

Dynamika dopadové stolice s impaktními tyčemi na přesypovém místě nakládacího výložníku kolesového rýpadla

Ing. Jiří Neruda, Ph.D.¹, prof. Ing. Horst Gondek, DrSc.²

¹Severočeské doly, a.s. Chomutov, Boženy Němcové 5359, Chomutov; neruda@sdas.cz

²Vysoká škola báňská – Technická univerzita Ostrava, Fakulta strojní, katedra výrobních strojů a konstruování; horst.gondek@vsb.cz

Přijato: 18. 10. 2016, recenzováno: 10. a 11. 11. 2016 (2 recenze)

Abstrakt

Příspěvek obsahuje výpočet dynamiky dopadové stolice s impaktními tyčemi na přesypovém místě nakládacího výložníku kolesového rýpadla KU 300 pomocí matematického modelu. Detailně popisuje jednotlivé kroky matematického modelu, které vedly k reálným výsledkům ověřeným v provozu.

The dynamics of the impact stand with the impact bars at the discharge boom transfer point of the bucket wheel excavator

The article contains the calculation of dynamics of impact stand with impact bars at the discharge boom of the bucket wheel excavator KU 300 using mathematical model. The individual steps of a mathematical model described in a detail have led to real results verified in the real operational conditions.

Dynamik des Auffalltisches mit Impact-Stangen an der Übergabestelle des Verladeauslegers von Schaufelradbagger

Der Beitrag enthält die Dynamikberechnung des Auffalltisches mit den Impact-Stangen an der Übergabestelle des Verladeauslegers vom Schaufelradbagger KU 300 mit Hilfe eines mathematischen Modells. Es werden einzelne Schritte des mathematischen Modells ausführlich beschrieben, die zu den realen im Betrieb überprüften Ergebnissen führten.

Klíčová slova: pásový dopravník, matematický model, impaktní dopadová stolice.

Keywords: belt conveyor, mathematical model, the impact stand.

1 Úvod

Charakter povrchového dobývání vyžaduje přemísťování velkého množství nadložních hornin na výsypku, obvykle na velké vzdálenosti, a zároveň dopravu těžného uhlí k dalšímu zpracování. Protože v mnoha případech potřebujeme přemísťovat dopravované množství z jednoho pásového dopravníku na druhý, potřebujeme zajistit usměrňování dopravované horniny z jednoho dopravníku na další pásový dopravník a rovněž ztlumit její dopad na dopravní pás druhého dopravníku. Při nárazech větších a tvrdších kusů materiálů dochází k průrazům dopravních pásů, což způsobuje velké ekonomické škody. [1,5] Proto se v našem příspěvku zabýváme problematikou řešení nového typu dopadové stolice, která nám podstatně sníží počet poškození dopravních pásů, což podstatně zlepší ekonomiku dopravy, a tím i celé těžby. [4]

2 Modelování dopadu kusu horniny na dopravní pás v místě impaktní stolice

Sestavení matematického modelu dopadu bloku horniny na dopravní pás vychází z předpokladů:

- celý děj dopadu a s ním spojené jevy se odehrávají v úseku dopadové stolice,
- kus horniny je rozměrově malý, vzhledem k rozměrům pásu a dopadové stolice, a je dokonale tuhý,
- pás je dokonale ohebný,
- materiál pásu je považován za Kelvin-Voigtův,

- při dopadu horniny na pás se hornina pohybuje společně s pásem ve svislém směru,
- po dobu dopadu horniny na pás dochází k jejímu prokluzu po pásu.

V matematickém modelu je uvaženo:

- předpětí pásu,
- podélná poddajnost a tlumení pásu,
- kontaktní tuhost a tlumení mezi pásem a rázovými tyčemi.

V matematickém modelu není uvaženo:

- odpor prostředí (vzduchu) proti pohybu kusu horniny.

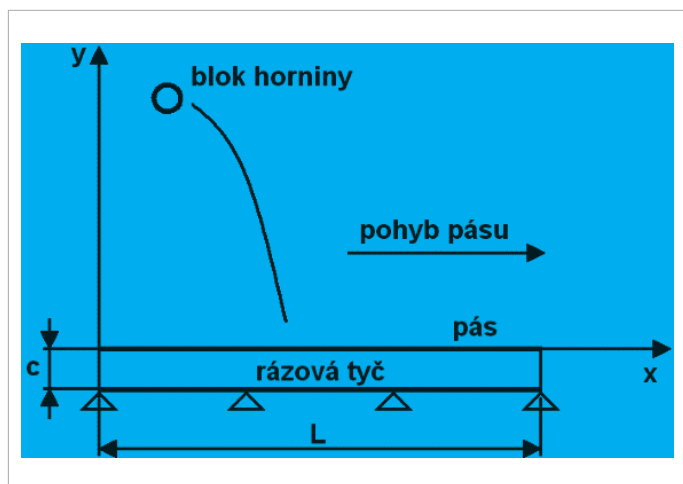
Schéma zkoumané soustavy je nakresleno na obrázku č. 1. Celý děj pádu horniny na dopravní pás lze rozdělit na tři oblasti. V první oblasti se hornina pohybuje jako volné těleso. Do druhé oblasti se dostává okamžikem jejího doteku s pásem a končí okamžikem nárazu pásu (s horninou) na rázové tyče. Ve třetí oblasti je pás v kontaktu s rázovými tyčemi. Následně pak blok horniny přechází zpět přes druhou oblast do oblasti první, a případně k dalšímu dopadu na pás.

První, druhá a třetí oblast jsou vymezeny vertikální souřadnicí y_B po řadě

$$0 < y_B \quad (1)$$

$$-c < y_B < 0 \quad (2)$$

$$y_B < -c \quad (3)$$



Obr. 1: Schéma zkoumané soustavy.

kde c je šířka mezery mezi pásem a rázovými tyčemi, a y_B je vertikální souřadnice polohy bloku horniny (obrázek č. 1).

Pohyb bloku horniny v první oblasti je popsán pohybovými rovnicemi:

$$m_B \ddot{x}_B = 0 \quad (4)$$

$$m_B \ddot{y}_B = -m_B g \quad (5)$$

kde m_B je hmotnost bloku horniny, x_B je vodorovná souřadnice polohy kusu horniny v souřadné soustavě nakreslené na obrázku č. 1, g je tíhové zrychlení a $(\ddot{y}_B)$ vyjadřuje druhou derivaci podle času.

Do druhé oblasti blok horniny dopadá na pás. Následně se pak spolu s pásem pohybuje ve svislém směru a po pásu se může posouvat i ve směru vodorovném. Setrvačné účinky pásu jsou uvaženy jen ve svislém směru pomocí jeho ekvivalentní hmotnosti. Náraz horniny na pás je považován za dokonale plastický.

Silová rovnováha deformovaného pásu je popsána rovnicemi [5]

$$-F_{P1} \cos \alpha_1 + F_{P2} \cos \alpha_2 - N_x = 0 \quad (6)$$

$$F_{P1} \sin \alpha_1 + F_{P2} \sin \alpha_2 - N_y = 0 \quad (7)$$

F_{P1} , F_{P2} jsou axiální síly v přední a v zadní větvi pásu (vzhledem k bloku horniny, obrázek č. 2), N_x , N_y jsou vodorovná a svislá složka síly N , která působí mezi pásem a blokem horniny (obrázek č. 2), α_1 , α_2 jsou úhly, o které se natočí zadní a přední větev pásu vzhledem k vodorovnému směru po dopadu horniny (obrázek č. 2).

Pohyb horninového bloku ve druhé oblasti je dán pohybovými rovnicemi:

$$m_B \ddot{x}_B = N_x \quad (8)$$

$$(m_B + m_{PR}) \cdot \ddot{y}_B = N_y - (m_B + m_{PR}) \quad (9)$$

kde m_{PR} je redukovaná hmotnost pásu.

Pro úhly natočení přední a zadní větve pásu platí z geometrického rozboru:

$$\tan \alpha_1 = \frac{y_B}{x_B} \quad (10)$$

$$\tan \alpha_2 = \frac{y_B}{L - x_B} \quad (11)$$

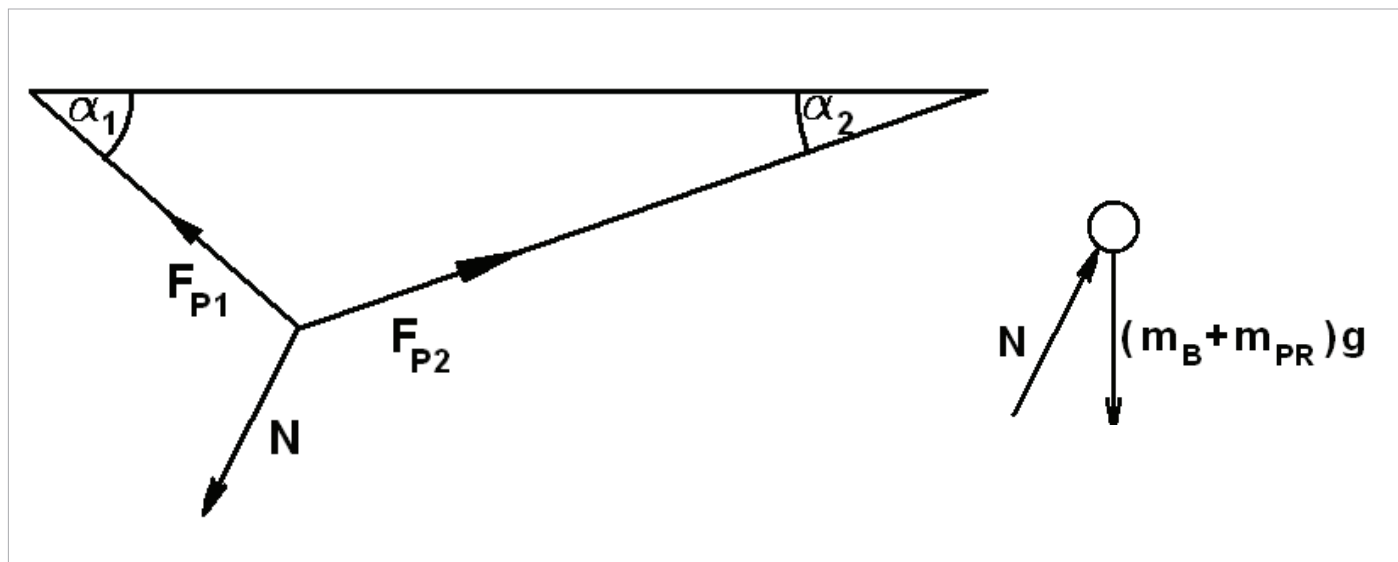
L je délka dopadové stolice.

Síla v pásu je dána jeho předpětím a dále elastickými a tlumicími silami způsobenými prodloužením pásu a jeho časovou změnou v důsledku průhybu pásu. Síla v obou jeho větvích se bude mírně lišit v důsledku tření při prokluzu pásu po povrchu horninového bloku (obrázek č. 3).

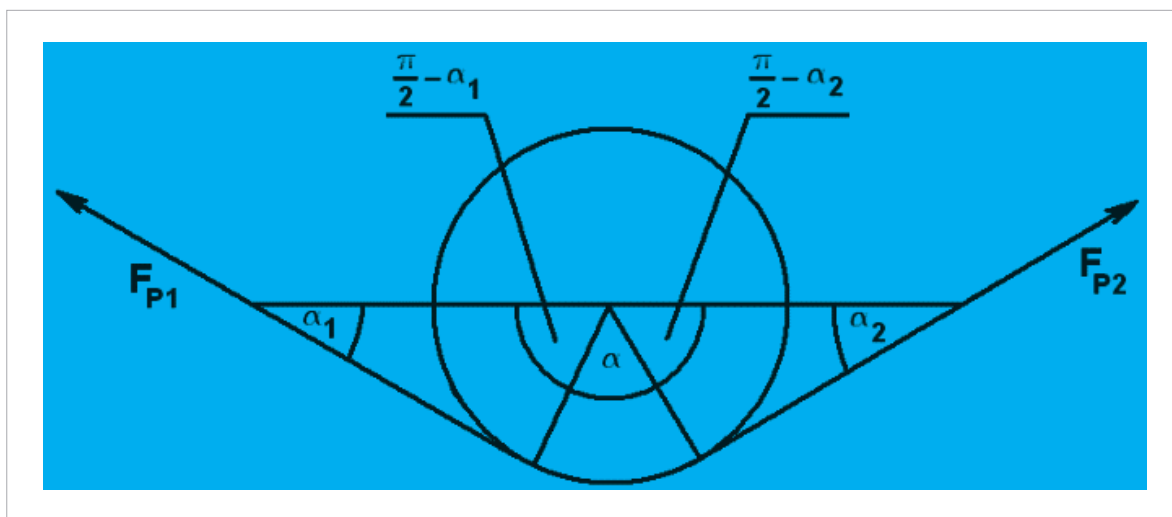
$$F_{P2} = F_p + k_p \Delta L_p + \eta_p k_p \Delta \dot{L}_p \quad (12)$$

$$F_{P1} = F_{P2} e^{-f_p \alpha} \quad (13)$$

F_p je tah v pásu vyvolaný jeho pohonem, k_p je axiální tuhost pásu, η_p je součinitel viskózního tlumení materiálu pásu, ΔL je prodloužení pásu v důsledku jeho průhybu, f_p je součinitel tření mezi pásem a blokem horniny, α je úhel opásání pásu kolem bloku horniny (obrázek č. 2 a obrázek č. 3) a $(\dot{})$ označuje první derivaci podle času.



Obr. 2: Schéma silového působení mezi blokem horniny a pásem ve druhé oblasti.



Obr. 3: Geometrické poměry kontaktu mezi pásem a kusem horniny.

Tuhost, prodloužení pásu, jeho časová změna a úhel opásání jsou dány fyzikálními a geometrickými vztahy

$$k_p = \frac{E_p S_p}{L} \quad (14)$$

$$\Delta L_p = \sqrt{x_B^2 + y_B^2} + \sqrt{(L - x_B)^2 + y_B^2} - L \quad (15)$$

$$\Delta \dot{L}_p = \frac{x_B \dot{x}_B}{\sqrt{x_B^2 + y_B^2}} + \frac{-(L - x_B) \dot{x}_B}{\sqrt{(L - x_B)^2 + y_B^2}} \quad (16)$$

$$\alpha = \alpha_1 + \alpha_2 \quad (17)$$

Pro řešení pohybové rovnice (9) je nutno znát počáteční podmínky pro rychlost bloku spolu s pásem. Za předpokladu dokonale plastického rázu se rychlost bloku horniny spolu s pásem stanoví pomocí zákona zachování hybnosti ze znalosti hmotností a počátečních rychlostí (rychlosti dopadu horniny na pás, nulové rychlosti pásu ve svislém směru).

$$m_B \cdot \dot{y}_{B1} = (m_B + m_{PR}) \cdot \dot{y}_{B2} \quad (18)$$

$$\dot{y}_{B2} = \frac{m_B}{(m_B + m_{PR})} \cdot \dot{y}_{B1} \quad (19)$$

$\dot{y}_{B1}$, $\dot{y}_{B2}$ jsou rychlosti bloku horniny ve svislém směru při výstupu z první oblasti (v okamžiku těsně před jeho nárazem na pás) a na vstupu do druhé oblasti (v okamžiku těsně po jeho nárazu na pás).

Redukovaná hmotnost pásu se stanoví z rovnosti kinetické energie soustavy původní a redukované. Pro rozložení rychlostí ve svislém směru po délce pásu se předpokládá, že je stejné jako rozložení jeho průhybů při zatížení pásu ve svislém směru silou v místě bloku horniny

$$\frac{1}{2} \cdot m_{PR} \cdot \dot{y}_B^2 = \frac{1}{2} \cdot \int_0^L \mu_p \cdot y_p^2 dx \quad (20)$$

μ_p je měrná hmotnost pásu (hmotnost pásu na jednotku jeho délky) a y_p je průhyb pásu v místě o souřadnici x (obrázek č. 4).

Z geometrické úvahy lze pak vyjádřit rychlost pásu ve svislém směru jako funkci podélné souřadnice x

$$\dot{y}_p = \frac{L - x}{L} \cdot \dot{y}_B \quad (21)$$

$$\dot{y}_p = \frac{L - x}{L} \cdot \dot{y}_B \quad (22)$$

Po dosazení (21), (22) do (20) a po provedení integrace se získá vztah pro redukovanou hmotnost pásu

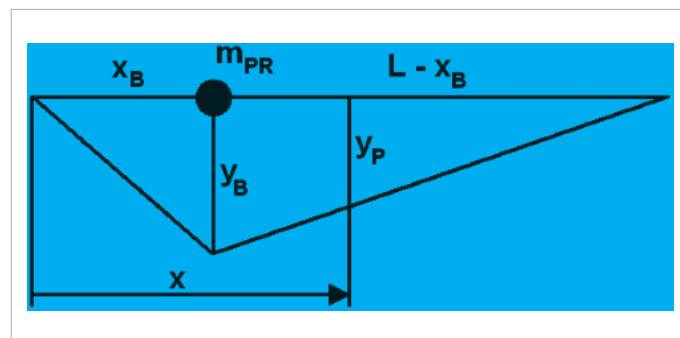
$$m_{PR} = \frac{1}{3} \cdot m_p \quad (23)$$

kde m_p je hmotnost úseku pásu, který odpovídá délce dopadové stolice.

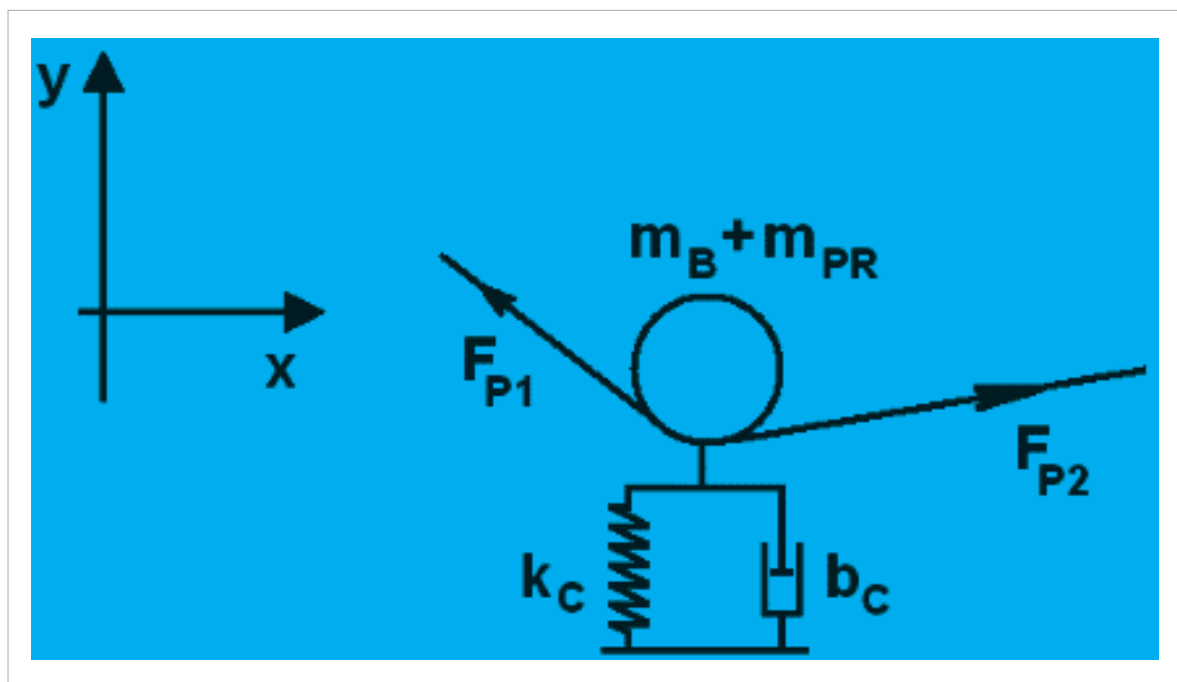
Do třetí oblasti vstupuje blok horniny ležící na páse nárazem na rázové tyče.

V důsledku rázu se začne elasticky deformovat povrchová vrstva a prohýbat rázová tyč. Síla vyvolaná nárazem má elastickou i tlumivou složku. Vztahy (25) a (26) vyjadřují, že rázová kontaktní síla F_{KB} může být jenom tlaková

$$F_R^* = -k_c (c + y_B - y_N) - b_c (y_B - \dot{y}_N) \quad (24)$$



Obr. 4: Rozložení deformačních posuvů a rychlostí pásu po jeho délce.



Obr. 5: Náraz pásu s blokem horniny na rázové tyče.

Jestliže $F_{KB}^* > 0$, platí

$$F_{KB} = F_{KB}^* \quad (25)$$

V opačném případě je

$$F_{KB} = 0 \quad (26)$$

k_C , b_C jsou celková tuhost (kontaktní a ohybová) a celkový součinitel tlumení rázových tyčí, y_N je průhyb rázových tyčí v místě jejich kontaktu s pásem ve svislém směru a c je šířka mezery mezi pásem a rázovými tyčemi.

Kontaktní tuhost a součinitel kontaktního tlumení se stanoví ze vztahů pro sériově řazené pružiny a tlumiče (obrázek č. 6).

$$\frac{1}{b_C} = \frac{1}{b_{CON}} + \frac{1}{b_N} \quad (27)$$

$$\frac{1}{b_C} = \frac{1}{b_{CON}} + \frac{1}{b_N} \quad (28)$$

k_{CON} , b_{CON} je kontaktní tuhost a součinitel tlumení v místě kontaktu pásu s tlumicí vrstvou na horní straně rázových tyčí, k_N , b_N je ohybová tuhost a součinitel tlumení rázových tyčí.

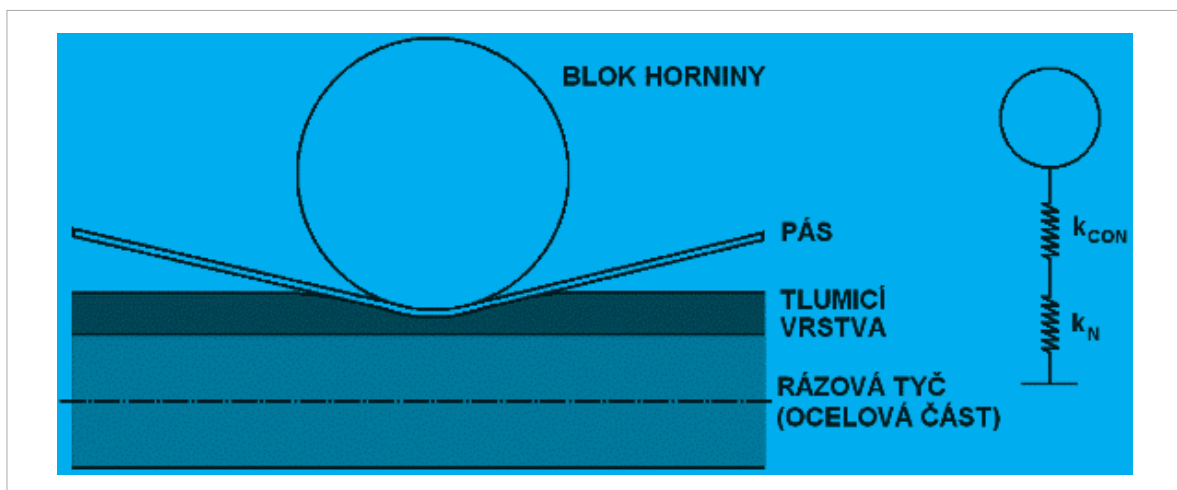
Při známé hodnotě kontaktní síly je pohyb kusu horniny na páse dán pohybovými rovnicemi

$$m_B \cdot \ddot{x}_B = N_x \quad (29)$$

$$(m_B + m_{PR}) \cdot \ddot{y}_B = N_y + F_{KB} - (m_B + m_{PR}) \cdot g \quad (30)$$

Složky síly N_x , N_y působící na kus horniny se počítají podle vztahů (6) a (7).

Protože se předpokládá, že soustava je lineární a protože síly způsobené pružnou deformací jsou mnohem větší než síly



Obr. 6: Schéma kontaktu mezi pásem a rázovou tyčí.

vyvolané tlumením, jsou síly přenášeny rázovými tyčemi do držáků F_{zi} a maximální ohybové napětí $\sigma_{\max}$ v tyčích s dostatečnou přesností přímo úměrné jejich průhybu v místě kontaktu.

$$F_{zi} = k_{zi} \cdot y_N \quad (31)$$

Koeficienty úměrnosti k_{zi} a k_o se získají například pomocí jednoduché konečnoprvkové analýzy při zatížení rázových tyčí v místech jejich kontaktu s pásem. K realizaci výpočtu je nutná znalost konkrétních rozměrů a geometrického tvaru tyčí, a uspořádání a rozložení jejich spojení s nosiči.

3 Závěr

Pro vlastní řešení bylo ještě nutné zjištění některých hodnot uvedených v předcházející části. Část z těchto hodnot byla změřena a zbývající byly odhadnuty. I když byly tyto hodnoty odhadnuty na základě literatury a zkušeností, vlastní měření prokázala, že tyto hodnoty byly stanoveny správně.

Literatura

- [1] GONDEK, H., NERUDA, J., PLCHOVÁ, A. a kol.: Nové řešení přesypových stanic pásových dopravníků v hlubinných dolech. Mezinárodní konference KOMAG 2012, Rytro 19 – 21. listopadu 2012, Rytro, Institut Techniki Gornicznej KOMAG, Gliwice 2012, ISBN 978-83-60708-67-5, s 411 – 419, Komag Gliwice.
- [2] GONDEK, H., NERUDA, J., POKORNÝ, J.: The Dynamics of Impacts Tools the Loading Boom Bucket Wheel Excavators. Technická univerzita Košice, Fakulta BERG, Ústav logistiky a priemyslu a dopravy. Applied Mechanics and Materials Vol. 683 (2014), pp 213-218 Submitted: 27.06.2014© (2014) Trans Tech Publications, Switzerland.
- [3] GONDEK, H.; NERUDA, J.; POKORNÝ, J.: Dynamika uderzenia kawałka skały w taśmę dla przenośnika taśmowego z podstawką udarową. Mezinárodní konference KOMAKO 2014, 19 – 21. 11. 2014, Kliczkow, Polsko, Institut Techniki Górniczej KOMAG Gliwice 2014, s 67-72, Institut techniki górniczej KOMAG, Gliwice, 2014, s 417-425, ISBN 978-83-60708-83-5.
- [4] NERUDA, J.: Řešení dynamiky dopadové stolice s impaktními tyčemi na pásovém dopravníku rypadla KU 300. Doktorská disertační práce, VŠB-TU Ostrava, Fakulta strojní, 2016.
- [5] MARASOVÁ, D.: Pásová doprava. Košice: TU, 2006, 274 s. ISBN 80-8073-628-6.
- [6] ONDRÁČEK, E., JANÍČEK, P.: Výpočtové modely v technické praxi, 1. vyd. Praha: Státní nakladatelství technické literatury, 1990, 333 s.