

ZAŘÍZENÍ K URČENÍ SOUČINITELE ADHEZE KUŽELOVÉHO KOLA

THE PLANT FOR ANALYSIS COEFFICIENT OF ADHESION OF BETWEEN-WHEEL

Leopold Hrabovský¹

Anotace: Příspěvek popisuje konstrukční návrh zařízení, které umožňuje určit hodnotu součinitele adheze při rozjezdu ruční podvěsné jeřábové kočky s kuželovými pojezdovými koly. V příspěvku je uveden postup detekce součinitele adheze.

Klíčová slova: ruční jeřábová kočka, součinitel adheze, kuželové kolo.

Summary: This entry describe constructional design of a model for analysis coefficient of adhesion of between-wheel in an instant of the hand operated crane with between-wheels. In this entry is described design procedure of coefficient of adhesion.

Key words: hand operated crane, coefficient of adhesion, between-wheel.

ÚVOD

V rámci projektu SP 2019/101 Studentské grantové soutěže Vysoké školy báňské - Technické univerzity Ostrava s názvem „Věda a výzkum v oblasti dopravy - dopravní simulace, adhezní modely, skladovací procesy“ je předmětem zájmu dílčího projektu s názvem „Vývoj, výzkum a realizace modelu k určení součinitele adheze při rozjezdu podvěsného jeřábového vozíku“ realizovat dvě zařízení, která umožní snímat, detekovat a zaznamenávat časový průběh hodnoty součinitele adheze na mezi prokluzu poháněných kuželových jeřábových kol v závislosti na vyvozeném točivém momentu.

1. KONSTRUKČNÍ NÁVRH ZAŘÍZENÍ

Zařízení k určování součinitele adheze ruční podvěsné jeřábové kočky, viz obr. 1, je tvořeno dvěma základními částmi. První reprezentuje vlastní podvěsná jeřábová kočka **1** s ručním pojezdem, druhou jeřábová dráha (válcovaný profil I 140) **2**, po které jeřábová kočka **1** (dopředným nebo zpětným pohybem, vyvozeným točivým momentem na obvodu dvou hnacích kuželových kol od momentu přivedeného na hřídel hnacího pastorku ruční silou obsluhy) pojíždí.

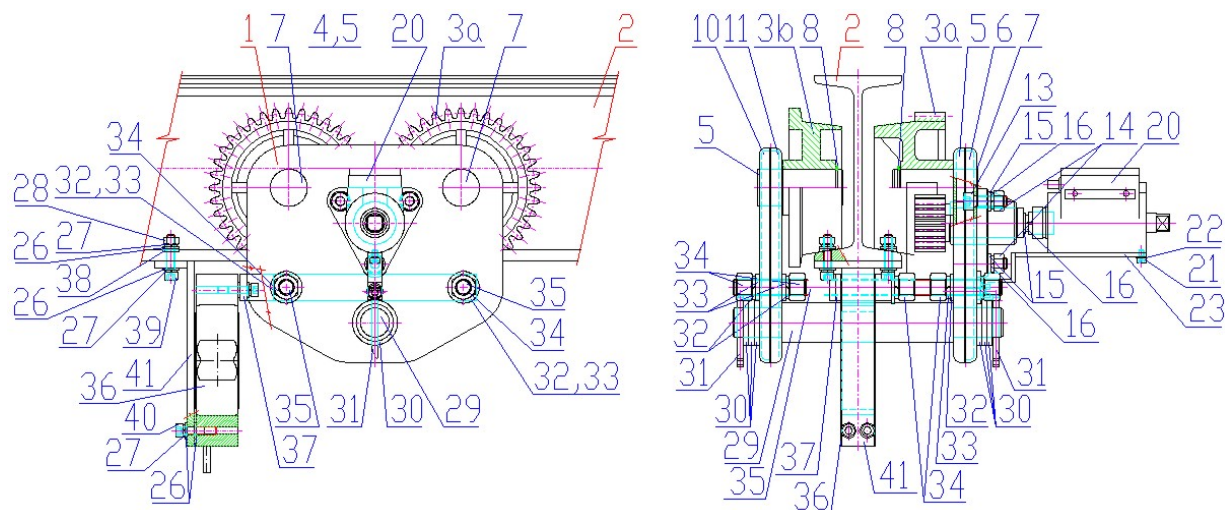
Jeřábová kočka **1** je osazena 4 ks kuželových pojezdových kol **3**, z nichž dvě jsou hnaná **3b** a dvě hnací **3a**.

Hnací kuželová pojezdová kola **3a** jsou uložena v pravém příčnicku **4** jeřábové kočky. Pravý příčník **4** je tvořen dvěma osově symetrickými částmi, levou **5** a pravou **6**. Obě hnací

¹ doc. Ing. Leopold Hrabovský, Ph.D., VŠB - Technická univerzita Ostrava, Fakulta strojní, Institut dopravy, Ústav dopravních a procesních zařízení, 17. listopadu 2172/15, 708 33 Ostrava - Poruba, Tel.: +420 597 323 185, E-mail: leopold.hrabovsky@vsb.cz

pojezdová kola **3a** (o vnitřním průměru náboje 28 mm) jsou osazena s vůlí na osy kol **7**, které jsou nalisovány v průběžných otvorech levé **5** i pravé **6** části pravého příčnicku **4**. Pojistný kroužek pro hřídele **8** zamezuje vysunutí pojezdového kola **3** z osy kola **7**.

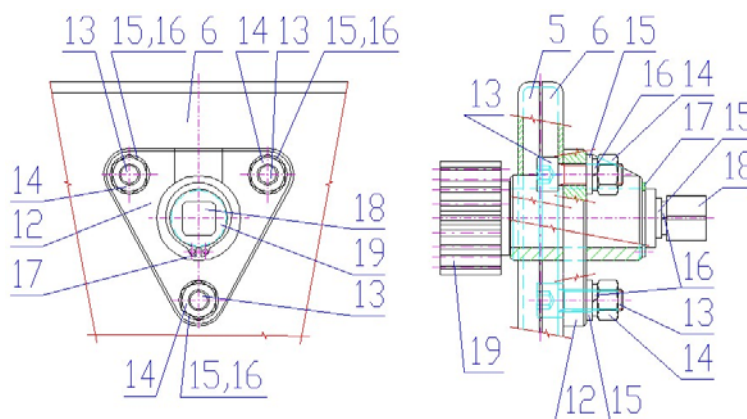
Hnaná pojezdová kuželová kola **3b** jsou uložena v levém příčnicku **9** jeřábové kočky **1**. Levý příčnick **9** je tvořen dvěma osově symetrickými částmi, levou **10** a pravou **11**. Obě hnaná pojezdová kola **3b** (o vnitřním průměru náboje 28 mm) jsou obdobně jako hnací kola **3a** osazena s vůlí na osu kola **7**.



Zdroj: Autor

Obr. 1 - Zařízení k určování součinitele adheze ruční podvěsné jeřábové kočky (2D konstrukční provedení)

V obou částech **5** a **6** pravého příčnicku **4** je vytvořen otvor (průměru 32 mm), do kterého je zasunuta vnější válcová plocha (délky 20 mm) náboje pastorku **12**, viz obr. 2. Náboj pastorku **12** je opatřen třemi otvory (průměru 8,5 mm), jimiž je šrouby **13** uchycen k pravé části **6** pravého příčnicku **4**.



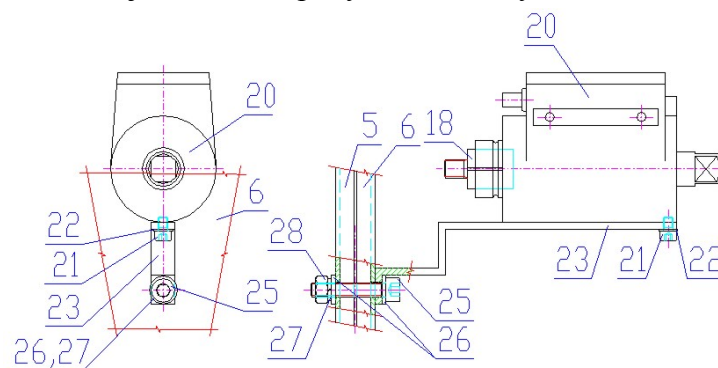
Zdroj: Autor

Obr. 2 - Náboj poháněcího pastorku pojezdu ruční podvěsné jeřábové kočky

Do otvoru (průměru 22 mm) náboje pastorku **12** je nasunuta hřídel pastorku **19**. Proti vysunutí hřídele pastorku **19** z náboje pastorku **12** je ve vzdálenosti 4 mm od konce hřídele pastorku **19** vytvořena drážka (hloubky 0,5 mm, šířky 1,5 mm) do níž je umístěn pojistný kroužek **17**.

V čelní ploše hřídele pastorku **19** je vyvrtán otvor s vnitřním závitem M8 (hloubky 10 mm). Do vnitřního závitu hřídele pastorku **19** je našroubována vnější závitová část hranolu **18**, na kterou je předtím osazena podložka **15** a pružná podložka **16**.

Na hranol **18** je zasunut do vnitřního otvoru snímače točivého momentu **20** (bližší specifikace, viz kap. 3), viz obr. 3. Snímač točivého momentu **20** má na svém plášti v koncové části (ve vzdálenosti 3,5 mm od zadní čelní plochy) vytvořen otvor (hloubky 6 mm) s vnitřním závitem M4. Dřík šroubu **21**, na který je nasazena podložka **22**, je provlečen otvorem v držáku **23**. Závitová část šroubu **21** je zašroubována do otvoru s vnitřním závitem M4 ve snímači točivého momentu **20**, tímto je zamezeno pohybu kolem osy snímači točivého momentu **20**.



Zdroj: Autor

Obr. 3 - Konstrukční řešení uchycení snímače točivého momentu k příčnicku jeřábové kočky

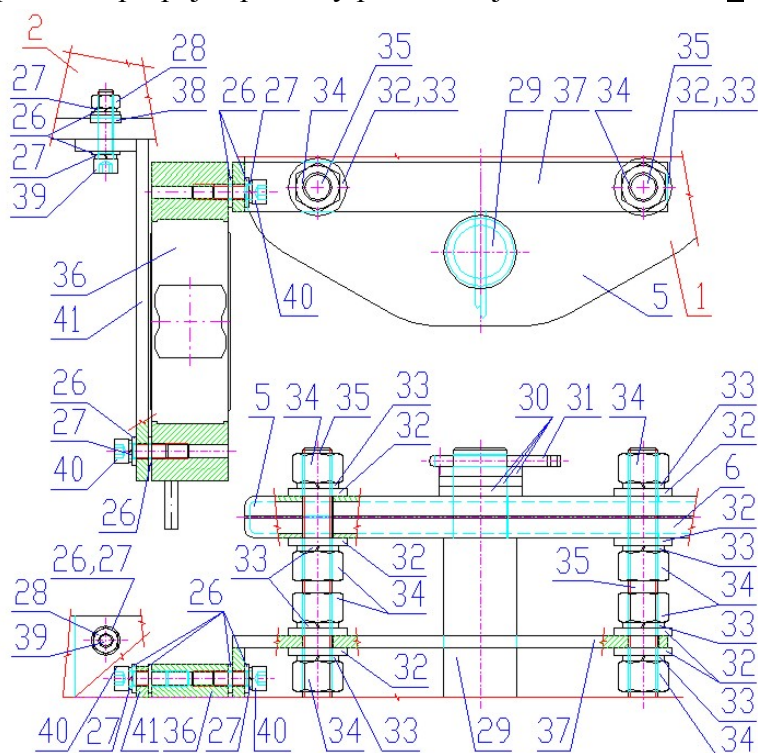
V druhé koncové části držáku **23** je ve vzdálenosti 6 mm od koncové hrany vytvořen otvor (průměru 6,2 mm). Otvorem je provlečen dřík šroubu M6 **25**, který následně prochází otvory (průměru 6,2 mm, vzdálenost od podélné osy snímače točivého momentu **20** 51,25 mm) vytvořenými v levé **5** i pravé **6** části pravého příčnicku **4**. Pod hlavou šroubu **25** je nasazena podložka **26**. Na závitovou část šroubu **25** vycházející z otvoru v levé části **5** pravého příčnicku **4** je osazena podložka **26**, pružná podložka **27** a šestihránná matice M6 **28**.

V obou příčnicích **4** a **9** jsou vytvořeny otvory (průměr 22 mm), viz obr. 1. Skrz tyto otvory jsou provlečeny čepy závěsné tyče **29**. Na čepy jsou z vnější strany obou příčníků **4** a **9** navlečeny podložky **30**. Závlačky **31** zamezují vysunutí závěsné tyče **29** z obou příčníků **4** a **9**.

V obou příčnicích **4** a **9** jsou vytvořeny otvory (průměr 12 mm), viz obr. 1. Skrz tyto otvory je provlečena závitová tyč **35**, viz obr. 4, která maticemi **34**, podložkami **33** a pružnými podložkami **32** vymezuje vzdálenost 130 mm obou vnitřních ploch (pravé části **11** levého příčnicku **9** a levé části **5** pravého příčnicku **4** příčnicků **4** a **9**).

Na obě závitové tyče **34** jsou nasunuty obě delší ramena držáku snímače **37**, viz obr. 4, která jsou pomocí podložek **33**, pružných podložek **32** a matic **34** ustavena do požadované polohy. Obě delší ramena (celkové délky 179 mm) držáku snímače **37** jsou opatřena dvěma otvory (průměru 12,5 mm). Obě ramena držáku snímače **37** jsou v jeden celek spojena na jedné své straně kratším ramenem délky 40 mm. V kratším rameni držáku snímače **37** jsou vytvořeny dva otvory (průměru 6,2 mm). Těmito otvory jsou (z pravé strany dle obr. 4) provlečeny šrouby **40**, na jejich dříky jsou předtím nasunuty pružné podložky **27** a podložky **26**. Dříky šroubů **40** vycházející z otvorů kratšího ramene držáku snímače **37** jsou osazeny podložkami **26** a závitové části šroubů **40** jsou našroubovány do vnitřních závitů M6 v horní části snímače zatížení **36**.

Na spodní pásnici válcovaného profilu I 140 2 (jeřábová dráha) jsou vyvrtány dva otvory (průměr 6,2 mm, vzdálenost středu otvorů od svislé osy profilu I je 23 mm), viz obr. 4. Ke spodní ploše jeřábové dráhy 1 je přiloženo kratší rameno (délky 66 mm) přídržného plechu 41, ve kterém jsou vytvořeny dva otvory (průměr 6,2 mm, rozteč 46 mm). Ze spodní strany přídržného plechu 41 jsou do otvorů vsunuty šrouby 39, na které jsou osazeny pružné podložky 27 a podložky 26. Díky šroubům 39 následně procházejí protilehlými otvory (ze spodní strany dolní pásnice) válcovaného profilu I 140 2. Na závitové části šroubů 39 vycházející na horních plochách dolní pásnice válcovaného profilu I 140 2 jsou postupně osazeny podložky 38, podložky 26, pružné podložky 27 a matice 28. Tímto šroubovým spojením je vzájemně rozebíratelným způsobem propojen přídržný plech 41 s jeřábovou dráhou 2.



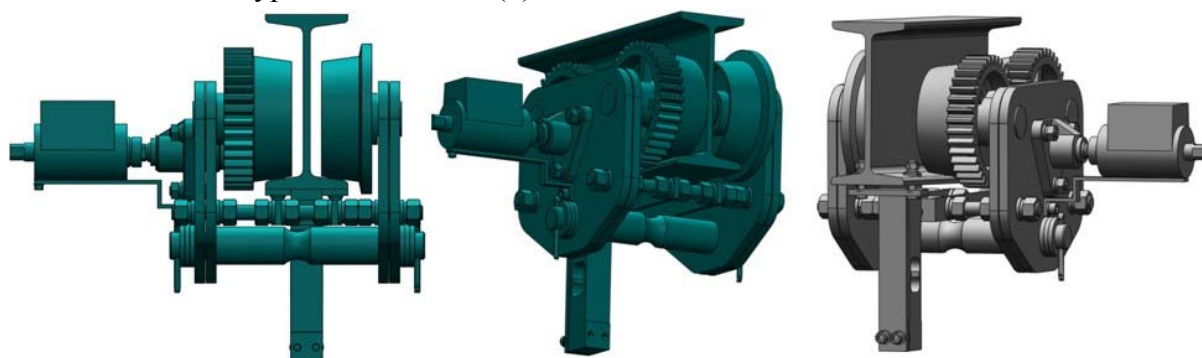
Zdroj: Autor

Obr. 4 - Pásnice válcovaného profilu

Na delším rameni (délka 139,77 mm) přídržného plechu 41 jsou v jeho spodní části vytvořeny dva otvory (průměru 6,2 mm, vzdálenost 12 mm od spodní hrany delšího ramene přídržného plechu 41), viz obr. 4. Těmito otvory jsou provlečeny šrouby 40, na které jsou osazeny pružné podložky 27 a podložky 26. Díky šroubům 40 vycházející z otvorů delšího ramene přídržného plechu 41 jsou opatřeny podložkami 26 a závitové části šroubů 40 jsou našroubovány do vnitřních závitů M6 v dolní části snímače zatížení 36 (bližší specifikace, viz kap. 3). Tímto šroubovým spojením je vzájemně rozebíratelným způsobem propojen přídržný plech 41 s jeřábovou kočkou 1.

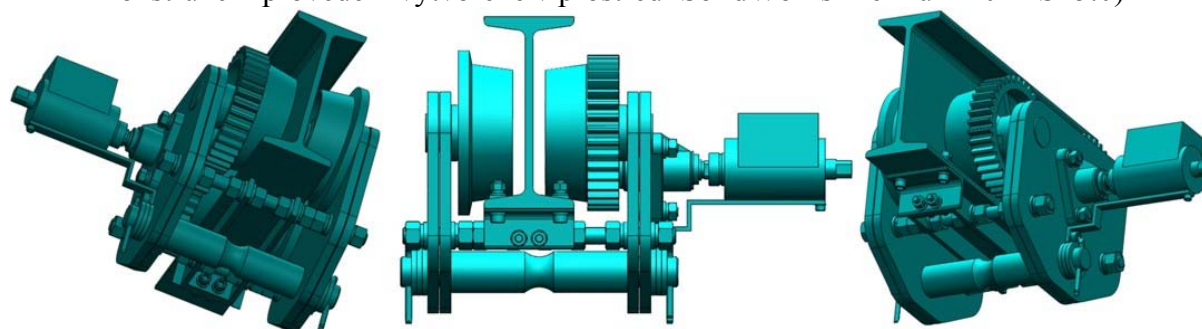
Obr. 5 prezentuje 3D model výše popisovaného konstrukčního řešení zařízení k určení součinitele adheze ruční jeřábové kočky. Toto řešení v porovnání s řešením uvedeným na obr. 6 využívá tenzometrický snímač zatížení 36. Je-li přesně známá adhezní tíha působící na hnací kola 3a a síla T' [N] působící na rám ruční jeřábové kočky, která má snahu uvést jeřábovou

kočku do pohybu (její hodnotu zaznamenává tenzometrický snímač zatížení **36**) je možno součinitel adheze vypočíst dle vztahu (4).



Zdroj: Autor

Obr. 5 - Zařízení k určování součinitele adheze ruční podvěsné jeřábové kočky (3D konstrukční provedení vytvořené v prostředí SolidWorks Premium 2012 SP5.0)



Zdroj: Autor

Obr. 6 - Variantní konstrukční řešení zařízení k určování součinitele adheze ruční jeřábové kočky (3D konstrukční provedení vytvořené v prostředí SolidWorks Premium 2012 SP5.0)

2. TEORIE PŘENOSU TAŽNÉ SÍLY ADHEZÍ

Tažná síla T [N] na obvodu hnacího jeřábového kola (působící na kolejnici) je v rovnováze s podélnou reakcí kolejnice F_T [N]. Schopnost vytváření této reakce pevného vedení (kolejnice) vůči tažné síle na obvodu hnacího kola je v odborné literatuře [1] nazývána *adhezí*.

Adheze je schopnost materiálu (především dvou rozdílných materiálů) spolu soudržet, v dopravní technice se tak tedy označuje schopnost vozidla přenášet tažnou sílu mezi koly a jízdní dráhou. Vzhledem k tomu, že u jeřábů je nízký součinitel tření mezi kolem a kolejnicí, je důležitým parametrem jeřábů jejich adhezní hmotnost. Adhezní hmotnost je ta část hmotnosti ocelové konstrukce nebo kočky jeřábu, která působí na hnací kola, neboť pouze ta prostřednictvím tření vyvozují tažnou sílu.

Tažná síla na obvodu hnacího jeřábového kola T [N] není neomezená, neboť po dosažení určité hodnoty tažné síly začíná kolo prokluzovat (tzn. výrazně rychleji se otáčet, než odpovídá rychlosti jízdy) po povrchu jeřábové kolejnice. Tento jev nastává, pokud velikost podélné reakce F_T [N] kolejnice skokem poklesne.

Každé hnací kolo jeřábového vozíku přenáší určitý točivý moment vzniklý prací hnacího ústrojí. Účinkem tohoto momentu M_k [N. m] působí hnací kolo na jeřábovou kolejnici silovou dvojicí T a T' [N]. Kolo současně přenáší poměrnou část tíhy jeřábového vozíku (včetně poměrné tíhy zavěšeného břemene Q [N]) a působí na jeřábovou kolejnici adhezní tíhou F_N [N].

Ve smyslu 3. Newtonova zákona působí podložka (jeřábová kolejnice) na jeřábové kolo silou stejně velkou, ale opačného směru R_N [N], tzn. reakcí podložky (jeřábová kolejnice). Jejich působením vzniká v místě dotyku tření, představované tečnou (adhezní) silou F_T [N]. Síly T [N] a F_T [N] jsou v místě kontaktu s kolejnicí v rovnováze, ale síla T' [N] působící na rám mechanismu jeřábového vozíku způsobuje jeho pohyb [2].

Tažnou sílu na obvodu jeřábového kola T [N] je možno určit ze vztahu (1):

$$T \cdot \frac{D}{2} = M_k \text{ [N. m]} \Rightarrow T = \frac{2 \cdot M_k}{D} \text{ [N]} \quad (1)$$

Je-li poháněno více než jedno hnací kolo jeřábového vozíku, je pak možno tahnou sílu na obvodu „ n_2 “ poháněných jeřábových kol T [N] vyjádřit dle vztahu (1) a tahnou sílu na obvodu jednoho poháněného kola T_1 [N] dle vztahu (2):

$$T_1 = \frac{T}{n_2} = \frac{2 \cdot M_k}{D \cdot n_2} \text{ [N]} \quad (2)$$

Tažná síla na obvodu kola T [N] je limitována podmínkami adheze (stav odvalujících se ploch, přítomnost znečišťujících látek, zatížení kola a dynamické vyvážení pohonu apod.) a musí vyhovovat nerovnici (3).

$$T_{\max} \leq F_T = F_N \cdot \mu_{\max} \text{ [N]} \quad (3)$$

Nejvyšší hodnota tahné síly na obvodu pojezdového hnačího kola, při níž ještě nedochází k prokluzu, je nazývána *tažnou silou na mezi adheze* F_{Tadh} [N], viz (4).

$$F_{Tadh} = R_N \cdot \mu \text{ [N]} \quad (4)$$

kde R_N [N] - osová síla (reakce kolejnice), μ [-] - součinitel adheze.

Velikost součinitele adheze je ovlivněna řadou činitelů, především pak povětrnostními podmínkami a stavem stykových ploch kolejnice a hnačího pojezdového jeřábového kola.

Z hlediska omezení tahné síly adheze je nejdůležitější velikost součinitele adheze při malých rychlostech, kdy jeřábové kočky disponují největší tahnou silou a kdy je tedy nebezpečí prokluzu největší.

3. POSTUP URČENÍ SOUČITELE ADHEZE PŘI ROZJEZDU RUČNÍ JEŘÁBOVÉ KOČKY

Ruční podvěsná jeřábová kočka **1** dle viz obr. 1, obr. 5 a obr.6, (hmotnosti m_k [kg]) je opatřena čtyřmi pojezdovými kuželovými koly **3** průměru $D = 92/100$ mm, (rozchod $a = 45$ mm a rozvor $b = 130$ mm), která pojíždějí po jeřábové dráze **2** tvořené válcovaným I profilem výšky 140 mm. Dvě jeřábová kola **3a** jsou provedena jako hnací, točivý moment M_{k2} [N. m] na hřídelích kol je vyvozován ozubeným pastorkem, viz obr. 2, (počet zubů pastorku $z_1 = 12$), který zapadá do vnějších zubů ($z_2 = 36$) instalovaných na obvodu poháněcích kuželových kol. Točivý moment M_{k1} [N.m] na hřideli pastorku je vyvozován momentem M_k [N. m] závaží známé hmotnosti na rameni páky, přes tenzometrický snímač točivého momentu **20**.

Jeřábová kočka **1** je uchycena k jeřábové dráze **2** přes tenzometrický snímač zatížení (typ PW2G S3, měřicího rozsahu $0 \div 12$ kg.). Jeřábová kočka **1** bude postupně zatěžována v těžišti břemenem známé hmotnosti m_Q [kg], přes záves hmotnosti m [kg]. Vzhledem k symetrii uložení pojezdových kol je možno dle vztahu (5) vyčíslit adhezní tíhu F_N [N] jeřábového kola

působící na jeřábovou kolejnici.

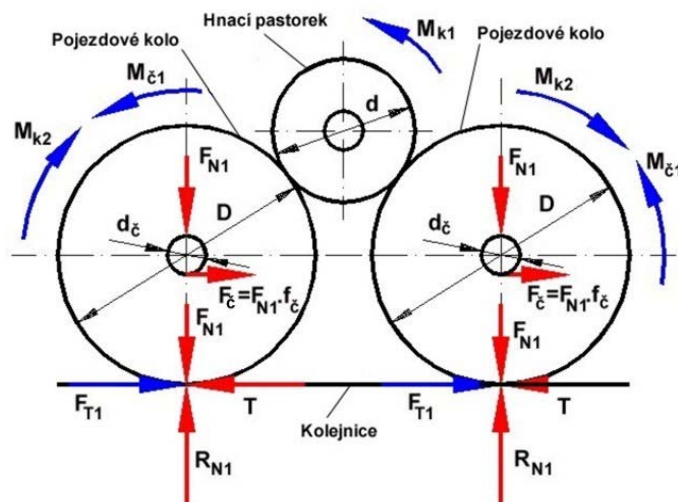
$$F_N = m_N \cdot g = \frac{(n - n_1)}{n} \cdot (m_k + m + m_z) \cdot g \text{ [N]} \quad (5)$$

kde m_N [kg] - adhezní hmotnost jeřábové kočky působící na hnací kola, n - počet všech pojezdových kol, n_1 - počet nepoháněných jeřábových kol.

Velikost točivého momentu M_{k2} [N.m], viz obr. 7, na obvodu poháněcích kuželových kol je možno vyčíslit dle vztahu (6), za předpokladu zanedbání ztrát v ozubeném převodu.

$$M_{k2} = M_{k1} \cdot i = M_{k1} \cdot \frac{z_2}{z_1} \text{ [N. m]} \quad (6)$$

kde i - převodový poměr, z_2 - počet zubů hnacího pastorku, z_1 - počet zubů na obvodu poháněcího jeřábového kola.



Zdroj: Autor

Obr. 7 - Tažná síla na obvodu hnacích kol

Dle obr. 7 vyplývá, že kroučící moment na obvodu jednoho poháněcího jeřábového kola M_{k2} [Nm], nabývá hodnoty, viz (7).

$$M_{k2} = \frac{M_k}{2} = \frac{M_{k1} \cdot i}{2} = \frac{M_{k1} \cdot z_2}{2 \cdot z_1} \text{ [N.m]} \quad (7)$$

Účinkem vyvozeného momentu M_k [N. m], (od břemene na rameni páky) vzniká na obvodu jeřábového kola tažná síla T [N]. Tato síla je v rovnováze s adhezní silou F_T [N]. V jistém okamžiku dochází vlivem nárůstu točivého momentu k prokluzu jeřábového kola po kolejnici. Okamžik prokluzu, jakož i velikost točivého momentu je zaznamenáván tenzometrickým snímačem točivého momentu a úhlu natočení (typ T4WA-S3, měřícího rozsahu 0 ÷ 200 N.m). Nárůst točivého momentu a úhel natočení jeřábového kola bude snímán prostřednictvím měřící karty (typového označení DAQCard-6024E) a průběh obou veličin bude graficky znázorňován v měřícím programu vytvořeném v prostředí LabView.

V okamžiku prokluzu poháněcích jeřábových kol po kolejnici dochází ke změně jejich úhlu natočení, který je schopen snímač točivého momentu a úhlu natočení (v důsledku instalovaného děrovaného kotouče, který je pevně spojen s měřícím rotorem a dvou vidlicových optických snímačů upevněných na statoru) zaznamenat, neboť děrovaný kotouč pohybující se

současně s rotorem přerušuje svou řadou otvorů a můstků světlo vidlicových optických snímačů. Vzniklé změny světelné intenzity se fototranzistory převádějí na napěťové impulsy, jejichž počet (90 otvorů) je mírou pro úhel natočení, které jsou přes měřicí kartu zaznamenávány v grafu měřicího programu.

Číselná hodnota součinitele adheze při rozjezdu podvěsné jeřábové kočky bude vyčíslena dle vztahu (8).

$$\mu = \frac{M_k - F_N \cdot f_\zeta \cdot r_\zeta}{F_N \cdot R} \quad [-] \quad (8)$$

kde f_ζ [-] - součinitel ramene čepového tření (pro kluzné uložení $f_\zeta = 0,07 \div 0,1$); R [m] - poloměr jeřábového kola; r_ζ [m] - poloměr čepu uložení jeřábového kola; F_N [N] - adhezni tíha jeřábového kola působící na jeřábovou kolejnici, viz vztah (5).

Odvozený vztah (8) vyplývá z momentové rovnice (9) sestavené k ose hnacího pojezdového kola.

$$\sum M = 0: M_k - M_\zeta - F_T \cdot R = 0 \quad (9)$$

kde M_ζ [N.m] - moment čepového tření, nabývá hodnoty, viz vztah (10).

$$M_\zeta = F_N \cdot f_\zeta \cdot r_\zeta \quad [\text{Nm}] \quad (10)$$



Zdroj: Autor

Obr. 8 - Realizace zařízení k určení součinitele adheze při rozjezdu podvěsného jeřábového vozíku

4. ZÁVĚR

V příspěvku je popsán 2D konstrukční návrh zařízení, které bude využito k určení součinitele adheze na mezi prokluzu při rozjezdu ruční podvěsné jeřábové kočky.

V příspěvku jsou uvedeny dvě varianty realizovaného 3D modelu zařízení vytvořeného v prostředí SolidWorks Premium 2012 SP5.0 a realizovaný funkční vzorek zařízení k určení součinitele adheze při rozjezdu podvěsného jeřábového vozíku.

Teorie přenosu tažné síly adhezí i předpokládaný postup určení součinitele adheze na mezi prokluzu při rozjezdu ruční jeřábové kočky je naznačen v textu příspěvku.

Uváděné řešení jeřábového vozíku bude jedním z dílčích výstupů řešení v rámci projektu SP2019/101 Studentské grantové soutěže Vysoké školy báňské - Technické univerzity Ostrava s názvem „Věda a výzkum v oblasti dopravy - dopravní simulace, adhezni modely, skladovací procesy“.

POUŽITÁ LITERATURA

- (1) REMTA, F., KUPKA, L.: *Jeřáby III. díl.* SNTL Praha 1961. 412 s.
- (2) REMTA, F., KUPKA, L.: *Jeřáby II. díl.* SNTL Praha 1958. 389 s.
- (3) PAVLISKA, J., HRABOVSKÝ, L. *Dopravní a manipulační zařízení IV.* Ostrava, 2004. 128 s. ISBN 80-248-0537-5.