

Ing. Pavel J a n o u š e k , VÚHU

Analýza pásového dopravníku s parciálním pohonem typu PPH

1.0 Úvod

Dálková pásová doprava má rozhodující vliv na spolehlivost a efektivnost technologických celků. Při stále se zhoršujícím příkryvném poměru, vyplývajícím z nutnosti těžby z větších hloubek, bude narůstat vzdálenost mezi porubní a zakládací frontou společně s délkou porubní či zakládací fronty. Úspěšné řešení tohoto problému vyžaduje použití dlouhých sekcí pásových dopravníků v dané dopravní lince. Potřebnou délku dopravní sekce lze realizovat pomocí pásového dopravníku s klasickým vícebubnovým pohonem a s vysocepevnostním ocelolankovým dopravním pásem, nebo pásovým dopravníkem s parciálními pohony. Současný vývojový stupeň v oblasti dálkové pásové dopravy československé výroby je charakterizován pásovým dopravníkem parametrů TC 3 s pohonnými jednotkami 1000 kW a dopravním ocelolankovým pásem kvality St 4000. Délka sekce klasického vícebubnového dopravníku je limitována pevností použitého dopravního pásu a výkonem poháněcích jednotek. Tento trend vývoje vícebubnových pásových dopravníků je v zásadě omezen:

- hmotností a tloušťkou vysocepevnostního dopravního pásu
- hmotností a rozměry poháněcích a vratných stanic včetně poháněcích jednotek
- dimenzí napájecích a rozvodných zařízení
- dimenzí napínacího ústrojí a ostatních komponentů.

Nemalým problémem je manipulace a montáž vysocepevnostních ocelolankových dopravních pásů. Rovněž několikanásobně roste doba montáže a demontáže pohonných jednotek velkých výkonů společně s nutnou technickou úrovní pomocné mechanizace.

Nové možnosti v oblasti dálkové pásové dopravy představují pásové dopravníky s parciálními pohony. Z celé řady provedení parciálního pohonu má největší předpoklad pro rozšíření parciální pohon typu nosný - tažný pás. V praxi to znamená, že pásový dopravník je poháněn vloženými tažnými pásy, umístěnými podél dopravní trasy, prostřednictvím třecích sil realizovaných v kontaktu nosného a tažného pásu, popřípadě v kombinaci s koncovým pohonem bubnového typu.

2.0 Metoda zpracování výpočtu

Při odvozování základních vztahů pro výpočet tažných sil vložených pohonů se vycházelo z těchto předpokladů:

- pásový dopravník pracuje v ustáleném režimu, tj. mimo fázi rozběhu a brzdění
- přenos třecích sil v kontaktu tažného a nosného pásu je realizován bez prokluzu
- pracovní část momentové charakteristiky motoru uvažujeme lineární
- pro tažný i nosný pás platí Hookův zákon.

Zpracovaný výpočet pásového dopravníku umožňuje zahrnout:

- vliv nerovnoměrnosti naložení dopravníku po délce
- vliv rozdílných průměrů poháněcích bubnů
- vliv rozdílných skluzů motorů
- vliv použitých typů nosného a tažného pásu.

3.0 Analýza vlivů, působících na nerovnoměrnost v rozdělení tažných sil dopravníku

V podstatě můžeme hlavní vlivy, zvyšující nerovnoměrnost v rozdělení tažných sil dopravníku rozdělit na tyto:

1. vliv nerovnoměrnosti naložení dopravníku těživem po délce
2. vliv průměrů poháněcích bubnů

3. vliv skluzů motorů

4. poměr tahových tuhostí nosného a tažného pásu

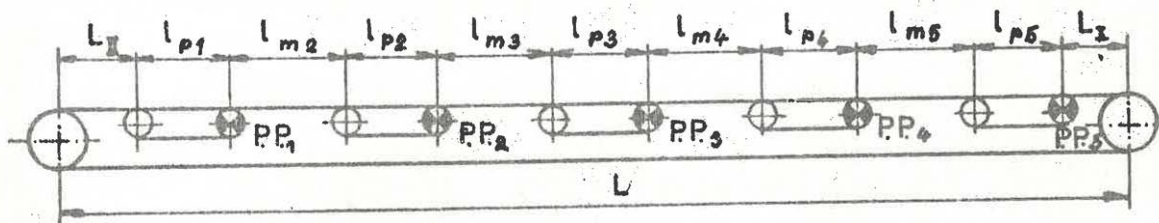
3.1 Vliv nerovnoměrnosti naložení dopravníku těživem po délce

Při výpočtu tažných sil při postupném nakládání dopravníku těživa budeme předpokládat:

- shodný průměr poháněcích bubnů
- stejnou hodnotu skluzu motorů

Vzhledem k časové náročnosti výpočtu tažných sil pohonů dopravníku byl výpočet naprogramován v jazyce FORTRAN a zpracován na počítači SM 3-10.

Schéma dopravníku s označením úseků je na obr. 1.



Obr.1

Vstupní data pro výpočet pásového dopravníku parametrů TC 1.

- | | |
|---|-----------------------------------|
| - dopravní délka | $L = 3\,650\text{ m}$ |
| - dopravní množství | $Q = 2\,000\text{ t.h}^{-1}$ |
| - jmenovitá rychlost | $v = 3,15\text{ m.s}^{-1}$ |
| - šíře dopravního pásu | $B = 1,2\text{ m}$ |
| - výška přesypu | $h = 3\text{ m}$ |
| - tahová tuhost nosného pásu | $E_N S = 1,2 \cdot 10^7\text{ N}$ |
| - tahová tuhost tažných pásů | $E_T S = 0,9 \cdot 10^7\text{ N}$ |
| - tíha od dopravovaného materiálu na 1 m délky dopravníku | $q_1 = 1\,730\text{ N.m}^{-1}$ |

- tíha 1 m nosného pásu (P 2000; PA 700; 4 vl.; 6 + 3) $q_2^N = 293 \text{ N.m}^{-1}$
- tíha 1 m tažného pásu (P 1600; PA 500; 4 vl.; 6 + 3) $q_2^T = 281 \text{ N.m}^{-1}$
- tíha od rotujících částí válečků: - horní větve $q_{rh} = 232,5 \text{ N.m}^{-1}$
 - dolní větve $q_{rh} = 64,8 \text{ N.m}^{-1}$
- globální součinitel tření $f = 0,026 (-)$
- součinitel vyjadřující vliv vedlejších odporů dopravníku $C = 1,034 (-)$
- koeficient přenosu $\mu = 0,5 (-)$
- jmenovitá obvodová síla pohonu $F_n = 70\,000 \text{ N}$
 250 kW $s_n = 0,013 (-)$
- jmenovitý skluz

Po provedení výpočtu tažných sil pohonů vypočteme "poměrnou hodnotu tažné síly pohonu" definovanou vztahem:

$$\xi_i = \frac{F_{ti}}{\frac{\sum_{i=1}^n F_{ti}}{n}}$$

Pokud se při naložení celého dopravníku jmenovitým zatížením hodnota $\xi_i \rightarrow 1$ jsou pohony rozmístěny správně. Dále pro danou provozní situaci stanovíme poměr maximální a minimální hodnoty realizované tažné síly pohonu δ , který nám klasifikuje nerovnoměrnost v rozdělení tažných sil pohonů dopravníku.

$$\delta = \frac{F_{t \text{ max}}}{F_{t \text{ min}}}$$

Při ustáleném provozu a při naložení dopravníku jmenovitým zatížením po celé délce by se měl poměr maximální a minimální hodnoty tažné síly $\delta \rightarrow 1$.

Pro stručnost zápisu a přehlednost výsledků jsou data shodná pro všechny varianty výpočtu uvedena v tabulce č. 1.

Tabulka č. 1

$$\begin{aligned}
 v_{T01} + v_{T05} &= 3,292 \text{ m.s}^{-1} \\
 s_{n1} + s_{n5} &= 0,013 \text{ (-)} \\
 (E_T S)_1 + (E_T S)_5 &= 0,9 \cdot 10^7 \text{ N} \\
 E_N S &= 1,2 \cdot 10^7 \text{ N} \\
 F_{n1} + F_{n5} &= 70\,000 \text{ N} \\
 O_{T1}^d + O_{T5}^d &= 2\,700 \text{ N}
 \end{aligned}$$

V následujících tabulkách jsou uvedeny výsledky výpočtu tažných sil jednotlivých pohonů dopravníku vybraných variant.

Tabulka č. 2

Prázdný dopravník	i	F_{ti} (N)	ξ_i	δ
$O_{T1}^h + O_{T5}^h = 6\,235 \text{ N}$	1	26 898	1,07	1,16
$O_{N1} = 35\,973 \text{ N}$	2	23 190	0,92	
$O_{N2} + O_{N5} = 7\,668 \text{ N}$	3	24 030	0,96	
	4	25 105	0,99	
	5	26 482	1,05	

Tabulka č. 3

naložen úsek L_{II}	i	F_{ti} (N)	ξ^i	δ
$O_{T1}^h + O_{T5}^h = 6\ 235\ N$	1	25 630	1,14	1,28
$O_{N1} = 36\ 907\ N$	2	19 956	0,89	
$O_{N2} + O_{N5} = 7\ 668\ N$	3	20 898	0,93	
	4	22 105	0,98	
	5	23 650	1,05	

Tabulka č. 4

naložen úsek $L_{II} + l_{p1}$	i	F_{ti} (N)	ξ^i	δ
$O_{T1}^h = 19\ 865\ N$	1	29 839	1,18	1,38
$O_{T2}^h - O_{T5}^h = 6\ 235\ N$	2	21 520	0,85	
$O_{N1} = 36\ 907\ N$	3	22 902	0,91	
$O_{N2} + O_{N5} = 7\ 668\ N$	4	24 671	0,98	
	5	26 937	1,07	

Tabulka č. 5

naložen úsek $L_{II} + l_{p1} + L_{m2}$	i	F_{ti} (N)	ξ^i	δ
$O_{T1}^h = 19\ 865\ N$	1	35 920	1,19	1,39
$O_{T2}^h + O_{T5}^h = 6\ 235\ N$	2	29 308	0,97	
$O_{N1} = 36\ 907\ N$	3	25 796	0,85	
$O_{N2} = 32\ 886\ N$	4	28 378	0,94	
$O_{N3} + O_{N5} = 7\ 668\ N$	5	31 685	1,05	

Tabulka č. 6

naložen úsek $L_{II} + l_{p1} + L_{m2} + l_{p2}$	i	F_{ti} (N)	ξ_i	δ
$0_{T1}^h + 0_{T2}^h = 19\ 865\ N$	1	39\ 206	1,19	1,43
$0_{T3}^h + 0_{T5}^h = 6\ 235\ N$	2	33\ 518	1,02	
$0_{N1} = 36\ 907\ N$	3	27\ 361	0,83	
$0_{N2} = 32\ 886\ N$	4	30\ 382	0,92	
$0_{N3} + 0_{N5} = 7\ 668\ N$	5	34\ 251	1,04	

Tabulka č. 7

celý dopravník naložen	i	F_{ti} (N)	ξ_i	δ
$0_{T1}^h + 0_{T5}^h = 19\ 865\ N$	1	58\ 581	1,02	1,03
$0_{N1} = 43\ 031\ N$	2	56\ 612	0,98	
$0_{N2} + 0_{N5} = 32\ 886\ N$	3	56\ 939	0,99	
	4	57\ 358	0,99	
	5	57\ 894	1,007	

Ze zpracovaných výpočtů je patrné, že jedno z maxim v nerovnoměrnosti v rozdělení tažných sil je při naložení přibližně poloviny délky dopravníku těživem.

3.2 Vliv rozdílných průměrů poháněcích bubnů

Skutečná velikost průměru poháněcího bubnu má dominantní vliv na nerovnoměrnost v rozdělení tažných sil vložených pohonů. Průměr poháněcího bubnu je vyráběn v toleranci do 4 mm u nesoustružených povrchů pryžového obložení a v toleranci

do 1 mm u soustružených povrchů. Při provozu dochází k ne-
stejněměrnému opotřebení pryžového obložení jednotlivých po-
háněcích bubnů, případně ke znečištění povrchu nálepy. V ná-
sledujících tabulkách jsou výsledky výpočtu tažných sil po-
honů při opotřebení 1. ÷ 5. poháněcího bubnu. Výpočet byl
ukončen při hodnotě opotřebení, při které by se motor pohá-
něcí jednotky osazené na opotřebovaném poháněcím bubnu do-
stal do generátorického chodu. Naložení dopravníku těživem
je shodné s tab. 6, tj. kdy je největší nerovnoměrnost v roz-
dělení tažných sil pohonů od naložení dopravníku těživem.

Tabulka č. 8

Vliv opotřebení poháněcího bubnu 1.P.P.						
opotřebení (mm)	v_{T01} (m.s ⁻¹)	F_{t1} (N)	F_{t2} (N)	F_{T3} (N)	F_{T4} (N)	F_{T5} (N)
0	3,292	39 206	33 518	27 361	30 382	34 251
1	3,286	34 991	34 210	28 248	31 518	35 706
2	3,28	30 761	34 903	29 135	32 653	37 161
3	3,274	26 515	35 595	30 022	33 790	38 616
4	3,267	21 542	36 403	31 056	35 115	40 313
5	3,261	17 415	37 115	31 968	36 283	41 808
6	3,255	12 996	37 788	32 830	37 387	43 223
7	3,248	7 934	38 596	33 865	38 712	44 290
8	3,242	3 605	39 289	34 752	39 848	46 375
9	3,236	- 742	39 981	35 639	40 984	47 830

Tabulka č. 9

Vliv opotřebení poháněcího bubnu 2.P.P.						
opotřebení (mm)	v_{T02} (m.s ⁻¹)	F_{t1} (N)	F_{t2} (N)	F_{t3} (N)	F_{t4} (N)	F_{t5} (N)
0	3,292	39 206	33 518	27 361	30 382	34 251
1	3,286	40 663	29 295	28 054	31 270	35 388
2	3,28	42 120	25 056	28 747	32 158	36 526
3	3,276	43 576	20 802	29 441	33 046	37 664
4	3,267	45 276	15 819	30 250	34 082	38 990
5	3,261	46 733	11 531	30 943	34 970	40 127
6	3,255	48 189	7 227	31 636	35 858	41 265
7	3,248	50 845	3 427	32 901	37 477	43 338
8	3,242	51 345	-2 153	33 139	37 782	43 729
9	3,236	52 802	-6 507	33 832	38 670	44 866

Tabulka č. 10

Vliv opotřebení poháněcího bubnu 3.P.P.						
opotřebení (mm)	v_{T03} (m.s ⁻¹)	F_{t1} (N)	F_{t2} (N)	F_{t3} (N)	F_{t4} (N)	F_{t5} (N)
0	3,292	39 206	33 518	27 361	30 382	34 251
1	3,286	40 357	34 991	23 148	31 083	35 149
2	3,28	41 508	36 465	18 920	31 785	36 048
3	3,274	42 658	37 939	14 677	32 486	36 946
4	3,267	44 001	39 658	9 707	33 305	37 994
5	3,261	45 152	41 132	5 429	34 006	38 893
6	3,255	46 302	42 606	1 136	34 708	39 791
7	3,248	47 645	44 324	-3 892	35 526	40 839
8	3,242	48 795	45 799	-8 219	36 228	41 738

Tabulka č. 11

Vliv opotřebení poháněcího bubnu 4.P.P.						
opotřebení (mm)	v_{T04} (m.s ⁻¹)	F_{t1} (N)	F_{t2} (N)	F_{t3} (N)	F_{t4} (N)	F_{t5} (N)
0	3,292	39 206	33 518	27 361	30 382	34 251
1	3,286	40 105	34 668	28 834	26 175	34 952
2	3,28	41 003	35 819	30 308	21 952	35 654
3	3,276	41 902	36 970	31 782	17 715	36 355
4	3,267	42 950	38 312	33 501	12 751	37 174
5	3,261	43 848	39 462	34 975	8 479	37 875
6	3,255	44 747	40 613	36 449	4 192	35 576
7	3,248	45 795	41 956	38 168	- 830	39 395
8	3,242	46 693	43 107	39 642	-5 152	40 488

Tabulka č. 12

Vliv opotřebení poháněcího bubnu 5.P.P.						
opotřebení (mm)	v_{T05} (m.s ⁻¹)	F_{t1} (N)	F_{t2} (N)	F_{t3} (N)	F_{t4} (N)	F_{t5} (N)
0	3,292	39 206	33 518	27 361	30 382	34 251
1	3,286	39 908	34 416	28 511	31 855	30 051
2	3,28	40 609	35 314	29 662	33 329	25 836
3	3,274	41 311	36 213	30 813	34 803	21 605
4	3,267	42 129	37 261	32 155	36 522	16 650
5	3,261	42 844	38 177	33 328	38 024	12 395
6	3,255	43 532	39 058	34 457	39 470	8 105
7	3,248	44 392	40 159	35 866	41 214	3 124
8	3,242	45 052	41 005	36 950	42 663	-1 223

Ze zpracovaných výpočtů vyplývá, že pokud chceme provozovat poháněcí bubny na celou životnost pryžového obložení je nutné použít vhodnou formu regulace pohonů pásového dopravníku.

3.3 Vliv rozdílných skluzů motorů

Jak bylo dokumentováno, dojde při opatření pryžového obložení poháněcích bubnů o $7 \div 9$ mm na poloměru, podle umístění pohonu podél dopravníku a při uvažovaném naložení dopravníku, ke generátorickému chodu příslušného motoru. Změnou sklonu pracovní části charakteristiky motorů docílíme rovnoměrnější rozdělení tažných sil pohonů. Výsledky výpočtu, při opotřebení pryžového obložení poháněcích bubnů o 8 mm na poloměru, jsou zpracovány v následujících tabulkách.

Tabulka č. 13

Vliv rozdílných skluzů motorů na velikost tažných sil pohonů při opotřebení poháněcího bubnu 1.P.P. o 8 mm na poloměru					
skluz (-)	F_{t1} (N)	F_{t2} (N)	F_{t3} (N)	F_{t4} (N)	F_{t5} (N)
$s_{n1} = 0,01$ $s_{n2} = 0,024$ $s_{n3} = 0,024$ $s_{n4} = 0,024$ $s_{n5} = 0,024$	18 858	36 515	33 040	36 058	39 629
$s_{n1} = 0,01$ $s_{n2} = 0,034$ $s_{n3} = 0,034$ $s_{n4} = 0,034$ $s_{n5} = 0,034$	30 284	34 134	31 158	33 191	35 507

Tabulka č. 14

Vliv rozdílných skluzů motorů na velikost tažných sil pohonů při opotřebení poháněcího bubnu 2.P.P. o 8 mm na poloměru					
skluz (-)	F_{t1} (N)	F_{t2} (N)	F_{t3} (N)	F_{t4} (N)	F_{t5} (N)
$s_{n1} = 0,024$ $s_{n2} = 0,01$ $s_{n3} = 0,024$ $s_{n4} = 0,024$ $s_{n5} = 0,024$	43 448	12 778	32 793	35 766	39 284
$s_{n1} = 0,034$ $s_{n2} = 0,01$ $s_{n3} = 0,034$ $s_{n4} = 0,034$ $s_{n5} = 0,034$	38 665	24 587	31 516	33 599	35 972

Tabulka č. 15

Vliv rozdílných skluzů motorů na velikosti tažných sil pohonů při opotřebení poháněcího bubnu 3.P.P. o 8 mm na poloměru					
skluz (-)	F_{t1} (N)	F_{t2} (N)	F_{t3} (N)	F_{t4} (N)	F_{t5} (N)
$s_{n1} = 0,024$ $s_{n2} = 0,024$ $s_{n3} = 0,01$ $s_{n4} = 0,024$ $s_{n5} = 0,024$	43 092	40 086	6 896	35 512	38 983
$s_{n1} = 0,034$ $s_{n2} = 0,034$ $s_{n3} = 0,01$ $s_{n4} = 0,034$ $s_{n5} = 0,034$	39 065	36 216	19 267	33 897	36 312

Tabulka č. 16

Vliv rozdílných skluzů motorů na velikost tažných sil pohonů při opotřebení poháněcího bubnu 4.P.P. o 8 mm na poloměru					
skluz (-)	F_{t1} (N)	F_{t2} (N)	F_{t3} (N)	F_{t4} (N)	F_{t5} (N)
$s_{n1} = 0,024$ $s_{n2} = 0,024$ $s_{n3} = 0,024$ $s_{n4} = 0,01$ $s_{n5} = 0,024$	41 943	38 725	35 656	10 285	38 012
$s_{n1} = 0,034$ $s_{n2} = 0,034$ $s_{n3} = 0,034$ $s_{n4} = 0,01$ $s_{n5} = 0,034$	38 404	35 463	32 672	22 537	35 732

Tabulka č. 17

Vliv rozdílných skluzů motorů na velikost tažných sil pohonů při opotřebení poháněcího bubnu 5.P.P. o 8 mm na poloměru					
skluz (-)	F_{t1} (N)	F_{t2} (N)	F_{t3} (N)	F_{t4} (N)	F_{t5} (N)
$s_{n1} = 0,024$ $s_{n2} = 0,024$ $s_{n3} = 0,024$ $s_{n4} = 0,024$ $s_{n5} = 0,01$	40 962	37 565	34 282	37 528	14 345
$s_{n1} = 0,034$ $s_{n2} = 0,034$ $s_{n3} = 0,034$ $s_{n4} = 0,034$ $s_{n5} = 0,01$	37 815	34 792	31 907	34 045	26 306

Z provedených výpočtů vyplývá, že změkčení charakteristik ostatních motorů oproti motoru poháněcí jednotky osazené na opotřebovaném poháněcím bubnu má příznivý vliv na rovnoměrnější rozdělení tažných sil jednotlivých pohonů dopravníků.

3.4 Vliv rozdílných tahových tuhostí nosného a tažného pásu

Použijeme-li pro srovnání provozní situaci, kdy pásový dopravník bude naložen dle tab. 6, tj. když je největší nerovnoměrnost v rozdělení tažných sil od naložení těživem po délce a místo nosného dopravního pásu s tahovou tuhostí $E_N S \sim 1,2 \cdot 10^7$ N použijeme nosný dopravní pás s tahovou tuhostí $E_N S \sim 1,2 \cdot 10^8$ N bude nerovnoměrnost v rozdělení tažných sil následující:

Tabulka č. 18

i	F_{ti} (N)	ξ_i	δ
1	33 640	1,02	1,04
2	32 914	0,999	
3	32 282	0,979	
4	32 722	0,993	
5	33 174	1,006	

Z výsledků uvedených v tab. 18 je patrné rovnoměrnější rozdělení tažných sil pohonů dopravníku. Hodnota δ klesla z 1,43 na 1,04.

Použijeme-li naopak tažný pás s vyšší tahovou tuhostí než má nosný dopravní pás, např. $(E_T S)_1 \div (E_T S)_5 \sim 0,9 \cdot 10^8$ N a $E_N S \sim 1,2 \cdot 10^7$ N bude nerovnoměrnost v rozdělení tažných sil pohonů dopravníku následující.

Tabulka č. 19

i	F_{ti} (N)	ξ_i	δ
1	41 782	1,268	1,649
2	34 292	1,04	
3	25 334	0,769	
4	29 031	0,88	
5	34 293	1,04	

Z výsledků, uvedených v tab. 19, je patrné zvětšení nerovnoměrnosti v rozdělení tažných sil pohonů, koeficient δ se zvýšil z 1,43 na 1,649.

Lze konstatovat, že příznivější rozdělení velikostí tažných sil pohonů je při $E_N S \succ (E_T S)_i$.

4.0 Ekonomické zhodnocení pásového dopravníku s parciálním pohonem typu PPH

Při ekonomickém srovnání pásových dopravníků s klasickým pohonem a pásových dopravníků s parciálním pohonem můžeme vycházet v základě z těchto hledisek:

- energetická náročnost dané dopravní linky
- investiční náročnost dané dopravní linky
- provozní náklady dané dopravní linky

Energetická náročnost je dána jednak typem použitého dopravního pásu a dále zda řešení dopravní linky pomocí pásového dopravníku s parciálním pohonem odstranilo jeden či více přesypů.

Investiční náročnost vyplývá jednak z podstatně vyšších cen zařízení pro dopravní linku s OLDP, z vyšších cen vysoko-

pevnostních ocelolankových dopravních pásů a z podstatně vyššího objemu stavebních prací.

Vzhledem k tomu, že se dosud nepoužívá regenerace krycích vrstev u ocelolankových dopravních pásů, jsou náklady na výměnu OLDP neúměrně vysoké.

V našem případě lze dopravní linku v délce 3 650 m realizovat:

- a) pomocí klasického pásového dopravníku s pohony 4×315 kW a s použitím dopravního pásu kvality St 4000 s krycími vrstvami $10 + 6$.
- b) pomocí pásového dopravníku s pěti tažnými pásy, z nichž každý pohon je osazen poháněcí jednotkou 250 kW, a nosným dopravním pásem PA s krycími vrstvami $8 + 4$.

Volba rozdílných krycích vrstev, pro ekonomické srovnání, vyplývá z nutnosti ponechat u OLDP minimální tloušťku krycí vrstvy 2 mm.

Volba kvality dopravního pásu u klasického dopravníku je dána přepravní vzdáleností 3 650 m a přepravním množstvím $2\,000 \text{ t.h}^{-1}$. Potřebný příkon činí 1 264 kW. Jedna pohonná jednotka 315 kW realizuje obvodovou sílu 87 kN. Při rozběhu je tedy nutné zajistit na dolním poháněcím bubnu přenos obvodové síly 278 kN. Vzhledem k tomu, že PD s OLDP pracují s napínáním, v debloku je nutné zajistit takovou hodnotu napínací síly, která zaručí přenos obvodové síly z poháněcích bubnů do dopravního pásu. Napěťová vlna se v našem případě šíří dopravníkem v horní větvi 9,76 s a v dolní větvi 5,23 s. Za tuto dobu pohony do napínací dráhy dodají 5,91 m dopravního pásu a tudíž o tuto hodnotu je nutné před rozběhem zvětšit napínací sílu. To znamená, že tah T_2^R bude 325,4 kN. V našem případě budou pohony při rozběhu realizovat celkovou obvodovou sílu ~ 420 kN a maximální hodnota tahu v dopravním páse dosáhne 745 kN. Při bezpečnosti 9 je dovolený tah v dopravním páse 532,8 kN, při rozběhu bude bezpečnost 6,4.

U pásového dopravníku s parciálními pohony, za předpokladu rozběhu bez časového zpoždění, proběhne napěťová vlna dolní větve dopravníku a úseky L_I a L_{II} v horní větvi za 17,4 s, což představuje pokles tahu v nosném dopravním páse PA o 25,87 kN.

Budeme-li uvažovat minimální hodnotu tahu v nosném dopravním páse 30 kN, bude hodnota tahu v okamžiku rozběhu 56 kN a potřebná napínací dráha bude ~ 8 m. Jako koncovou stanici lze tudíž použít klasickou poháněcí stanici 1200 bez pohonů, která má napínací dráhu 10 m.

Energetická úspora při 3 500 hodin ročně, při rozdílu příkonu obou srovnávaných dopravníků pro běh naprázdno ~ 150 kW, bude 525 MWh.

Pořizovací cena dopravního pásu St 4000 (bez uvažování dělek na spoje) činí 18,7 milionu Kčs, pořizovací cena nosného dopravního pásu včetně pěti tažných pásů bude $\sim 9,1$ milionu Kčs.

Za předpokladu, že oba dopravníky budou mít stejnou životnost dopravních pásů bude úspora činit 9,6 milionu Kčs.

V obou podkrušnohorských revírech lze způsob pohonu pásového dopravníku pomocí vložených tažných pásů použít v těchto základních případech:

- když jsou vyčerpány výkonové schopnosti pohonu klasického dopravníku, případně pevnost použitého dopravního pásu
- při nutnosti prodloužit dopravní sekci
- u přímých dopravníků lze jejich propojením odstranit přesyp
- možnost použití dopravního pásu o nižší pevnosti.

5.0 Závěr

Limitujícím faktorem pro stanovení maximální délky pásového dopravníku s parciálními pohony typu PPH je přenosová schopnost prvního tažného pásu v provozní situaci, kdy úsek prvního tažného pásu není naložen těživem. Musí tudíž realizovat takovou hodnotu tažné síly, která bude rovna součtu pohybových

odporů naloženého nosného pásu v úseku mezi posledním tažným pásem a vynášecím bubnem, dolní větve dopravníku a naloženého úseku horní větve mezi vratným bubnem a prvním tažným pásem. Přenosová schopnost ostatních tažných pásů musí zabezpečit, při nenaloženém úseku tažného pásu těživem, pohybové odpory naloženého úseku nosného pásu v délce příslušné mezery. Pro zajištění rovnoměrného rozdělení tahových sil jednotlivých parciálních pohonů musí být pohybové odpory příslušné jednotlivým tažným pásům při naložení celého dopravníku jmenovitým zatížením, přibližně shodné.

Pásový dopravník s parciálními pohony typu PPH má ve srovnání s pásovým dopravníkem s parciálním pohonem kombinovaným větší délku tažného obvodu, ale lze ho provozovat s podstatně nižšími tahy v nosném dopravním páse a tím i s nižší hodnotou napínací síly. Při použití ocelolankového nosného dopravního pásu St 2 000 bude napínací dráha cca 5 m. Pro konkrétní řešení lze použít typizované pohonné jednotky, standartní provedení středních dílů návazných, či nenávazných, standartních obváděcích bubnů, běžné typy stěračů atd. To nám umožňuje řešit hlavní uzly, tj. pohony včetně napínacího zařízení tažného pásu, náběhové díly a koncové obváděcí bubny jako stavebnicové jednotky pro danou šířku dopravního pásu. Vzhledem k podstatně nižším tahům v nosném dopravním páse lze dopravní trasu vést v jednom či několika obloucích s poloměry menšími než u klasického provedení dopravníku.

Vzhledem k současné úrovni znalosti z teorie pásových dopravníků s parciálním pohonem typu "nosný - tažný pás" lze konstatovat, že míra rizika se zavedením tohoto pohonu do provozu je vzhledem k předpokládaným výhodám přijatelná.

Seznam použitých značek

A	- energie (MWh)
B	- šíře dopravního pásu (m)
C	- součinitel, vyjadřující vedlejší odpory dopravníku (-)
E_N^S	- tahová tuhost nosného pásu (N)
$(E_T^S)_i$	- tahová tuhost i-tého tažného pásu (N)
f	- globální součinitel tření (-)
F_{ni}	- jmenovitá obvodová síla i-tého pohonu (N)
F_{ti}	- realizovaná tažná síla i-tého pohonu (N)
F_{Ni}^d	- tažná síla i-tého pohonu, předaná dolní větvi nosného pásu (N)
H	- dopravní výška (m)
h	- výška přesypu (m)
L	- délka dopravníku (m)
L_I	- délka úseku mezi posledním tažným pásem a vynášecím bubnem (m)
L_{II}	- délka úseku mezi vratným bubnem a prvním tažným pásem (m)
L_{mi}	- délka úseku nosného pásu před i-tým tažným pásem (m)
l_{pi}	- osová vzdálenost koncových bubnů i-tého tažného pásu (m)
l_{di}	- délka i-tého úseku dolní větve tažného či nosného pásu (m)
n	- počet pohonů (-)
$\bar{O}_N^d$	- jednotkový pohybový odpor dolní větve nosného dopravního pásu ($N \cdot m^{-1}$)
$\bar{O}_N^d$	- jednotkový pohybový odpor dolní větve tažného pásu ($N \cdot m^{-1}$)
$\bar{O}_N^b$	- jednotkový pohybový odpor i-tého úseku horní větve nosného dopravního pásu ($N \cdot m^{-1}$)
$\bar{O}_N^h$	- jednotkový pohybový odpor horní větve v úseku i-tého tažného pásu ($N \cdot m^{-1}$)
$\bar{O}_{Ni}^{h'}$	- jednotkový pohybový odpor horní větve nenaloženého i-tého úseku nosného dopravního pásu ($N \cdot m^{-1}$)
$\bar{O}_{Ti}^{h'}$	- jednotkový pohybový odpor horní větve nenaloženého úseku i-tého tažného pásu ($N \cdot m^{-1}$)
O_z	- odpor od zvedání těživa na přesypu (N)
P	- výkon dopravníku (kW)

- Q - dopravní množství ($t \cdot h^{-1}$)
- q_1 - tíhová síla od dopravovaného materiálu na 1 m délky dopravníku ($N \cdot m^{-1}$)
- q_2^N - tíhová síla od 1 m nosného pásu ($N \cdot m^{-1}$)
- q_2^N - tíhová síla od 1 m tažného pásu ($N \cdot m^{-1}$)
- q_{rh} - tíhová síla od rotujících částí horních válečků ($N \cdot m^{-1}$)
- q_{rd} - tíhová síla od rotujících částí dolních válečků ($N \cdot m^{-1}$)
- s_{ni} - jmenovitý skluz i -tého motoru (-)
- v_{T0i} - synchronní rychlost v místě náběhu na i -tý poháněcí buben ($m \cdot s^{-1}$)