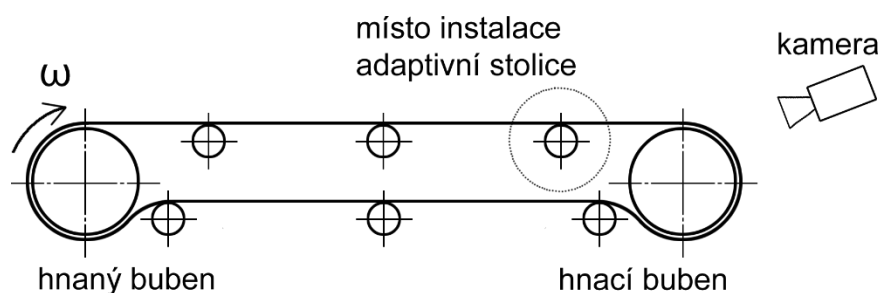


obr.62.: Sestavený prototyp naklápěcí adaptivní stolice

#### 4.2.5 Testování schopnosti stabilizace pásu

Po výrobě funkčního prototypu následovala zkouška adaptivní stolice na běžícím dopravníku. Motivací bylo ověření schopnosti stolice jednak stabilizovat předem vychýlený pás ve středové poloze a jednak schopnost stolice se vychýlení přizpůsobit. Protože prototyp dosahuje nižší robustnosti, než je potenciál plnohodnotného produktu, bylo rozhodnuto o testování za snížené rychlosti dopravníku pro níž byl dalším důvodem do té chvíle pouze teoretický předpoklad chování stolice. Záznam experimentu probíhal na kameru, jejíž umístění umožnilo sledování polohy pásu. Kroky experimentu byly následující:

- 1) Určení místa instalace adaptivní stolice. Zvolena byla poloha poslední stolice před poháněným bubnem (obr.63).



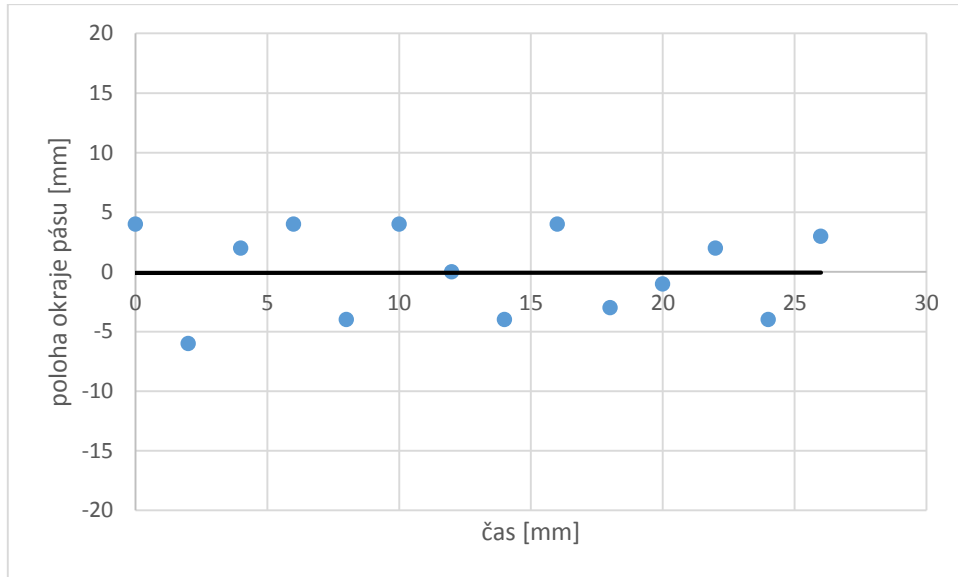
obr.63.: Schéma uspořádání testu

- 2) Na dopravníku byly rozmístěny statické stolice a nastaveny pro běžný chod.
- 3) Zkouška běhu dopravníku bez vychýlení pásu. Sledování polohy okraje pásu odhalilo jeho nerovnost, která je patrně způsobena opotřebením a nerovnoměrnou šířkou pásu. Záznam polohy je zanesen v tab. 9 a na grafu, který je na obr.64. Naměřená poloha kolísá v rozsahu  $\pm 5mm$ .
- 4) Vychýlení pásu o 50 mm na stranu při běžné konstrukci bez adaptivní stolice.
- 5) Zkouška chování dopravníku spuštěním s počátečním vychýlením. Byl očekáván postupný návrat pásu do středové polohy nebo stabilní běh ve vychýlené poloze. Chování dopravníku bylo nestabilní, pás zcela vybočil, a proto nemohl být měřen čas návratu do středové pozice. Tato situace je pro dopravníky nebezpečná, protože bez zásahu dochází k poškození pásu nebo konstrukce dopravníku.
- 6) Instalace adaptivní stolice.
- 7) Zastavený pás byl vychýlen o 25mm
- 8) Spuštění dopravníku sníženou rychlostí na  $v \doteq 0,18 m \cdot s^{-1}$
- 9) Pozorování reakce stolice a příčného pohybu pásu (průběh na obr.67).

Tabulka .9 obsahuje záznam polohy pásu bez vychýlení a bez adaptivní stolice, na jejímž místě byla instalována běžná stolice. Z tabulky a grafu na obr.64 je zřejmé kolísání polohy okraje pásu. Hodnota polohy je odečtená na přiloženém měřidle a vychýlení je rozdíl od střední polohy okraje pásu. Vzhledem k vyšším otáčkám dopravníku při tomto testu byla zvolena vyšší vzorkovací frekvence než při testu adaptivní stolice.

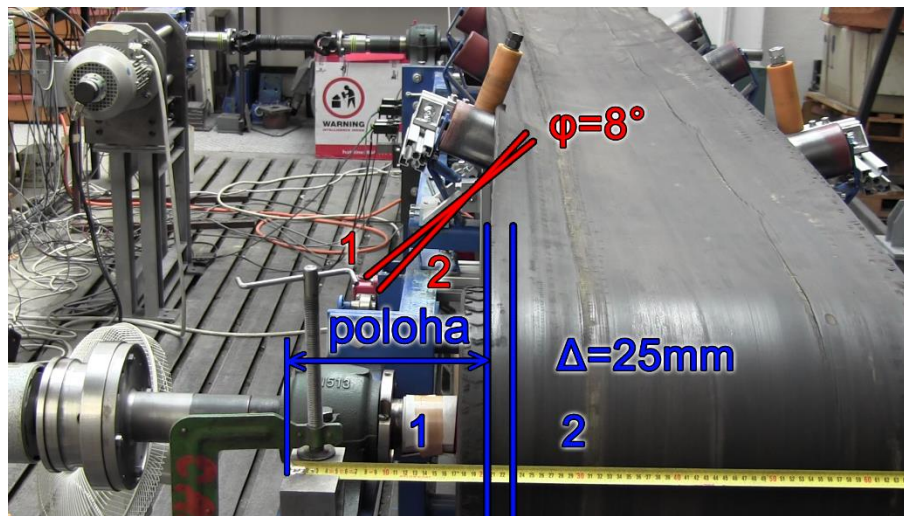
tab. 9.: Záznam polohy pásu v čase bez adaptivní stolice

čas [s]	0	2	4	6	8	10	12
poloha [mm]	233	223	231	233	225	233	229
vychýlení [mm]	4	-6	2	4	-4	4	0
čas [s]	14	16	18	20	22	24	26
poloha [mm]	225	233	226	228	231	225	232
vychýlení [mm]	-4	4	-3	-1	2	-4	3



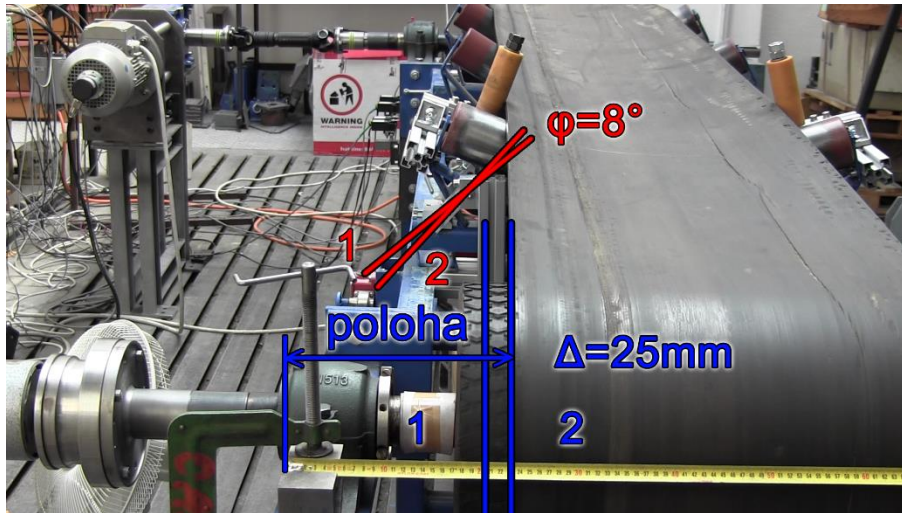
obr.64.: Graf polohy pásu v čase bez adaptivní stolice

Na obr.65 a obr.66 je zobrazena poloha pásu při počátečním vychýlení a po stabilizaci pásu. Jsou na nich zakresleny polohy pásu a ramene trapezogramu v obou fázích testu. Pás byl vychýlen o 25mm a změna úhlu ramene je  $8^\circ$ .



obr.65.: Počáteční poloha pásu a ramene



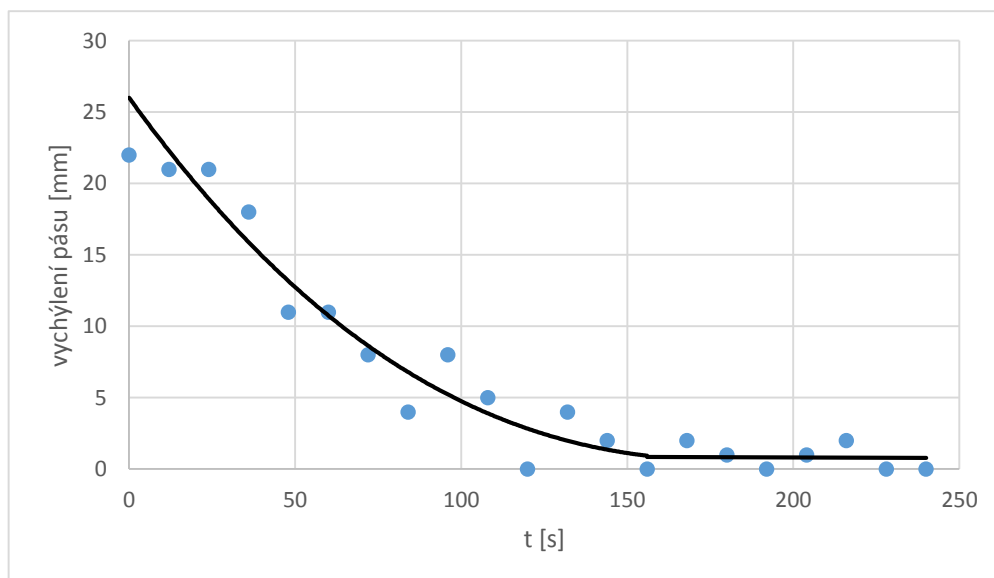


obr.66.: Končená poloha pásu a ramene

Tabulka tab. 10 nese záznam polohy pásu v čase, který je vykreslen v grafu na obr.67. Body byly metodou nejmenších čtverců proloženy křivkou tak, aby lépe popisovaly skutečnou polohu pásu. V měření je patrný rozptyl hodnot způsobený dříve zjištěným nerovným okrajem pásu.

tab. 10.: Záznam polohy pásu v čase s adaptivní stolicí

čas [s]	0	12	24	36	48	60	72	84	96	108	120
poloha [mm]	208	209	209	212	219	219	222	226	222	225	230
vychýlení [mm]	22	21	21	18	11	11	8	4	8	5	0
čas [s]	132	144	156	168	180	192	204	216	228	240	-
poloha [cm]	226	228	230	228	229	230	229	228	230	230	-
vychýlení [mm]	4	2	0	2	1	0	1	2	0	0	



obr.67.: Graf průběhu polohy pásu v čase

Adaptivní stolice úspěšně během omezeného časového intervalu stabilizovala pás ve středové poloze, za kterou je považován geometrický střed základny stolice (nikoliv střed bubnu nebo rámu). Test odhalil požadavek na úpravu konstrukce posunutím strážního válečku směrem dolů. V počátku stabilizace totiž vyšší síla strážního válečku způsobovala deformaci pásu, který při měl tendenci sjíždět pod váleček a drhnout o konstrukci stolice. Experiment potvrdil závěr z výpočetní části návrhu, že síly od strážního válečku dosahují při větším vychýlení vyšších hodnot. Monitorování této síly by bylo vhodnou náplní dalšího experimentu a také doplnění simulace zatíženého pásu hmotností náplně. Chování pásu, který je na stoličce přitlačován pouze svou tíhou může být odlišné od zatíženého. K dosažení plného potenciálu stolice, v podobě rychlé stabilizace pásu vyváženým silovým působením, vyžaduje mechanismus ladění. Videozáznam testu je v elektronické příloze dokumentu [O].

Stolice svou funkci během experimentu naplnila a pás stabilizovala. Průběh stabilizace je zaznamenán na videu, diskrétní polohy pásu v tabulce a vyneseny v grafu.

## 5 Závěr

Diplomová práce se zadaným řešením zatáčení dopravníku a jeho prašností se skládá ze dvou hlavních částí. Teoretická část je vědomostním východiskem pro vlastní konstrukční návrh a zároveň nabízí možnosti řešení za využití dostupných produktů. Pro ucelení výkladu je uveden výtažek ze základní teorie o dopravě materiálu pomocí dopravníku. V teorii jsou popsány některé faktory ovlivňující schopnost dopravníků zatáčet (např. volba vhodného pásu). V dalších kapitolách je věnován prostor přehledu principů dopravníku včetně popisu jejich funkce a předností. Byla pojmenována sada kvalitativních a kvantitativních kritérií, které je vhodné u dopravníku hodnotit. Tři vybraní zástupci dostupných technologií byly zařazeny do hodnocení podle naplnění určených kritérií. Hodnocení bylo provedeno v podobě multikriteriální analýzy, ve které se účastnili experti z různých firem. Výstup zdůraznil přednosti pásového dopravníku, který předčil hadicový a podvěsný v 10 z 12 kritérií.

Po průzkumu možnosti dosažení snížení prašnosti a nižších poloměrů zatáček volbou jiného dopravníku byla zvolena další cesta řešení, kterou je doplnění nových komponent do existujícího dopravního systému. Proto jsou zařazeny kapitoly zabývající se prvky dopravníků k čištění a stabilizaci pásu, která byla identifikována jako hlavní problém při zakřivení dopravníku. Tato část vykládá teorii a popisuje dostupné produkty výrobců.

V praktické části je navrženo zdokonalení čištění pásu jako cesta ke snížení prašnosti. Toto zdokonalení je založeno na doplnění dostupných komponent do okolí pásové myčky a opírá se nejen o příklad z praxe. Jsou navrženy různé úrovně zásahu do stávajícího systému, které mají odlišnou finanční náročnost, míru zásahu do současného systému i potenciál přiblížit se dokonale vyčištěnému pásu. Vzhledem k přesahu těchto kritérií nad rámec práce je volba ponechána na provozovateli.

Ze znalostí popsaných principů adaptivních stolic v teoretické části vychází konstrukce vlastního produktu motivovaná potřebou efektivnější stabilizace pásu v zatáčce. Navrhnout zařízení, které nabízí oproti současným produktům nový princip poskytující nové možnosti, je vizí, která doprovázela návrh variant řešení. Vybraný koncept byl doplněn rozborem mechaniky stolice. Výstupem konstrukční části je CAD model adaptivní stolice vytvořené k snadné výrobě a montáži na dostupný experimentální dopravník. Z modelu byla vytvořena výkresová dokumentace a následně prototyp. Funkčnost navržené adaptivní samostavitelné stolice byla

ověřena experimentem. Ve shrnutí experimentální části byly vytyčeny body pro další navazující výzkum.

Výsledkem diplomové práce je odpověď na zadání v podobě návrhu způsobu snížení prašnosti dopravníku v požadované úrovni konceptu a design adaptivní stolice jako možná cesta snížení minimálního poloměru zatáček dopravníků rovněž v požadované úrovni, kterou je pro tuto část model a výkresová dokumentace. Doplněkem je vyrobený prototyp a záznam jeho testu.

Výstupem diplomové práce je přihláška tohoto řešení na ÚPV v kategorii užitný vzor.

## Zdroje

### Literatura

- [1] POLÁK, Jaromír, Jiří PAVLISKA a Aleš SLÍVA. *Dopravní a manipulační zařízení I.* 1. vyd. Ostrava: VŠB - Technická univerzita Ostrava, 2001. ISBN 8024800438.
- [2] VALÁŠEK, Michael a Stejskal VLADIMÍR. *Mechanika A.* Vyd. 1. Praha: Vydavatelství ČVUT, 2004. ISBN 978-800-1028-902.
- [3] MRÁZEK, Jiří a Vojtěch DYNBYL. *Pásové dopravníky.* ČVUT v Praze, 2012.
- [4] POLÁK, Jaromír; BAILOTTI, Karel; PAVLISKA, Jiří a Leopold HRABOVSKÝ. *Dopravní a manipulační zařízení II.* 1. vyd. Ostrava: VŠB - Technická univerzita Ostrava, 2003. ISBN 80-248-0493-X.
- [5] COLIJN, Hendrik. *Mechanical conveyors for bulk solids.* New York: Elsevier, 1985, p. cm. Studies in mechanical engineering, v. 4. ISBN 04-444-2403-2.
- [6] HRABOVSKÝ, Leopold. *Strmá a svislá doprava pásovými dopravníky I.* 1. vyd. Ostrava: Vysoká škola báňská - Technická univerzita, 2004. ISBN 80-248-0524-3.
- [7] DRAŽAN, František. ČESKÉ VYSOKÉ UČENÍ TECHNICKÉ V PRAZE, Fakulta strojní, Katedra transportních zařízení. *Fyzikálně-mechanické vlastnosti pryžových pásů: Dílčí výzkumná zpráva č. 1/78.* Praha, 1978.
- [8] SVOBODA, Jiří. *Teorie dopravních prostředků: vozidla silniční a terénní.* Praha: ČVUT Praha, 253 s. ISBN 80-010-1613-7.
- [9] CROLLA, David. 2009. *Automotive engineering: powertrain, chassis system and vehicle body.* Oxford, UK: Butterworth-Heinemann. ISBN 978-185-6175-777.
- [10] MICHALEC, Jan a kol. *Pružnost a pevnost I.* Praha: České vysoké učení technické, 2009. ISBN 9788001042243.

### Internetové stránky

- [11] *Bezpečnostní tabulky a normy* [online]. 2015 [cit. 2015-02-21]. Dostupné z: [www.technicke-normy-csn.cz](http://www.technicke-normy-csn.cz)



- [12] Conveyor Belt Systems Product Overview - ContiTech AG. *ContiTech* AG [online]. 2015 [cit. 2015-02-28].  
Dostupné z: [http://www.contitech.de/pages/produkte/transportbaender/transportbaender\\_en.html](http://www.contitech.de/pages/produkte/transportbaender/transportbaender_en.html)
- [13] VVV MOST - *dopravníky a dopravní pásy* [online]. 2015 [cit. 2015-03-01].  
Dostupné z: <http://vvvmost.cz/>
- [14] BRIDGESTONE. *Conveyor Belt | Bridgestone Corporation* [online]. [cit. 2015-03-01]. Dostupné  
z: <http://www.bridgestone.com/products/diversified/conveyorbelt/>
- [15] *Metso* [online]. 2014 [cit. 2015-03-19]. Dostupné z: [www.metso.com](http://www.metso.com)
- [16] CONTITECH. *ContiTech Russia* [online]. 2015 [cit. 2015-03-01]. Dostupné  
z: [http://www.contitech.ru/index\\_en.html](http://www.contitech.ru/index_en.html)
- [17] Conveyor Overview. *SAIMH - The South African Institute of Materials Handling* [online]. 2009 [cit. 2015-03-02]. Dostupné  
z: <http://www.saimh.co.za/education/course01/overview.htm>
- [18] Training Problem Conveyors. *Shipp Belting Company* [online]. 2010 [cit. 2015-03-23]. Dostupné z: <http://www.shippbelting.com/BeltTraining.aspx>
- [19] *Tru-Trac* [online]. 2015 [cit. 2015-03-29]. Dostupné z: <http://www.tru-trac.com/>
- [20] *Flexco: Conveyor Belt Fasteners, Cleaners, Trackers, and Accessories* [online]. 2015 [cit. 2015-03-21]. Dostupné z: <http://www.flexco.com/>
- [21] The cleaning of conveyor belts: a severe problem, difficult to solve. *Metso* [online]. 2003 [cit. 2015-03-20]. Dostupné z:  
<http://www.metso.com/miningandconstruction/webmagazine.nsf/WebWID/WTR-030317-2256B-47E2D?OpenDocument>
- [22] *Martin Engineering* [online]. 2015 [cit. 2015-03-21]. Dostupné z: [www.martin-eng.com/](http://www.martin-eng.com/)
- [23] *Asgco* [online]. 2015 [cit. 2015-03-23]. Dostupné z: <http://www.asgco.com/>
- [24] *DirectIndustry: The Virtual Industrial Exhibition* [online]. 2015 [cit. 2015-03-15].  
Dostupné z: <http://www.directindustry.com/>
- [25] *Smart Brush conveyor and belt cleaner*. [online]. [cit. 2015-03-15]. Dostupné  
z: <http://smartbrush.longwallservices.com/>

- [26] Martin® Washbox™: Modular Belt Cleaning System. *Airmatic* [online]. 2015 [cit. 2015-06-07]. Dostupné z: <http://products.airmatic.com/viewitems/ies-martin-belt-cleaners-martin-specialty-cleaners/ainers-martin-multi-cleaner-systems-martin-washbox->

## PDF Dokumenty

- [27] H+E LOGISTIK GMBH. *Provozní návod: Tunelový pás 60718.01 - 00* [PDF]. 2014.
- [28] Selection of Belt Cleaners. *Sandvik Mining and Construction* [online PDF]. 2015 [cit. 2015-03-22]. Dostupné z: [http://www.miningandconstruction.sandvik.com/sandvik/0120/Internet/global/S003713.nsf/Alldocs/Products\\*5CConveyors\\*and\\*conveyor\\*components\\*5CBelt\\*cleaners\\*2ALight\\*duty\\*primary\\*cleaners/\\$file/Cleaner-select.pdf](http://www.miningandconstruction.sandvik.com/sandvik/0120/Internet/global/S003713.nsf/Alldocs/Products*5CConveyors*and*conveyor*components*5CBelt*cleaners*2ALight*duty*primary*cleaners/$file/Cleaner-select.pdf)
- [29] Metso Conveyor solutions: Trellex Belt Cleaning. *Metso* [online PDF]. 2015 [cit. 2015-03-23]. Dostupné z: [http://www.metso.com/miningandconstruction/MaTobox7.nsf/DocsByID/52044836F7D9DB78C225779F004734D6/\\$File/2518%20Trellex%20Belt%20Cleaning\\_EN.pdf](http://www.metso.com/miningandconstruction/MaTobox7.nsf/DocsByID/52044836F7D9DB78C225779F004734D6/$File/2518%20Trellex%20Belt%20Cleaning_EN.pdf)

## Seznam obrázků

obr.1. : Logický rámec dokumentu .....	13
obr.2. : Boční přesyp pásového dopravníku [4] .....	15
obr.3. : Zobrazení vektorů působících na částici [1] .....	16
obr.4. : Silové působení na pás v rovině radiálního a tečného směru [2] .....	17
obr.5. : Klidový, využitý a geometrický úhel opásání [3] .....	17
obr.6. : Konstrukce dopravního pásu [1].....	19
obr.7. : CONTI® Steep-Angle Belt [12].....	20
obr.8. : Porovnání konvenčního pásového a hadicového dopravníku [14] .....	21
obr.9. : Uzavírání pásu zdrhadlového dopravníku [6] .....	23
obr.10. : Různá uspořádání podvěsných dopravníků [6] .....	23
obr.11. : Moderní provedení podvěsného dopravníku ContiTech Sicon [16].....	23
obr.12. : Zatáčka ve horizontální rovině pod malým úhlem včetně pohonu [16] .....	24
obr.13. : Přehled uspořádání [17].....	25
obr.14. : Graf bodového hodnocení naplnění kritérií .....	29
obr.15. : Závislost poměrného prodloužení na napětí pro pás Pa 700 + PAN 25 [7].	30
obr.16. : Tvar pásu na kovexní trase volně a pod zátěží (čárkovaně) [18] .....	31
obr.17. : Tru-Trac Trough Tracker [19] .....	32
obr.18. : Martin Engineering Tracker™[22] .....	32
obr.19. : Flexco PT Max™ Belt Trainer [20] .....	34
obr.20. : Ukázka řešení zakrytování dopravníku [13] .....	34
obr.21. : Možnosti čištění pásu v okolí návratového bubnu podle Sandvik [28] .....	35
obr.22. : Analýza nákladů pro různou míru aplikace čištění [28] .....	36
obr.23. : Primární čistič [15].....	36
obr.24. : Primární stěrač Flexco MSP Standard Mine-Duty Precleaner [20].....	37
obr.25. : Stěrač Martin Engineering SHD 1200 Series Cleaner [22].....	38
obr.26. : Sekundární čističe Sandvik [28] .....	39
obr.27. : Sekundární čistič Asgco Razor-Back MDX™ Belt Cleaner [23] .....	40
obr.28. : Pohon kartáče motorem [24].....	40
obr.29. : Pohon kartáče pohybem pásu [25].....	41
obr.30. : Kartáčová jednotka Martin Engineering s pohonem [24].....	42
obr.31. : Myčka pásu [20] .....	43
obr.32. : Pozice čističe pásu podle Sandvik [28] .....	45
obr.33. : Schéma nalezených možností řešení zadaného problému .....	46



obr.34. : Schéma uspořádání myčky .....	47
obr.35. : Rotační kartáčová myčka v řezu - koncept.....	48
obr.36. : Zobrazení konceptu kartáčové jednotky bez kartáče .....	48
obr.37. : Deformace pásu [10].....	50
obr.38. : Rozbor sil pás-váleček .....	51
obr.39. : Porovnání křivkového a lineárního tvaru boků sypkého materiálu .....	53
obr.40. : Schéma uspořádání modelu .....	54
obr.41. : Tvary parabol materiálu pro různá $\varphi$ a $F=0,128\text{m}^2$ , $\beta=30^\circ$ , $l_3=380\text{mm}$ .....	57
obr.42. : Parabolické rozložení náplně pro různá $F$ a $\varphi=30^\circ$ , $\beta=30^\circ$ , $l_3=380\text{mm}$ .....	57
obr.43. : Rozdělení oblastí na šířku stolice.....	58
obr.44. : Výška materiálu nad pásem .....	59
obr.45. : Spojité zatížení od tíhy pásu a jeho náplně ( $F=0,128\text{ m}^2$ , $\varphi=30^\circ$ ) .....	60
obr.46. : Spojité zatížení od tíhy pásu a jeho náplně ( $F=0,05\text{ m}^2$ , $\varphi=30^\circ$ ) .....	61
obr.47. : Valení tuhého tělesa po pružné podložce .....	62
obr.48. : Rychlosti a síly kontaktu váleček pás v půdorysu pro sbíhavé uspořádání .	63
obr.49. : Rozbor rychlostí a sil kontaktu pás-váleček stolice s natočením válečků....	64
obr.50. : Elementární třecí součinitel soudržnosti [8].....	66
obr.51. : Diagram problematiky stabilizace středové polohy pásu na stolici.....	68
obr.52. : Stolice ovládaná pákovým mechanismem .....	70
obr.53. : Závěsná adaptivní stolice.....	70
obr.54. : Stolice na vzepřeném trapezogramu.....	71
obr.55. : Stolice na podvěsném trapezogramu .....	71
obr.56. : Schéma kinematiky adaptivní stolice.....	73
obr.57. : Graf možných poloh pólu pohybu pro daný rozsah $\beta$ .....	74
obr.58. : Průběh úhlu $\alpha$ v závislosti na naklonění $\beta$ .....	75
obr.59. : Síly na nakloněné stolici.....	75
obr.60. : Profil 45x45 Bosh Rexroth.....	76
obr.61. : CAD model prototypu .....	77
obr.62. : Sestavený prototyp naklápěcí adaptivní stolice.....	78
obr.63. : Schéma uspořádání testu .....	78
obr.64. : Graf polohy pásu v čase bez adaptivní stolice .....	80
obr.65. : Počáteční poloha pásu a ramene.....	80
obr.66. : Končená poloha pásu a ramene .....	81
obr.67. : Graf průběhu polohy pásu v čase .....	81

## Seznam tabulek

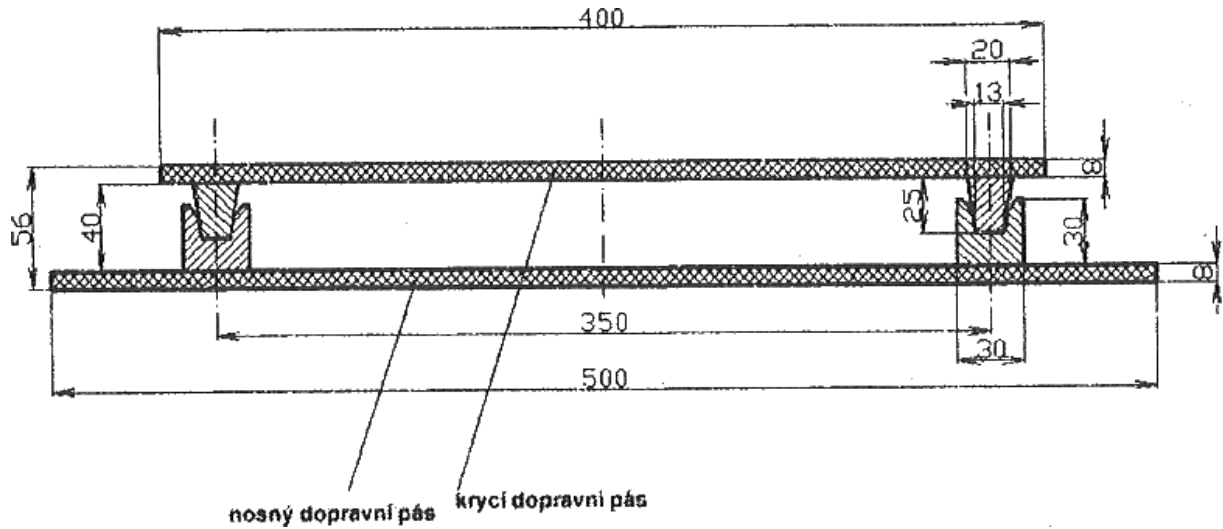
tab. 1. : Možnosti zatáček hadicových dopravníků Metso [15].....	22
tab. 2. : Klíč k vyplnění a čtení dotazníku .....	27
tab. 3. : Sumarizace multikriteriální multiexpertní analýzy možností dopravníků .....	28
tab. 4. : Hodnocení produktů firmy Flexco středících pás [20].....	33
tab. 5. : Sypné úhly vybraných materiálů [ČSN 26 3102] .....	54
tab. 6. : Parametry paraboly pro různé sypné úhly .....	56
tab. 7. : Parametry paraboly pro různé úrovně naplnění kapacity .....	57
tab. 8. : Přehled hlavních konstrukčních variant .....	72
tab. 9. : Záznam polohy pásu v čase bez adaptivní stolice .....	79
tab. 10. : Záznam polohy pásu v čase s adaptivní stolicí .....	81

## Seznam příloh

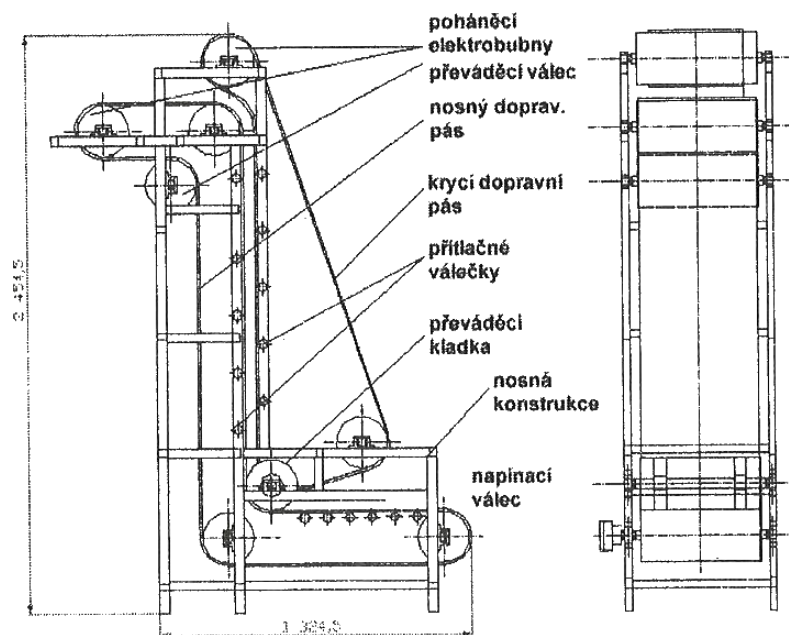
Příloha A : Dopravník s krycím pásem .....	92
Příloha B : Hadicový dopravník .....	93
Příloha C : Volba materiálu čističe.....	95
Příloha D : Smykové tření.....	96
Příloha E : Pohyb pólu pohybu při naklápění stolice .....	98
Příloha F : Uspořádání kostry pásu .....	99
Příloha G : Uspořádání pohonu a napínání .....	100
Příloha H : Výkresová dokumentace prototypu adaptivní stolice.....	výkresy
Příloha I : Dotazník na hodnocení dopravníků.....	el
Příloha J : Odpovědi expertů na dotazník .....	el
Příloha K : Výpočetní program pólů pohybu .....	el
Příloha L : Výpočetní program parametrizace paraboly náplně dopravníku .....	el
Příloha M : CAD model adaptivní stolice .....	el
Příloha N : CAD model konceptu kartáčové myčky .....	el
Příloha O : Videozáznam testu adaptivní stolice .....	el
el .....	elektronická příloha na přiloženém DVD
výkresy .....	přiložená výkresová dokumentace



## Příloha A: Dopravník s krycím pásem

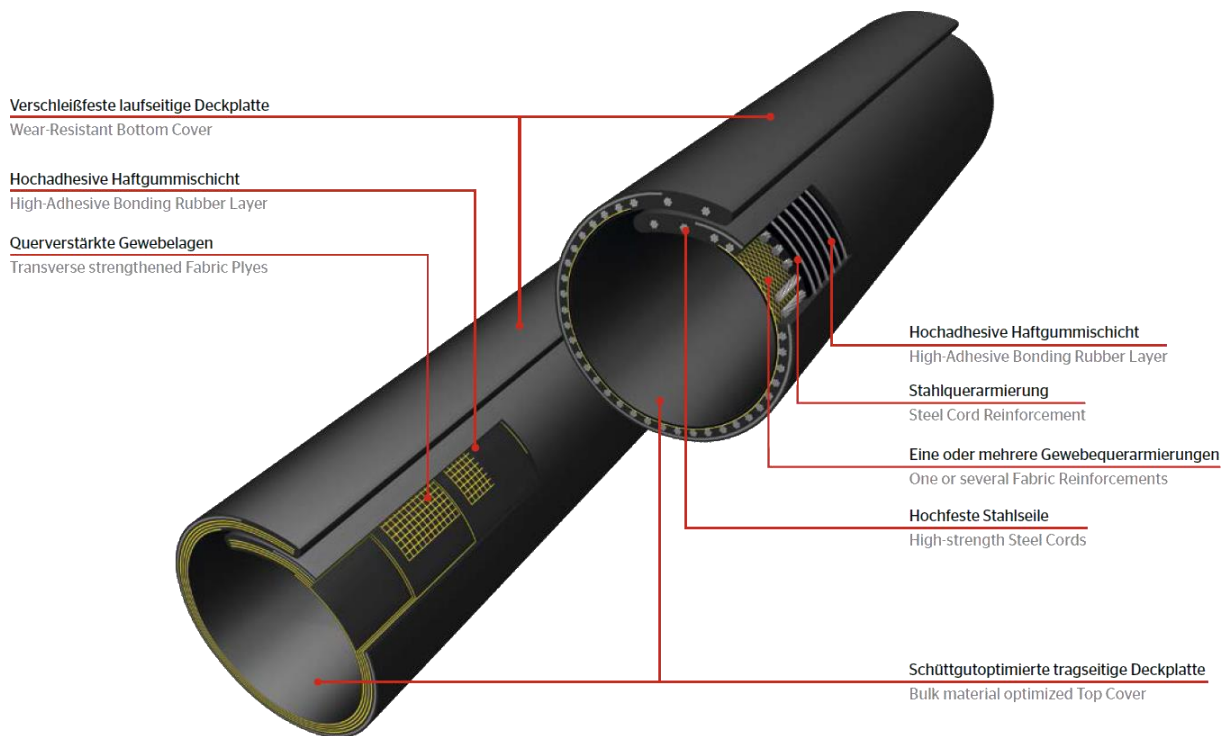


Příložený obr. 1.: Příčný průřez nosným a krycím dopravním pásem opatřeným labyrinty [6]

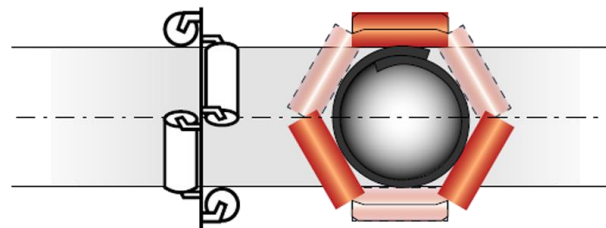


Příložený obr. 2.: Uspořádání svislého dopravníku s krycím pásem [6]

## Příloha B: Hadicový dopravník



Příložený obr. 3.: Řez hadicovým dopravníkem [12]



Příložený obr. 4.: Ukázky provedení stolic hadicových dopravníků [12]

Příložená tab. 1.: Pásy Metso pro hadicový dopravník [15]

Jmenovitý průměr hadice mm	Šířka pásu mm	Kapacita* m <sup>3</sup> /h	Maximální velikost částice** mm
120	500	30	40
150	600	45	50
200	780	80	70
250	1000	140	90
300	1100	160	100
350	1300	220	120
400	1600	350	140
500	1900	460	180
530	2000	530	190

\*) Míra plnění 75%, rychlost 1m/s \*\*) míra plnění 75%, nižší míra plnění umožňuje větší částice

Příložená tab. 2.: Druhy krycích vrstev pásů Metso [15]

Značení			Charakteristika	Příklad využití
	ISO	DIN		
XP	H	X	Odolná proti opotřebení, do náročného prostředí, pro transport hrudkovitých a ostrých částic, možnost shozů z větších výšek	ruda, kámen, vápenec
YP	L	Y	Odolná proti opotřebení, pro standartní aplikace	uhlí, štěrk, písek hnojivo, vápenec
Y-30	D	Y, W	Extrémně odolná proti opotřebení, pro jemné a abrazivní materiály	cement, sádra, brusný písek
TXT	L	T, Y	Odolná proti opotřebení a teple, vhodná pro hrubé materiály	litina, koks
RET		T, C	Odolná proti opotřebení s výraznou odolností proti teple	cement, popel
GPP		G	Odolná ropě a tukům	štěpka, zrno
SP100		S, Y	Nehořlavá podle ISO 340, anti-abrazivní	uhlí, koks, hnojiva
GAK		G, A, K	Bílá, tuku a plameni odolná, pro využití v potravinářství	cukr, papír, zrno, mouka, slad

Všechny krycí vrstvy jsou antistatické



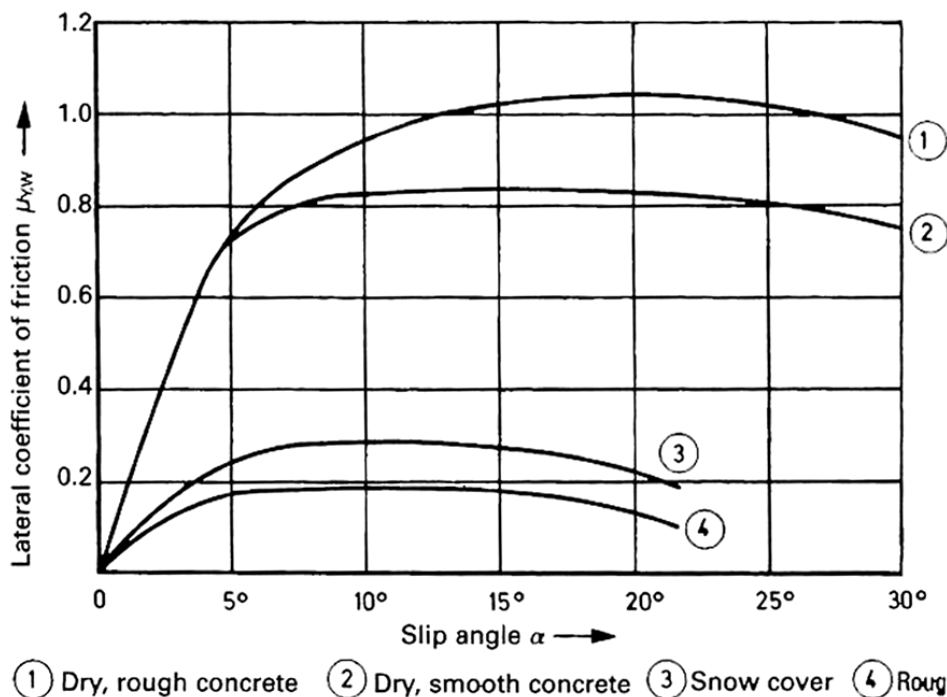
## Příloha C: Volba materiálu čističe

0 = non-suitable, 1 = suitable, 2 = excellent suitability

Operati- on area	Cleaner type	Wearable part	Suitability for different materials															
			Abrasive, dry				Sticky			Wood based materials								
			PELLETS	APATIT	ORE	GRAVEL	COAL	CONCEN- TRATES			BARK	WOOD CHIPS	PEAT	WOOD LOGS				
I	Carving cleaners	BEP15	POLYETHENE	0	0	0	0	0	0	0			1	1	1	1		
			PUR	1	1	2	2	2	2			2	2	2	2			
			PUR+Al <sub>2</sub> O <sub>3</sub>	1	1	2	2	2	2			2	2	2	2			
		BEP31	PUR	1	1	2	2	2	2			2	2	2	2			
			CERAMIC	2	2	2	2	2	2			1	1	1	1			
			PUR+Al <sub>2</sub> O <sub>3</sub>	2	2	2	2	2	2			2	2	2	2			
	MAX3	PUR	1	1	2	2	2	2			2	2	2	2				
		CERAMIC	2	2	2	2	2	2			1	1	1	1				
		PUR+Al <sub>2</sub> O <sub>3</sub>	2	2	2	2	2	2			2	2	2	2				
II	Ribbing	MAX6	STAINLESS	1	1	2	2	2	1			1	2	2	1			
			HARD METAL	2	2	2	2	2	2			1	2	2	1			
			CERAMIC	2	2	2	2	2	2			1	2	2	1			
		MAX7	STAINLESS	2	2	2	2	2	2			1	2	2	1			
			POLYETHENE	0	0	0	0	0	0			2	2	2	2			
			CERAMIC	2	2	2	2	2	2			1	1	1	1			
		HHP	HARD METAL	2	2	2	2	2	2			1	2	2	1			
			STAINLESS	1	1	2	2	2	1			2	2	2	2			
			HARD METAL	2	2	2	2	2	2			2	2	2	2			
	Brushes	MOTOMAX	POLYPROPHEEN	0	1	1	1	1	1	1			2	2	2	2		
			POLYAMID	0	1	1	1	1	1			2	2	2	2			
			STEEL	1	2	1	1	1	1			2	2	2	2			
			PUR	2	2	2	2	2	2			2	2	2	2			
			III	Return belt cleaner	MR1	POLYETHENE	0	0	0	0	0	0			2	2	2	2
						PUR	2	2	2	2	2	2			2	2	2	2
PUR+Al <sub>2</sub> O <sub>3</sub>	2	2				2	2	2	2			2	2	2	2			
MR2	POLYETHENE	0	0		0	0	0	0			2	2	2	2				
	PUR	2	2		2	2	2	2			2	2	2	2				
	PUR+Al <sub>2</sub> O <sub>3</sub>	2	2		2	2	2	2			2	2	2	2				
IV	Pulley cleaners	MS1 MS3 MS5		2	2	2	2	2	2			2	2	2	2			
		V	MS2 MS4 MS6		2	2	2	2	2	2			2	2	2	2		

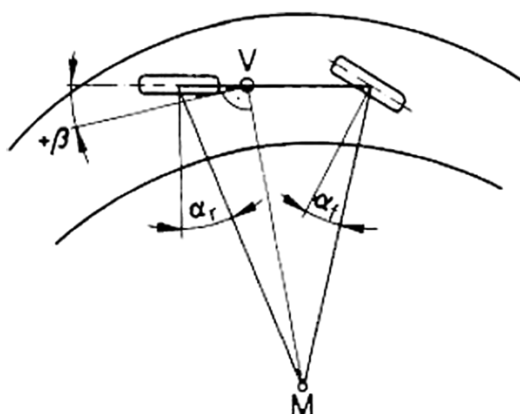
Příložený obr. 5. : Volba materiálu čističe podle výrobce Sandvik [28]

## Příloha D: Smykové tření



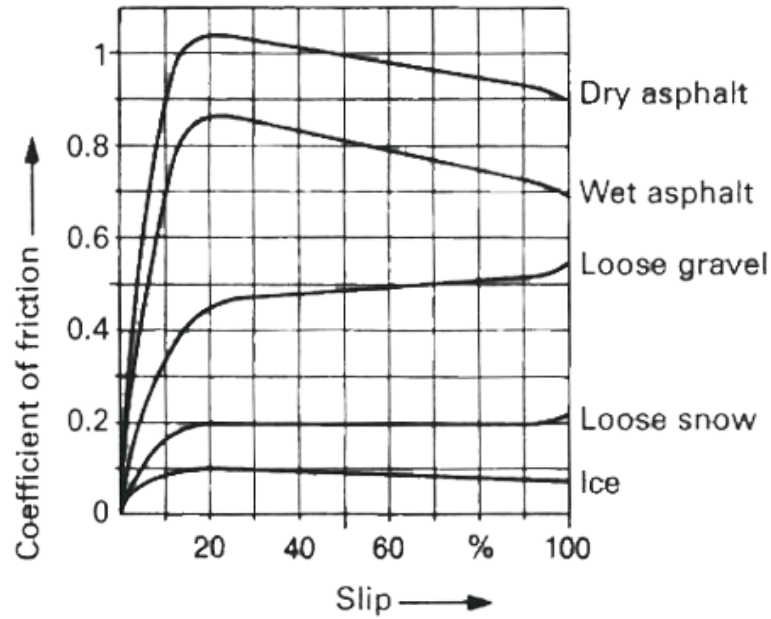
Příložený obr. 6.: Součinitel příčného tření v závislosti na skluzovém úhlu [9]

Na Příložený obr. 6 je vynesena graf závislosti součinitele příčného tření pro různé skluzové úhly. Pro lepší vysvětlení skluzového úhlu v automobilovém kontextu Příložený obr. 7. Analogií v pásových dopravnících je nastavení natočení bočních válečků ve stolici. Hodnoty a průběhy jsou spíše informativního charakteru, protože mechanika kola automobilu je výrazně odlišná od mechaniky kontaktu váleček-pás ve stolici pásového dopravníku.



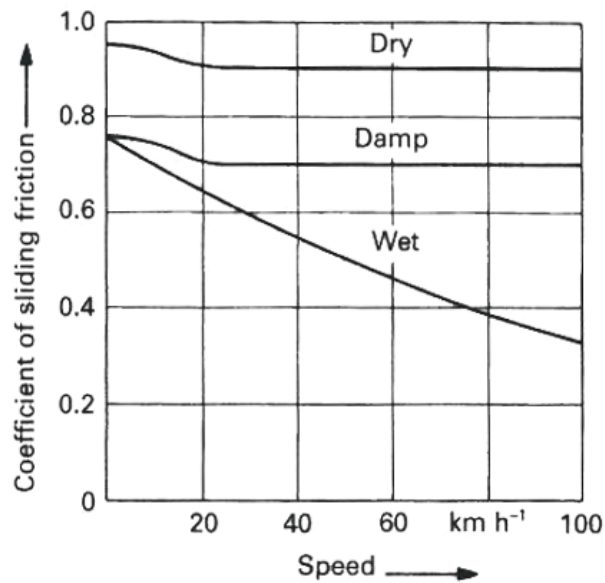
Příložený obr. 7.: Skluzový úhel  $\alpha$  pro zadní a přední kolo automobilu [9]





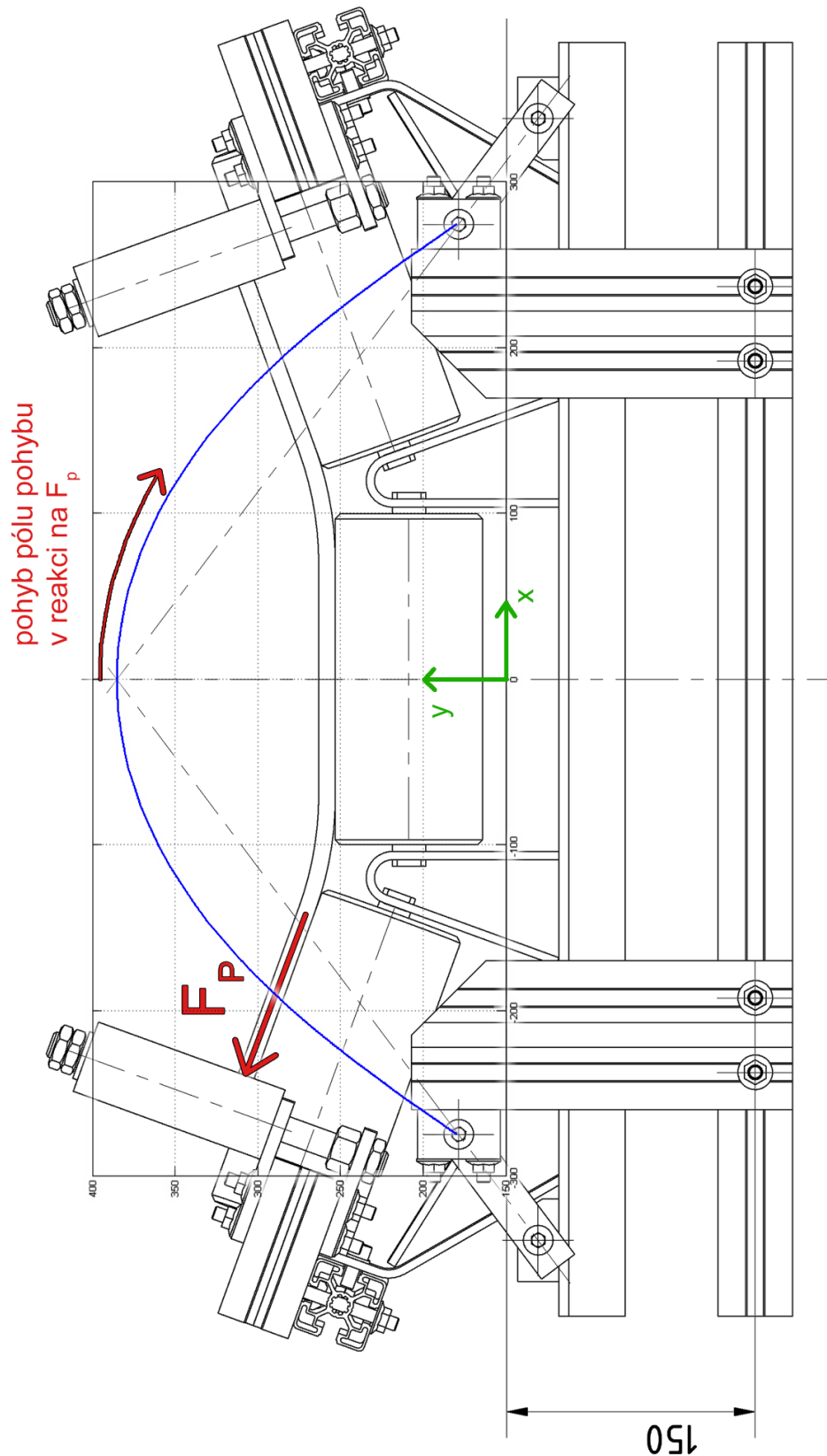
Příložený obr. 8.: Závislost součinitele tření na relativním skluzu [9]

Na Příložený obr. 8 je vynesena závislost součinitele tření na relativním skluzu pro různé materiály podložky. Jedná se o skluz pneumatiky.



Příložený obr. 9.: Součinitel smykového tření v závislosti na relativní rychlosti pro různé vlhkostní podmínky [9]

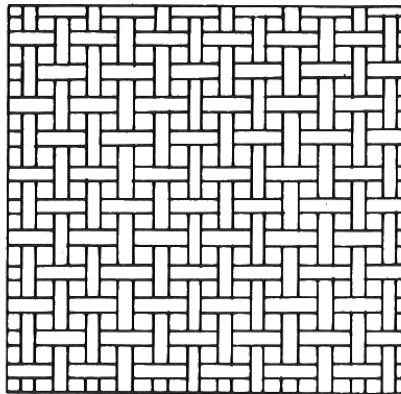
## Příloha E: Pohyb pólu pohybu při naklápění stolice



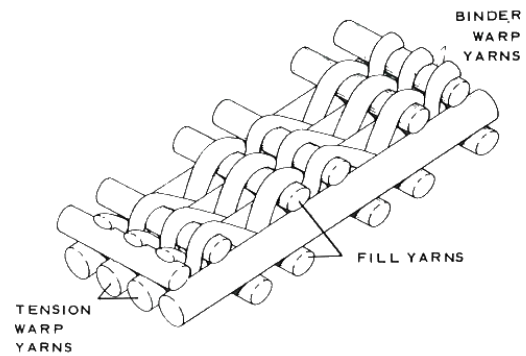
Příložený obr. 10.: Pohyb pólů pohybu kinematiky trapézového mechanismu adaptivní stolice



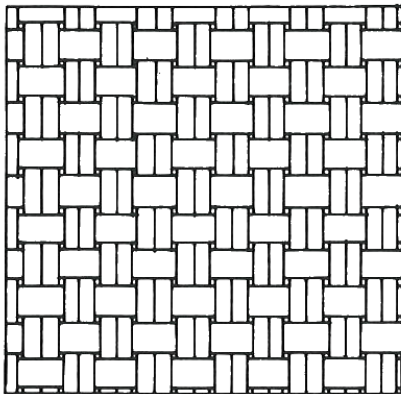
## Příloha F: Uspořádání kostry pásu



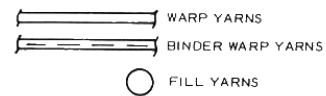
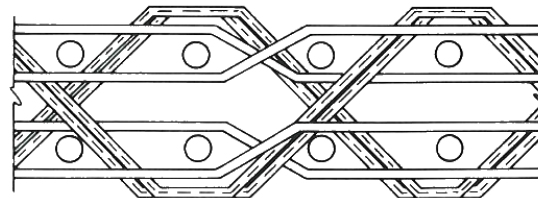
A. PLAIN WEAVE



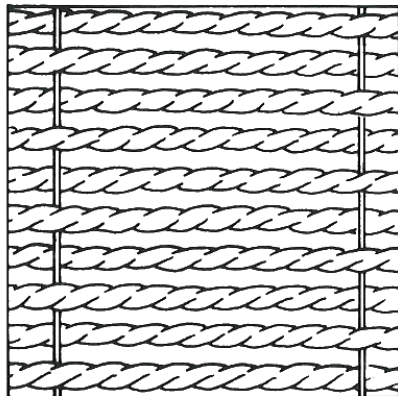
D. STRAIGHT WARP WEAVE



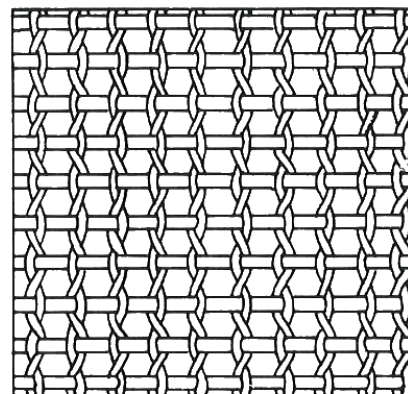
B. FILLING RIB WEAVE



E. SOLID WEAVE



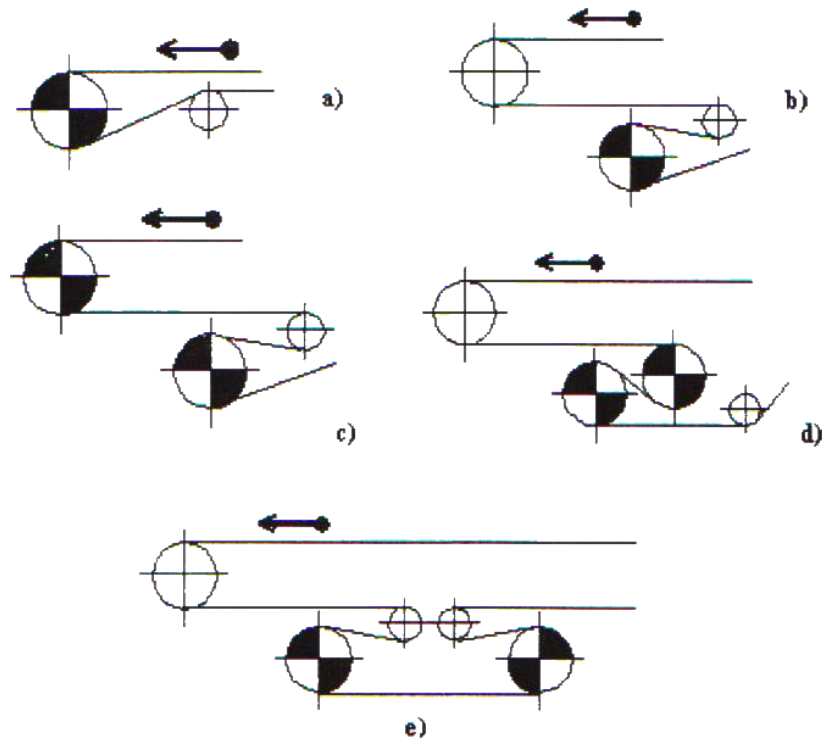
C. WOVEN CORD



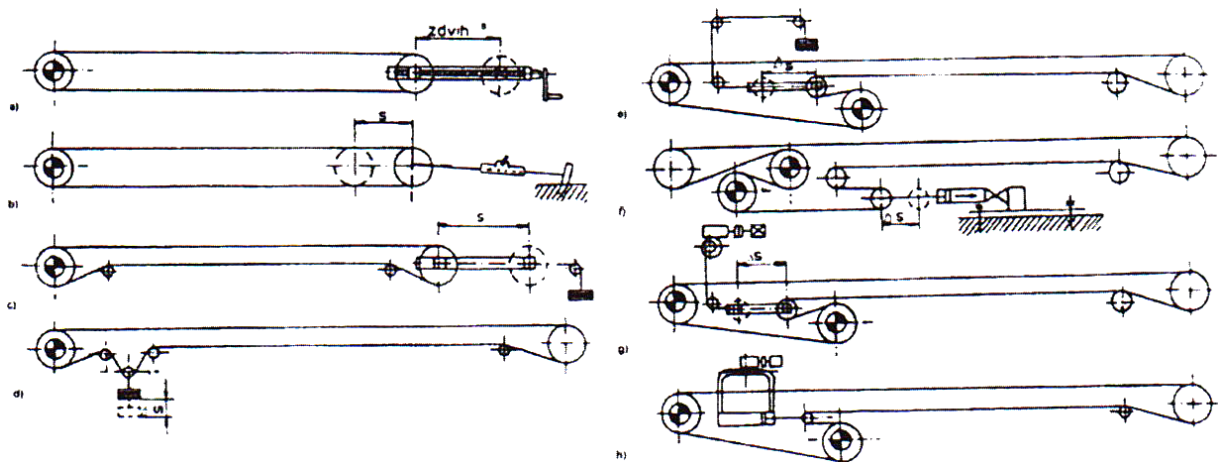
F. LENO WEAVE

Příložený obr. 11.: Příklady uspořádání vláken v kostře pásu [5]

## Příloha G: Uspořádání pohonu a napínání



Příložený obr. 12.: Některé typy poháněcí stanice pásových dopravníků [4]



Příložený obr. 13.: Typy napínacího zařízení dopravních pásů [4]