

ANALYTICKÉ STANOVENIE DOVOLENÉHO ZAŤAŽENIA BUBNA NAVÍJACIEHO ZARIADENIA PRACOVNÉHO STROJA

ANALYTICAL DETERMINATION OF THE LOAD CARRYING CAPACITY OF A WINDING DEVICE DRUM OF A WORKING MACHINE

Miroslav Blatnický¹, Ján Dižo²

Anotácia: V príspevku je prezentovaný dimenzionálny výpočet netylizovaného navijacieho zariadenia pre pracovný stroj. Na zariadení došlo k poškodeniu kvôli jeho preťaženiu nešpecifikovaným zaťažiením. Navijacie zariadenie bolo preto renovované. Ďalej bol vykonaný funkčný výpočet pre stanovenie maximálnych hmotností bremien, ktoré môžu byť dvíhané na tomto zariadení v závislosti od použitého prevodového pomeru. Ako záverečný krok pred uvedením navijacieho zariadenia do opätovnej prevádzky je stanovenie maximálneho možného namáhania, t. j. veľkosť napätí a ich rozloženie v jeho hlavnej nosnej časti – bubna pomocou analytického výpočtu.

Kľúčové slová: navijak, bezpečnosť, dovolené zaťaženie, dimenzionálny výpočet.

Summary: In this contribution the dimensional calculation of an untyped winding device for a working machine is presented. This device has been damaged due to overload by the not specified load. Therefore, the winding device has been overhauled. Further the functional calculation was performed due to determination of maximum loads, which can be risen on this device depend on the used gear ratio. The determination of the maximum permissible load, i.e. stress values and stress distribution in the main carrying part – in the drum using analytical calculation is the final step before the winding device recommissioning.

Key words: reel, safety, permissible load, dimensional calculation.

ÚVOD

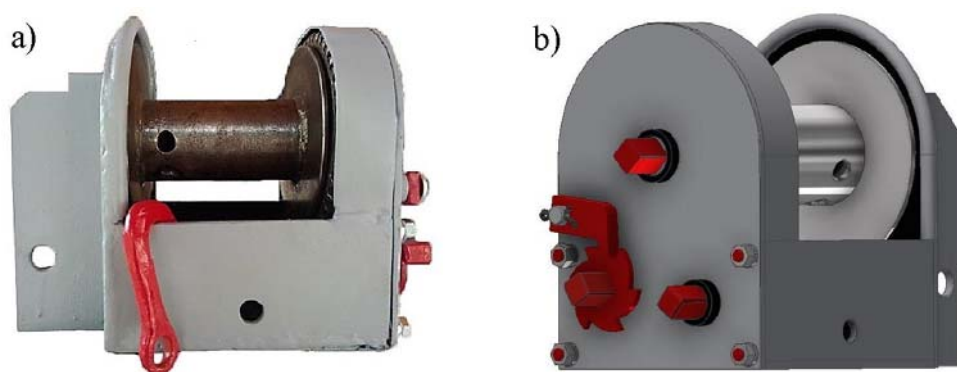
Navijacie zariadenia patria do veľkej skupiny dopravných a manipulačných strojov a zariadení, ktoré predstavujú neoddeliteľnú súčasť v takmer každom odvetví priemyslu. Existuje veľký sortiment takýchto zariadení líšiacich sa veľkosťou, nosnosťou, spôsobom použitia a pod. Navijacie zariadenia umožňujú vykonať väčšie aj menšie pracovné operácie vo výrobných halách, menších aj väčších podnikoch. Sú súčasťou každého zdvíhacieho zariadenia (žeriava), častokrát sa uplatňujú ako súčasť experimentálnych skúšobných zariadení (5, 6, 7).

¹ Ing. Miroslav Blatnický, PhD., Žilinská univerzita v Žiline, Strojnícka fakulta, Katedra dopravnej a manipulačnej techniky, Univerzitná 8215/1, 010 26 Žilina, Slovenská republika, Tel. +421415132659, E-mail: miroslav.blatnicky@fstroj.uniza.sk

² Ing. Ján Dižo, PhD., Žilinská univerzita v Žiline, Strojnícka fakulta, Katedra dopravnej a manipulačnej techniky, Univerzitná 8215/1, 010 26 Žilina, Slovenská republika, Tel. +421415132668, E-mail: jan.dizo@fstroj.uniza.sk

Okrem spomenutých aplikácií, v ktorých sú až na niektoré výnimky montované pevne, sa navijacie zariadenia veľmi často montujú na mobilné pracovné stroje, ako sú traktory, samohybné stroje, nakladače, zdvíhadlá, upravené nákladné automobily (2, 9), ďalej na rôzne traťové stroje využívané pri údržbe a opravách železničných tratí, pričom môžu byť ich neoddeliteľná súčasť alebo ako doplnujúce zariadenie (8). Umožňujú ťahanie, približovanie alebo dvíhanie rôznych bremien, na nakladanie a vykladanie materiálu a pod.

Každý navijak sa skladá zo špecifických konštrukčných prvkov. Skriňa, resp. rám obsahuje otvory pre montáž ďalších častí, a to prevodovky (jedno alebo viacstupňovej) umožňujúcej zmenu prevodového pomeru, brzdového mechanizmu (na zabezpečenie požadovanej polohy dvíhaného bremena a núdzové zastavenie), ťažné lano (spravidla oceľové) a hlavnej nosnej časti, ktorou je bubon. Ten môže byť poháňaný elektromotorom alebo ručne (kľukou).



Zdroj: Autori

Obr. 1 - Zrenovované navijacie zariadenie a) a jeho 3D model b)

Analyzované navijacie zariadenie – navijak – bol namontovaný na pracovnom stroji, kde sa využíval na ťahanie bremien s nešpecifikovanou hmotnosťou, čím došlo k jeho poškodeniu. Tento navijak bol podrobne opísaný v predchádzajúcich príspevkoch (3, 4), kde bol prezentovaný postup jeho renovácie (3) a stanovené dovolené zaťaženia pri jednotlivých prevodových stupňoch (4).

V poslednom kroku je nevyhnutné analyzovať veľkosť a rozloženie napätí v hlavnej nosnej časti, t. j. v bubne navijaka.

1. DIMENZIONÁLNY VÝPOČET BUBNA NAVIJAKA

V predchádzajúcich výpočtoch (3) bola zistená nosnosť Q (kg) pri danej geometrii tohto bubnového navijaku na všetkých prevodových stupňoch. Výpočtom teda vyšla nosnosť pri ručnej sile na kľuke $F = 250$ N pri zaradenom prvom prevodovom stupni $Q_1 = 191,13$ kg, pri druhom prevodovom stupni je $Q_2 = 578$ kg a pri treťom prevodovom stupni je nosnosť navijaka $Q_3 = 1\,011,1$ kg.

Funkčný výpočet stanovil hodnoty zdvíhaných hmotností bremena v závislosti na použitom prevodovom stupni a na hodnote sily pôsobiacej na ručnú kľuku. Môžeme teda povedať, že maximálna hmotnosť bremena, ktorú sme schopní daným netypizovaným zariadením zdvihnúť pri ručnej sile pri treťom prevodovom stupni, je až 1 000 kg. V prevádzke

zariadenia však došlo k jeho poškodeniu, hoci odhadovaná hmotnosť zdvíhaného bremena bola približne polovičná so stanovenej hmotnosti. Preto je ďalším a mimoriadne dôležitým krokom riešenia tejto problematiky stanoviť hodnotu maximálnej hmotnosti zdvíhaného bremena, ktorá zabezpečí, že k poškodeniu tohto zariadenia už viac nedôjde.

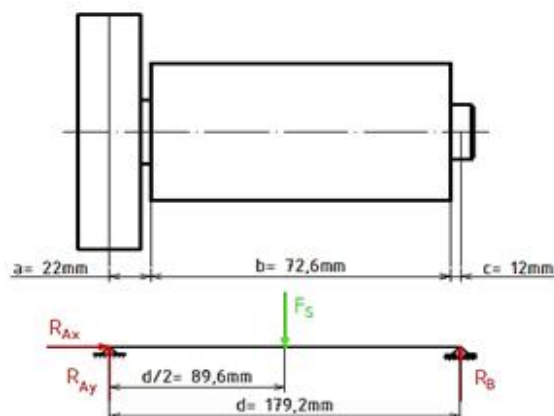
Pri analytickom pevnostnom výpočte navijacieho bubna sa vychádzalo z jeho známych geometrických rozmerov, ako sú priemer bubna $D_B = 76$ mm, pracovná šírka bubna $L_C = 145,2$ mm, hrúbka steny bubna $s = 3$ mm a priemer lana $d_L = 6,3$ mm, ktorý bol známy z tabuľkových hodnôt daných výrobcom. Následne vypočítame počet závitov, ktoré sú na bubne v prípade ukladania lana v jednej vrstve podľa vzťahu:

$$z = \frac{L_C}{d_L} = \frac{145,2}{6,3} = 23,048 (-), \quad (1)$$

pričom je nutné brať do úvahy určitú vôľou medzi jednotlivými závitmi (stúpanie) a preto sa volíme $z = 18 (-)$ pri uvažovanom rozstupe závitov lana $t = 8$ mm. Výpočet výšky zdvíhu uskutočníme nasledovne::

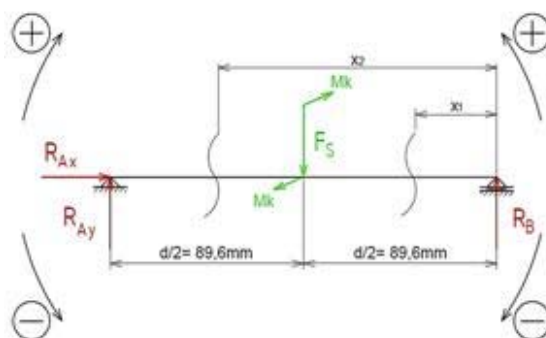
$$H = [\pi \cdot (D_B + d_L)] \cdot z = [\pi \cdot (76 + 6,3)] \cdot 18 = 4653,96 \text{ mm}. \quad (2)$$

Pri kontrole bubna na ohyb berieme do úvahy skutočnosť, že sila pôsobí v mieste najväčšieho ohybového momentu a potom pre geometriu bubna platí obr. 2. Materiál bubna (uhlíková oceľ na odliatky) má dovolené redukované napätie $\sigma_{dov} = 145$ MPa (1).



Zdroj: Autori

Obr. 2 - Bubon navijaka uvažovaný ako staticky určito uložený nosník



Zdroj: Autori

Obr. 3 - Aplikácia metódy mysleného rezu

Z dôvodu odhadovanej hmotnosti bremena, ktorá spôsobila poškodenie zariadenia (cca 500 kg), vykonáme výpočet pre bremeno s hmotnosťou $Q = 300$ kg. Potom sila v lane F_S , na ktorom visí bremeno Q pri už skôr určenej [3] celkovej účinnosti mechanizmu η_c , bude:

$$F_S = \frac{Q \cdot g}{\eta_c} = \frac{300 \cdot 9,81}{0,874} = 3367,277 \text{ N} . \quad (3)$$

Pre možnosť počítať iba jednu neznámu R_B postupujeme myslenými rezmi nosníka sprava doľava. Výpočet reakcie R_B potom dostaneme dosadením do nasledovného vzťahu:

$$\sum_i M_{iA} = 0 \Rightarrow -F_S \cdot \frac{d}{2} + R_B \cdot d = 0 . \quad (4)$$

Riešením rovnice (4) dostávame:

$$R_B = \frac{F_S}{2} = \frac{3367,277}{179,2} = 1683,639 \text{ N} . \quad (5)$$

Výpočet pokračuje nájdením hodnôt ohybového a krútiaceho momentu vyšetrením jednotlivých oblastí rezov (obr. 3). Dosadením do vzťahu (5) pre prvé pole platí:

$$M_{O(x_1)} = R_B \cdot x_1 , \quad (6)$$

pričom $x_1 \in \left\langle 0, \frac{d}{2} \right\rangle$, a teda:

$$\text{ak } x_1 = 0 \Rightarrow M_{O(x_1)} = R_B \cdot 0 = 0 \text{ Nm} , \quad (6a)$$

$$\text{a ak } x_1 = \frac{d}{2} \Rightarrow M_{O(x_1)} = R_B \cdot \frac{d}{2} = 1683,639 \cdot 0,0896 = 150,854 \text{ Nm} . \quad (6b)$$

Pre druhé pole platí (6):

$$M_{O(x_2)} = R_B \cdot x_2 - F_S \cdot \left(x_2 - \frac{d}{2} \right) , \quad (7)$$

pričom $x_2 \in \left\langle \frac{d}{2}, d \right\rangle$, a teda:

$$\text{ak } x_2 = \frac{d}{2} \Rightarrow M_{O(x_2)} = R_B \cdot \frac{d}{2} - F_S \cdot 0 = 1683,639 \cdot 0,0896 = 150,854 \text{ Nm} , \quad (7a)$$

$$\text{a ak } x_2 = d \Rightarrow M_{O(x_2)} = R_B \cdot d - F_S \cdot \left(d - \frac{d}{2} \right) = 1683,639 \cdot 0,1792 - 3367,277 \cdot 0,0896 = 0 \text{ Nm} .$$

(7b)

Pre výpočet krútiaceho momentu platí:

$$M_K = F_S \cdot \frac{D_B}{2} = 3367,277 \cdot \frac{0,076}{2} = 127,957 \text{ Nm} . \quad (8)$$

Prierezový modul v ohybe W_O pre medzikruhový prierez bubna bude:

$$W_O = \frac{\pi \cdot (D_B^4 - d^4)}{32 \cdot D_B} = \frac{\pi \cdot (76^4 - 70^4)}{32 \cdot 76} = 12080,89 \text{ mm}^3 . \quad (9)$$

Prierezový modul v krútení W_K pre medzikruhový prierez bubna bude:

$$W_K = 2 \cdot W_O = 2 \cdot 12080,89 = 24161,78 \text{ mm}^3 . \quad (10)$$

Ohybové napätie σ_O v plášti bubna potom je:

$$\sigma_O = \frac{M_{O_{MAX}}}{W_O} = \frac{150854,0}{12080,89} = 12,487 \text{ MPa} . \quad (11)$$

Napätie v krute τ_K v plášti bubna vypočítame pomocou vzťahu:

$$\tau_K = \frac{M_{K_{MAX}}}{W_K} = \frac{127957,0}{24161,78} = 5,296 \text{ MPa} . \quad (12)$$

Bubon je ďalej namáhaný zovretím lanom. Výpočet tohto tlakového napätia uskutočníme podľa vzťahu:

$$\sigma_T = \frac{F_S}{t \cdot s} = \frac{3367,277}{8 \cdot 3} = 140,303 \text{ MPa} . \quad (13)$$

Celkové normálové napätie v plášti bubna získame nasledovným vzťahom:

$$\sigma_N = \sqrt{\sigma_T^2 + \sigma_O^2} = \sqrt{140,303^2 + 12,487^2} = 140,858 \text{ MPa} . \quad (14)$$

Výsledné redukované napätie σ_{red} v plášti bubna navijaka, ktoré je potrebné porovnať s maximálnym dovoleným napätím σ_{DOV} pre použitý materiál, je:

$$\sigma_{red} = \sqrt{\sigma_N^2 + 3 \cdot \tau_K^2} = \sqrt{140,858^2 + 3 \cdot 5,296^2} = 141,156 \text{ MPa} . \quad (15)$$

Porovnaním vypočítaného redukovaného napätia σ_{red} s maximálnym dovoleným napätím σ_{DOV} zistíme, že:

$$\sigma_{DOV} = 145 \text{ MPa} > \sigma_{red} = 141,156 \text{ MPa} , \quad (16)$$

preto môžeme tvrdiť, že veľkosť bremena o hmotnosti $Q = 300$ kg nadmieru nezaťažuje navijací bubon a ten takéto zaťaženie bezpečne prenesie.

ZÁVER

Cieľom príspevku bolo analytickým dimenzionálnym výpočtom stanoviť maximálnu hmotnosť bremena pre ručný netypizovaný navijak inštalovaný na pracovnom stroji. Zo známych vstupných údajov (sila, geometria, materiálové vlastnosti a pod.) bola odvodená nosnosť $Q = 300$ kg tohto navijaka a následne bolo z nej určené redukované napätie v plášti bubna. Tento výpočet stanovil maximum tiaže bremena, ktoré je ešte bezpečné pre zdvíhanie daným zaťažením. Výpočet bubna však nie je jediným konštrukčným celkom, ktorý je potrebné skontrolovať. Pre navrhnuté maximálne bremeno by bolo potrebné uskutočniť ďalšie pevnostné výpočty aj iných súčastí, ako napr. zubov spoluzaberajúcich ozubených kolies, tesných pier, či dokonca použitého závesného prostriedku - háku.

POĎAKOVANIE

Táto práca vznikla s finančnou podporou Kultúrnej a edukačnej grantovej agentúry Slovenskej Republiky projekt číslo KEGA 077ŽU-4/2017: Modernizácia študijného programu vozidlá a motory.

Táto publikácia je výsledkom implementácie projektu: Moderné metódy výučby kontrolných a riadiacich diagnostických systémov motorových vozidiel ITMS 26110230107

podporovaný Operačným programom Vzdelávanie a financovaný Európskym sociálnym fondom.



POUŽITÁ LITERATÚRA

- (1) BAJLA, J., BRONČEK, J., ANTALA, J., SEKEREŠOVÁ, D. *Strojárske tabuľky. Výber noriem*. Úrad pre normalizáciu, metrológiu a skúšobníctvo SR, 2014, ISBN 978-80-8130-039-4.
- (2) BARTA, D., MASLÍK, P., KOVALČÍK, A. *Kolesové vozidlá - úžitkové vozidlá*. Žilina : Žilinská univerzita, 2015., 175 s., ISBN 978-80-554-1054-8.
- (3) BLATNICKÝ, M., DIŽO, J. Tvorba výkresovej dokumentácie a renovácia poškodeného navijacieho zariadenia pracovného stroja. In *Perner's Contact - elektronický odborný časopis o technológii, technike a logistike v doprave* [online]. Roč. XII., č. 3, november 2017, s. 12-17, ISSN 1801-674X [cit. 2018-03-16] Dostupné z: http://pernerscontacts.upce.cz/48_2017/Blatnicky.pdf.
- (4) BLATNICKÝ, M., DIŽO, J. Funkčný výpočet navijacieho zariadenia pracovného stroja po renovácií. In *Perner's Contact - elektronický odborný časopis o technológii, technike a logistike v doprave* [online]. Roč. XIII., č. 1, apríl 2018, s. 16-20, ISSN 1801-674X [cit. 2018-08-21] Dostupné z: http://pernerscontacts.upce.cz/50_2018/Blatnicky.pdf.
- (5) GERLICI, J., LACK, T., HARUŠINEC, J. RAILBCOT - skúšobný stav brzdných komponentov koľajových vozidiel. In: *Výpočtové a experimentální metody v aplikované mechanice*. Ústí nad Labem: UJEP, 2012, S. 165-172, ISBN 978-80-7414-377-9.
- (6) GERLICI, J., LACK, T., HARUŠINEC, J. Laboratórny skúšobný stav pre analýzu opotrebenia jazdných profilov kolies železničného dvojkoľesia – RAILBCOT. In: *SETRAS 2012 : zborník prednášok 18. medzinárodného seminára Traťové stroje v teórii a v praxi*: Žilina, Gama klub ŠD ŽU, Veľký diel 24.-25.10.2012, Žilina: VTS pri Žilinskej univerzite, 2012, S. 31-41, ISBN 978-80-89276-39-4.
- (7) GERLICI, J., LACK, T., HARUŠINEC, J. Vývoj skúšobného zariadenia pre analýzu opotrebenia jazdných profilov kolies železničného dvojkoľesia. In: *XXXVIII. mezinárodní konference kateder dopravních, manipulačních, stavebních a zemědělských strojů*: Plzeň 5. až 7. září 2012, sborník příspěvků, Plzeň: Západočeská univerzita v Plzni, 2012, S. 23-26, ISBN 978-80-261-0141-3.
- (8) KALINČÁK, D., GREŇČÍK, J. Unconventional intermodal transport units. In: *Logistyka. Systemy transportowe. Bezpieczeństwo w transporcie: LogiTrans: VII konferencja naukowo-techniczna*, Szczyrk, 14-16 kwietnia 2010, Radom: Politechnika Radomska, 2010, S. 1706-1712, ISBN 978-83-7351-362-4.
- (9) MORAVEC, J., ČILLIKOVÁ, M., BARTA, D. *Základné technológie pre automobilovú výrobu*. Žilina: Žilinská univerzita, 2015, 181 s., ISBN 978-80-554-1055-5.