

Analýza opotřebení poháněcích bubnů pásového dopravníku

Verschleißanalyse der Antriebstrommeln des Bandförderers

Der Beitrag löst die Problematik des Einflusses der Antriebsankopplung des Bandförderers durch eine flexible Verbindung und quantifiziert den Antriebstrommelverschleiß in Abhängigkeit auf die angewandte Umspannungsgröße in ausgewählten Betriebsfällen. Zum Abschluß wird die Empfehlung zur Erhöhung der Funktions- und Betriebszuverlässigkeit des erwähnten Knotenpunktes aufgeführt.

Analysis of wear of driving drums of belt conveyer

The article is engaged in problemaatics of influence the drive connection of belt conveyer by flexible binding and quantifies the wear of driving drums in the dependence on the size of used angle of belting in selected operating situations. The conclusion contrains recommendation to the increasing of functional and operating reliability of given centre.

1. Úvod

Problematika opotřebení poháněcích bubnů byla doposud zkoumána z hlediska tloušťky obložení, tvaru dezénu, kvality pryže, koeficientu tření, měrného tlaku, rychlosti atd.

Poněkud opomíjeným problémem je rozbor vlivu nerovnoměrného rozdělení výkonů pohonů vícebubnového dopravníku, vyplývající z fyzikální podstaty spojení pohonů pružným dopravním pásem a jeho kvantifikace na opotřebení obložení poháněcích bubnů.

Předložený článek navazuje na výzkumné zprávy zpracované ve VÚHU a na závěry publikované v odborné literatuře.

2. Odvození hodnoty realizované obvodové síly pohonu

Při ustáleném chodu pásového dopravníku je součet realizovaných hodnot obvodových sil všech pohonů roven okamžité hodnotě pohybového odporu dopravníku. Abychom zabezpečili bezprokluzový přenos obvodových sil z poháněcího bubnu do dopravního pásu, musíme zajistit tomu odpovídající tahy v dopravním páse.

Přenos sil se realizuje v části úhlu opásání, obecně nazývaným využitý úhel opásání. Pokud chceme kvantifikovat vliv nerovnoměrného rozdělení

Анализ изнаивания приводных барабанов ленточного конвейера

Статья занимается проблематикой влияния сопряжения приводов ленточного конвейера в эластичной связи и квантифицирует износ приводных барабанов в зависимости от величины использованного угла обхвата в выбранных ситуациях эксплуатации. Заключение статьи содержит рекомендации по повышению надежности дайствия и работы данного узла.

Analýza opotřebení poháněcích bubnů pásového dopravníku

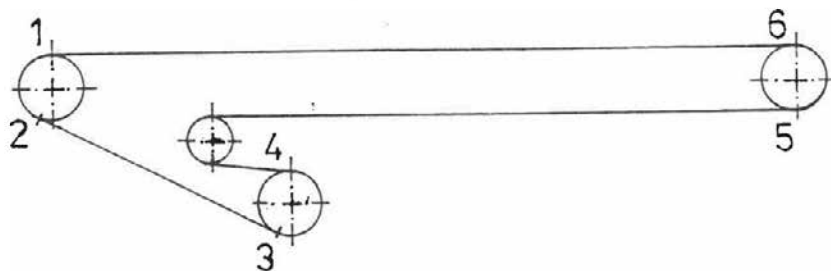
Článek se zabývá problematikou vlivu spojení pohonů pásového dopravníku pružnou vazbou a kvantifikuje opotřebení poháněcích bubnů v závislosti na velikosti využitého úhlu opásání ve vybraných provozních situacích. Závěr obsahuje doporučení k zvýšení funkční a provozní spolehlivosti daného uzlu.

obvodových sil jednotlivých poháněcích bubnů na velikost opotřebení obložení poháněcích bubnů, musíme umět vypočítat velikost využitého úhlu opásání v různých provozních situacích.

Pro odvození základních vztahů budeme vycházet z těchto předpokladů:

- dopravník pracuje v ustáleném chodu
- přenos třecích sil mezi poháněcím bubnem a dopravním pásem je bez prokluzu
- velikost koeficientu tření uvažujeme konstantní po celém obvodu poháněcího bubnu
- pro dopravní pás platí Hookův zákon
- pracovní část charakteristiky motorů uvažujeme lineární.

Výpočtové schema dopravníku je na obr. 2.1



Obr. 2.1

Z předpokladu o lineárním průběhu pracovní části momentové charakteristiky motoru plyne:

$$v_1 = v_{01} / 1 - \frac{s_{n1} F_{t1}}{F_{n1}} \quad / \quad 2.1$$

kde: v_1 ... rychlost v místě náběhu na poháněcí buben v bodě 1 /m.s⁻¹/
 s_{n1} ... jmenovitý skluz / - /
 F_{n1} ... jmenovitá hodnota obvodové síly / N /
 F_{t1} ... realizovaná hodnota obvodové síly / N /
 v_{01} ... synchronní rychlost v místě náběhu na poháněcí buben /m.s⁻¹/

Z předpokladu platnosti Hookova zákona, rychlosti dopravního pásu v jednotlivých bodech stanovíme ze vztahu:

$$v_2 = v_1 / 1 - \frac{T_1 - T_2}{E_N S} \quad / \quad 2.2$$

kde: v_1, v_2 rychlosti dopravního pásu v bodě 1, 2 /m.s⁻¹/
 T_1, T_2 tah v dopravním páse v bodě 1, 2 / N /
 $E_N S$ tahová tuhost dopravního pásu / N /

Vzhledem k tomu, že rozdíl tahů $T_1 - T_2 = F_{t1}$ bude rychlost dopravního pásu v bodě 2:

$$v_2 = v_1 / 1 - \frac{F_{t1}}{E_N S} / \quad 2.3$$

Za předpokladu přenosu sil na poháněcích bubnech bez prokluzu bude rychlost dopravního pásu a poháněcího bubnu v místě náběhu na poháněcí buben (bod 1) shodná.

$$\begin{aligned} v_2 &= v_{01} / 1 - \frac{s_{n1} F_{t1}}{F_{n1}} / / 1 - \frac{F_{t1}}{E_N S} / = \\ &= v_{01} / 1 - \frac{F_{t1}}{E S} - \frac{s_{n1} F_{t1}}{F_{n1}} + \frac{s_{n1} F_{t1}^2}{F_{n1} E_N S} / \end{aligned}$$

Zanedbáme-li čtvrtý člen v závorce jako malou veličinu oproti jedné obdržíme:

$$v_2 = v_{01} / 1 - \frac{F_{t1}}{E_N S} - \frac{s_{n1} F_{t1}}{F_{n1}} / \quad 2.4$$

Obdobně stanovíme rychlost dopravního pásu v bodě 3:

$$v_3 = v_2 / 1 - \frac{T_2 - T_3}{E_N S} / \quad 2.5$$

Rozdíl tahů v bodech 2 a 3 je roven pohybovému odporu mezi body 2 a 3.

$$O_{N2-3} = T_3 - T_2 \quad 2.6$$

Po dosazení vzorce 2.6 do vzorce 2.5 obdržíme:

$$v_3 = v_2 / 1 + \frac{O_{N2-3}}{E_N S} / \quad 2.7$$

Po dosazení do vzorce 2.7 za v_2 ze vzorce 2.4 obdržíme:

$$\begin{aligned} v_3 &= v_{01} / 1 - \frac{F_{t1}}{E_N S} - \frac{s_{n1} F_{t1}}{F_{n1}} / / 1 + \frac{O_{N2-3}}{E_N S} / \\ &= v_{01} / 1 + \frac{O_{N2-3}}{E S} - \frac{F_{t1}}{E S} - \frac{F_{t1} O_{N2-3}}{E S^2} - \end{aligned}$$

$$- \frac{s_{n1} F_{t1}}{F_{n1}} - \frac{s_{n1} F_{t1} O_{N2-3}}{F_{n1} E_N S} / =$$

Zanedbáme-li čtvrtý a šestý člen v závorce jako malou veličinu oproti jedné obdržíme:

$$v_3 = v_{01} \left[1 - F_{t1} / \frac{1}{E_N S} + \frac{s_{n1}}{F_{n1}} / + \frac{O_{N2-3}}{E_N S} \right] \quad 2.8$$

Obdobně pro rychlost v místě náběhu na druhý poháněcí buben platí vztah:

$$v_3 = v_{03} / 1 - \frac{s_{n2} F_{t2}}{F_{n2}} / \quad 2.9$$

Dosadíme-li do vzorce 2.8 za v_3 ze vzorce 2.9 obdržíme:

$$v_{03} / 1 - \frac{s_{n2} F_{t2}}{F_{n2}} / = v_{01} \left[F_{t1} / \frac{1}{E_N S} + \frac{s_{n1}}{F_{n1}} / + \frac{O_{N2-3}}{E_N S} \right]$$

Po úpravě obdržíme:

$$F_{t2} = \frac{F_{n2}}{s_{n2}} / 1 - \frac{v_{01}}{v_{03}} \left[1 - F_{t1} / \frac{1}{E_N S} + \frac{s_{n1}}{F_{n1}} / + \frac{O_{N2-3}}{E_N S} \right] \quad 2.10$$

Zobecníme-li zápis vzorce 2.10 pro $i + 1$ pohon obdržíme:

$$F_{ti+1} = \frac{F_{ni+1}}{s_{ni+1}} \left\{ 1 - \frac{v_{0i}}{v_{0i+1}} \left[1 - F_{ti} / \frac{1}{E_N S} + \frac{s_{ni}}{F_{ni}} / + \frac{O_{Ni+1}}{E_N S} \right] \right\} \quad 2.11$$

Zavedeme-li substituci:

$$\frac{v_{0i}}{v_{0i+1}} = a_i$$

$$\frac{1}{E_N S} + \frac{s_{ni}}{F_{ni}} = a_{1i}$$

2.12

$$\frac{O_{Ni+1}}{E_N S} = a_{2i}$$

$$\frac{s_{ni+1}}{F_{ni+1}} = a_{3i}$$

Po dosazení vztahů 2.12 do vztahu 2.11 a úpravě obdržíme:

$$F_{ti+1} = \frac{a_i a_{1i}}{a_{3i}} F_{ti} + \frac{1 - a_i - a_i a_{2i}}{a_{3i}} = b_i F_{ti} + c_i \quad 2.13$$

$$\text{kde: } b_i = \frac{a_i a_{1i}}{a_{3i}}$$

$$c_i = \frac{1 - a_i - a_i a_{2i}}{a_{3i}}$$

Pro náš případ lze zapsat:

$$F_{t2} = b_1 F_{t1} + c_1$$

$$F_{t3} = b_2 F_{t2} + c_2$$

2.14

$$F_{t1} = F_{t4} = b_3 F_{t3} + c_3$$

Vyjádříme-li ve vztazích 2.14 obvodovou sílu pomocí obvodové síly prvního pohonu obdržíme:

$$F_{t2} = b_1 F_{t1} + c_1$$

$$F_{t3} = b_2 F_{t2} + c_2 = b_2 b_1 F_{t1} + b_1 c_1 + c_2$$

2.15

$$F_{t4} = b_3 F_{t3} + c_3 = b_3 b_2 b_1 F_{t1} + b_2 b_3 c_1 + b_3 c_2 + c_3$$

Obecně lze zapsat vztahy 2.15 do tvaru:

$$\begin{aligned}
 F_{tn} &= F_{t1} \pi_{i=1}^{n-1} b_i + c_1 \pi_{i=2}^{n-1} b_i + \dots + \\
 &\quad + c_{n-2} \pi_{i=n-1}^{n-1} b_i + c_{n-1} \\
 F_{tn+1} &= F_{t1} \pi_{i=1}^n b_i + c_1 \pi_{i=2}^n b_i + \dots + \\
 &\quad + c_{n-1} \pi_{i=n}^n b_i + c_n = \\
 &= F_{t1} \pi_{i=1}^n b_i + \sum_{j=1}^{n-1} c_j \pi_{i=j+1}^n b_i + c_n
 \end{aligned} \tag{2.16}$$

Označíme-li:

$$\begin{aligned}
 \pi_{i=1}^n b_i &= X \\
 \sum_{j=1}^{n-1} c_j \pi_{i=j+1}^n b_i + c_n &= Y
 \end{aligned}$$

potom vzorec 2.16 můžeme zapsat do tvaru:

$$F_{tn+1} = X F_{t1} + Y \tag{2.17}$$

Vzhledem k tomu, že při výpočtu podél obvodu dopravníku se musí rovnat $F_{tn+1} = F_{t1}$, lze vzorec 2.17 zapsat

$$F_{t1} = \frac{Y}{1 - X} \tag{2.18}$$

Výpočet velikosti realizovaných obvodových sil pohonů byl naprogramován v jazyce Turbopascal 5.5.

3. Výpočet velikosti využitého úhlu opásání

Vzhledem k provozní situaci na dolech, kdy pohon dopravníku je výhradně realizován pohony na poháněcí stanici, budeme pro další výpočty uvažovat dvoububnový pohon dopravníku parametrů TC 2.

Vstupní parametry výpočtu:

délka dopravníku	$L = 1\,000\text{ m}$
dopravní výška	$H = 25\text{ m}$
přepravní množství	$Q = 7\,000\text{ th}^{-1}$
jmenovitá rychlost	$v = 5,2\text{ ms}^{-1}$
šíře dopravního pásu	$B = 1,8\text{ m}$
typ dopravního pásu	P 2000, PA 700, 4 vl., 8 + 4
osazení pohonu na: hor. poh. buben	2 x 500 kW
dol. poh. buben	1 x 500 kW

Parametry dopravníku byly záměrně zvoleny tak, aby se hodnota pohybového odporu dopravníku blížila jmenovité hodnotě výkonu instalovaných pohonů. Velikost napínací síly v tomto případě uvažujeme na úrovni hladiny DMP, t.j. 48 kN. Hodnotu koeficientu tření mezi dopravním pásem a poháněcím bubnem $\mu = 0,35$, velikost geometrického úhlu opásání $\alpha_G = 180^\circ$. Jmenovitá hodnota obvodové síly pohonu 2 x 500 kW je 173 kN a jmenovitá hodnota skluzu motoru je 0,01.

Celkový příkon dopravníku je 1 490 kW, pohybový odpor dopravníku je $O_N = 249,2$ kN. Ve výpočtu předpokládáme shodný průměr poháněcích bubnů a shodnou hodnotu skluzu motorů. Hodnota realizované obvodové síly pohonů bude:

$$\begin{aligned} - \text{horní poháněcí buben} & \dots & F_{t1} &= 185,8 \text{ kN} \\ - \text{dolní poháněcí buben} & \dots & F_{t2} &= 63,4 \text{ kN} \end{aligned}$$

Z výsledků je patrné, že pohony na horním poháněcím bubnu jsou přetížené a je nutno provést naladění zařazením odboček skluzového odporu odpovídající hodnotě 0,013 oproti hodnotě 0,01 na motoru dolního pohonu.

Hodnoty realizované obvodové síly pohonů budou:

$$\begin{aligned} - \text{horní poháněcí buben} & \dots & F_{t1} &= 172,7 \text{ kN} \\ - \text{dolní poháněcí buben} & \dots & F_{t2} &= 76,5 \text{ kN} \end{aligned}$$

Kontrolu výpočtu lze provést snadno, musí platit:

$$\Sigma O_N = \Sigma F_{ti}$$

Když známe skutečnou hodnotu obvodové síly pohonů, můžeme vypočítat velikost využitého úhlu opásání obvyklým způsobem. Pro dolní poháněcí buben platí:

$$\tau_2 = \frac{T_2 + F_{t2}}{T_2} = \frac{48 + 76,5}{48} = 2,6$$

$$\alpha_{v2} = 156^\circ$$

Velikost využitého úhlu opásání na horním poháněcím bubnu bude:

$$\tau_1 = \frac{T_2 + F_{t2} + F_{t1}}{T_2 + F_{t2}} = \frac{48 + 76,5 + 172,7}{48 + 76,5} = 2,4$$

$$\alpha_{v1} = 143^\circ$$

Parametry předmětného dopravníku byly zvoleny v ideálních hodnotách, kterých nelze v provozu běžně dosahovat. Přesto je patrný rozdíl v hodnotě

využitého úhlu opásání. Přenos třecích sil z poháněcího bubnu do dopravního pásu se koná pouze v části obvodu pláště poháněcího bubnu vymezeném využitým úhlem opásání.

V provozu, vzhledem k možnosti ladit pohony pouze zařazením jednoho až pěti odboček skluzového odporníku, je nutno instalovat, pro takto zatížený dopravník, čtvrtý pohon.

Velikost napínací síly budeme opět uvažovat na úrovni hladiny DMP, tj. 95 kN. V tomto případě hodnota realizované obvodové síly bude:

- | | |
|------------------------|-----------------------------|
| - horní poháněcí buben | $F_{t1} = 164,4 \text{ kN}$ |
| - dolní poháněcí buben | $F_{t2} = 84,8 \text{ kN}$ |

Shodným postupem stanovíme velikost využitého úhlu opásáním na:

- | | |
|------------------------|---------------------------|
| - horní poháněcí buben | $\alpha_{v1} = 106^\circ$ |
| - dolní poháněcí buben | $\alpha_{v2} = 104^\circ$ |

V tomto případě je velikost obou úhlů prakticky shodná, ale výkon horních pohonů je využit na 95 %, výkon dolních pohonů na 49 %. Zařazením všech odboček skluzového odporníku na horních pohonech dosáhneme následujícího rozdělení:

- | | |
|------------------------|-----------------------------|
| - horní poháněcí buben | $F_{t1} = 140,6 \text{ kN}$ |
| - dolní poháněcí buben | $F_{t2} = 108,6 \text{ kN}$ |

Velikost využitého úhlu opásání v tomto případě bude:

- | | |
|------------------------|---------------------------|
| - horní poháněcí buben | $\alpha_{v1} = 86^\circ$ |
| - dolní poháněcí buben | $\alpha_{v2} = 124^\circ$ |

Rozdělení celkového výkonu mezi oba pohony bude:

- | | |
|----------------|------|
| - horní pohony | 81 % |
| - dolní pohony | 63 % |

Velikost využitého úhlu opásání v různých provozních situacích nám zároveň signalizuje míru opotřebení poháněcích bubnů.

4. Závěr

Schopnost kvantifikovat využitý úhel opásání na poháněcím bubnu nám dává jednak možnost stanovit míru bezpečnosti proti prokluzu a dále předpokládat vývoj opotřebení bubnů v konkrétní provozní situaci. Ve většině případů je velikost využitého úhlu opásání na dolním poháněcím bubnu větší a tím je předpoklad i větší rychlosti opotřebení dolního poháněcího bubnu.

Článek nemohl postihnout více provozních variant. Výpočet a rozbor libovolné provozní situace je možné objednat v a.s. VÚHU (tel. (035)-34-8660, fax (035)-42992 nebo (035)-25740).

Ing. Evžen P i c h l e r , CSc. - VÚHU

Odborný seminář "Geomechanické řešení a využití výsypek v podkrušnohorských revírech"

Ministerstvo životního prostředí ČR, Výzkumný ústav pro hnědé uhlí v Mostě a Český geologický ústav Praha uspořádaly dne 8. června v Mostě odborný seminář s širší geomechanickou tematikou, zaměřenou na využívání výsypek hnědouhelných dolů. Seminář probíhal v návaznosti na řešení výzkumného úkolu " Komplexní geologicko-ekologický výzkum severočeské hnědouhelné pánve ", dílčího úkolu " Antropogenní akumulace ", báňsko-technologické řešení vývoje těžby uhlí a otázky řešení zbytkových jam lomů. Seminář s tímto zaměřením navázal na tradiční geomechanické semináře, pořádané VÚHU již v minulosti, pod nosným názvem Stabilita svahů na povrchových lomech a na nedávno pořádaný seminář s monotematickým zaměřením na využití doprovodných surovin při těžbě hnědého uhlí.

Hlavním cílem uvedeného semináře bylo:

1. seznámit širší odbornou veřejnost s problémy zajišťování stability a tvarování výsypek pro následnou zástavbu
2. uvést dosavadní výsledky řešení problému antropogenních akumulací v podkrušnohorských regionech
3. vyvolat diskuzi odborníků a získat další podněty pro řešení tvorby nové funkční krajiny v návaznosti na zahlazování negativních důsledků báňské činnosti na životní prostředí
4. poukázat na skutečnost, že zahlazování negativních důsledků báňské činnosti ve smyslu Zákona o ochraně a využití nerostného bohatství a tvorba nové funkční krajiny je dlouhodobým, vědecky, technicky a ekonomicky náročným problémem, který v žádném případě nebude vyřešen pouhým zastavením provozu dolů
5. potvrdit reálnost využití výsypek pro novou zástavbu a funkční začlenění do ekosystému krajiny
6. těsněji provázat zájmy správních útvarů a jejich územní prognózy s těžebními, dlouhodobými a výhledovými záměry.

Odborného semináře se aktivně zúčastnili představitelé odboru ochrany horninového prostředí Ministerstva životního prostředí ČR, řešitelé výzkumného úkolu " Komplexní geologicko ekologický výzkum SHP ", zástupci těžebních podniků, projekčních společností a spolupracujících organizací a některá zastupitelstva městských a okresních úřadů regionů. V bohatém přednáškovém programu vystoupili představitelé Výboru mechaniky zemin z Rýnského a Lužického revíru s připravenými aktuálními příspěvky. Celkem se této zdařilé akce zúčastnilo 95 pracovníků především z těžebních, báňských podniků.

Pro jednání semináře byl vydán sborník přednášek. Nejdůležitější závěry, jež vyplynuly z přednášek, z diskuze a z příspěvků zahraničních účastníků z Rýnského a Lužického revíru byly shrnuty do následujících bodů:

1. Úspěšné řešení zahlazování důsledků důlní činnosti v severočeské a sokolovské pánvi - zástavba ploch ovlivněných důlní činností, vytváření nové krajiny s vysokým ekologickým potenciálem, určitá reparace režimu podzemních a povrchových vod, řešení sanace zbytkových jam dolů - musí vycházet z vědecké, ekologické syntézy regionu, kterým budou výsledky komplexního geologického a ekologického výzkumu SHP krajiny.

2. V oblasti antropogenních akumulací je řešení předmětného úkolu účelné rozšířit o :
- využívání vymezených ploch na vybudovaných výsypkách pro výstavbu povrchových objektů a zařízení na základě podrobného geomechanického posouzení umístění ve vztahu k oblastním a intrazonálním podmínkám
 - definování a zobecnění geotechnických podmínek, které musí být splněny pro bezpečné zakládání staveb na výsypkách
 - prognózování proměnlivosti režimu podzemních vod, zejména však změny hladiny podzemních vod po zastavení provozu dolů a jejich zařízení
 - dořešení legislativních problémů týkajících se majetkoprávních vztahů území výsypek
 - prověření teoretické možnosti zpevnění jílovitých výsypek - vytváření zpevněných prvků ve výsypkách - jako preventivní ochrany před skluzovými jevy
 - řešit obecné zásady a podmínky ukládání odpadů do budovaných výsypkových těles a připravit náměty na úpravu příslušných norem pro výsypky jako zvláštní horninové prostředí.
3. V oblasti sanace, případně vodní rekultivace zbytkových jam :
- komplexně zhodnotit báňsko-hydrogeologické důsledky sanačního záměru a ochranu povrchových a podzemních vod
 - zatápění zbytkových jam lomů řešit především přiváděním vody, neboť z geomechanických důvodů není účelné realizování zatopení zbytkových jam vzdouvající se podzemní vodou v hydrogeologických kolektorech v dosahu zbytkové jámy po zastavení provozu lomu a jeho odvodňovacího zařízení. Vzniká tak nebezpečí porušení stability svahů zbytkové jámy účinky proudového tlaku.