

FUNKČNÝ VÝPOČET NAVÍJACIEHO ZARIADENIA PRACOVNÉHO STROJA PO RENOVÁCIÍ

FUNCTIONAL CALCULATION OF THE WINDING DEVICE OF A WORKING MACHINE AFTER RENOVATION

Miroslav Blatnický, Ján Dižo¹

Anotácia: Článok sa zaoberá funkčným výpočtom netylizovaného navijaka pracovného stroja, ktorý podstúpil renováciu z dôvodu poškodenia. Toto poškodenie nastalo vplyvom preťaženia v prevádzke z dôvodu nešpecifikovaného dovoleného zaťaženia. Táto skutočnosť môže predstavovať určitý stupeň nebezpečenstva, pretože nie je možné kvantifikovať bezpečnú oblasť zaťaženia. Preto bola v predchádzajúcom kroku vykonaná tvorba výkresovej dokumentácie meraním z reálneho zariadenia, čím je možné okamžite zistiť všetky nevyhnutné vstupné parametre pre funkčný výpočet. Ten bude slúžiť ako spätná väzba pre analytický dimenzionálny výpočet za účelom stanovenia hodnoty maximálnej prípustnej hmotnosti zaveseného bremena na danom navijacom zariadení.

Kľúčové slová: navijak, poškodenie, funkčný výpočet, 3D model.

Summary: This article deals with a functional calculation of the untyped reel of a working machine, which was renovated because of damage. This damage was occurred due to overload due to unspecified load. This fact can represent a certain degree of danger, because it is not possible to quantify the safe load area. Therefore, in the previous step the creation of the drawing documentation was created by measurement of real device. Based on this it is possible immediately to obtain all necessary parameters for a functional calculation. It will be the basis for feedback of analytical dimensional calculation in order to determine the maximal permissible value of the load mass on the given winding device.

Key words: reel, damage, functional calculation, 3D model.

ÚVOD

Dopravné stroje a manipulačné zariadenia patria svojim nasadením a svojou činnosťou do všetkých oblastí priemyslu. Každý proces výroby sa skladá z veľkého množstva menších úkonov a pracovných operácií, ktoré na seba nadväzujú. Tieto operácie sú realizované vďaka dopravným a manipulačným zariadeniam, kam môžeme zaradiť aj navijaky. Navijaky možno považovať za neoddeliteľnú súčasť jednotlivých odvetví priemyslu. Plnia dôležité funkcie pri manipulácii s predmetmi. Najčastejšie sa používajú v skladoch, stavebníctve, v bankských

¹ Ing. Miroslav Blatnický, Žilinská univerzita v Žiline, Strojnícka fakulta, Katedra dopravnej a manipulačnej techniky, Univerzitná 8215/1, 010 26, Žilina, Slovenská republika, Tel.: +421415132668, E-mail: miroslav.blatnický@fstroj.uniza.sk

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

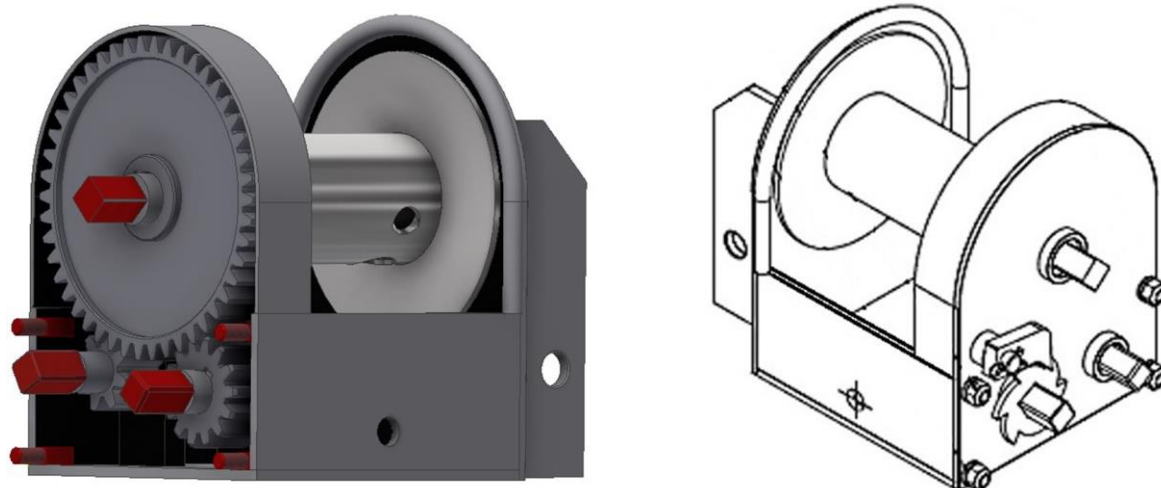
prevádzkach, ale aj pri montážnych prácach. Navijaky sú však aj už takmer neoddeliteľnou súčasťou rôznych pracovných strojov. Použitie nachádzajú aj pri stavbe skúšobných experimentálnych zariadení [3]. Slúžia najmä na približovanie, ťahanie alebo zdvíhanie predmetov. Ďalej sa využívajú aj pri nakladaní motorových vozidiel a pri montážnych prácach v ťažobnom a drevospracujúcom priemysle.

Základnou časťou každého navijaka je lanový bubon. Vyznačuje sa tým že môže byť poháňaný motorom s vhodným prevodovým mechanizmom alebo ručnou kľukou. Je zásobníkom lana a súčasne je zdrojom sily, ktorá je vyvolávaná v lane jeho otáčaním. Pri činnosti navijaka sa rýchlosť odvíjania alebo navíjania mení v závislosti od toho, či sa lano navíja do viacerých vrstiev. Pri odvinutí sa mení rozstupový priemer navinutého lana a tým sa mení aj krútiaci moment. Vybrané druhy navijakov, ktoré slúžia na vytvorenie vodorovného ťahu, majú namiesto navíjacieho bubna trecí bubon.

Ďalšou dôležitou časťou každého navijaka je prevodovka. Jej hlavnou funkciou je prenesenie výkonu od pohonu na lanový bubon. Existujú viaceré typy prevodovky a to prevodovky s čelným ozubením, závitové prevodovky a planétové prevodovky.

Brzdový mechanizmus je veľmi dôležitým bezpečnostným komponentom všetkých manipulačných a dopravných zariadení. Nielenže zabezpečuje spomalenie daného zariadenia, ale ho aj zaisťuje pred samovoľným pohybom. Brzdový mechanizmus je konštruovaný na princípe zväčšovania trecieho odporu, kedy sa znižuje pohybová energia, ktorá sa následne mení na teplo. Pri navijakoch sa používajú na brzdenie bubna pásová brzda alebo západkový mechanizmus.

Tento príspevok predstavuje pokračovanie práce autorov na navíjacom zariadení (obr. 1), ktoré bolo prezentované v predchádzajúcom príspevku (2). Všetky informácie o zariadení je preto možné nájsť v (2).



Zdroj: Autori

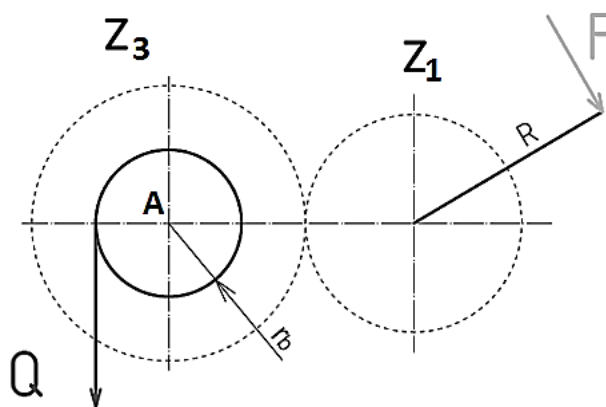
Obr. 1 – Priestorový model navíjacieho zariadenia pracovného stroja

Pretože riešený navijak montovaný na pracovnom stroji nie je sériovej výroby, značnú dobu sa používal a došlo v prevádzke k jeho poškodeniu vplyvom preťaženia, bolo nutné vykonať potrebnú renováciu. Poškodenie sa prejavilo v podobe plastickej deformácie piet niekoľkých zubov pastorka viacstupňovej prevodovky tvorenej z čelných ozubených súkolesí.

1. TEORETICKÉ ASPEKTY ANALYTICKÉHO FUNKČNÉHO VÝPOČTU

Dané navíjacie zariadenie nebolo na pracovnom stroji napojené na žiadny zdroj pohonu, ale bolo hnané ľudskou silou. Ručný pohon nie je vhodný pre všetky zariadenia, pretože treba dbať na výkon a pohodu človeka. Je možné ho použiť iba pre relatívne malé nosnosti, malý zdvih a malé pracovné rýchlosti, a to všetko pri občasnom, nie nepretržitom používaní. Trvalý výkon priemerného človeka je asi 75 W, na čo treba pri návrhu ručného pohonu pamätať. Taktiež treba zohľadniť ergonomické hľadisko, aby nebol pracovník príliš zaťažovaný prácu so strojom. Prenos sily možno najlepšie realizovať kľukou pri maximálnej obvodovej rýchlosti $1 \text{ m}\cdot\text{s}^{-1}$. Sila na kľuke pri trvalej práci jedného pracovníka (s uvažovaním jeho výkonu) sa volí maximálne 100 N. Krátkodobo je možné zvýšiť silu až na 200 N po dobu maximálne 10 min., samozrejme pri znížení rýchlosti. Maximálna hodnota sily na ručnej kľuke môže byť výnimočne až 300 N. Ako vstupný údaj pre funkčný výpočet tohto zariadenia bola zvolená sila na ručnej kľuke $F = 250 \text{ N}$. Táto sila sa brala ako východiskový parameter pre funkčný výpočet a pre zistenie veľkosti zdvíhaného bremena pre jednotlivé prevody (1). Pre výpočet veľkosti bremena navíjaného pomocou najväčšieho prevodu, t. j. tretieho prevodového stupňa (obr. 2), platia hodnoty a rozmery:

- polomer ručnej kľuky, $R = 0,3 \text{ m}$,
- polomer navíjacieho bubna, $r_b = 0,038 \text{ m}$,
- stredná hodnota účinnosti navíjacích bubnov, $\eta_b = 0,95$,
- účinnosť spoluzaberajúcich ozubených kolies danej prevodovky, $\eta_k = 0,92$,
- počet zubov pastorka, $z_1 = 8$,
- počet zubov veľkého ozubeného kolesa, $z_3 = 46$,
- hodnota uvažovaného gravitačného zrýchlenia, $g = 9,81 \text{ m}\cdot\text{s}^{-2}$,
- maximálna sila pôsobiaca na ručnej kľuke, $F = 250 \text{ N}$.



Zdroj: Autori

Obr. 2 – Schéma navíjaka pri zaradenom treťom prevodovom stupni

2. FUNKČNÝ VÝPOČET NAVÍJACIEHO ZARIADENIA

Pre uskutočnenie funkčného výpočtu vychádzame z obr. 2. Pri treťom prevodovom stupni je v zábere menší pastork z_1 a hnacie ozubené koleso z_3 , ktoré je na spoločnom čape s navíjacím bubnom. Na ručnú kľuku pôsobí sila $F = 250 \text{ N}$. Z momentovej rovnováhy k bodu A dostávame:

$$Q_3 \cdot g \cdot r_b = F \cdot R \cdot i_k \cdot \eta_c . \quad (1)$$

V rovnici (1) predstavuje Q počítanú hmotnosť, ktorú sme schopní silou F na danom navijaku zdvihnúť pri kolesovom prevode i_k a celkovej mechanickej účinnosti navijaka η_c . Index označuje zaradený prevodový stupeň navijaka. Pre kolesový prevod i_k platí:

$$i_k = \frac{z_3}{z_1} . \quad (2)$$

Pre celkovú mechanickej účinnosť v tomto prípade platí, že je súčinom účinnosti bubna η_b a účinnosti jedného páru spoluzaberajúcich ozubených kolies η_k :

$$\eta_c = \eta_b \cdot \eta_k . \quad (3)$$

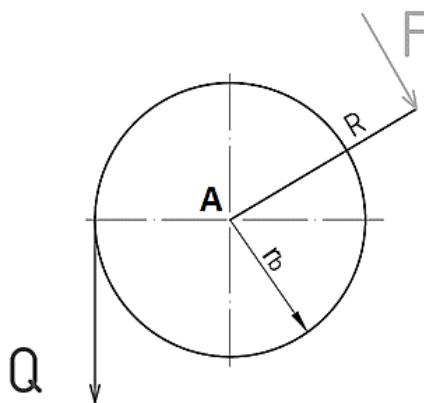
Keď teraz dosadíme (2) a (3) do (1), po úprave pre nosnosť Q na treťom prevodovom stupni, dostávame:

$$Q_3 = \frac{F \cdot R \cdot z_3 \cdot \eta_b \cdot \eta_k}{g \cdot r_b \cdot z_1} = \frac{250 \cdot 0,3 \cdot 46 \cdot 0,95 \cdot 0,92}{9,81 \cdot 0,038 \cdot 8} = 1\,011,1 \text{ kg} . \quad (4)$$

Rovnaký postup aplikujeme aj na druhý prevodový stupeň s rozdielom počtu zubov pastorkov. V tomto prípade je $z_2 = 14$, ostatné hodnoty zostávajú nezmenené. Potom z predchádzajúcich rovníc pre nosnosť Q pri zaradenom druhom prevodovom stupni dostávame:

$$Q_2 = \frac{F \cdot R \cdot z_3 \cdot \eta_b \cdot \eta_k}{g \cdot r_b \cdot z_2} = \frac{250 \cdot 0,3 \cdot 46 \cdot 0,95 \cdot 0,92}{9,81 \cdot 0,038 \cdot 14} = 578 \text{ kg} . \quad (5)$$

Pri zaradenom prvom prevodovom stupni je prevod iba medzi polomerom kľuky a polomerom navijacieho bubna. Táto situácia je znázornená na obr. 3.



Zdroj: Autori

Obr. 2 – Schéma navijaka pri zaradenom prvom prevodovom stupni

Podobným postupom ako v predchádzajúcom prípade, z momentovej rovnice k bodu A potom dostávame rovnicu:

$$Q_1 \cdot g \cdot r_b = F \cdot R \cdot \eta_b , \quad (6)$$

a následným dosadením hodnôt do tejto rovnice a jeho malou úpravou vypočítame nosnosť navijaka aj pre zaradený prvý prevodový stupeň, t. j.:

$$Q_1 = \frac{F \cdot R \cdot \eta_b}{g \cdot r_b} = \frac{250 \cdot 0,3 \cdot 0,95}{9,81 \cdot 0,038} = 191,13 \text{ kg} . \quad (7)$$

Z vykonaných funkčných výpočtov navíjacieho zariadenia sme zistili maximálne hodnoty zaťaženi, ktorými môže byť zaťažené. Pri zaradenom prvom prevodovom stupni je to 191,13 kg, pri zaradenom druhom prevodovom stupni 578 kg a konečne, pri zaradenom treťom prevodovom stupni môže byť maximálna hodnota manipulovaného bremena 1 011,1 kg.

ZÁVER

Funkčný výpočet stanovil hodnoty zdvíhaných hmotností bremena v závislosti na zaradenom prevodovom stupni v navíjacom zariadení a na hodnote sily pôsobiacej na ručnú kľuku. Maximálna hmotnosť bremena Q , s ktorou sme schopní daným netypizovaným zariadením manipulovať pri ručnej sile $F = 250$ N, je pri zaradenom treťom prevodovom 1 000 kg. V prevádzke zariadenia však došlo k jeho poškodeniu, aj keď hmotnosť bremena bola približne polovičná z vypočítanej hodnoty. Preto bude ďalším a mimoriadne dôležitým krokom riešenia tejto problematiky stanoviť hodnotu maximálnej hmotnosti zdvíhaného bremena, ktorá zabezpečí, že k poškodeniu tohto zariadenia už viac nedôjde.

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) BLATNICKÝ, M., DÍŽO, J. Tvorba výkresovej dokumentácie a renovácia poškodeného navíjacieho 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
- (3) GERLICI, J., LACK, T., HARUŠINEC, J. Skúšobný stav brzdnych komponentov koľajových vozidiel. In *Dynamika tuhých a deformovateľných telies 2011*. Sborník prenášok z IX. mezinárodnej vedeckej konferencie, Ústí nad Labem, 5. - 7. října 2011. Ústí nad Labem: FVTM UJEP, 2011. CD-ROM, 9 s. ISBN 978-80-7414-376-2.