

Vliv odporů na návrh dálkového pásového dopravníku

Ing. Lukáš Zeizinger¹

¹Brno University of Technology, Institute of Automotive Engineering, Technická 2896/2,
Brno, Czech Republic, E-mail: Lukas.Zeizinger@vutbr.cz

EFFECT RESISTANCE ON TECHNICAL DESIGN OF LONG DISTANCE CONVEYOR BELT SYSTEM

Abstract: *The thesis deals with dimensioning of frictional resistors on long distance belt transport. The thesis contains the design of the system and comparison of the necessary power for the drive of the system for various designs. The results summarize the possible sizing of the system.*

Key words: *frictional resistors, long distance belt transport, power system, design*

ÚVOD

Tento článek se zabývá tolerančním dimenzováním návrhu pohonu dálkové pásové dopravy. Specifickým druhem pásové dopravy je dálková pásová doprava, která se odlišuje unikátními požadavky a potřeby pro provoz. Jednöpohonný koncept řešení lze realizovat do celkového výkonu zhruba 1500 kW. [3] Nad tuto mez se již projevují zásadní konstrukční a dopravní problémy. Při prvotním návrhu jsou od zákazníka zadány provozně omezující veličiny, které lze jednoduše kvantifikovat jako je např. dopravní délka, hmotnostní dopravní výkonnost, úhel sklonu dopravníku a dopravní výška. Dále jsou zadány veličiny, které nelze jednoduše kvantifikovat anebo nelze zaručit jejich kvalitu v průběhu provozu daného dálkového pásového dopravníku. Tyto veličiny jsou zahrnuty při návrhovém výpočtu dálkové pásové dopravy do součinitelů tření f a μ_n . [3] Pro návrh dálkové pásové dopravy podle normy ČSN ISO 5048, je potřeba erudovaný výběr těchto součinitelů. Za účelem porovnání možných výsledků byl vytvořen výpočtový experiment, jenž porovná vlastnosti jednöpohonného systému dálkové pásové dopravy s různými variantami součinitelů tření. Všechny části výpočtu jsou v souladu s normou ČSN ISO 5048.

1. Model

Byly vytvořeny výpočetní modely koncepčních návrhů dálkového pásového dopravníků s různými variantami součinitelů tření na základě již realizovaného návrhu, který měl být ověřen. Modely byly vytvořeny pro totožný dopravní výkon, dopravní výšku, dopravní vzdálenost a sypnou hmotnost materiálu. Dopravní výkon je $1850 \text{ t}\cdot\text{h}^{-1}$, dopravní vzdálenost L je 3700 m, dopravní výška h je 25 m

a předpokládaný přepravovaný materiál je křemen drcený se sypanou hmotností $1600 \text{ kg}\cdot\text{m}^{-3}$, viz tab. 1.

Horní válečková stolice má rozteč 1,25 m se třemi válečky na stolici. Dopadová stolice má rozteč 0,3 m se třemi válečky na stolici. Dolní válečková stolice má rozteč 3 m se dvěma válečky na stolici. Budou instalované dva šípové čističe pásu s tlakem mezi pásem a čističem o velikosti $40 \text{ kN}\cdot\text{m}^{-2}$. Délka bočního vedení je zvolena o délce 30 m.

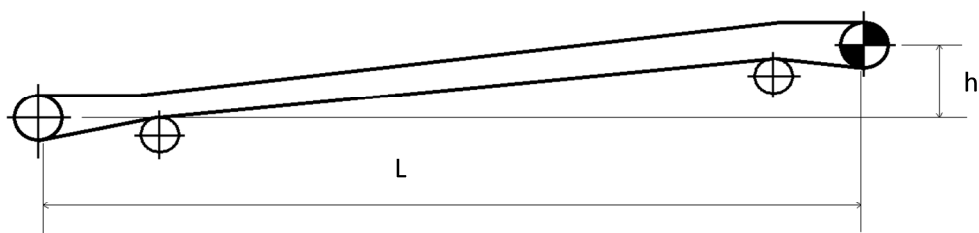
Na původním návrhu dálkové pásové dopravy byl zvolen součinitel tření o hodnotě 0,02 [1]. Součinitel tření mezi bubnem s pryžovým obložení se šíповými drážkami s mokrým a znečištěným pásem byl zvolen 0,3. Součinitel tření mezi nosnými válečky a pásem byl zvolen jako mediální hodnotu 0,35. Součinitel tření mezi materiálem a pásem je zvolen jako mediální hodnota 0,6. Součinitel tření mezi materiálem a bočnicemi byl zvolen 0,5. Součinitel tření mezi pásem a čističem byl zvolen jako mediální hodnota 0,45. Největší dovolený průvěs byl zvolen 0,0125. Součinitel rozběhu byl zvolen 1,3 [1].

Tab. 1 Tabulka základních vlastností navrhované dálkové pásové dopravy

Hmotnostní dopravní výkonnost	I_m	1850	t/h
Objemová dopravní výkonnost	I_v	0,321180556	m^3/s
Dopravní délka (osová vzdálenost bubnů)	L	3700	m
Úhel sklonu dopravníku ve směru pohybu	δ	5	deg
Dopravní výška	H	25	m
Délka dopadového lože	l_d	9	m
Dopravní rychlost	v	5,5	m/s
Počáteční rychlost (Složka rychlosti dopravované hmoty ve směru pohybu pásu)	V_o	0	m/s
Sypná hmotnost	ρ	1600	kg/m^3
Sypný úhel	α	20	deg

1.1 Výpočet pohonného systému

Celkový pohybový odpor dálkového pásového dopravníku, viz obr. 1 je složen z jednotlivých odporů – hlavní odpor F_H , vedlejší odpor F_N , přídavné hlavní odpory F_{S1} , přídavné vedlejší odpory F_{S2} a odpor k překonání dopravní výšky F_{St} . Obvodová síla potřebná na poháněcím bubnu je určena součtem všech odporů. Potřebný provozní výkon pohonu pásového dopravníku je odvozený z hnací síly F_U a rychlosti pásu. Pro pásový dopravník s kladným (hnaným) výkonem pohonu je zvolena účinnost pohonu μ_P 0,94 [1].

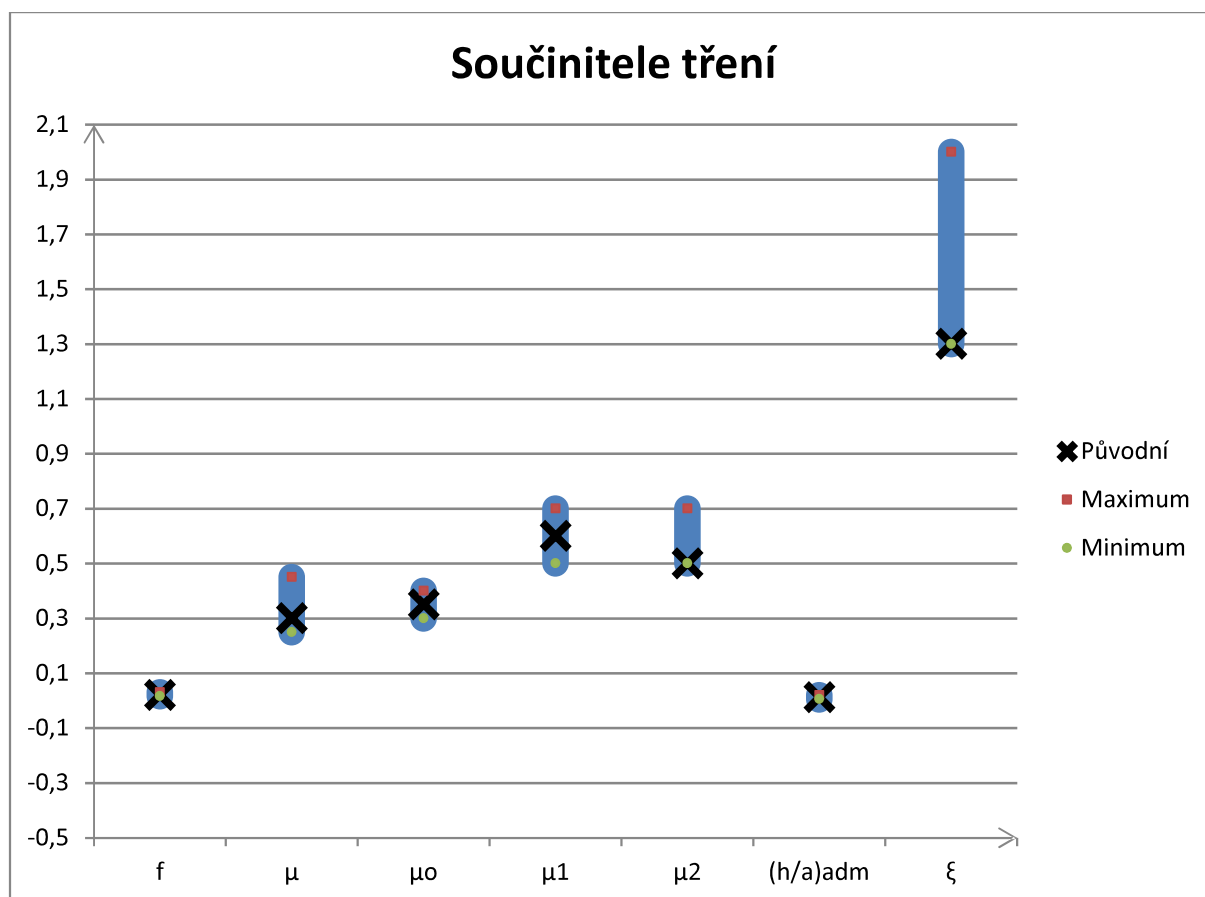


Obr. 1 Schématický návrh jednomotorové dálkové pásové dopravy
– L je dopravní vzdálenost; h je dopravní výška

Dalším velice důležitým atributem, který je potřeba sledovat je tahová síla v pásu. Přenos síly z hnacího bubnu na pryžový pás je uskutečněn pomocí třecího styku a obvodové síly na poháněném bubnu. [2]

1.2 Součinitele tření

Součinitele tření dovolují zvolit tabulkovou hodnotu z daného rozsahu. Při původním návrhu byly zvoleny hodnoty s předpokladem dodržení kvality dopravovaného materiálu a pravidelnou údržbou stroje.



Obr. 2 Graf tolerančních mezí pro jednotlivé součinitele tření

Toleranční meze jednotlivých součinitelů tření jsou zobrazené na obr. 2. Při tvorbě výpočtových experimentů jsou zvoleny maxima dovolených rozsahů, viz tab. 2. [1]

Tab. 2 Tabulka součinitelů tření navrhované dálkové pásové dopravy

		Původní	Minimální	Maximální
Součinitel tření	f	0,02	0,016	0,03
Součinitel tření mezi hnacím bubnem a pasem	μ	0,3	0,25	0,45
Součinitel tření mezi nosnými válečky a pasem	μ_0	0,35	0,3	0,4
Součinitel tření mezi materiálem a pasem	μ_1	0,6	0,5	0,7
Součinitel tření mezi materiálem a bočnicemi	μ_2	0,5	0,5	0,7
Největší dovolený průvěs	$(h/a)_{adm}$	0,0125	0,005	0,02
Součinitel rozběhu	ξ	1,3	1,3	2

2. Výsledky

Koncepční návrh jednomotorového systému dálkové pásové dopravy vycházel z hlavního předpokladu a tím bylo osově namáhání pásu. Při návrhu nesmělo být překročeno dovolené namáhání v tahu na 1 mm šířky pásu. Pro všechny návrhy byl zvolen pás o stejné tuhosti a stejných mechanických vlastnostech z důvodu porovnatelnosti výsledků. Pro původní koncept, viz tab. 1 byla navržena dopravní rychlost $5,5 \text{ m}\cdot\text{s}^{-1}$ a výsledný instalovaný výkon byl dopočítán a zvolen z normativní řady výkonnostních motorů o velikosti 1400 kW.

Pro modelový návrh obsahující minimální součinitele tření bylo potřeba pouze 1250 kW a pro modelový návrh obsahující maximální součinitele tření bylo potřeba 2100 kW. Došlo ke změně velikosti hlavních, vedlejších a přídavných odporů. Taktéž došlo ke změně maximální obvodové síly FU, jednotlivým silám v páse za ustáleného stavu F1 – F4 a obvodové hnací síle.

Tab. 3: Tabulka hlavních, vedlejších a přídatných odporů navrhované dálkové pásové dopravy

		Původní	Minimální	Maximální
Hlavní odpor	F_H	171580,66	137264,53	257370,99
Zatížení od dopravované hmoty	q_G	913,1	913,1	913,1
Hmotnost rotujících částí válečků na 1m horní větve dopravníku	q_{RO}	546,18	546,18	546,18
Hmotnost rotujících částí válečků na 1m dolní větve dopravníku	q_{RU}	179,2	179,2	179,2
Hmotnost 1 m dopravního pasu	q_B	340,09	340,09	340,09
Vedlejší odpory	F_N	5431,65	5431,65	6323,74
Odpory setrvačných sil v místě nakládání a oblasti urychlování	F_{bA}	2826,39	2826,39	2826,39
Odpory tření mezi materiálem a bočním vedením v oblasti urychlování	F_f	2230,24	2230,24	3122,33
Odpor ohybu pásu na bubnech	F_l	375,02	375,02	375,02
Přídavné odpory	F_s	2357,56	2357,56	2580,58
Odpor tření mezi dopravovanou hmotou a bočním vedením	F_{gL}	557,56	557,56	780,58
Odpor k překonání dopravní výšky	F_{st}	22914,77	22914,77	22914,77
Obvodová hnací síla na překládacím bubnu	F_{U1}	202284,64	167968,51	289190,08
Potřebný provozní výkon	P_A	1112,57	923,83	1590,55
Výkon pohonu	PM_{teor}	1183,58	982,79	1692,07
voleno:	PM	1400	1250	2100
Maximální obvodová síla	F_U	227,31	202,95	340,96
Síly v pase za ustáleného stavu	F_1	356,45	343,72	433,91
	F_2	129,15	140,76	92,95
	$F_3 \approx F_4$	57,81	61,76	40,78

3. Diskuse

Při dimenzování původního návrhu dálkové pásové dopravy byly zvoleny konzervativnější hodnoty pro součinitele tření. Tyto hodnoty dávají přibližně střední návrh v daných mezích. Při návrhu s minimálními součiniteli tření došlo k poklesu potřebného provozního výkonu. Pokud by tato krajní situace nastala, znamenalo by to pouze nevyužití instalovaného výkonu pohonu a snížení síly v pásu za ustáleného stavu.

Při návrhu s maximálním součinitelem tření došlo k navýšení potřebného provozního výkonu až o 43%. Pokud by tato extrémní situace nastala po krátkou dobu, znamenalo by to krátkodobé přetížení elektropohonu stroje a krátkodobé navýšení sil v pásu. Jednalo by se o dlouhodobý chod, znamenalo by to extrémní zátěž pro stroj a muselo by dojít ke snížení hmotnostní dopravované výkonnosti. [4]

4. Závěr

Byly vytvořeny výpočetní modely koncepčních návrhů dálkového pásového dopravníků s různými variantami součinitelů tření na základě již realizovaného návrhu, který měl být ověřen. Modely byly vytvořeny pro totožný dopravní výkon, dopravní výšku, dopravní vzdálenost a sypnou hmotnost materiálu. Pro původní koncept byl dopočítán výsledný instalovaný výkon a zvolen z normativní řady výkonnostních motorů o velikosti 1400 kW.

Pro modelový návrh obsahující minimální součinitele tření bylo potřeba pouze 1250 kW elektropohon a došlo ke snížení velikosti odporů. V tomto případě se jedná o snížení potřebného provozního výkonu o 20% a snížení maximální obvodové síly o 12%.

Pro modelový návrh obsahující maximální součinitele tření bylo potřeba výkon elektropohonu o velikosti 2100 kW. Pro tento případ se jedná o navýšení potřebného provozního výkonu až o 43% a navýšení maximální obvodové síly o 50%.

LITERATURA

- [1] ČSN ISO 5048. *Zařízení pro plynulou dopravu nákladů. Pásové dopravníky s nosnými válečky. Výpočet výkonu a tahových sil.* Praha: Český normalizační institut, 1994.
- [2] DRAŽAN, František. *Teorie a stavba dopravníků: určeno pro stud. fak. strojní.* Praha: ČVUT, 1983.
- [3] GAJDŮŠEK, Jaroslav a Miroslav ŠKOPÁN. *Teorie dopravních a manipulačních zařízení.* Brno: Vysoké učení technické, 1988. Učební texty vysokých škol.
- [4] CEHLÁR, Michal. *Surface mining technology and economy.* Pardubice: Institute of Jan Perner, 2011. ISBN 978-80-86530-76-5.

Poděkování

Výzkum, který vedl k těmto výsledkům, získal finanční prostředky z Ministerstva školství, mládeže a tělovýchovy v rámci Národního programu udržitelnosti I. (projekt LO1202) a s pomocí projektu FSI-S-17-4104 uděleného specifickým univerzitním výzkumem Vysoké školy Brno technologie. Autor s vděčností uznává tuto podporu.