

VĚDECKÝ ČASOPIS



ZEMĚDĚLSKÁ TECHNIKA

8

ROČNÍK 28 (LV)
PRAHA
SRPEN 1982
CENA 10 Kčs
CS ISSN 0044-3883

ČESKOSLOVENSKÁ AKADEMIE ZEMĚDĚLSKÁ
ÚSTAV VĚDECKOTECHNICKÝCH INFORMACÍ
PRO ZEMĚDĚLSTVÍ

ZEMĚDĚLSKÁ TECHNIKA

Řídí redakční rada

Ing. Jiří Fiala, DrSc. (předseda), ing. Miloslav Adam, CSc.,
ing. Vladimír Dufek, prof. ing. Marko Ďuriš, CSc., ing. Fran-
tišek Fortuník, CSc., ing. Stanislav Haš, CSc., ing. Dušan
Hutla, doc. ing. Ján Jech, CSc., ing. Jiří Kulík, † Jan Květoň,
ing. Vladimír Píša, doc. ing. Vladimír Suchý, CSc., prof. ing.
Zdeněk Štefl, CSc., Josef Višínský, CSc.

Za vedení časopisu odpovídá ing. Jiří Fiala, DrSc.

Redaktorka ing. Jovanka Václavíčková

© Ústav vědeckotechnických informací pro zemědělství,
Praha 1982

■
Vědecký časopis ZEMĚDĚLSKÁ TECHNIKA uveřejňuje
studie, rozbor a vědecká pojednání o vyřešených úkolech
výzkumu v oboru zemědělská technika. Vydává Českoslo-
venská akademie zemědělská — Ústav vědeckotechnických
informací pro zemědělství. Vychází měsíčně. Redakce: 120 56
Praha 2, Slezská 7, telefon 257541-9. Celoroční předplatné
Kčs 120,—.

■
Научный журнал ZEMĚDĚLSKÁ TECHNIKA публикует об-
зоры, анализы и научные статьи о решенных заданиях по
научному исследованию в области сельскохозяйственной техники.
Издает Чехословацкая сельскохозяйственная академия — Инсти-
тут научно-технической информации по сельскому хозяйству. Вы-
ход в свет ежемесячно. Редакция 120 56 Прага 2, Слезка 7.

■
The scientific journal ZEMĚDĚLSKÁ TECHNIKA publishes
studies, analyses and scientific treatises about the solved
research tasks in the line of the agricultural mechanization.
Published by the Czechoslovak Academy of Agriculture —
Institute of Scientific and Technical Information for Agri-
culture. Issued monthly. Editorial office 120 56 Praha 2,
Slezská 7.

■
Die wissenschaftliche Zeitschrift ZEMĚDĚLSKÁ TECH-
NIKA veröffentlicht Studien, Analysen und wissenschaft-
liche Abhandlungen über die gelösten Forschungsaufgaben
auf dem Gebiete der Landtechnik. Herausgegeben von der
Tschechoslowakischen landwirtschaftlichen Akademie —
Institut für wissenschaftlich-technische Information der
Landwirtschaft. Erscheint monatlich. Redaktion 120 56 Pra-
ha 2, Slezská 7.

20 rokov odboru mechanizácia poľnohospodárstva na Vysokej škole poľnohospodárskej v Nitre

Rozvoj socialistickej poľnohospodárskej veľkovýroby je nemysliteľný bez rozvoja poľnohospodárskej mechanizácie, ktorá je jedným z jej rozhodujúcich intenzifikačných faktorov. Pre splnenie svojej úlohy musí byť mechanizácia riadená vzdelanými, vysokokvalifikovanými pracovníkmi, využívajúcimi všetky výdobytky vedeckotechnického rozvoja.

V začiatkoch budovania socialistického poľnohospodárstva na Slovensku riadili poľnohospodársku techniku zväčša inžinieri-agronómi a len nepatrný počet absolventov mechanizačnej fakulty VŠZ Praha. Prechod na socialistickú veľkovýrobu, a tým aj zvýšené požiadavky na prípravu a využívanie poľnohospodárskej techniky, si vyžiadali aj na Slovensku pre túto oblasť inžiniera špecialistu. Na základe toho bol od školského roku 1962/63 na VŠP v Nitre zriadený študijný obor mechanizácie poľnohospodárstva, z ktorého sa v roku 1969 zriadila mechanizačná fakulta.

Z výsledkov doterajšej výchovno-vzdelávacej činnosti nás v praxi reprezentuje 1781 absolventov, z toho 1549 absolventov denného štúdia a 232 absolventov štúdia popri zamestnaní. Doteraz mala fakulta 74 zahraničných študentov-absolventov.

Naši absolventi sú vychovávaní ako riadiaci pracovníci pre využívanie poľnohospodárskej techniky s patričným ideovo-výchovným aspektom pre prácu v rozvinutej socialistickej spoločnosti.

Z analýzy uplatnenia absolventov vyplýva, že 57,1 % ich pracuje priamo v podnikoch poľnohospodárskej prvovýroby, 7,3 % vo výrobných službách, 8 % v štátnej správe, 7,9 % v poľnohospodárskom školstve, 4,1 % vo výskume a skúšobníctve, 4,3 % v strojárstve a ostatní v projektových organizáciách, lesníctve, ako aj v nepoľnohospodárskom odvetví.

V nadväznosti na denné štúdium organizujeme aj štúdium postgraduálne — v školskom roku 1981/82 z oblasti opravárstva, v ďalších rokoch z oblasti energetiky a využitia poľnohospodárskej techniky.

Rozhodujúcim činiteľom vo výchovno-vzdelávacom procese je učiteľ — jeho odborná a ideovopolitická úroveň. V súčasnosti pracuje na fakulte 85 učiteľov, z čoho sú 4 profesori, 21 docentov a 10 odborných inštruktorov. Hodnosť kandidáta vied má 56 učiteľov. Z 84 neučiteľských pracovníkov má 11 vysokoškolské vzdelanie.

Neoddeliteľnou súčasťou výchovno-vzdelávacieho procesu je vedeckovýskumná práca a realizácia jej výsledkov. Doteraz bolo riešených a obhájенých 88 výskumných úloh, ktoré boli orientované na oblasť základného výskumu, vedeckotechnického rozvoja, ako aj aktuálnych problémov praxe.

Významné výsledky sme dosiahli v oblasti sledovania fyzikálno-mechanických vlastností zrnovín, riešenie spôsobov zberu a výmlatu obilnín, strukovín, dŕatelinovín a kukurice na zrnno, v mechanizácii zberu krmovín na svahoch, pri vysádzovaní zemiakov, výseve a zbere cukrovej repy.

V oblasti živočíšnej výroby to boli otázky maštalnej mechanizácie a automatizácie pracovných operácií, riešenia vyberača siláže a pod.

Vo výrobe traktorov boli na základe našich poznatkov urobené prospešné konštrukčné úpravy.

Na úseku poľnohospodárskych stavieb bolo spracovaných viacej návrhov na rekonštrukciu prestárnutých stavieb s novými technologickými riešeniami.

V oblasti energie sme sa orientovali na optimálne prenosy energie v mobilných energetických prostriedkoch, sušiarstve a na využívanie odpadového tepla, ako aj slnečnej energie.

Riešili sme otázky životnosti a prevádzkovej spoľahlivosti strojových súčastí a mechanizačných prostriedkov.

Okrem týchto uplatnení vedeckovýskumnej práce v praxi sa pracovníci fakulty podieľali na spracovaní návrhov pre optimalizáciu strojového parku a zásad starostlivosti o poľnohospodársku techniku v praktických podmienkach a v závodoch vo všetkých oblastiach Slovenska.

Naše poznatky boli odovzdávané praxi aj cestou konferencií a ďalších vedeckých podujatí priamymi inštruktážami pre poľnohospodárov, ďalej formou článkov, príručiek a iných publikácií.

Na fakulte bolo obhájených 70 kandidátskych dizertačných prác, z toho tri zahraničné.

Vo vedeckej výchove je 37 účastníkov, z toho 8 v internej aspirantúre, 19 v externej aspirantúre a ostatní vo vedeckej príprave. V súčasnosti máme štyroch zahraničných aspirantov.

Vedecký dorast vychovávame v rámci ŠVOČ, do ktorej je zapojených okolo 30 % študentov.

Naši pracovníci podali doteraz 34 zlepšovacích návrhov a 71 prihlášok vynálezov, na ktoré bolo udelených celkom 47 autorských osvedčení.

Vedeckovýskumne a odborne spolupracujeme okrem domácich ustanovizní a inštitúcií so 17 zahraničnými školami a inštitúciami. Zúčastňujeme sa na odborných a vedeckých podujatiach v zahraničí, kde pracovníci študujú, vystupujú s referátmi a publikujú výsledky svojej práce.

Dlhodobé zahraničné stáže absolvovalo 20 pracovníkov, z toho osem v ZSSR a štyria v NDR, piati pracovníci ukončili aspirantúru v ZSSR. Každoročne absolvuje 15 až 17 pracovníkov zahraničné pobyty a tento počet zahraničných hostov prijímame aj u nás.

Našou základnou úlohou je príprava inžinierov-mechanizátorov, z ktorých v neoddeliteľnej podstate s náročnou odbornou výchovou budeme aj naďalej formovať ich ideovo-politický a mravný profil v súlade s potrebami rozvinutej socialistickej spoločnosti.

Dvadsať rokov trvania odboru mechanizácie poľnohospodárstva na Vysokej škole poľnohospodárskej v Nitre ukázalo jeho opodstatnenosť pre rozvoj socialistickeho poľnohospodárstva Slovenska.

Úlohy pre ďalšie obdobie, tak ako nám to zdôraznil XVI. zjazd KSČ a 4. zasadnutie ÚV KSČ, sa aj v tejto oblasti zväzujú, a tým kladú na pracovníkov a študentov fakulty a jej absolventov ešte väčšie a vyššie nároky, čo si plne uvedomujeme.

Prof. ing. Bohumil Procházka, CSc.

dekan mechanizačnej fakulty Vysokej školy poľnohospodárskej v Nitre

MATEMATICKÝ MODEL SAMOHYBNÉHO ZBERACIEHO VOZA ROZDELENÉHO AXIÁLNYM ČAPOM, URČENÝ NA POSÚDENIE JEHO STATICKEJ STABILITY

J. Šesták, L. Škulavík, P. Sklenka

ŠESTÁK, J. — ŠKULAVÍK, L. — SKLENKA, P. (Vysoká škola poľnohospodárska, Nitra): *Matematický model samohybného zberacieho voza rozdeleného axiálnym čapom, určený na posúdenie jeho statickej stability*. Zeměd. Techn., 28, 1982 (8): 451 — 463.

Svahová dostupnosť samohybných zberacích vozov je základným faktorom ich efektívnej exploatácie. Pre konštrukčné riešenie s pretočiteľnou zadnou časťou voza voči prednej okolo axiálneho deliaceho čapu sme spracovali matematický model, určený k posúdeniu statickej stability. Simuláciu sme aplikovali pre voz vyvinutý vo VÚPT Rovinka počítačom EC 1010. Výsledkom riešenia je diagram oblasti straty statickej stability.

delený voz; pretočiteľnosť; axiálny deliaci čap

Vážnosť svahovej dostupnosti poľnohospodárskych strojov je vyvolávaná ďalším intenzívnym využívaním, najmä trávnych porastov na svahoch s uhlom sklonu okolo 21° .

V článku sme konštrukčne spracovali matematický model samohybného zberacieho voza, riešeného s pretočiteľnou prednou časťou voči zadnej okolo axiálneho čapu. Kritériá straty statickej stability sme simulovali parametrami samohybného zberacieho voza SSV-4.

Zostavené a uplatnené matematické modely sa v doteraz zverejnených prácach väčšinou zaoberajú priebehom preklápania okolo priečnej a pozdĺžnej osi vozidla a nárazovými charakteristikami pri úplnom prevrátení.

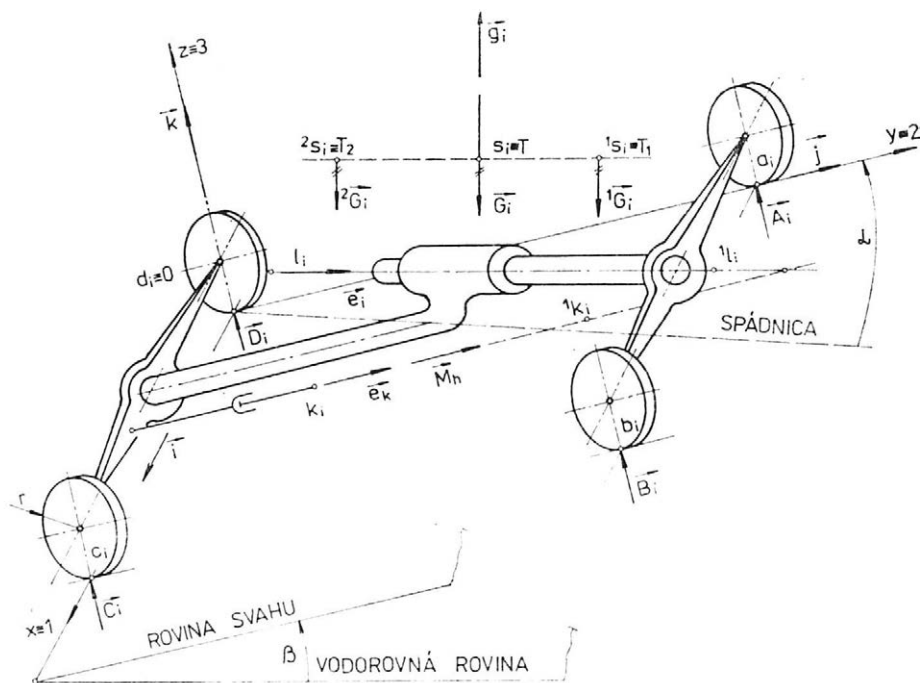
V štúdiách, ktoré publikoval Ponzio (1972), je jednoduchou analýzou potvrdenou experimentom stanovená stratová energia pri náraze po prevrátení.

Určením oblasti statickej stability a podmienkami dynamiky vozidla sa zaoberajú Reichmann (1972) a Daskalov (1971). Súhlasné otázky rozoberajú vo svojich prácach Vasilenko a Kuzminski (1969), Karagečev a Stojanov (1970). Väčšina riešiteľov sa v poslednej dobe zaoberá modelom traktorov a vozidiel analógovaných pružným hmotovým systémom (Larson a i., 1976; Davis a Rehkgugler, 1974). U nás túto problematiku spracovali Ramacsay a i. (1980).

Zo zhodnotenia známych prác vyplýva, že pre vlastné východiskové posúdenie konštrukčného návrhu je účelná počítačová simulácia vhodného matematického modelu.

FORMULÁCIA ÚLOHY

U samohybného vozidla s deleným podvozkom (obr. 1) dochádza pri obecnom smere pohybu (α) po svahu so sklonom (β) k poklesu výslednej reakcie podložky na jedno ľubovoľné koleso. Tento stav označujeme ako čiastočnú stratu stability vtedy, ak táto



1. Silová a funkčná dispozícia samohybného voza — The force and functional disposition of the self-propelled truck

reakcia klesne na nulu. Potom stratu stability pre celé vozidlo vyjadríme v komplexnom tvare

$$\vec{R}_t = \vec{0} \quad (1)$$

kde: $R = A, B, C, D$

Čiastočnú stratu stability potom určíme splnením jednej zo štyroch podmienok v rovnici (1). Podmienková rovnica (1) však vyžaduje, aby reakcie pôsobiace na jedno koleso vozidla boli explicitne vyjadrené vo funkcii uhla smeru pohybu (α) a uhla svahu (β).

Keď za relevantné veličiny budeme brať účinky vnútornej väzby podvozku s axiálnym deliacim čapom, môžeme úlohy čiastočnej straty stability definovať pre konštantnú rýchlosť vozidla. Pre rovnováhu telesa v priestore platí:

$$\sum_{i=1}^{i=n} \vec{R}_i = \vec{0} \quad (2)$$

$$\sum_{i=1}^{i=n} r_i \times \vec{R}_i = \vec{0} \quad (3)$$

Pre tri zložky reakcie každého dotykového bodu s podložkou bude celkový počet neznámych 12. Šesť podmienok rovnováhy (2) a (3) neumožňuje splniť podmienku (1).

Ďalšie doplnkové rovnice dostaneme rešpektovaním vnútornej väzby sústavy, ako aj zvolenej kinematiky pohonu. Výsledný počet stupňov voľnosti (počet dodatočných doplnkových rovníc) uvádzame pre rôzne alternatívy kinematiky pohonu v tab. I.

I. Počet stupňov voľnosti sústavy pre alternatívne riešenie kinematiky pohonu a vnútornú väzbu — The number of the degrees of freedom in the system for alternative solutions to the kinematics of drive and internal bond

Alternatíva	Predná náprava			Zadná náprava		Deliaci čap otvorený	Výsledný počet stupňov voľnosti
	voľné kolesá	diferenciál		diferenciál			
		v čin- nosti	uzatvo- rený	v čin- nosti	uzatvo- rený		
I	2			1		1	4
II	2				0	1	3
III		1		1		1	3
IV		1			0	1	2
V			0	1		1	2
VI			0		0	1	1

Usporiadanie v tejto tabuľke ukazuje, že maximálny počet doplnkových rovníc je 4. Teda k explicitnému vyjadreniu dvanástich neznámych reakcií desať rovníc nepostačuje. Nastáva dvojnásobná statická neurčitost pre alternatívu I a päťnásobná podľa alternatívy VI.

Ďalšie doplnkové rovnice sú stanovené vzťahmi medzi reakciami, uhlom smeru pohybu vozidla (α), uhlom svahu (β) a vzniknutou smerovou odchýlkou (δ).

Dostupné experimentálne zistené závislosti medzi reakciami kolesa a smerovou odchýlkou (δ) — (Krick, 1970) umožňujú však napísať doplnkové rovnice len pre úzku oblasť smerovej odchýlky (δ). Pretože matematický model nie je možné takto stanovenou sústavou rovníc jednoznačne doriešiť, transformujeme sústavu rovníc do tvaru:

$$F(\vec{R}_i, {}^1\vec{G}_i, {}^2\vec{G}_i) = \vec{0} \quad (4)$$

kde: $R = A, B, C, D$

Potom použitím podmienky (1) máme:

$$F_1(g^{R_1}, g^{R_2}, g^{R_3}) = 0 \quad (5)$$

a nakoniec:

$$F_2(a, \beta^R) = 0 \quad (6)$$

Pre dvanásť neznámych zložiek potrebujeme pre transformáciu na tvar (4) celkovo desať rovníc. Potom pre stratu stability v bode a_i budú transformačné rovnice:

$$\vec{B}_i = \sigma(\vec{A}_i, {}^1\vec{G}_i, {}^2\vec{G}_i) \quad (7)$$

$$\vec{C}_i = \tau(\vec{A}_i, {}^1\vec{G}_i, {}^2\vec{G}_i) \quad (8)$$

$$\vec{D}_i = \Omega(\vec{A}_i, {}^1\vec{G}_i, {}^2\vec{G}_i) \quad (9)$$

$$\varphi = (\vec{B}_i, \vec{C}_i, \vec{D}_i) = \vec{0} \quad (10)$$

Pre ostatné dotykové body budú rovnice analogické. V žiadnej z relácií v tab. I a z počtu rovnovážnych rovníc (2) a (3) nedostaneme potrebný počet desiatich rovníc.

Nevyhovujúca je aj alternatíva I z tab. I, pretože jednoduchý rozbor ukazuje, že redukovaných šesť zložiek reakcií nie je možné vyriešiť zo šiestich rovníc.

Ak prijmeme podmienky účelovej geometrie vozidla, môžeme z dôvodov jeho konštrukčnej symetričnosti stanoviť výslednice zložiek reakcií ($A_1 + B_1$) a ($C_1 + D_1$) (obr. 1). Obidve tieto výslednice pôsobia na vozidlo invariantne, a tým redukujeme počet neznámych zložiek reakcií na desať. Pre ich transformáciu do tvaru (4) potrebujeme celkom deväť rovníc.

Doplnková rovnica, vzniknutá pretočiteľnosťou prednej časti vozidla voči zadnej časti okolo axiálneho čapu, je definovaná rovnováhou momentov voči osi čapu (reakčný moment). Túto podmienku rešpektujeme vtedy, ak medzi prednou a zadnou časťou vozidla dochádza k prenosu točivého momentu mechanickými väzbovými členmi. Potom pre jednotkový vektor v osi prenosného člena $\vec{e}_k$ a jednotkový vektor v osi axiálneho čapu $\vec{e}_i$ platí:

$$0 \leq \vec{e}_i \cdot \vec{e}_k \leq 1 \quad (11)$$

Prenos točivého momentu môžeme využiť na pohon pojazdu a technologických skupín.

V prípade, že točivý moment po prenose využijeme na pohon nápravy, je tento definovaný aj momentom tangenciálnych síl obidvoch kolies rovnicou:

$$M_h = \frac{M_T}{p} \quad (12)$$

Zanedbávame pritom pasívne odpory v prenose. Pre pohon zadných kolies motorom, ktorý je umiestnený v prednej časti vozidla (obr. 1), bude:

$$M_T = r(C_2 + D_2) \quad (13)$$

alebo

$$M_h = \frac{r}{p}(C_2 + D_2) \quad (14)$$

Pre opačnú kinematiku pohonu

$$M_h = \frac{r}{p}(A_2 + B_2) \quad (15)$$

MATEMATICKÝ MODEL

Zostavenie matematického modelu bolo podmienené hodnotením konštrukčného riešenia samohybného zberacieho voza SSV-4, vyvinutého VÚPT v Rovinke (výrobca STS Nové Mesto nad Váhom). Kinematika pohonu tu zodpovedá alternatívne III z tab. I. Motor je umiestnený v prednej časti a prenos točivého momentu na pohon zadnej nápravy kvôli obecnosti riešenia alternujeme rozvodovým hriadeľom, pre ktorý platí podmienka stanovená rovnicou (14).

Rešpektovaním kinematiky pohonu bude:

$$A_2 = B_2 \quad (16)$$

$$C_2 = D_2 \quad (17)$$

Pre celé vozidlo platia rovnovážne rovnice:

$$\vec{A}_i + \vec{B}_i + \vec{C}_i + \vec{D}_i + \vec{G}_i = \vec{0} \quad (18)$$

V skalárnom tvare:

$$\begin{aligned} A_1 + B_1 + C_1 + D_1 + G_1 &= 0 \\ A_2 + B_2 + C_2 + D_2 + G_2 &= 0 \\ A_3 + B_3 + C_3 + D_3 + G_3 &= 0 \end{aligned} \quad (18a)$$

$$\begin{aligned} & \begin{vmatrix} \vec{i} & \vec{j} & \vec{k} \\ a_1 - l_1 & a_2 - l_2 & a_3 - l_3 \\ A_1 & A_2 & A_3 \end{vmatrix} + \begin{vmatrix} \vec{i} & \vec{j} & \vec{k} \\ b_1 - l_1 & b_2 - l_2 & b_3 - l_3 \\ B_1 & B_2 & B_3 \end{vmatrix} + \begin{vmatrix} \vec{i} & \vec{j} & \vec{k} \\ c_1 - l_1 & c_2 - l_2 & c_3 - l_3 \\ C_1 & C_2 & C_3 \end{vmatrix} + \\ & + \begin{vmatrix} \vec{i} & \vec{j} & \vec{k} \\ d_1 - l_1 & d_2 - l_2 & d_3 - l_3 \\ D_1 & D_2 & D_3 \end{vmatrix} + \begin{vmatrix} \vec{i} & \vec{j} & \vec{k} \\ s_1 - l_1 & s_2 - l_2 & s_3 - l_3 \\ G_1 & G_2 & G_3 \end{vmatrix} = 0 \end{aligned} \quad (19)$$

Momentová podmienka prednej časti vozidla k osi axiálneho čapu:

$$\begin{aligned} \vec{e}_i \cdot \left\{ \begin{vmatrix} \vec{i} & \vec{j} & \vec{k} \\ a_1 - l_1 & a_2 - l_2 & a_3 - l_3 \\ A_1 & A_2 & A_3 \end{vmatrix} + \begin{vmatrix} \vec{i} & \vec{j} & \vec{k} \\ b_1 - l_1 & b_2 - l_2 & b_3 - l_3 \\ B_1 & B_2 & B_3 \end{vmatrix} + \right. \\ \left. + \begin{vmatrix} \vec{i} & \vec{j} & \vec{k} \\ s_1 - l_1 & s_2 - l_2 & s_3 - l_3 \\ {}^1G_1 & {}^1G_2 & G_3 \end{vmatrix} + \vec{e}_{ik} r \cdot p^{-1} (C_2 + D_2) \right\} = 0 \end{aligned} \quad (20)$$

Takto dostaneme požadovaných deväť rovníc.

Doplnkové geometrické väzby sú:

$$a_3 = b_3 = c_3 = d_3 \quad (21)$$

$$a_2 = b_2 \quad (22)$$

$$c_2 = d_2 \quad (23)$$

Transformáciou sústavy rovníc (16) až (20) na tvar definovaný rovnicou (10) dostaneme podmienku pre stratu stability v bode a_i .

Potom rešpektovaním podmienky (1) máme:

$$\begin{aligned} & \left\{ \begin{vmatrix} e_1 & e_2 & e_3 \\ b_1 - l_1 & b_2 - l_2 & b_3 - l_3 \\ s_1 - d_1 & s_2 - d_2 & s_3 - d_3 \end{vmatrix} - \frac{1}{2} (c_1 - d_1) \begin{vmatrix} e_2 & e_3 \\ a_2 - l_2 & a_3 - l_3 \end{vmatrix} - \right. \\ & \left. - \begin{vmatrix} e_1 \\ e_2 \\ e_3 \end{vmatrix} \begin{bmatrix} e_{k1} & e_{k2} & e_{k3} \end{bmatrix} \frac{r}{p} (a_2 - d_2) \right\} G_2 - (s_2 - d_2) \begin{vmatrix} e_2 & e_3 \\ b_2 - l_2 & b_3 - l_3 \end{vmatrix} G_1 + \end{aligned}$$

$$\begin{aligned}
& + (s_2 - d_2) \begin{vmatrix} e_1 & e_3 \\ b_1 - l_1 & b^3 - l_3 \end{vmatrix} G_2 - (s_2 - d_2) \dots \rightarrow . \\
& \dots \rightarrow \begin{vmatrix} e_1 & e_2 \\ b_1 - l_2 & b_2 - l_2 \end{vmatrix} G_3 + (a_2 - d_2) \begin{vmatrix} e_2 & e_3 \\ {}^1s_2 - l_2 & {}^1s_3 - l_3 \end{vmatrix} {}^1G_1 - (a_2 - d_2) \dots \rightarrow . \\
& \dots \rightarrow \begin{vmatrix} e_1 & e^3 \\ {}^1s_1 - l_1 & {}^1s_3 - l_3 \end{vmatrix} {}^1G_2 + (a_2 - d_2) \begin{vmatrix} e_1 & e_2 \\ {}^1s_1 - l_1 & {}^1s_2 - l_2 \end{vmatrix} {}^1G_3 = 0 \quad (24)
\end{aligned}$$

Ak ďalej zohľadníme vzájomné relácie medzi jednotkovým vektorom tiaže, uhlom svahu (β) a uhlom smeru pohybu vozidla (α) (podľa obr. 1) z rovníc

$$\vec{g}_i \cdot \vec{g}_i = 1 \quad (25)$$

$$\vec{g}_i = \begin{pmatrix} \sin \alpha \sin \beta \\ \cos \alpha \sin \beta \\ \cos \beta \end{pmatrix} \quad (26)$$

a tiaž vozidla

$$\vec{G}_i = -G \cdot \vec{g}_i \quad (27)$$

a tieto dosadíme do rovnice (24), pričom súbežne označíme determinanty rovnice vo vzostupnom poradí znakom $|M_i|$, po jednoduchých úpravách máme:

$$\begin{aligned}
\text{tg } \beta^A &= \frac{(s_2 - d_2) |M_6| - (a_2 - d_2) \frac{{}^1G}{G} |M_9|}{\left\{ (a_2 - d_2) |M_7| \frac{{}^1G}{G} - (s_2 - d_2) |M_4| \right\} \sin \alpha +} \dots \rightarrow \\
&\dots \rightarrow \frac{+ \left\{ |M_1| - \frac{1}{2} (c_1 - d_1) |M_2| - |M_3| \frac{r}{p} (a_2 - d_2) + (s_2 - d_2) |M_5| - \right.}{\dots \rightarrow - \frac{{}^1G}{G} (a_2 - d_2) |M_8| \left. \right\} \cos \alpha} \dots \rightarrow \quad (28)
\end{aligned}$$

Analogickým postupom dostaneme podmienku pre stratu kontaktu s podložkou v bode (b_i). Po ďalšom vzostupnom označení determinantov nakoniec je:

$$\begin{aligned}
\text{tg } \beta^B &= \frac{s_2 - d_2 |M_{12}| - (a_2 - d_2) \frac{{}^1G}{G} |M_9|}{\left\{ (a_2 - d_2) |M_7| \frac{{}^1G}{G} - (s_2 - d_2) |M_2| \right\} \sin \alpha +} \dots \rightarrow \\
&\dots \rightarrow \frac{+ \left\{ |M_{10}| - \frac{1}{2} (c_1 - d_1) |M_2| - |M_3| \frac{r}{p} (a_2 - d_2) + \right.}{\dots \rightarrow}
\end{aligned}$$

$$\dots \rightarrow \frac{(s_2 - d_2) |M_{11}| - \frac{1}{G} (a_2 - d_2) |M_8|}{G} \cos \alpha \quad (29)$$

Podmienky pre stratu kontaktu v bodoch (c_i) a (d_i) zadnej časti vozidla dostaneme alternatívnym riešením rovnice (19) rešpektovaním vzťahov (21) až (23) a (25) až (27).

Pre bod (c_i) potom platí:

$$\begin{aligned} \operatorname{tg} \beta^c = & \frac{(s_2 - a_2) |M_{17}| - (d_2 - a_2) \frac{2G}{G} |M_{20}|}{\left\{ \frac{2G}{G} (d_2 - a_2) |M_{18}| - (s_2 - a_2) |M_{15}| \right\} \sin \alpha +} \dots \rightarrow \\ & \dots \rightarrow \frac{\left\{ |M_{13}| - \frac{1}{2} (b_1 - a_1) |M_{14}| + (s_2 - a_2) |M_{16}| - \right.}{\left. - \frac{2G}{G} (d_2 - a_2) |M_{19}| \right\} \cos \alpha} \dots \rightarrow \end{aligned} \quad (30)$$

Pre bod (d_i):

$$\begin{aligned} \operatorname{tg} \beta^d = & \frac{(s_2 - a_2) |M_{23}| - (d_2 - a_2) \frac{2G}{G} |M_{20}|}{\left\{ \frac{2G}{G} (d_2 - a_2) |M_{18}| - (s_2 - a_2) |M_{14}| \right\} \sin \alpha +} \dots \rightarrow \\ & \dots \rightarrow \frac{\left\{ |M_{21}| - \frac{1}{2} |M_{14}| (b_1 - a_1) + (s_2 - a_2) |M_{22}| - \right.}{\left. - \frac{2G}{G} (d_2 - a_2) |M_{19}| \right\} \cos \alpha} \dots \rightarrow \end{aligned} \quad (31)$$

Keď takto vzniknutú sústavu lineárnych rovníc transformujeme do polárnej súradnicovej sústavy, kde ($\operatorname{tg} \beta$) je argumentom a (α) je smernicou, a túto sklopíme do roviny svahu, dostaneme graf hraničných oblastí straty kontaktu kolies s podložkou.

METODICKÝ POSTUP

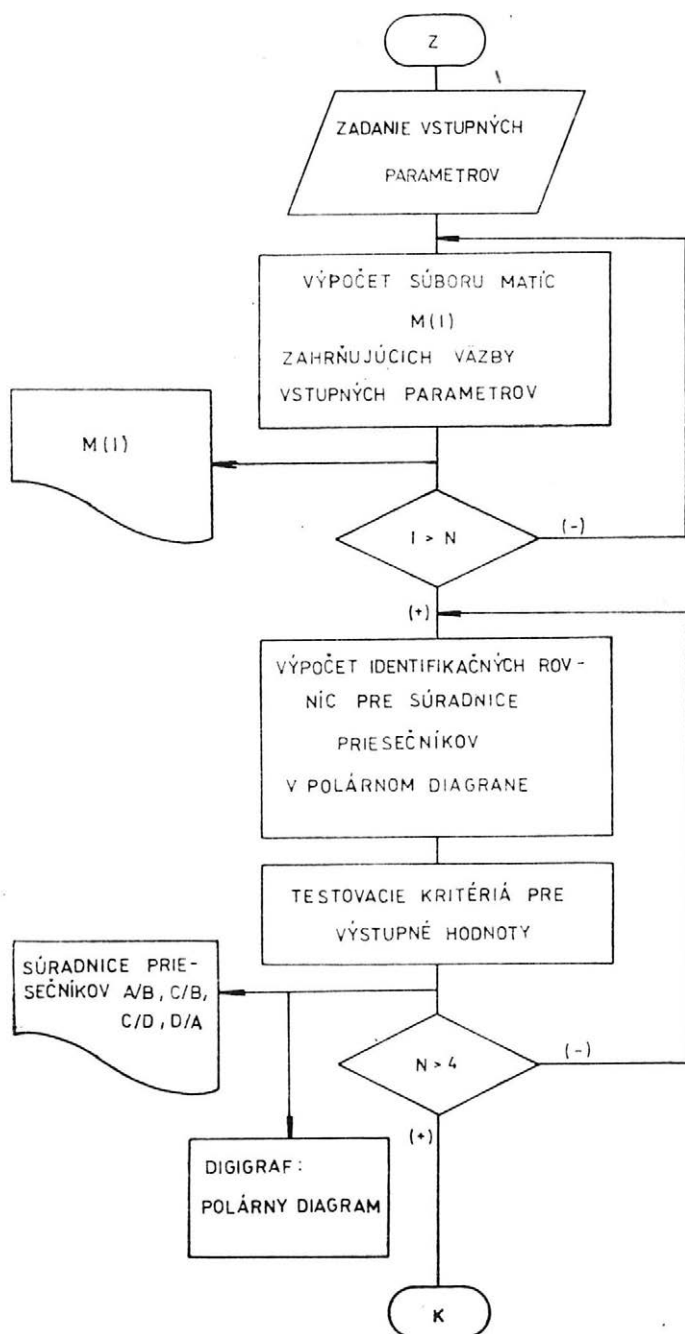
Technické parametre, ako aj súradnice ťažísk prednej a zadnej časti vozidla a súradnice ťažiska celého vozidla boli stanovené a spracované podľa postupov uvedených v práci autorov Šesták a i. (1981 — nepublikované).

Technické parametre vozidla, polohy ťažísk a kontaktných bodov vozidla, ktoré definovali oblasti preklápania či stratu kontaktu s podložkou, boli po spracovaní využité ako vstupné hodnoty pre spracovanie na počítači EC 1010. Základnú blokovú schému riešenia úlohy vyznačujeme na obr. 2.

SIMULÁCIA A VYHODNOTENIE VÝSLEDKOV

Základné funkčné rozmery samohybného zberacieho voza SSV-4, alternované pre simuláciu dvoma nápravami a súbežným mechanickým pohonom rozvodovým hriadeľom

2. Bloková schéma riešenia úlohy — Block diagram of the solution to the problem



oboch náprav, uvádzame v tab. II. Polohu ťažísk vozidla pre postupné aktívne zaťažovanie zvislým stĺpcom v smere plnenia uvádzame v tab. III—V. Poloha ťažiska prednej časti v tab. III je nezávislá od zaťaženia. Polohové vektory kontaktných bodov kolies s podložkou, polohy osi axiálneho čapu vozidla, ako aj osi rozvodového hriadeľa sú vyznačené vstupmi do počítača v tab. VI.

II. Základné funkčné rozmery samohybného zberacieho voza SSV-4 — The basic functional dimensions of the SSV-4 self-propelled self-loading trailer

Názov	Rozmer	Hodnota
Rázvor kolies	[mm]	4710
Rozchod kolies vpredu/vzadu	[mm]	2370
Počet alternatívnych náprav	[ks]	2
Pohotovostná hmotnosť	[kg]	8020
Užitočné zaťaženie	[kg]	4000

III. Poloha ťažiska samohybného zberacieho voza SSV-4: predná časť — The position of the gravity centre of the SSV-4 self-propelled self-loading trailer: the fore part

Rázvor	Rozchod	Súradnice ťažiska		
		x	y	z
[m]	[m]	[m]	[m]	[m]
4,71	2,37	1,295	4,45	0,954

IV. Poloha ťažiska samohybného zberacieho voza SSV-4: zadná časť — The position of the gravity centre of the SSV-4 self-propelled self-loading trailer: the rear part

Rázvor	Rozchod	Užitočné zaťaženie		Súradnice ťažiska		
				x	y	z
[m]	[m]	[kg]	[%]	[m]	[m]	[m]
4,71	2,37	0	0	1,15	0,900	0,972
4,71	2,37	400	25	1,13	0,652	1,122
4,71	2,37	800	50	1,129	0,663	1,235
4,71	2,37	1200	75	1,138	0,695	1,325
4,71	2,37	1600	100	1,14	0,753	1,408

V. Poloha ťažiska samohybného zberacieho voza SSV-4: celý voz — The position of the gravity centre of the SSV-4 self-propelled self-loading trailer: the whole trailer

Rázvor	Rozchod	Užitočné zaťaženie		Súradnice ťažiska		
				x	y	z
[m]	[m]	[kg]	[%]	[m]	[m]	[m]
4,71	2,37	0	0	1,229	3,106	0,962
4,71	2,37	400	25	1,227	2,899	1,023
4,71	2,37	800	50	1,225	2,810	1,078
4,71	2,37	1200	75	1,223	2,725	1,124
4,71	2,37	1600	100	1,221	2,664	1,176

VI. Vstupné hodnoty do počítača (geometria vozidla) — The input data for a computer (geometry of the vehicle)

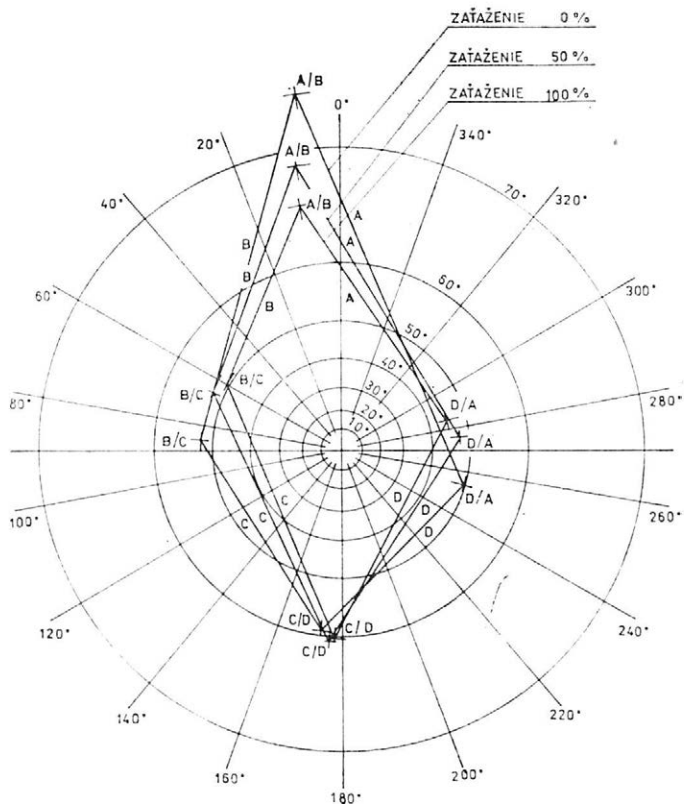
Veličina	I	Súradnice		
		x	y	z
Kontaktné body				
A (I)	1	0	4,71	0
B (I)	2	2,37	4,71	0
C (I)	3	2,37	0	0
D (I)	4	0	0	0
Os axiálneho čapu				
L (I)	5	1,05	0	1,25
E (I)	—	0	1	0
Os rozvodového hriadeľa				
E (I)	k	0	1	0

Kritériálne oblasti straty kontaktu kolies s podložkou pre alternatívne riešenie s rozvodovým hnacím hriadeľom náprav a pre uvedené zaťaženia sú v diagrame na obr. 3. Kritériálne oblasti straty kontaktu kolies s podložkou pre verziu s hydrostatickým pohonom obidvoch náprav pre stanovené zaťaženia vyznačujeme v diagrame na obr. 4.

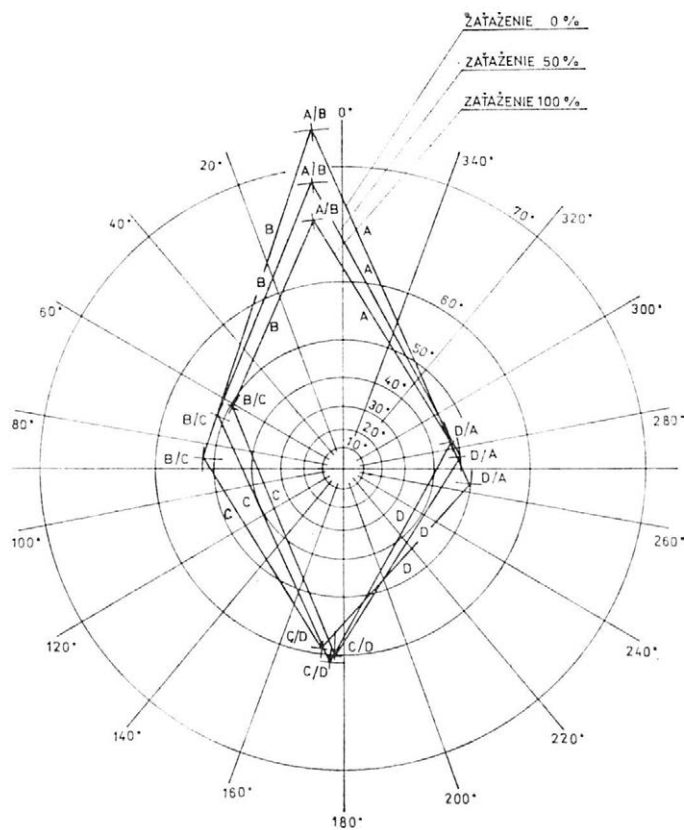
ZÁVER

Pre jednocelové riešenie samohybného zberacieho voza rozdeleného axiálnym čapom, ktorý umožňuje pretočiteľnosť zadnej časti voči prednej, sme spracovali matematický model určený na posúdenie jeho statickej stability vo všeobecnom smere na svahu.

3. Diagram kritériálnych oblastí straty statickej stability pre pohon rozvodovým hriadeľom — Diagram of the criterional zones of the loss of static stability for camshaft drive



4. Diagram kritériálnych oblastí straty statickej stability pre hydrostatický pohon — Diagram of the criterional zones of the loss of static stability for hydrostatic drive



Simuláciu sme uskutočnili pre samohybný zberací voz SSV-4, vyvinutý vo VÚPT Rovinka. Po spracovaní parametrov vozidla, podľa programu pre počítač EC 1010, boli určené kritériálne oblasti straty stability zaznamenané do diagramu.

Použité označenia

$[a]$	$=^\circ$	... smerový uhol vozidla
$[\beta]$	$=^\circ$	... uhol svahu
$[\delta]$	$=^\circ$	... smerová odchýlka
$[G_i]$	$= N$	... tiaž vozidla
$\vec{g}_i$	$=$	... jednotkový vektor tiaže
$\vec{a}_i, \vec{b}_i, \vec{c}_i, \vec{d}_i$		... polohové vektory dotykových bodov kolies s podložkou
$\vec{s}_i$		... polohový vektor ťažiska
$\vec{R}_i, \vec{A}_i, \vec{B}_i, \vec{C}_i, \vec{D}_i$		... vektory reakčných účinkov
$\vec{e}_i$		... jednotkový vektor osi axiálneho čapu
$\vec{e}_k$		... jednotkový vektor osi hnacieho hriadeľa
$[M_h, M_T]$	$= Nm$	... hnacia dvojica
$[r]$	$= m$	... polomer kola
$[p]$	$= 1$	... prevod

Literatúra

- DASKALOV, A.: Vrchu dynamická ustojivosť traktorite crešču pre katarvane. Selskosp. Techn., 8, 1971, č. 5, s. 3-15.
- DAVIS, D. C. — REHKUGLER, G. E.: Agricultural wheel-tractor overturns. Part I.: Mathematical model. Trans. A. S. A. E., 17, 1974, č. 3, s. 3.
- KARAGEČEV, G. — STOJANOV, H. K.: Otázky bočnej stability traktorov. Selskosp. Techn., 7, 1970, č. 2, s. 51-59.
- KRICK, G.: Kräfte und Momente an angetrieben, schrägläufigen Reifen und die Auswirkung auf das Fahrzeug. Technische Hochschule, Munich 1970.
- LARRSON, D. L. — SMITH, D. W. — LILEJDAHL, J. B.: The dynamics of three-dimensional tractor motion. Trans. A. S. A. E., 19, 1976, č. 1, s. 195-200.
- PONZIO, L.: Backward overturning of an agricultural tractor. A. T. A., 25, 1972, č. 3, s. 151-163.
- RAMASCAY, L. a kol.: Technicko-kinematické podmienky samohybného zberacieho voza. [Čiastková správa.] Rovinka, Výskumný ústav poľnohospodárskej techniky 1980.
- REICHMANN, E.: Hangstabilität landwirtschaftlicher Fahrzeuge. Weiselburg 1972.
- SESTÁK, J. — ZVADA, D. — MOLOTTA, P. — KURÁN, J.: Hmotnostné charakteristiky samohybných zberacích vozov. Nitra, Vysoká škola poľnohospodárska 1981.
- VASILENKO, P. M. — KAZMINSKIJ, V. G.: Dinamika obor. samohodnyh selskchozjajstvennyh mašin. Zemled. Mech., 12, Akad. Selchoz. Nauk, Moskva, 1969, s. 52-61.

Došlo dňa 17. 3. 1982

ШЕСТАК, Й. — ШКУЛАВИК, Л. — СКЛЕНКА, П. (Сельскохозяйственный институт, Нитра): Математическая модель самоходного подборщика, разделенного аксиальной цапфой, предназначенная для оценки статической устойчивости. Земед. Techn., 28, 1982 (8): 451-463.

Доступность склонов для самоходных подборщиков — это главный фактор их эффективной эксплуатации. Для конструирования опрокидывающейся задней части машин над передней около аксиальной разделительной цапфы была разработана математическая модель, пред-

назначенная для оценки статической устойчивости. Имитирование применялось для машины, сконструированной в НИИСТ — Ровинка на вычислительной машине ЭЦ, 1010. В результате решения была составлена диаграмма области потерь статической устойчивости.

разделенная машина; переворачиваемость; аксиальная разделительная цапфа

ŠESTÁK, J. — ŠKULAVÍK, L. — SKLENKA, P. (University of Agriculture, Nitra): *Mathematical Model of a Self-Propelled Self-Loading Trailer with a Dividing Axial Pivot for the Evaluation of the Static Stability of the Machine*. Zeměd. Techn., 28, 1982 (8) : 451-463.

The slope accessibility of self-propelled self-loading trailers is the basic factor of their effective use. A mathematical model designed for the evaluation of static stability was devised for the design of the machine in which the rear part could turn around the pivot in relation to the fore part. The simulation was applied to the trailer developed by the EC 1010 computer in the Research Institute of Agricultural Engineering at Rovinka. The result of the effort is a diagram of the loss zone of static stability.

divided truck; turning; axial dividing pivot

ŠESTÁK, J. — ŠKULAVÍK, L. — SKLENKA, P. (Hochschule für Landwirtschaft, Nitra): *Mathematisches Modell eines selbstfahrenden, durch den Axialzapfen getrennten Ladewagens, bestimmt zur Beurteilung seiner statischen Standsicherheit*. Zeměd. Techn., 28, 1982 (8) : 451-463.

Die Hangtauglichkeit der selbstfahrenden Ladewagen stellt den grundlegenden Faktor für deren effektive Nutzung dar. Für die Baulösung mit der Drehbarkeit des Wagenhinterteiles gegenüber dem Vorderteil um den Axialtrennzapfen hat man ein zur Beurteilung der statischen Standsicherheit bestimmtes mathematisches Modell bearbeitet. Die Nachbildung wurde für den im Forschungsinstitut der Landtechnik Rovinka entwickelten Wagen mittels des Rechners EC 1010 angewandt. Das Ergebnis der Lösung stellt ein Diagramm der Verlustzone der statischen Standsicherheit dar.

getrennter Wagen; Drehbarkeit; Axialtrennzapfen

Adresa autorov:

Doc. ing. Jozef Šesták, CSc., ing. Peter Sklenka, CSc., Ladislav Škulavík, prom. ped., CSc., Vysoká škola poľnohospodárska, ul. plk. Gagua 10, 949 01 Nitra

Výběr z přírůstků

Ústřední zemědělské a lesnické knihovny ÚVTIZ

z úseku zemědělská technika

Uvedené publikace je možné si vypůjčit osobně nebo písemně v ÚZLK, výpůjční oddělení, 120 56 Praha 2, Slezská 7. Výpůjční doba: pondělí až pátek od 9 do 18 hodin. U každé žádané publikace uveďte signaturu.

E 35.386

Konstruirovaniye i proizvodstvo sel'skochozjajstvennykh mašin. Respublikanskij mezvedomstvennyj naučno-techničeskij sbornik.

Kijev, Technika. 1. 1971. 81 s., obr., tab.; 2. 1972. 124 + 7 s., obr. tab.; 3. 1973. 111 s., obr., tab.; 5. 1975. 95 + 7 s., obr., tab.; 7. 1977. 81 s., obr., tab.; 10. 1980. 84 + 8 s., obr., tab. (Zemědělské stroje — konstrukce — sborník / Zemědělské stroje — výroba — sborník — SSSR-USSR)

Automatyzacja w technice rolniczej.

D 71.544

Warszawa, PWRiL 1980. 429 s., obr., tab. (Zemědělská technika — automatizace — příručka)

25 godini MIS — Ruse.

E 42.657

(Mašinoizpitatelnata stancija v Ruse).

Sofija, Nacionalen agrarno-promyšlen sąjuz — Centar za naučnotečničeska i ikonomičeska informacija 1981. 128 s., obr., tab. (Mechanizační ústavy výzkumné — Bulharsko — Ruse — sborník)

National institute of agricultural engineering.

E 42.584

Merelbeke (Belgium), Ministry of agriculture (1981), nestr., obr. (Zemědělská technika — výzkum — Belgie — Merelbeke — činnost)

D 72.266

Tätigkeitsbericht 1979—1980 des Instituts für Agrartechnik der Universität Hohenheim.

Hohenheim, n. vl. 1981. 126 s. (Mechanizační ústavy zemědělské — NSR — Hohenheim — Vysoká škola zemědělská — činnost — zprávy)

PREVÁDZKOVÉ ZATAŽENIE PREVODOVÉHO SYSTÉMU TRAKTORA A JEHO SIMULOVANIE V LABORATÓRNYCH PODMIENKACH

Š. Drabant, I. Petranský, J. Semetko

DRABANT, Š. — PETRANSKÝ, I. — SEMETKO, J. (Vysoká škola poľnohospodárska, Nitra): *Prevádzkové zataženie prevodového systému traktora a jeho simulovanie v laboratórnych podmienkach*. Zeměd. Techn., 28, 1982 (8): 465–477.

Príspevok sa zaoberá získavaním informácií o prevádzkovom zatažení poľnohospodárskeho traktora v náhodne premenlivých pracovných podmienkach a ich simulovaním v laboratóriu. Na základe výsledkov získaných z prevádzkových meraní traktorovej orebnej súpravy bol uskutočnený funkčný návrh hydrostatického simulátora s cieľom umožniť simulovanie prevádzkového zataženia a využiť získané experimentálne výsledky pri ich vytváraní v laboratórnych podmienkach. Bol zvolený magnetický záznam veličín charakterizujúcich prevádzkové zataženie. Získané magnetické záznamy boli použité pri overovaní navrhnutého simulátora.

poľnohospodársky traktor; náhodne premenlivé pracovné podmienky; hydrostatický simulátor

Pri zvyšovaní technickej úrovne ako aj hospodárnosti používaných poľnohospodárskych súprav a pri súčasnom optimálnom využívaní dodávanej energie je potrebné stále dokonalejšími metódami objasňovať vzťahy medzi pôsobením súpravy a rôznych pracovných podmienok charakterizovaných v poľnohospodárskej prevádzke predovšetkým prírodnými a terénnymi podmienkami. Vzhľadom na to, že prevádzkové podmienky v poľnohospodárstve sa pomerne rýchle menia, ich simulovanie v laboratóriu nadobúda stále väčšiu dôležitosť.

Väčšina skúšobných metód uskutočňovaných v prirodzených pracovných podmienkach často nezaručuje plné zabezpečenie požiadaviek na spoľahlivé overenie vlastností skúšanej súpravy. Jednou z veľkých nevýhod týchto metód je časová náročnosť a veľká potreba pracovníkov pri realizácii skúšok.

Systematický výskum nových skúšobných metód má zabezpečiť objektívne a vyčerpávajúce zistenie funkcie, prevádzkyschopnosti, technického stavu a hospodárnosti skúšanej súpravy, prípadne jej niektorých mechanizmov, a to kedykoľvek bez ohľadu na veľmi často sa meniace prevádzkové podmienky a ďalšie závislosti špecifické pre poľnohospodársku výrobu.

Pri vývoji traktorov sa vychádza z kvalitatívneho rozboru snáh o maximálne hospodárne využívanie energie v poľnohospodárskej výrobe, a teda z potreby vyrábať mobilné energetické prostriedky s takými parametrami, aby sa merná spotreba energie na jednotku výsledného produktu poľnohospodárskej produkcie znížila. Je nutné, aby jednotlivé komponenty mobilného energetického prostriedku boli zladené tak, aby celkove vytvárali podmienky pre optimálnu prácu. Jedným z týchto komponentov, ktorý má podstatný vplyv na prenos a využitie výkonu energetického zdroja, je prevodový systém.

Voľba a návrh prevodového systému u mobilných energetických prostriedkov je stále v popredí záujmu výskumných pracovníkov a konštruktérov. V posledných rokoch a pre budúce obdobie je tento záujem umocňovaný rastúcimi cenami všetkých druhov energií vstupujúcich do technologického procesu.

Pri výskume a vývoji nových traktorov pre poľnohospodárstvo vystupuje stále viac do popredia potreba skúšania, a to tak v prevádzkových, ako aj v laboratórnych podmienkach. Z hľadiska pomerne rýchle sa meniacich prevádzkových podmienok v poľnohospodárstve nadobúda stále väčšiu dôležitosť simulovanie týchto prevádzkových podmienok v prostredí s minimálnou závislosťou od vonkajších poveternostných podmienok.

Pre výskum a vývoj z toho vyplývajú požiadavky na používanie takých metód skúšania, ktoré môžu overiť požadované vlastnosti v ktorejkoľvek dobe bez ohľadu na agro-technické termíny, kvalitu prirodzenej podložky a poveternostné podmienky. Preto sa rozvíjajú a uplatňujú také metódy experimentovania, ktoré nahradia prevádzkové podmienky a umožnia tak ich simulovanie v laboratórnych podmienkach.

METODIKA

Metodika práce vychádza z cieľa získať údaje, na základe ktorých bude možné posúdiť a analyzovať problematiku dynamického zaťaženia kolesového traktora pri orbe v náhodne premenlivých pracovných podmienkach v súprave s návesným a poloneseným náradím so zameraním na prevodový systém a získané údaje z prevádzkových experimentov využiť pre simulovanie dynamického zaťaženia prevodového systému traktora v laboratórnych podmienkach hydrostatickým simulátorom.

Pri určovaní metodiky práce bolo prihliadané na vytýčený cieľ práce. Z tohto pohľadu bol zvolený tento postup:

- uskutočnenie experimentov s orebnou súpravou pozostávajúcou z traktora Z-8011 a pluhu 4-PX-30,
- uskutočnenie experimentov s orebnou súpravou pozostávajúcou z traktora Z-8011 a pluhu 4-PN-30,
- spracovanie nameraných výsledkov pomocou automatickej vyhodnocovacej linky a analógového počítača MEDA 41 TC,
- vypracovanie návrhu hydrostatického simulátora dynamického zaťaženia prevodového systému traktora a jeho overenie.

Príslušné merania boli uskutočnené za účelom získania potrebných experimentálnych údajov pre stanovenie požiadaviek a vypracovanie funkčného návrhu hydrostatického simulátora. Merania s návesným náradím boli rozdelené do ôsmich variantov pri pracovných hĺbkach 0,18 m a 0,25 m, na prevodových stupňoch I/2 a I/3 na rovine a pri terénnej nerovnosti. Merania s poloneseným náradím boli rozdelené do štyroch variantov pri rovnakých pracovných hĺbkach a rýchlostiach ako v prvom prípade. Dĺžka meraného úseku bola pri všetkých variantoch 50 m, pričom zvlášť boli vytýčené prípravné úseky o dĺžke 25 m.

Aby sa získali vierohodné výsledky, boli merané úseky vybrané tam, kde pôda nie je narušená predchádzajúcimi prejazdmi strojov. Mechanicko-fyzikálny stav pôdy pozdĺž meraných úsekov bol kontrolovaný a merané jazdy boli opakované v protismere v novej stope v blízkosti jász prvého merania, aby rozdiely vo vlastnostiach a homogenite pôdy boli čo najmenšie. Celý komplex meraní, týkajúci sa daného druhu podložky a danej orebnej súpravy, sa uskutočnil v jednom dni.

Pozemok, na ktorom boli uskutočnené skúšky, bol vybraný tak, aby minimálne 250 m dlhý úsek nemal pozdĺžny ani priečny sklon väčší ako 1 %. Meraný úsek bol rozdelený na desať dvojitéch úsekov rovnakej dĺžky. V prvej časti každého úseku bol nastavený požadovaný úkon a v jeho druhej časti bolo vykonané vlastné meranie.

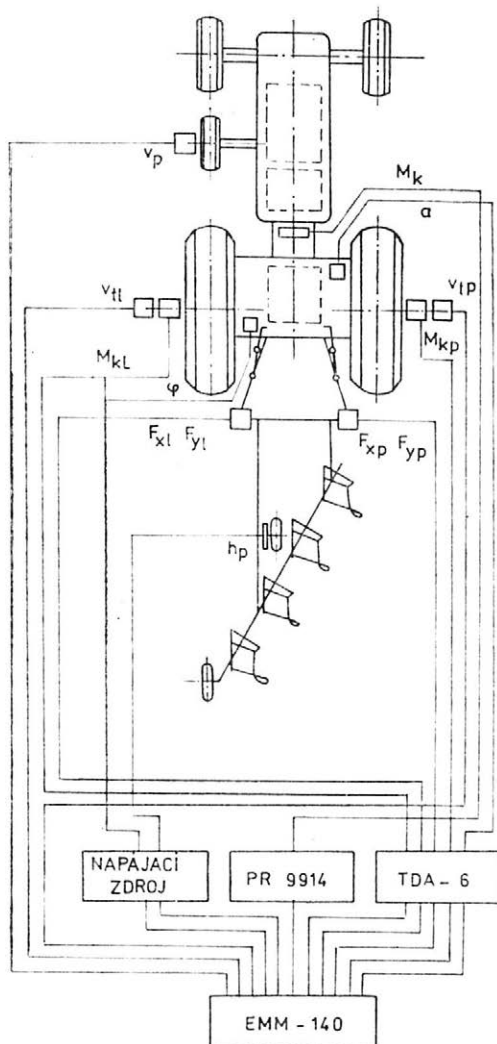
Na vybraných úsekoch bola hlinitá pôda so strniskom po ozimnej pšenici. Pri meraniach boli zároveň odobraté vzorky pôdy. Vzorky pôdy pre stanovenie zrnitosti boli odobraté pred vlastným meraním, vzorky pre stanovenie vlhkosti, objemovej a mernej hmotnosti pôdy počas merania a po jeho ukončení.

Fyzikálno-mechanické vlastnosti zeminy, stanovené z odobratých vzorkov, boli takéto: hmotnostná vlhkosť 22,8 %, objemová hmotnosť suchej zeminy $1,16 \text{ g.cm}^{-3}$, objemová hmotnosť vlhkej zeminy $1,41 \text{ g.cm}^{-3}$, merná hmotnosť zrna $2,60 \text{ g.cm}^{-3}$ a pórovitosť 41 %.

Na základe vytýčeného hlavného cieľa práce a z hľadiska komplexnejšieho posúdenia technicko-exploatačných vlastností sledovaného traktora vyplynula potreba súčasného kontinuálneho merania a registrácie týchto veličín: krútiaci moment na výstupe prevodovky, krútiaci moment na pravom a ľavom hnacom kolese traktora, vodorovné a zvislé zložky síl v pravom a ľavom závesnom

1. Schéma zapojenia snímačov a mera-
cej techniky pri experimentoch — Dia-
gram of the connection of the sensing
units and measuring apparatuses during
the experiments

PR 9914 — diskriminátor; TDA-6 —
staticko-dynamická tenzometrická apar-
túra; EMM 140 — merací magnetofón;
 M_k — krútiaci moment na výstupe pre-
vodovky; M_{hL} (M_{hp}) — krútiaci moment
na ľavom (pravom) hnacom kolese; v_p
— pracovná rýchlosť; v_{tL} (v_{tP}) — teo-
retická rýchlosť ľavého (pravého) hnacieho
kolesa; F_{xL} (F_{xP}) — vodorovná zložka
sily v ľavom (pravom) závesnom bode;
 F_{yL} (F_{yP}) — zvislá zložka sily v ľavom
(pravom) závesnom bode; h_p — pracov-
ná hĺbka; φ — uhol natočenia ramien
hydrauliky



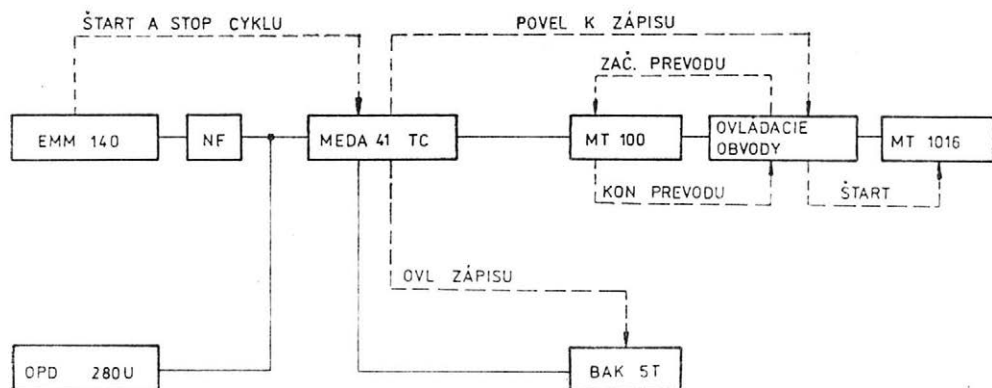
bode, teoretické rýchlosti pravého a ľavého hnacieho kolesa, pracovná rýchlosť traktora, posuvné
zrýchlenie traktora a pracovná hĺbka náradia. Pri meraniach s poloneseným pluhom boli sledované
tie isté veličiny ako v predošlom prípade okrem síl v závesných bodoch traktora a navyše bol meraný
uhol natočenia ramien hydrauliky.

Pri meraniach boli použité snímače vyvinuté na KMT VŠP v Nitre (okrem snímača zrýchle-
nia). Schéma zapojenia snímačov a použitej meracej techniky je na obr. 1.

VLASTNÁ PRÁCA

Magnetické záznamy časových priebehov nameraných veličín sme spracovali po-
mocou automaticky ovládanej vyhodnocovacej linky, ktorá je schematicky znázornená
na obr. 2. Namerané časové priebehy sledovaných veličín boli vyhodnocované analógo-
vými metódami na počítači MEDA 41 TC. U veličín charakterizujúcich prevádzkové
zaťaženie prevodového systému traktora boli zisťované stredné hodnoty, disperzie,
distribučné funkcie, krivky hustôt pravdepodobnosti a normované spektrálne charakte-
ristiky.

Pre vyhodnocovanie stredných hodnôt $\bar{x}(t)$ a disperzie $D(x)$ nameraných priebehov
sledovaných veličín $x(t)$ sme vypracovali programové zapojenie, uvedené na obr. 3.
Pre výpočet strednej hodnoty sme použili diferenciálny vzťah:



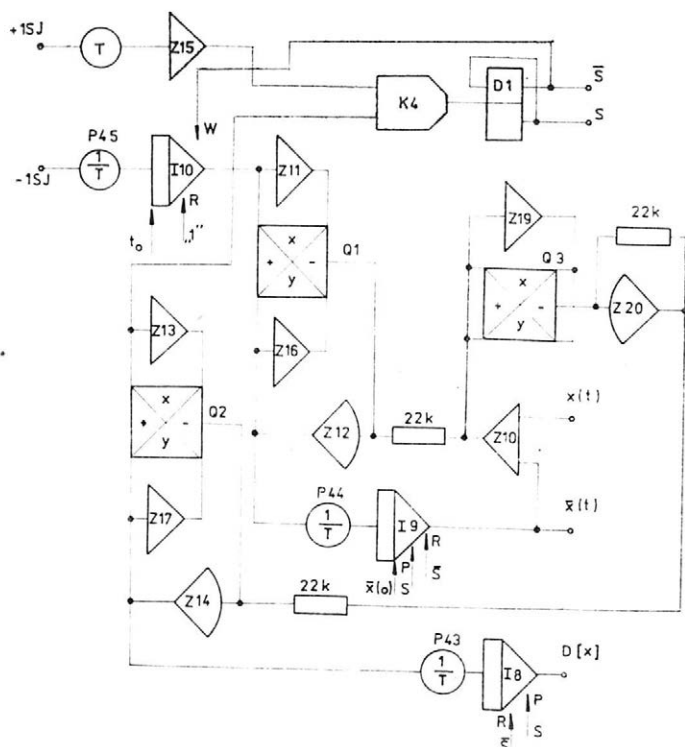
2. Schéma zapojenia vyhodnocovacej linky — Diagram of the connection of the result-evaluation line

EMM 140 — merací magnetofón; NF — nízko-frekvenčný filter; MEDA 41 TC — iteračný analógový počítač; OPD 280 U — pomalobežný osciloskop; MT 100 — číslicový voltmetr; MT 1016 — rýchlotlačiareň; BAK 5T — súradnicový zapisovač

$$\frac{d\bar{x}(t)}{dt} = \frac{1}{t} [x(t) - \bar{x}(t)] \quad (1)$$

a pre určenie disperzie výraz:

$$D(x) = \lim_{T \rightarrow \infty} \frac{1}{T} \cdot \int_0^T [x(t) - \bar{x}]^2 \cdot dt \quad (2)$$



3. Programové zapojenie pre vyhodnocovanie stredných hodnôt $\bar{x}(t)$ a disperzie $D(x)$ nameraných veličín $x(t)$ — Program connection for the evaluation of the mean values $\bar{x}(t)$ and dispersion $D(x)$ of the measured quantities $x(t)$

I. Charakteristické veličiny zapařování sůpravy Z-8011 + 4 PX-30 — Characteristic quantities of load upon the Z-8011 + 4 PX-30 tractor-plough combination set

Veličina		Variant merania							
		1.	2.	3.	4.	5.	6.	7.	8.
$\overline{M}_k$	N.m	526	617	625	816	510	631	611	821
σ_{Mk}	N.m	64	82	66	76	68	76	68	80
V_{Mk}	%	12,0	13,2	10,6	9,2	13,2	12,0	11,0	9,6
K_{Mk}	—	0,24	0,26	0,21	0,18	0,26	0,24	0,22	0,20
α_{Mk}	—	2,012	1,948	2,982	3,124	—	—	—	—
β_{Mk}	—	5,087	6,104	4,898	6,021	—	—	—	—
$\overline{v}_t$	m.s ⁻¹	1,196	1,775	1,083	1,704	1,201	1,783	1,104	1,589
σ_{vt}	m.s ⁻¹	0,028	0,048	0,029	0,119	0,041	0,050	0,028	0,122
V_{vt}	%	2,3	2,7	2,6	6,9	3,4	2,8	2,5	7,6
$\overline{h}_p$	m	0,174	0,178	0,189	0,197	0,170	0,179	0,177	0,201
K_{vt}	—	0,046	0,054	0,052	0,138	0,068	0,056	0,050	0,152

Zo získaných disperzií boli vypočítané stredné kvadratické odchýlky σ_x , súčinitele variácií V_x a súčinitele nerovnomernosti K_n podľa vzťahov:

$$\sigma_x = \sqrt{D(x)} \quad (3)$$

$$V_x = \frac{\sigma_x}{\bar{x}} \cdot 100 \% \quad (4)$$

$$K_x = \frac{2 \cdot \sigma_x}{\bar{x}} \quad (5)$$

II. Charakteristické veličiny zapařování sůpravy Z-8011 + 4 PN-30 — Characteristic quantities of load upon the Z-8011 + 4 PN-30 tractor-plough combination set

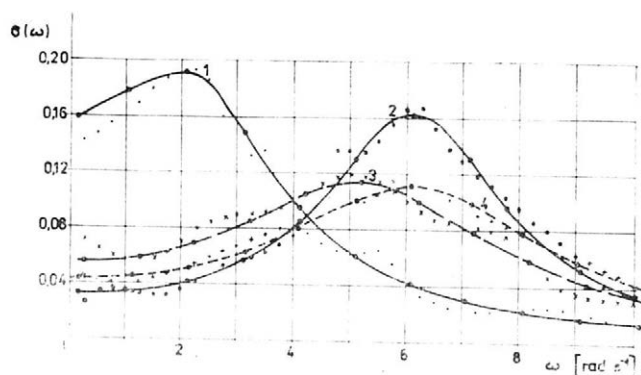
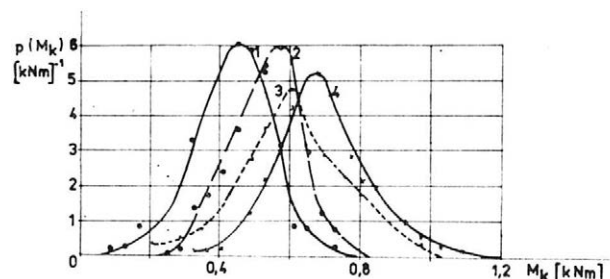
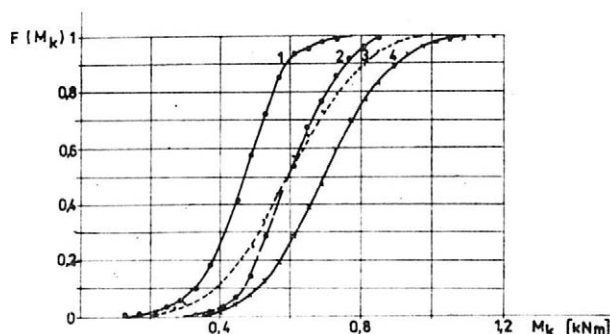
Veličina		Variant merania			
		1.	2.	3.	4.
$\overline{M}_k$	N.m	438	602	479	635
σ_{mk}	N.m	60	79	62	77
V_{Mk}	%	13,8	13,2	13,0	12,1
K_{Mk}	—	0,276	0,264	0,260	0,242
α_{Mk}	—	1,944	2,195	2,992	3,108
β_{Mk}	—	5,104	6,110	5,200	5,994
$\overline{v}_t$	m.s ⁻¹	1,261	1,730	1,049	1,418
σ_{vt}	m.s ⁻¹	0,061	0,061	0,044	0,142
V_{vt}	%	4,8	3,5	4,2	10,0
K_{vt}	—	0,096	0,070	0,084	0,200

Pre základné merané veličiny boli ďalej pomocou počítača MEDA 41 TC a vypracovaných programov zisťované distribučné funkcie a krivky hustoty pravdepodobnosti s grafickým záznamom na súradnicovom zapisovači BAK 5 T. Pre veličiny potrebné na simuláciu prevádzkových zaťažení v laboratórnych podmienkach sme zisťovali aj normované výkonové spektrálne hustoty, ktoré boli aproximované funkciou v tvare:

$$\sigma(\omega) = \frac{2(c_0 + d_0)}{\pi} \cdot \frac{\omega^2 + c_0}{\omega^2(\omega^2 + 2d_0) + c_0^2} \quad (6)$$

kde: $c_0 = \alpha^2 + \beta^2$
 $d_0 = \alpha^2 - \beta^2$

Konštanty α a β boli určené na základe nameraných priebehov sledovaných veličín. Niektoré charakteristické veličiny prevádzkového zaťaženia prevodového systému traktora Z-8011 v súprave s návesným pluhom 4-PX-30 sú uvedené v tab. I a v súprave



4. Priebehy distribučných funkcií $F(M_k)$, hustôt pravdepodobnosti $p(M_k)$ a normovanej spektrálnej výkonovej hustoty $\sigma(\omega)$ krútiaceho momentu na výstupe prevodovky traktora Z-8011 v súprave s pluhom 4-PX-30 — The courses of distribution functions $F(M_k)$, probability densities $p(M_k)$ and standardized spectral performance density $\sigma(\omega)$ of the torsional moment at transmission output of the Z-8011 tractor combined with the 4 PX-30 plough

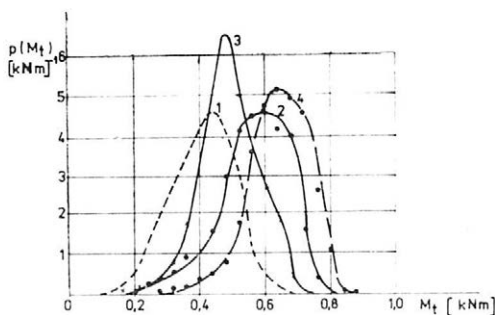
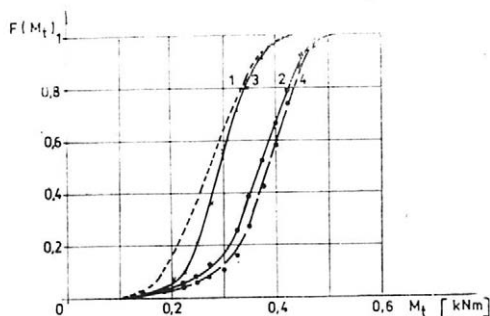
s poloneseným pluhom 4-PN-30 v tab. II. Ako príklad ďalej uvádzame získané priebehy distribučných funkcií, kriviek hustôt pravdepodobnosti a výkonových spektrálnych hustôt zaťažovacieho momentu na výstupe prevodovky pre prvý až štvrtý variant merania u súpravy Z-8011 + 4PX-30 (obr. 4) a Z-8011 + 4PN-30 (obr. 5).

Na základe uskutočneného rozboru a technických podmienok vyplývajúcich z uskutočnených experimentálnych meraní a technického riešenia simulátora sme vypracovali funkčnú schému hydrostatického simulátora.

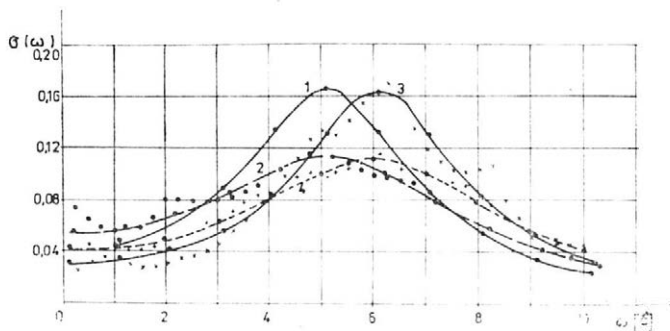
Vlastný funkčný návrh hydrostatických obvodov simulátora pre dané podmienky je znázornený na obr. 6. Podľa uvedeného návrhu bol simulátor realizovaný na katedre energetiky VŠP v Nitre. Ako vyplýva z funkčného návrhu hydrostatických obvodov simulátora, mení sa mechanická energia hydromotora hydrostatickej prevodovky v hydrogenerátoroch simulátora na tlakovú energiu a táto v prepúšťacích ventiloch na energiu tepelnú.

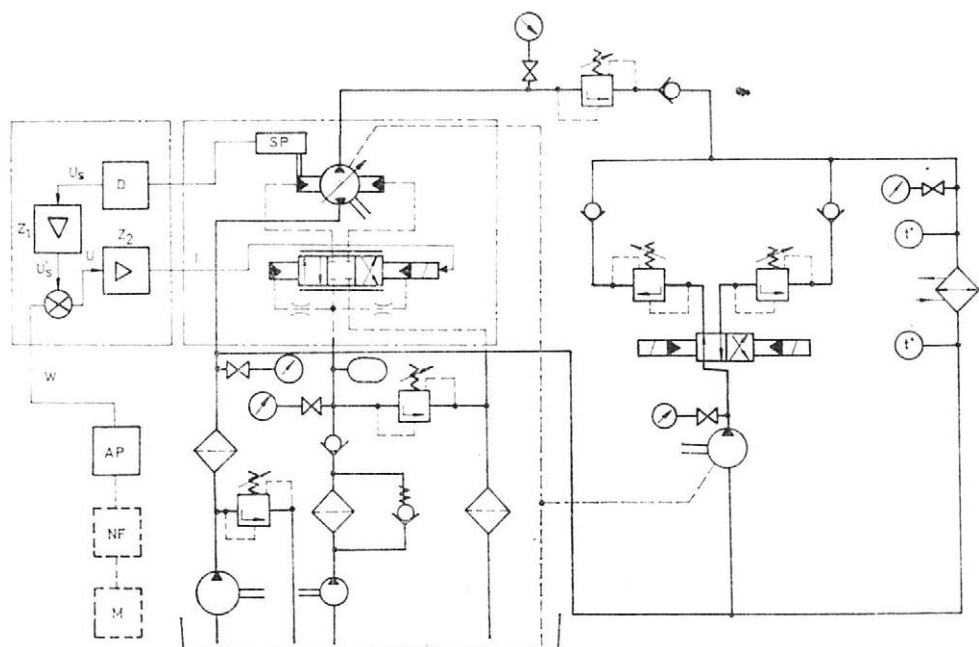
Funkčný návrh hydrostatického obvodu pozostáva z dvoch zaťažovacích hydrogenerátorov umiestnených na prevodovke simulátora.

Zaťažovanie konštantnými momentmi je možné realizovať nastavením konštantných



5. Priebehy distribučných funkcií $F(M_k)$, hustôt pravdepodobnosti $p(M_k)$ a normovanej spektrálnej výkonovej hustoty $\sigma(\omega)$ krútiaceho momentu na výstupe prevodovky traktora Z-8011 v súprave s pluhom 4-PN-30 — The courses of distribution functions $F(M_k)$, probability densities $p(M_k)$ and standardized spectral performance density $\sigma(\omega)$ of the torsional moment at transmission output of the Z-8011 tractor combined with the 4-PN-30 plough

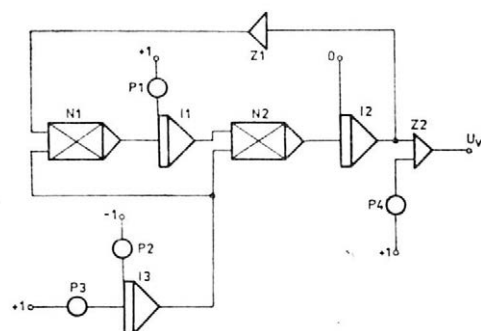




6. Funkčný návrh hydrostatických obvodov simulátora — Functional design of the hydrostatic circuits of the simulator

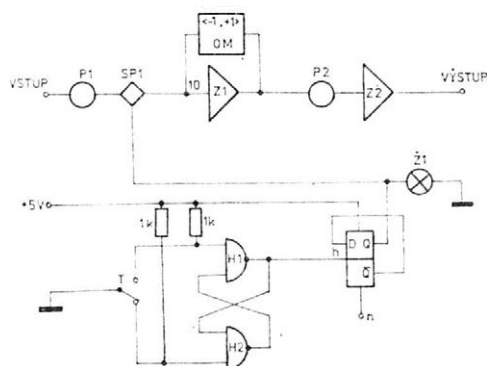
tlakových spádov na zaťažovacích hydrogenerátoroch pomocou prepúšťacích ventilov. Sínusové a prevádzkové zaťaženie je možné simulovať zmenou vnútorného geometrického objemu regulačného hydrogenerátora, na ktorom je prepúšťacími ventilmi nastavený konštantný tlakový spád. Skoková zmena zaťažovacieho momentu sa uskutočňuje elektrohydraulickým rozvádzačom, ktorým sa riadi prietok pracovnej kvapaliny cez dva rôzne nastavené prepúšťacie ventily.

Elektronická časť ovládacieho servomechanizmu regulačného hydrogenerátora (obr. 6) pozostáva z fázového detektora D a elektronických zesilovačov Z_1, Z_2 . Vstupné riadiace napätie je do elektronickej časti privádzané z analógového počítača AP . Funkčný návrh ovládacích obvodov simulátora pre vytváranie prevádzkového zaťaženia je zhodný so schémou na obr. 6, navyše je merací magnetofón M a nízkofrekvenčný filter NF . Vstupné riadiace napätie do elektronickej časti je privádzané z meracieho magnetofónu M cez nízkofrekvenčný filter NF a analógový počítač AP .



7. Princípiálne zapojenie pre generovanie sínusového priebehu — Principle of the connection for the generation of sinusoidal course

8. Obvody pre prispôsobenie vstupu do elektronickej riadiacej časti — Circuits for the adjustment of input to the electronic control unit



Vytvorenie sínusového priebehu elektrického prúdu pre elektronickú riadiacu časť sme uskutočnili analógovým počítačom MEDA 41 TC.

Principiálna bloková schéma zapojenia je znázornená na obr. 7. Základom pre vytvorenie sínusového priebehu sú integrátory I1 a I2, ktoré riešia diferenciálnu rovnicu:

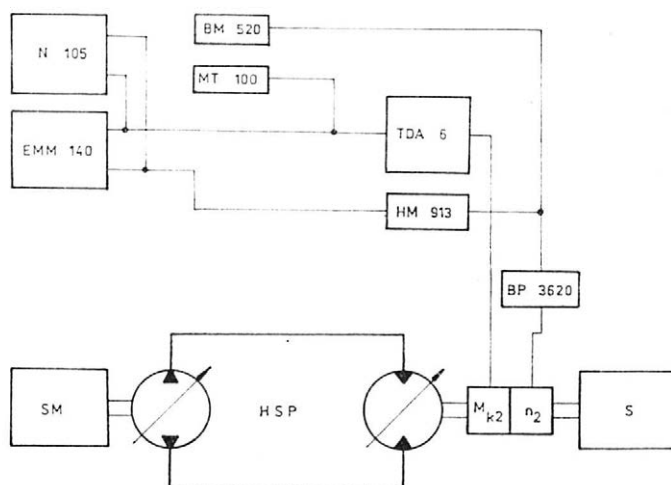
$$\frac{d^2y}{dt^2} + \omega^2 \cdot y = 0 \quad (7)$$

s počiatočnými podmienkami $y(0) = 0$; $\frac{dy}{dt}(0) = u$. Riešením rovnice je priebeh, pre ktorý platí vzťah:

$$y(t) = u \cdot \sin \omega t \quad (8)$$

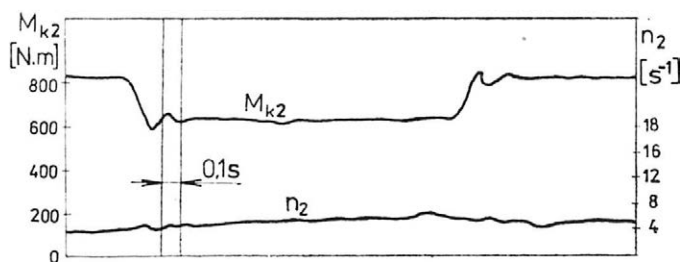
Veľkosť požadovanej amplitúdy sme nastavili potenciometrom P1 a počiatočnú hodnotu frekvencie generovaného sínusového priebehu potenciometrom P2. Hodnotu prírastku frekvencie po každom cykle sme nastavili potenciometrom P3 a strednú hodnotu požadovaného priebehu potenciometrom P4. Zmena frekvencie základného obvodu, ktorý rieši diferenciálnu rovnicu, sa uskutočňuje pomocou násobičiek N1, N2 a integrátorom I3. Namodelovaným obvodom sme zabezpečili generovanie sínusového priebehu s ľubovoľne nastaviteľnou amplitúdou, strednou hodnotou a lineárne meniteľnou frekvenciou vo zvolených skokoch.

Úroveň signálu z nízkofrekvenčného filtra pri simulovaní prevádzkového zaťaženia zaznamenaného na meracom magnetofóne je potrebné prispôbiť pre vstup do elektro-

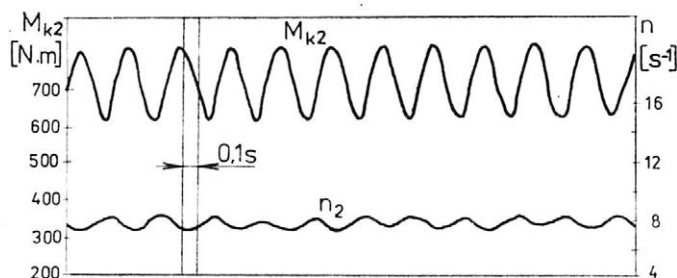


9. Schéma zapojenia meracích prístrojov pri laboratórnom overovaní hydrostatického simulátora — Diagram of the connection of measuring devices during the laboratory testing of the hydrostatic simulator

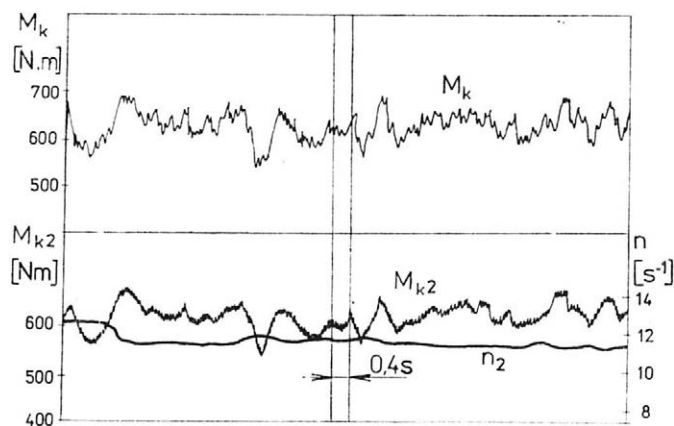
10. Grafické záznamy časových priebehov meraných veličín — Graphical records of the time courses of the measured quantities



a



b

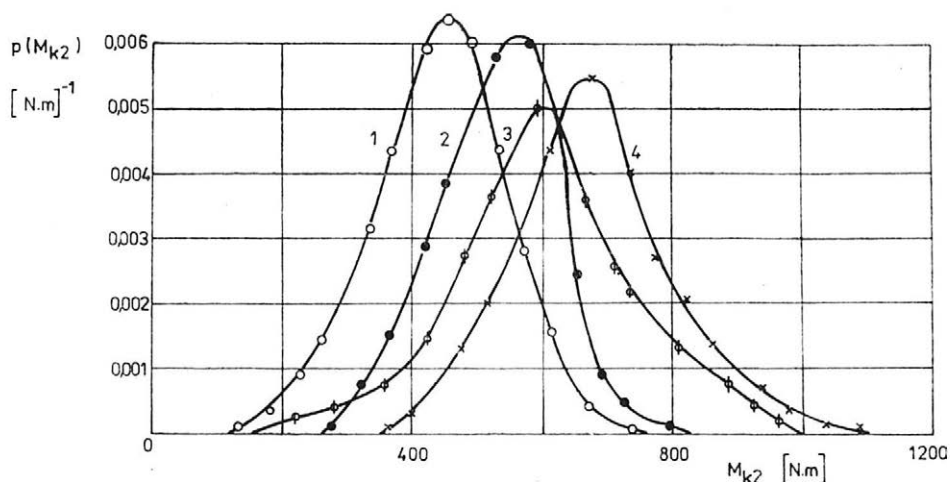


c

nickej riadiacej časti. Schéma navrhnutého zapojenia je uvedená na obr. 8. Výstupný signál z nízko-frekvenčného aktívneho filtra, ktorý je zadávaný z meracieho magnetofónu, sa privedie na vstup potenciometra $P1$. Signál pri zapnutom elektronicom spínači $SP1$ v zosilňovači $Z1$ sa zosilní a zároveň obmedzovačom OM sa obmedzia špičky privádzaného signálu. Potenciometrom $P2$ sa nastaví zosilnenie signálu, odpovedajúce simulovanému zaťaženiu podľa charakteristiky ovládaného hydrogenerátora.

Pri dynamických meraniach na navrhnutom simulátore sme pre náš prípad sledovali priebeh krútiaceho momentu na hriadeľi hydromotora M_{k2} a otáčky hydromotora n_2 .

Schéma experimentálneho zariadenia, pozostávajúceho zo spaľovacieho motora SM , hydrostatickej prevodovky HSP , simulátora S , meracích prístrojov a snímačov, je znázornená na obr. 9.



11. Krivky normovanej výkonovej spektrálnej hustoty simulovaného zaťaženia — The curves of the standardized performance spectral density of simulated load

Meranie skokom sme uskutočnili takmer v celom rozsahu činnosti hydrostatickej prevodovky pri rôznych skokových zmenách M_{k2} . Vybraný grafický záznam časových priebehov meraných veličín je na obr. 10a.

Meranie pri zaťažovaní sínusovým priebehom momentu M_{k2} sme uskutočnili pri rôznych amplitúdach a frekvenciách. Vybraný grafický záznam časových priebehov meraných veličín je znázornený na obr. 10b.

Grafický záznam simulovaných časových priebehov veličín M_{k2} , n_2 v laboratórnych podmienkach a momentu M_k meraného v prevádzkových podmienkach je na obr. 10c.

Pre posúdenie nameraného priebehu momentu M_k a M_{k2} sme porovnali krivky normovanej výkonovej spektrálnej hustoty $p(M_k)$ a $p(M_{k2})$. Výsledky vyhodnotených simulovaných priebehov pre všetky štyri jazdy sú znázornené na obr. 11.

Ako vyplýva zo vzájomného porovnania kriviek hustôt pravdepodobností odpovedajúcich jazd, sú rozdiely nepatrné. Najväčšie rozdiely sú v maximách kriviek hustôt pravdepodobností (max. 3,75 %).

DISKUSIA

Výsledky dosiahnuté so súčiniteľom nerovnomernosti prevádzkového zaťaženia potvrdili jeho postupné znižovanie pri prenose od pracovného náradia až na energetický zdroj. Toto zníženie je však dvakrát až trikrát väčšie ako je známe z literatúry pre pásové traktory (Anochin, 1972).

Súčinitele nerovnomernosti hnacieho momentu pri jednotlivých variantoch sa pohybujú v rozmedzí hodnôt 0,16 až 0,34, krútiaceho momentu na výstupe prevodovky v rozsahu 0,18 až 0,26. Dosiahnuté hodnoty súčiniteľa nerovnomernosti sa približujú k hornej hranici rozpätia udávaného literatúrou (napr. Anilovič a Vodolažčenko, 1976) a získané hodnoty na výstupe prevodovky predstavujú novú informáciu.

Získané súčinitele nerovnomernosti teoretických rýchlostí súpravy predstavujú v tomto smere nový poznatok a ich veľkosť sa pohybuje v rozsahu 0,04 až 0,15. Horná hranica uvedeného rozpätia sa vzťahuje na vyššie pracovné rýchlosti súpravy.

Na základe dosiahnutých výsledkov je možné tvrdiť, že súčinitele nerovnomernosti prevádzkového zaťaženia, vyjadrené z maximálnej, minimálnej a strednej hodnoty, teda

tak, ako to uvádza prevažná časť autorov, sú nestále a značne premenlivé. Naproti tomu súčinitele nerovnomernosti prevádzkového zaťaženia traktora, stanovené na základe stredných kvadratických odchýlok a stredných hodnôt, sú stále a presnejšie vyjadrujú nerovnomernosť priebehu danej veličiny.

Zo získaných experimentálnych výsledkov pri orbe na rovine (varianty merania 1 až 4) a orbe pri terénnej nerovnosti (varianty merania 5 až 8) vyplýva, že makroreliéf podložky nemá podstatný vplyv na veľkosť stredných kvadratických odchýlok veličín, charakterizujúcich zaťaženie prevodového systému traktora (tab. I). Túto skutočnosť môžeme s výhodou využiť pri simulovaní prevádzkového zaťaženia v tom zmysle, že priebehy prevádzkového zaťaženia získané z meraní na rovine môžeme uplatniť aj pri simulovaní prevádzkového zaťaženia pri jazde po spádnicí ako aj pri prechode vlnitým terénom.

Z priebehov distribučných funkcií a hustôt pravdepodobnosti celkového zaťaženia traktora vyplýva zmenšenie maximálnych hodnôt hustôt pravdepodobnosti pri zvyšovaní zaťaženia. Spektrum kmitočtov zaťaženia na výstupe prevodovky je pri všetkých variantoch merania rozložené najmä v oblasti $\omega = 2 \div 9 \text{ rad} \cdot \text{s}^{-1}$. Maximálne hodnoty spektrálnej hustoty sú dosahované v oblasti $\omega = 5 \div 6 \text{ rad} \cdot \text{s}^{-1}$.

Na základe poznania vnútornej štruktúry sledovaných prevádzkových zaťažení podľa frekvenčného spektra poskytujú získané normované výkonové spektrálne hustoty prevádzkového zaťaženia (obr. 4 a 5) podklady pre stanovenia požiadaviek na simulátor z uvedeného pohľadu. V tomto smere predstavujú dosiahnuté výsledky nové poznatky o prevádzkovom zaťažení prevodového systému kolesového poľnohospodárskeho traktora.

Navrhnutý systém riadenia simulátora zabezpečuje vytvorenie zaťažovacích prevádzkových podmienok pri energeticky náročných druhoch poľnohospodárskych prác, spĺňa amplitúdové a frekvenčné ukazovatele prevádzkového zaťaženia, umožňuje ľubovoľnú reprodukovateľnosť zaťaženia, vyznačuje sa jednoduchou zmenou zaťažovacích podmienok a využitím magnetických záznamov časových priebehov získaných pri meraniach.

ZÁVER

Na základe výsledkov, ktoré sme získali z prevádzkových meraní orebnej súpravy a z laboratórnych meraní hydrostatického simulátora, možno konštatovať, že zvolený postup získavania informácií o prevádzkovom zaťažení mobilnej traktorovej súpravy a navrhnutý simulátor vyhovuje pre simulovanie zaťaženia prevodového systému traktora z hľadiska exploatácie poľnohospodárskych traktorov. Z hľadiska metodického posudzovania môžeme predpokladať, že pri porovnávaní rôznych druhov prevodových systémov bude navrhovaný spôsob simulácie presný a neovplyvnený náhodnými faktormi vyskytujúcimi sa v prevádzkových podmienkach.

Možnosť opakovať prevádzkové zaťaženie vytvára vhodné podmienky pre posúdenie vplyvu jednotlivých technických parametrov na výstupné parametre sledovanej súpravy, vytvorenie modelu danej súpravy a určenie optimálnych parametrov.

Literatúra

- ANILOVIČ, V. — VODOLAŽČENKO, I.: Konstruovanie i rasčet sel'skochozjajstvennych traktorov. Moskva, Mašinostrojenije 1976.
ANOCHIN, V.: Primenenije gidrotransformatorov na skorostnyh guseničnyh sel'skochozjajstvennych traktorach. Moskva, Mašinostrojenije 1972.

Došlo dňa 17. 3. 1982

ДРАБАНТ, Ш. — ПЕТРАНСКИ, И. — СЕМЕТКО, Й. (Сельскохозяйственный институт, Нитра): Эксплуатационная нагрузка на систему передачи трактора и ее имитирование в лабораторных условиях. *Zeměd. Techn.*, 28, 1982 (8): 465-477.

Статья посвящена получению информации об эксплуатационной нагрузке сельскохозяйственного трактора в случайно переменных рабочих условиях и их имитирование в лаборатории. На основе результатов, полученных при измерении нагрузки тракторного агрегата, был разработан функциональный проект гидростатического имитатора с целью имитирования эксплуатационной нагрузки и использования экспериментальных результатов, полученных в лабораторных условиях. Была избрана магнетическая запись величин, характеризующих эксплуатационную нагрузку. Полученная магнетическая запись применялась при испытаниях разработанного имитатора.

сельскохозяйственный трактор; случайно переменные рабочие условия; гидростатический имитатор

DRABANT, Š. — PETRANSKÝ, I. — SEMETKO, J. (University of Agriculture, Nitra): *The Working Load of the Tractor Transmission System and its Simulation under Laboratory Conditions*. *Zeměd. Techn.*, 28, 1982 (8): 465-477.

The study deals with obtaining information on the working load of farm tractors under random variable working conditions; these conditions were simulated in a laboratory. On the basis of the results obtained from the measurements of the tractor-plough combination set, a functional design of hydrostatic simulator was worked out for the simulation of working load and for using the experimental results for the creation of the different conditions under laboratory conditions. The data characterizing the working load were recorded magnetically. The obtained magnetic records were used for the testing of the proposed simulator.

farm tractor; randomly variable working conditions; hydrostatic simulator

DRABANT, Š. — PETRANSKÝ, I. — SEMETKO, J. (Hochschule für Landwirtschaft, Nitra): *Betriebsbelastung des Schleppergetriebesystems und dessen Nachbildung in Laborbedingungen*. *Zeměd. Techn.*, 28, 1982 (8): 465-477.

Der Aufsatz erörtert die Gewinnung der Informationen über die Betriebsbelastung eines Ackerschleppers in zufälligerweise veränderlichen Arbeitsbedingungen und deren Nachbildung im Laboratorium. Anhand der aus Betriebsmessungen eines Schlepperpflugzuges gewonnenen Ergebnisse wurde ein Funktionsentwurf des hydrostatischen Simulators bewerkstelligt mit dem Ziel die Nachbildung der Betriebsbelastung zu ermöglichen und die gewonnenen Experimentalergebnisse bei deren Ausgestaltung in Laborbedingungen auszunützen. Es wurde eine magnetische Aufzeichnung der die Betriebsbelastung kennzeichnenden Größen gewählt. Die gewonnenen magnetischen Aufzeichnungen wurden bei der Überprüfung des entworfenen Simulators angewandt.

Ackerschlepper; zufälligerweise veränderliche Arbeitsbedingungen; hydrostatischer Simulator

Adresa autorov:

Ing. Štefan Drabant, CSc., doc. ing. Ivan Petranský, CSc., doc. ing. Jozef Semetko, CSc., Vysoká škola poľnohospodárska, ul. plk. Gagua 10, 949 01 Nitra

Výběr z přírůstků

Ústřední zemědělské a lesnické knihovny ÚVTIZ

z úseku zemědělská technika

Uvedené publikace je možné si vypůjčit osobně nebo písemně v ÚZLK, výpůjční oddělení, 120 56 Praha 2, Slezská 7. Výpůjční doba: pondělí až pátek od 9 do 18 hodin. U každé žádané publikace uveďte signaturu.

JÜRGENS-GSCHWIND, S. — ALTBROD, J. D 64.077/1981/1
Die Energiesituation der deutschen Landwirtschaft.

Limburgerhof, BASF Aktiengesellschaft 1981. 111 s., 19 obr., 35 tab. Res. něm., angl., franc. Mitteilungen für den Landbau 1/81. (Energie — zemědělství — výroba a spotřeba — NSR — výzkum / Energetická bilance / Energetické zdroje)

GANELIN, A. M. — KOSTRUBA, S. I. E 42.753
Справочник сельского электрика (в вопросах и ответах). Изд. второе.

Moskva, Kolos 1980. 256 s., 160 obr., 82 tab. (Zemědělství — elektrická zařízení — příručka)

PUCKETT, H. B. D 5.113/2273
Stand by electric power equipment for the farm and home.

Washington, USDA 1980. 10 s., obr., 2 tab. Farmers' bulletin nr 2273. (Elektromotory — využití — zemědělství)

4-H small engines. Member's manual. C 17.690

Baton Rouge (Louisiana), Department of agriculture. Unit 1. (1980). 48 s., obr. Coop. ext. publ. 1972; Unit 2. (1980). 28 s., 15 obr. Coop. ext. publi. 1973. (Motory)

Serienprovning av transportfläktar och höfördelare. D 50.847/2643

Uppsala, Statens maskinprovningar 1981. 23 s., 20 obr., 7 tab. Meddelandse 2643. (Dopravníky pneumatické — rozdělovače — přehledy — zkoušení — Švédsko — zprávy)

OHYBOVÉ MOMENTY V PODPERNÝCH TRÁMOCH DOSÁK ULOŽENÝCH PO OBVODE

I. Minárik

MINÁRIK, I. (Vysoká škola poľnohospodárska, Nitra): *Ohybové momenty v podperných trámoch dosák uložených po obvode*. Zeměd. Techn., 28, 1982, č. 8, s. 479–487.

Ohybové momenty v trámoch podpierajúcich obdĺžnikovú dosku na všetkých štyroch stranách sa v praxi vypočítavajú niekoľkými spôsobmi, ktoré dávajú rozdielne výsledky. V príspevku sú vysvetlené a rozobrané tri spôsoby výpočtu. Rozbor a percentuálne vyčíslenie rozdielov vo veľkosti momentov poukazujú na to, že prvý približný spôsob dáva v niektorých prípadoch veľmi rozdielne výsledky v porovnaní s tretím presnejším spôsobom, a preto by sa nemal, najmä v dôležitejších prípadoch, používať. Druhý spôsob výpočtu, dovolený aj platnými predpismi, dáva tiež — v porovnaní s tretím spôsobom — rozdielne výsledky. Rozdiely sú však menšie, a preto prijateľnejšie. Výpočet tretím spôsobom, ktorý sme označili ako presnejší, nie je zložitejší ani prácnejší než prvé dva, a preto by sa mal používať. Príklady uvedené v príspevku a ich percentuálne porovnanie dávajú čitateľovi možnosť, aby si sám zhodnotil presnosť a použiteľnosť uvedených spôsobov výpočtu.

samostatná doska uložená po obvode; v jednom smere spojená doska uložená po obvode

V posledných rokoch sa u železobetónových konštrukcií prešlo od obvyklých rebrových stropov k stropom doskovým. Spôsobila to snaha šetriť rezivom na debnenie stropu a tiež tesárskymi prácami, ako aj možnosť jednoducho získať rovný stropný podhľad. Väčšia spotreba betónu a ocele na 1 m^2 pôdorysu je čiastočne vyvážená úsporou dreva a znížením prácností, čo spôsobuje, že v nákladoch nebýva podstatnejší rozdiel.

Konštrukcie, ktoré sa nazývajú doskové, sa po stránke statickej považujú za nosníky. Doska sa uvažuje zložená z pásov (najčastejšie so šírkou $b = 1 \text{ m}$) a výpočet sa uskutočňuje ako na nosníku, čo zodpovedá skutočnosti, keď je doska podopretá pomerne hustými rovnobežnými podperami. Doska je takto podopretá iba v jednom smere (v smere menšieho rozpätia); podopretie v druhom smere sa prejaví len čiastočne, a to v blízkosti tohoto podopretia. Redukcia dosky na nosníky je prípustná, pretože je to v prospech bezpečnosti.

V prípadoch, keď obdĺžniková doska — nelíšiaca sa veľmi od štvorca — je uložená (podopretá) po obvode na všetkých štyroch stranách, zohľadní sa v statickom výpočte prenášanie zaťaženia doskou v oboch smeroch. Takto sa výpočtom priblížime k skutočnému správaniu sa konštrukcie a pri rovnakej výpočtovej bezpečnosti dospejeme k hospodárnejšiemu návrhu dosky.

MATERIÁL

Presný výpočet dosák uložených po celom obvode je pre praktické použitie príliš zložitý, a preto je výpočet týchto konštrukcií iba približný. Výpočet sa uľahčí použitím tabuliek, ktoré sú uverejnené v dostupnej odbornej literatúre slovenskej, českej a zahraničnej (najmä sovietskej).

S ohľadom na uvedené skutočnosti sa výpočtom dosák uložených po obvodě nebudeme podrobnejšie zaoberať. Pozornosť venujeme zataženiu a výpočtu ohybových momentov, ktoré prenášajú podperné trámy (obrubné trámy, resp. rebrá po obvodě dosky — obr. 1).

V praktických výpočtoch sa stretávame s tromi spôsobmi výpočtu ohybových momentov v podperných trámoch dosák uložených po obvodě. Jednotlivé spôsoby výpočtu, resp. predpoklady zataženia trámov, poskytujú v niektorých prípadoch dosť rozdielne výsledky, ktoré môžu viesť k poddimenzovaniu alebo predimenzovaniu podperných trámov.

METÓDA

Riešenie vysvetlíme a výsledky porovnáme najskôr pre prípad jednej samostatnej dosky, ktorá je podopretá po obvodě trámami a v rohoch voľne uložená na štyroch stĺpoch (obr. 1). Doska je zatažená plným rovnomerným zatažením q ($\text{kN} \cdot \text{m}^{-2}$, $\text{MN} \cdot \text{m}^{-2}$). Pri veľmi pretiahlych obdĺžnikových doskách sa účinok podopretia po obvodě prestane prakticky prejavovať. Doska prenáša zataženie skoro výlučne iba v smere menšieho rozpätia, a možno ju preto redukovať na nosníky v smere tohoto rozpätia, ako to už bolo uvedené. Preto pod názvom dosky uložené po obvodě (v železobetónových konštrukciách tiež dosky križom vystužené) budeme rozumieť obdĺžnikové dosky, ktorých väčšie rozpätie l_y je rovné alebo menšie než dvojnásobok rozpätia menšieho l_x , t. j. $l_y \leq 2 l_x$.

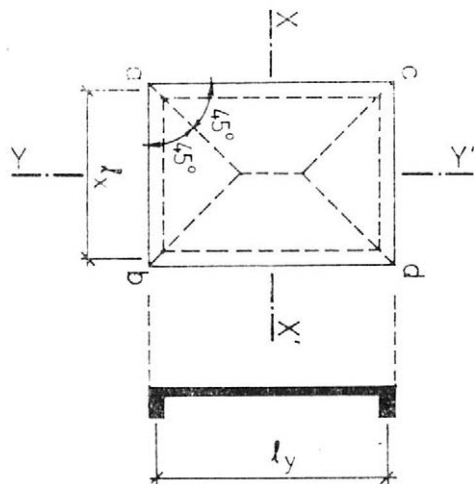
Tri používané spôsoby výpočtu ohybových momentov v podperných trámoch sú (obr. 1):

1. Približne možno moment vypočítať z rovnomerného zataženia rebra reakciou $A_x = \frac{1}{2} q_x l_x = B_x$, resp. $A_y = \frac{1}{2} q_y l_y = B_y$, kde q_x (q_y) je časť rovnomerného zataženia q , ktoré doska prenáša v smere rozpätia l_x (l_y). Pre zistenie výsledného momentu treba k zataženiu trámu A , resp. B ($\text{kN} \cdot \text{m}^{-1}$, $\text{MN} \cdot \text{m}^{-1}$) pripočítať vlastnú tiaž trámu na bežný meter.

2. Podľa ČSN 73 2001, ČSN 73 1201 a predchádzajúcich noriem sa vypočítajú ohybové momenty zo zataženia trámu z prilahlého trojuholníka alebo lichobežníka dosky vyznačeného čiarkovane na doske (obr. 1). Celkové zataženie (náhradné bremeno) kratšieho trámu je potom $Q_x = \frac{1}{2} l_x \cdot \frac{1}{2} l_x q = \frac{1}{4} q l_x^2$ a dlhšieho trámu $Q_y = \frac{1}{2} [l_y + (l_y - 2 \cdot \frac{1}{2} l_x)] \cdot \frac{1}{2} l_x q = \frac{1}{4} q l_x (2l_y - l_x)$. To je v súlade s približnou Marcusovou teóriou riešenia dosák uložených po obvodě.

3. Presnejšie možno ohybový moment v podpernom tráme vypočítať ako plovicu rozdielu celkového momentu v príslušnom reze a momentu prenášaného doskou takto:

Uvažujme rozpätie dosky l_x a rozdelíme ju v strede tohoto rozpätia rezom YY' . Moment $\bar{M}_x$ v takto získanom priereze (doska a dve podperné rebrá $\bar{ab}$ a $\bar{cd}$) je



1. Samostatná doska uložená po obvodě, podopretá trámami a v rohoch voľne uložená na stĺpoch — Isolated slab supported along its perimeter; supported by beams and loosely supported by columns at the corners

$$\bar{M}_x = \frac{1}{8} q l_y l_x^2$$

Moment M_x , ktorý prenáša pruh dosky široký 1 m — v strede rozpätia l_y — v smere l_x , sa vypočíta známym spôsobom:

$$M_x = \frac{1}{a_i} q l_x^2$$

kde: a_i — súčiniteľ z tabuliek pre výpočet dosák uložených po obvode (moment pre rozpätie l_x)

Tento moment sa neuvažuje po celej šírke l_y nášho prierezu plnou hodnotou. V okrajových pruhoch širokých $\frac{1}{4} l_x$ (v smere rozpätia l_x), sa mení podľa priamky z plnej hodnoty M_x (na vnútornom okraji pruhu) na nulu (v podpere). Pre náš výpočet uvažujeme priemernú šírku prierezu dosky $\frac{1}{2} [l_y + (l_y - 2 \cdot \frac{1}{4} l_x)] = l_y - \frac{1}{4} l_x$. Potom moment M_{dx} prenášaný doskou je

$$M_{dx} = M_x (l_y - \frac{1}{4} l_x) = \frac{1}{a_i} q l_x^2 (l_y - \frac{1}{4} l_x) \quad (1)$$

Ak označíme moment, ktorý prenesie jedno rebro (trám), M_{rx} , potom platí:

$$\bar{M}_x = M_{dx} + 2 M_{rx}$$

Z tejto rovnice vypočítame moment prenášaný rebrom:

$$M_{rx} = \frac{1}{2} (\bar{M}_x - M_{dx}) \quad (2)$$

Po dosadení a úprave dostaneme:

$$M_{rx} = \frac{1}{2} \left[\frac{1}{8} q l_y l_x^2 - \frac{1}{a_i} q l_x^2 (l_y - \frac{1}{4} l_x) \right]$$

$$M_{rx} = q l_y l_x^2 \left(\frac{1}{16} - \frac{4 - \frac{l_x}{l_y}}{8 a_i} \right) \quad (2a)$$

Rovnakým postupom stanovíme pre rez $\bar{X}\bar{X}'$:

$$\bar{M}_y = \frac{1}{8} q l_x l_y^2, \quad M_y = \frac{1}{b_i} q l_y^2$$

$$M_{dy} = \frac{1}{b_i} q l_y^2 (l_x - \frac{1}{4} l_x) = \frac{3}{4} \frac{q l_x l_y^2}{b_i}$$

$$M_{ry} = \frac{1}{2} (\bar{M}_y - M_{dy}) = q l_x l_y^2 \left(\frac{1}{16} - \frac{3}{8 b_i} \right) \quad (3)$$

Súčiniteľ b_i získame opäť z tabuliek pre výpočet dosák uložených po obvode (moment pre rozpätie l_y). Lineárna zmena momentu M_y na nulu sa aj pre tento smer uvažuje v pruhu širokom $\frac{1}{4} l_x$.

Výsledné momenty — v rebrách v strede ich rozpätia — obdržíme, keď k momentom M_{rx} a M_{ry} pripočítame momenty od vlastnej tiaže rebier a prípadne aj od zaťaženia na rebrách.

Ako príklad výpočtu ohybových momentov v strede rozpätia podperných trámov dosky uloženej po obvode uvedenými tromi spôsobmi uvažujeme dosku s rozpätím: a) $l_y = l_x$, b) $l_y = 1,5 l_x$, c) $l_y = 2 l_x$.

a) Rozpätie $l_y = l_x = l$

$$1. q_x = q_y = \frac{1}{2} q, \quad A_x = B_x = \frac{1}{2} \cdot \frac{1}{2} q l_x = \frac{1}{4} q l_x$$

$$M_{rx} = \frac{1}{8} A_x l_y^2 = \frac{1}{8} \cdot \frac{1}{4} q l_x l_y^2 = \frac{1}{32} q l^3 = M_{ry}$$

$$2. Q_x = \frac{1}{4} q l_x^2 = \frac{1}{4} q l_y^2 = Q_y$$

$$M_{rx} = \frac{1}{6} Q_x l_x = \frac{1}{6} \cdot \frac{1}{4} q l_x^3 = \frac{1}{24} q l^3 = M_{ry}$$

$$3. \frac{l_y}{l_x} = 1 \dots a_1 = 27,4 \text{ (z tabuliek pre výpočet dosák uložených po obvode)}$$

$$M_{rx} = q l_y l_x^2 \left(\frac{1}{16} - \frac{4 - 1}{8 \cdot 27,4} \right) = \frac{1}{20,49} q l^3 = M_{ry}$$

Z uvedeného výpočtu vidíme, že momenty vypočítané prvým spôsobom sú o 36 % a druhým spôsobom o 14,63 % menšie než momenty stanovené tretím presnejším spôsobom.

b) Rozpätie $l_y = 1,5 l_x$

$$1. A_x = B_x = \frac{1}{2} q_x l_x, \quad A_y = B_y = \frac{1}{2} q_y l_x$$

$$\frac{l_y}{l_x} = 1,5 \dots c_1 = 0,835 \text{ (z tabuliek)}$$

$$q_x = c_1 \cdot q = 0,835 q, \quad q_y = (1 - c_1) q = 0,165 q$$

$$M_{rx} = \frac{1}{8} \cdot \frac{1}{2} q_y l_y l_x^2 = \frac{1}{64,65} q l_x^3$$

$$M_{ry} = \frac{1}{8} \cdot \frac{1}{2} q_x l_x l_y^2 = \frac{1}{28,74} l_y^3$$

$$2. M_{rx} = \frac{1}{24} q l_x^3$$

$$M_{ry} = \frac{1}{24} \cdot \frac{1}{2} q l_x \left[3 l_y^2 - 4 \left(\frac{l_x}{2} \right)^2 \right] =$$

$$= \frac{1}{48} q \frac{l_y}{1,5} \left[3 l_y^2 - 4 \left(\frac{l_y}{3} \right)^2 \right] = \frac{1}{28,17} q l_y^3$$

$$3. \frac{l_y}{l_x} = 1,5 \dots a_1 = 13,9, \quad b_1 = 70,2$$

$$M_{rx} = q l_y l_x^2 \left(\frac{1}{16} - \frac{4 - \frac{1}{1,5}}{8 \cdot 13,9} \right) = \frac{1}{20,5} q l_x^3$$

$$M_{ry} = q l_x l_y^2 \left(\frac{1}{16} - \frac{3}{8 \cdot 70,2} \right) = \frac{1}{26,24} q l_y^3$$

Výpočet ukazuje, že v trámoch väčšieho rozpätia sa momenty veľmi nelíšia: prvým spôsobom vypočítaný moment je o 8,7 % a druhým spôsobom vypočítaný o 6,85 % menší než moment vypočítaný tretím spôsobom. Rozdiely sú väčšie v momentoch tráv s menším rozpätím: prvý spôsob výpočtu dáva moment o 68,29 % a druhý spôsob o 14,58 % menší, než je moment stanovený tretím spôsobom.

Pri výpočte ohybových momentov v podporných trámoch prvým spôsobom odporúča Marcus uvažovať pre menšie rozpätie zaťaženie $q_y = \frac{1}{2} q$ (ako pre štvorcovú dosku), t. j. $A_y = \frac{1}{4} q l_y$. Potom platí:

$$M_{rx} = \frac{1}{8} \cdot \frac{1}{4} q l_y l_x^2 = \frac{1}{21,33} q l_x^3$$

Takto vypočítaný moment je menší iba o 3,89 % (miesto 68,29 %) než udáva presnejší výpočet (3. spôsob).

V praxi sa často uvažuje zaťaženie rebra pruhom dosky so šírkou $\frac{1}{4} l_x$, t. j. $q_y = \frac{1}{4} q l_x$. Toto zaťaženie vyvolá moment:

$$M_{rx} = \frac{1}{8} \cdot \frac{1}{4} q l_x l_x^2 = \frac{1}{32} q l_x^3,$$

ktorý je menší o 35,94 % než jeho presnejšia hodnota.

c) Rozpätie $l_y = 2 l_x$

$$1. \frac{l_y}{l_x} = 2 \dots c_1 = 0,941$$

$$q_x = c_1 q = 0,941 q, \quad q_y = (1 - c_1) q = 0,059 q$$

$$M_{rx} = \frac{1}{8} \cdot \frac{1}{2} q_y l_y l_x^2 = \frac{1}{135,59} q l_x^3$$

$$M_{ry} = \frac{1}{8} \cdot \frac{1}{2} q_x l_x l_y^2 = \frac{1}{34} q l_y^3$$

$$2. M_{rx} = \frac{1}{24} q l_x^3$$

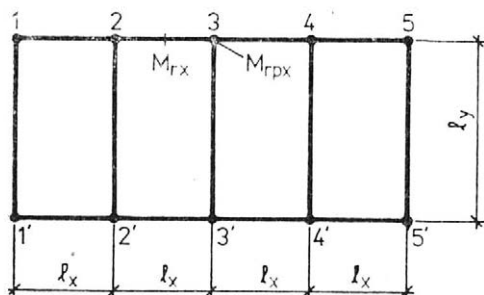
$$M_{ry} = \frac{1}{24} \cdot \frac{1}{2} q l_x \left[3 l_y^2 - 4 \left(\frac{l_x}{2} \right)^2 \right] = \frac{1}{48} q \frac{l_y}{2} \left[3 l_y^2 - 4 \left(\frac{l_y}{4} \right)^2 \right] = \frac{1}{34,91} q l_y^3$$

$$3. \frac{l_y}{l_x} = 2 \dots a_1 = 10,6, \quad b_1 = 169,2$$

$$M_{rx} = q l_y l_x^2 \left(\frac{1}{16} - \frac{4 - \frac{1}{2}}{8 \cdot 10,6} \right) = \frac{1}{23,56} q l_x^3$$

$$M_{ry} = q l_x l_y^2 \left(\frac{1}{16} - \frac{3}{8 \cdot 169,2} \right) = \frac{1}{33,18} q l_y^3$$

Aj v tomto prípade sú v trámoch s väčším rozpätím malé rozdiely vo veľkosti momentov: moment vypočítaný prvým spôsobom je iba o 2,41 % a moment vypočítaný druhým spôsobom o 4,96 % menší než dáva výpočet tretím spôsobom. Veľký rozdiel je však medzi momentom v trámoch s menším rozpätím vypočítaným presnejším tretím spôsobom, kde je rozdiel 82,62 % v neprospech prvého spôsobu výpočtu (moment je menší). Pri druhom spôsobe výpočtu je rozdiel iba 1,83 %.



2. V jednom smere spojitá doska, uložená po obvodu a podopretá trámami — One-sidedly jointed slab supported along its perimeter and by beams

Pri výpočte momentov podľa Marcusa pre prvý spôsob výpočtu je

$$M_{rx} = \frac{1}{8} \cdot \frac{1}{4} q l_y l_x^2 = \frac{1}{16} q l_x^3$$

čo je však zväčšenie momentu o 47,25 % (miesto zmenšenia o 82,62 %).

V praxi používaný výpočet udáva moment $M_{rx} = \frac{1}{32} q l_x^3$, ktorý je v porovnaní s jeho presnejším výpočtom menší o 26,36 % (miesto 82,62 %).

Pri doskách votknutých alebo spojitých sú rozdiely medzi momentmi menšie (vplyv krútiacich momentov).

Ako príklad výpočtu ohybových momentov v podperných trámoch uvažujeme spojitú dosku na obr. 2. Vypočítame — všetkými troma spôsobmi — medzipodperový moment M_{rx} trámu 23 a podperový moment M_{rpx} toho istého trámu, resp. rebra. Rebko podopiera dosku v smere rozpätia l_y voľne uloženú, v smere druhého rozpätia l_x spojitú so štyrmi poľami. Pomer strán (rozpätí) $l_y : l_x = 1,8$. Výpočet uskutočníme iba pre občasné plné rovnomerné zaťaženie p ($\text{kN} \cdot \text{m}^{-2}$, $\text{MN} \cdot \text{m}^{-2}$), ktoré umiestnime po spojitý doske tak, aby vyvolalo najväčšie momenty.

PRVÝ SPÔSOB

S ohľadom na to, že v smere rozpätia l_x je doska spojitá, ale nie do trámov dokonale votknutá, a v smere l_y voľne uložená, vypočítame zaťaženie p_y ako pre dosku po obvodu voľne uloženú, t. j. p_{y1} plus doplnok vyplývajúci z rozdielu $p_{y3} - p_{y1}$ (p_{y3} je zaťaženie v smere rozpätia l_y , keď dve protihľadé strany dosky sú dokonale votknuté — je to tretia schéma zaťaženia, prvá schéma je pre dosku voľne uloženú po obvodu)

$$\frac{l_y}{l_x} = 1,8 \dots c_1 = 0,913, \quad c_3 = 0,981$$

$$p_{y1} = (1 - c_1) p = (1 - 0,913) p = 0,087 p$$

$$p_{y3} = (1 - c_3) p = (1 - 0,981) p = 0,019 p$$

$$\frac{p_{y1} - p_{y3}}{p_{y1} - p_{y3}} = 0,068 p$$

Približne možno uvažovať s tým, že sa rozdiel v zaťažení p_{y1} pri zaťažení p poľa dosky 232'3' rozdelí v pomere momentov (M_1 je moment pri voľnom uložení a M_3 pri votknutí dosky), t. j.

$$M_1 = \frac{1}{8} p l_x^2 = 0,125 p l_x^2$$

$$M_3 = \frac{1}{24} p l_x^2 = 0,04167 p l_x^2$$

$$\frac{M_1 - M_3}{M_1 - M_3} = 0,08333 p l_x^2$$

Moment spojitého nosníka so štyrmi poliami pri zaťažení poľa 23 a 45 je $M = 0,080 pl_x^2$.

Potom zaťaženie v smere rozpätia l_y je

$$p_y = p_{y1} + \Delta = p_{y1} + (p_{y1} - p_{y3}) \frac{M - M_1}{M_1 - M_3} =$$

$$= \left(0,087 + 0,068 \frac{0,080 - 0,125}{0,08333} \right) p = 0,05028 p$$

Moment v strede podperného trámu 23:

$$M_{rx} = 0,080 A_y l_x^2 = 0,080 \cdot \frac{1}{2} p_y l_y l_x^2 =$$

$$= 0,080 \cdot 0,5 \cdot 0,05028 p \cdot 1,8 l_x \cdot l_x^2 = 0,00362 pl_x^3$$

Moment v podpere podperného trámu 3:

$$M_{rpx} = -0,107 \cdot \frac{1}{2} p_y l_y l_x^2 = -0,00484 pl_x^3$$

DRUHÝ SPÔSOB

Moment v strede podperného trámu 23: Podperové momenty M_{23} a M_{32} spojitého nosníka so štyrmi poliami pri zaťažení poľa 23 a 45 trojuholníkovým zaťažením (Ulickij a i., 1959).

$$M_{23} = -0,054 \cdot \frac{5}{8} \cdot p \cdot \frac{l_x}{2} l_x^2 = -0,054 \cdot \frac{5}{16} pl_x^3 = -0,01688 pl_x^3$$

$$M_{32} = -0,036 \cdot \frac{5}{16} pl_x^3 = -0,01125 pl_x^3$$

Hľadaný moment

$$M_{rx} = \frac{1}{16} Q_x l_x + \frac{1}{2} (M_{23} + M_{32}) =$$

$$= \frac{1}{6} \cdot \frac{1}{4} pl_x^2 l_x + \frac{1}{2} (-0,01688 - 0,01125) \cdot pl_x^3 = 0,02760 pl_x^3$$

Moment v podpere trámu 3: Aj teraz použijeme koeficienty z uvedených tabuliek; potom pre naše zaťaženie (polia dosky 23 a 34) a označenie veličín (ako sa to urobilo aj v predchádzajúcom výpočte) platí:

$$M_{rpx} = -0,107 \cdot \frac{5}{16} pl_x^3 = -0,03344 pl_x^3$$

TRETÍ SPÔSOB

Pre výpočet súčiniteľa $a_i = a_s$ medzipodperového momentu dosky zvolíme rovnaký postup ako pri prvom spôsobe výpočtu p_y , lebo dôvody sú rovnaké, t. j. $a_s = a_1 + \Delta$:

$$\frac{l_y}{l_x} = 1,8 \dots a_1 = 11,4, \quad a_3 = 26,7$$

$$a_1 - a_3 = 11,4 - 26,7 = -15,3$$

potom hľadaný súčiniteľ je

$$a_s = a_1 + \Delta = a_1 + (a_1 - a_3) \frac{M - M_1}{M_1 - M_3} =$$

$$= 11,4 - 15,3 \frac{0,080 - 0,125}{0,08333} = 19,665$$

Moment prenášaný doskou — rovnica (1):

$$M_{dx} = \frac{1}{a_s} p l_x^2 (l_y - \frac{1}{4} l_x) = \frac{1}{19,665} p l_x^2 (1,8 l_x - \frac{1}{4} l_x) = 0,07882 p l_x^3$$

Moment prenášaný celým prierezom (doska + dva trámy) spojitého nosníka:

$$\bar{M}_x = 0,080 p l_y l_x^2 = 0,080 p 1,8 l_x l_x^2 = 0,144 p l_x^3$$

Moment v strede podperového trámu 23 — rovnica (2):

$$M_{rx} = \frac{1}{2} (\bar{M}_x - M_{dx}) = \frac{1}{2} (0,144 - 0,07882) p l_x^3 = 0,03259 p l_x^3$$

Podperový moment prenášaný doskou sa vypočíta známym spôsobom, ale z celej šírky l_y :

$$M_{dpx} = -\frac{1}{12} \cdot \frac{c_3 + c_3}{2} p \left(\frac{l_{2x} + l_{3x}}{2} \right)^2 l_y =$$

$$= -\frac{1}{12} c_3 p l_x^2 l_y = -\frac{1}{12} 0,981 p l_x^2 1,8 l_x = -0,14715 p l_x^3$$

Podperový moment prenášaný celým prierezom spojitého nosníka:

$$\bar{M}_{px} = -0,107 p l_y l_x^2 = -0,107 p 1,8 l_x l_x^2 = -0,1926 p l_x^3$$

Moment v podpere trámu 3:

$$M_{rpx} = \frac{1}{2} (\bar{M}_{px} - M_{dpx}) = \frac{1}{2} (-0,1926 + 0,14715) p l_x^3 = -0,02273 p l_x^3$$

Ak porovnávame momenty v tráme vypočítané prvým a druhým spôsobom s presnejším tretím spôsobom výpočtu, zistíme tieto rozdiely:

prvým spôsobom vypočítaný ohybový moment v poli trámu je o 88,89 % a v podpere o 78,71 % menší,

druhým spôsob výpočtu dáva moment v poli trámu o 15,31 % menší a v podpere o 47,12 % väčší.

Literatúra

ČSN 73 1201. Navrhování betonových konstrukcí. 1970.

ČSN 73 2001. Projektování betonových staveb. 1972.

ULICKIJ, I. I. — RIVKIN, S. A. — SAMOLETOV, M. V. — DYCHOVIČNYJ, A. A.: Železobetonnye konstrukcii (Rasčet i konstruirovanie). Kiev, Gosudarstvennoe izdatelstvo techničeskoj literatury USSR 1959.

Došlo dňa 17. 3. 1982

МИНАРИК, И. (Сельскохозяйственный институт, Нитра): Моменты изгиба в опорных балках досок, укрепленных по периметру. Zeměd. Techn., 28, 1982 (8) : 479-487.

Моменты изгиба в балках, подпирающих продольную доску со всех четырех сторон, на практике вычисляются несколькими способами, которые дают различные результаты. В статье объясняются и анализируются три метода расчетов. Анализ и процентное вычисление различий в величине моментов свидетельствуют о том, что первый приблизительный метод в некоторых случаях дает весьма отличающиеся от третьего, более точного метода, результаты, поэтому его не рекомендуется, особенно в важных случаях, применять. Второй метод расчетов, предусмотренный и действующими предписаниями, также, по сравнению с третьим методом, дает иные результаты. Однако, различие небольшое, поэтому более применимо. Расчеты по третьему методу, который мы считаем более точным, не сложнее и не трудоемче первых двух, поэтому рекомендуем его применять. Примеры, приведенные в статье, и их процентное сравнение дают читателю возможность самому провести оценку прочности и применимости указанных расчетных методов.

отдельная доска, уложенная вдоль контура; в одном направлении соединенная доска, уложенная вдоль контура

MINÁRIK, I. (University of Agriculture, Nitra): *Bending Moments in the Supporting Beams under Slabs Carried on All Four Sides*. Zeměd. Techn., 28, 1982 (8) : 479-487.

The bending moments in the beams supporting a rectangular slab along its perimeter are practically calculated by several methods which give different results. Three methods of calculation are being explained and analyzed. The analysis and percentual calculation of the differences in the magnitude of the moments draw attention to the fact that the first approximate method gives sometimes very variable results, different from those obtained by the third method which is more exact; therefore the first method is not recommended for practical use mainly in the more important cases. Different results, as compared with the third method, are also obtained when the second method is used, although this method is currently used on the basis of valid regulations. However, the differences are smaller and therefore more acceptable. The third procedure, considered as the most exact one, is not more complicated or laborious than the first two and there is no reason why not to use it. The examples shown in the paper and their percentual comparison offer a possibility of evaluating the exactness of the described calculation methods.

isolated slab supported along its perimeter; one-sidedly jointed slab supported along its perimeter

MINÁRIK, I. (Hochschule für Landwirtschaft, Nitra): *Biegemomente in Stützbalken der am Umfang gelagerten Platten*. Zeměd. Techn., 28, 1982 (8) : 479-487.

Die Biegemomente der rechteckigen Platten auf allen vier Seiten abstützenden Balken werden in der Praxis mit mehreren Verfahren berechnet, die unterschiedliche Ergebnisse liefern. Im Aufsatz werden drei Berechnungsverfahren erläutert und erörtert. Die Analyse und prozentuale Bezifferung der Unterschiede in der Momentgrösse deuten darauf, dass das erste Näherungsverfahren in manchen Fällen im Vergleich mit dem dritten genaueren Verfahren sehr unterschiedliche Ergebnisse liefert und sollte daher, besonders in bedeutenderen Fällen nicht verwendet werden. Das zweite, auch durch gültige Vorschriften zugelassene Berechnungsverfahren gibt ebenfalls, im Vergleich mit dem dritten Verfahren, unterschiedliche Ergebnisse. Die Unterschiede sind jedoch geringer und daher vertretbarer. Das dritte Berechnungsverfahren, das wir als genauer bezeichnet haben, ist weder komplizierter noch arbeitsaufwendiger als die ersten zwei Verfahren, und sollte daher verwendet werden. Die im Aufsatz angeführten Beispiele und deren prozentualer Vergleich bieten dem Leser die Möglichkeit, sich selber die Genauigkeit und Verwendbarkeit der angeführten Berechnungsverfahren zu bewerten.

auf dem Umfang gelegene selbständige Platte; einweg verbundene am Umfang gelegene Platte

Adresa autora:

Prof. ing. Imrich Minárik, CSc., Vysoká škola poľnohospodárska, ul. plk. Gagua 10, 949 01 Nitra

Výběr z přírůstků

Ústřední zemědělské a lesnické knihovny ÚVTIZ

z úseku zemědělská technika

Uvedené publikace je možné si vypůjčit osobně nebo písemně v ÚZLK, výpůjční oddělení, 120 56 Praha 2, Slezská 7. Výpůjční doba: pondělí až pátek od 9 do 18 hodin. U každé žádané publikace uveďte signaturu.

Pflanzenproduktion und Verarbeitung.

E 38.142/295

Teil II. Kurzinformation.

Markkleeberg, Landwirtschaftsausstellung der DDR 1981. Nestr., obr. tab. (Zemědělské stroje — pěstování hospodářských rostlin — katalogy — NDR)

BARTA, L. — JÓRI, J. I.

C 24.245/112

Rau-Multitiller (M-402) nehéz magágykészítő gép.

Budapest, Agroinform 1981. 2 s., 4 obr., 2 tab. Müszaki fejlesztési eredmények 112. (Agrotechnické stroje — Rau Multitiller M 402 — půda — předsetová příprava)

STIEDE, M. — RICHTER, G. — MAUER, G.

E 38.142/223

Einsatzempfehlung. Einzelkornsämaschine A 697.

Markkleeberg, Landwirtschaftsausstellung der DDR 1979. 25 s., 4 obr., tab. (Secí stroje — přesné — A 697 — zkoušení — NDR — zprávy)

Säautomaten SEMO 99 (2,50m und 3,00m).

C 15.353/1981/20

Herst. u. Anm.: Reformwerke Bauer u. Co. GmbH., Wels.

Wieselburg a. d. Erlauf, Bundesversuchs- u. Prüfungsanstalt f. landw. Maschinen u. Geräte 1981. 10 s., obr., tab. Prüfbericht Prot. Nr 020/81. (Secí stroje — SEMO 99 — zkoušení — Rakousko — zprávy)

IRLA, E.

C 19.978/193

Vergleichsuntersuchung Sämaschinen.

Tänikon. Eidg. Forschungsanstalt f. Betriebswirtschaft und Landtechnik 1981. 12 s., 12 obr. Blätter für Landtechnik 193. (Secí stroje — výsevné ústrojí — zkoušení — Švýcarsko — zprávy)

ENERGETICKÁ NÁROČNOSŤ REŤAZOVO-HRABLICOVEJ FRÉZY VYBERAČA SILÁŽE

J. Lobotka, J. Fančovič, J. Krčula

LOBOTKA, J. — FANČOVIČ, J. — KRČULA, J. (Vysoká škola poľnohospodárska, Nitra): *Energetická náročnosť reťazovo-hrablicovej frézy vyberača siláže*. Zeměd. Techn., 28, 1982 (8): 489–493.

Vyberače siláže s reťazovo-hrablicovou frézou pracujú na princípe zhrňania silážnej hmoty vo vodorovnom smere. Z hľadiska energetickej náročnosti predstavujú mechanizmus, ktorý spotrebovávajú 0,11 až 0,26 kWh na 1 tonu vybratého krmiva pri dosahovanej výkonnosti $20 \div 40 \text{ t.h}^{-1}$. Pre racionálnu spotrebu energie je preto takýto mechanizmus vhodný pre veľkovýrobné podmienky.

reťazovo-hrablicový mechanizmus; zhrňanie silážnej hmoty; merná spotreba energie

Požiadavky na znížovanie spotreby energie v poľnohospodárstve kladú nároky na hľadanie takých pracovných mechanizmov poľnohospodárskych strojov, ktoré budú pracovať s minimálnou potrebou energie. To vyžaduje hľadať na základe fyzikálno-mechanických vlastností materiálov také princípy a spôsoby, ktoré túto úlohu splnia.

Pri vyberaní siláže z horizontálnych silážnych žlabov sa používajú vyberače s bubnovou frézou (Kozlíkov a Kramarenko, 1972). Zatiaľ boli overené vyberacie frézy závitnicové (Petersen, 1964; Vegricht, 1974) a reťazovo-hrablicové (Kutlembetov, 1969). V rokoch 1976 až 1980 sme vyriešili v riešiteľskom kolektíve vyberač siláže, ktorý využíva reťazovo-hrablicovú frézu. Výsledky potvrdili, že tento mechanizmus požaduje energeticky minimálny príkon na pohon (Lobotka a i., 1979).

METODIKA

Pri hodnotení energetickej náročnosti vyberača siláže sme postupovali tak, že sme sledovali výšku vrstvy monolitu siláže, z ktorého sa odoberala siláž, a zisťovali sme odobraté množstvo a čas, aby sme určili výkonnosť vyberača. Pomocou registračných prístrojov Wattreg III sme registrovali odobraný príkon. Na základe nameraných a vypočítaných hodnôt sme dostali konečný ukazovateľ — mernú spotrebu energie na vybratie 1 tony siláže. Uvedené hodnoty sme získali pri rýchlosti zahľbovania $v_z = 0,0045 \text{ m.s}^{-1}$; $0,0050 \text{ m.s}^{-1}$ a $0,0071 \text{ m.s}^{-1}$.

VLASTNÁ PRÁCA

Výkonnosť vyberacej frézy vyberača siláže sme určili na základe vzťahu:

$$Q_s = \frac{m}{t_c} \quad (\text{kg.s}^{-1})$$

$$Q_h = 3,6 \cdot Q_s \quad (\text{t.h}^{-1})$$

Mernú spotrebu elektrickej energie sme určili podľa vzťahu:

$$w = \frac{P_p}{Q_h} \quad (\text{kWh} \cdot \text{t}^{-1})$$

Z teoretického riešenia vzťahu pre výpočet výkonnosti vyberacej frézy

$$Q_s = S \cdot v_z \cdot \rho \quad (\text{kg} \cdot \text{s}^{-1})$$

kde: S — plocha zhrabovanej siláže (m^2)
 v_z — rýchlosť zahlbovania frézy ($\text{m} \cdot \text{s}^{-1}$)
 ρ — merná hmotnosť siláže ($\text{kg} \cdot \text{m}^{-3}$)

vidieť, že jedným z činiteľov, vplyvujúcich na výkonnosť frézy, je merná hmotnosť siláže v monolite. Na základe poznatkov sa dá predpokladať, že merná hmotnosť siláže sa mení v závislosti od hĺbky vrstvy siláže. Na základe nameraných a vypočítaných hodnôt sme dostali v rozsahu výšky vrstvy 1,5 m až 2,85 m rovnicu krivky:

$$\rho = 405,43 + 261,6 h - 95,6 h^2 \quad (\text{kg} \cdot \text{m}^{-3})$$

pričom vyrovnané hodnoty podľa tejto rovnice predstavujú rozsah mernej hmotnosti siláže 374,5 až 582,7 $\text{kg} \cdot \text{m}^{-3}$ pre uvedené výšky v monolite siláže. Koeficient korelácie tejto závislosti je 0,923, čo je hodnota vysoko preukazná pre 25 stupňov voľnosti.

V závislosti od výšky vrstvy monolitu siláže sa výkonnosť vyberacej frézy menila. Od výšky zhrabovania siláže 2,85 m po výšku 1,50 m sa výkonnosť zvyšovala. Závislosť výkonnosti od výšky vrstvy siláže pri konštantnej rýchlosti zahlbovania je daná vzťahom:

$$Q_h = 11,02 + 12,5 h - 4,18 h^2 \quad (\text{t} \cdot \text{h}^{-1})$$

pričom koeficient korelácie má hodnotu $r = 0,668$ pre 25 stupňov voľnosti.

Analýzou príkonu pre pohon frézy vyberača sme dospeli k rovnici v závislosti od výkonnosti:

$$P_p = 4,8 + 0,032 Q_h - 0,001 Q_h^2 \quad (\text{kW})$$

s korelačným koeficientom $r = 0,923$ pre 25 stupňov voľnosti.

Keď sme analyzovali mernú spotrebu elektrickej energie na vybratie 1 tony siláže pri rýchlosti zahlbovania frézy $v_z = 0,0045 \text{ m} \cdot \text{s}^{-1}$ a konštantnej obvodovej rýchlosti frézy, dostali sme túto funkčnú závislosť:

$$w = 0,75 - 0,037 Q_h + 0,0061 Q_h^2 \quad (\text{kWh} \cdot \text{t}^{-1})$$

pri hodnote korelačného koeficientu $r = 0,847$ pre 25 stupňov voľnosti.

Skutočné hodnoty mernej spotreby elektrickej energie potrebnej na vybratie 1 tony siláže sa po vyrovnaní funkčnej závislosti pohybovali od 0,190 do 0,423 $\text{kW} \cdot \text{t}^{-1}$.

Po zhodnotení mernej spotreby energie vyberacou frézou v závislosti od hĺbky vrstvy, z ktorej odoberáme siláž, sme dospeli k vzťahu

$$w = 0,61 - 0,38 h + 0,10 h^2 \quad (\text{kWh} \cdot \text{t}^{-1})$$

pri uvedenej rýchlosti zahlbovania, obvodovej rýchlosti frézy a dosahovanej výkonnosti. Korelačný koeficient pre funkčnú závislosť $w = f(h)$ má hodnotu $r = 0,51$ pre 25 stupňov voľnosti.

Pri rýchlosti zahlbovania frézy $v_z = 0,0050 \text{ m} \cdot \text{s}^{-1}$ sme dostali pre funkčnú závislosť potrebného príkonu od výkonnosti vzťah

$$P_p = 4,35 + 0,039 Q_h - 0,0035 Q_h^2 \quad (\text{kW})$$

s korelačným koeficientom $r = 0,399$ pre 25 stupňov voľnosti.

I. Porovnanie vzťahov pre mernú spotrebu elektrickej energie pri rôznych rýchlostiach zahľbovania — A comparison of the relationships for specific consumption of electric energy at different cutting rates

Rýchlosť zahľbovania m.s^{-1}	Funkčná závislosť $w = f(Q_h)$
0,0045	$w = 0,75 - 0,037 Q_h + 0,0061 Q_h^2$
0,0050	$w = 0,50 - 0,016 Q_h + 0,0017 Q_h^2$
0,0071	$w = 0,43 - 0,013 Q_h + 0,0013 Q_h^2$

Merná spotreba energie, ktorá závisí od výkonnosti pri tých istých parametroch frézy, je formulovaná

$$w = 0,50 - 0,016 Q_h + 0,0017 Q_h^2 \quad (\text{kWh.t}^{-1})$$

s koeficientom korelácie $r = 0,955$ pri 25 stupňoch voľnosti.

Pri rýchlosti zahľbovania frézy $v_z = 0,0071 \text{ m.s}^{-1}$ sme na základe spracovania výsledkov dostali funkčnú závislosť príkonu od výkonnosti

$$P_p = 4,1 + 0,023 Q_h - 0,000566 Q_h^2 \quad (\text{kW})$$

s $r = 0,528$ pre 27 stupňov voľnosti. Príkon a jeho vyrovnané hodnoty dosahujú rozsah 4,69 až 5,09 kW pri výkonnosti 19,32 až 40,5 t.h⁻¹.

Pre objektívnejšie posúdenie sme použili opäť mernú spotrebu energie na vybratie 1 tony krmiva a dospeli sme k závislosti

$$w = 0,43 - 0,0127 Q_h + 0,00125 Q_h^2 \quad (\text{kWh.t}^{-1})$$

s vysoko preukazným koeficientom korelácie $r = 0,966$ pri 27 stupňoch voľnosti.

Sumarizáciou výsledkov vyšetrovania mernej spotreby elektrickej energie vyberacou frérou s reťazovo-hrablicovým konštrukčným riešením dostaneme, že s rastúcou rýchlosťou zahľbovania v rozsahu 0,0045 až 0,0071 m.s⁻¹ dochádza k znižovaniu spotreby elektrickej energie (pričom výkonnosť narastá), čo potvrdzuje tab. I.

Pokles mernej spotreby energie je výrazný pri porovnaní prvých dvoch rýchlostí a menej výrazný pri rýchlosti 0,0071 m.s⁻¹. Dá sa predpokladať, že v oblasti rýchlosti zahľbovania do 1,0 m.s⁻¹ sa budú nachádzať hraničné možnosti s ohľadom na riešenie tohoto vyberacieho mechanizmu ako aj na zvyšovanie výkonnosti.

Pozitívne sa prejavila zvýšená rýchlosť zahľbovania frézy v náraste výkonnosti,

II. Porovnanie výkonnosti, príkonu a mernej spotreby v rozsahu vyrovnaných hodnôt funkčných závislostí pri rôznych rýchlostiach zahľbovania — A comparison of performance, power input and specific consumption within the range of balanced values of functional dependences at different cutting rates

Rýchlosť zahľbovania (m.s ⁻¹)	Rozsah výkonnosti (t.h ⁻¹)	Rozsah príkonu (kW)	Rozsah mernej spotreby (kWh.t ⁻¹)
0,0045	10,8 ÷ 27,5	4,89 ÷ 5,02	0,48 ÷ 0,17
0,0050	19,1 ÷ 42,8	4,89 ÷ 5,42	0,26 ÷ 0,13
0,0071	13,3 ÷ 46,8	4,64 ÷ 5,18	0,23 ÷ 0,11

vo zvýšení príkonu na pohon frézy a v konečnom dôsledku aj v poklese mernej spotreby energie, čo najlepšie dokumentuje tab. II.

K uvedeným výsledkom sa žiada dodať, že určité nepresnosti spôsobili fyzikálno-mechanické vlastnosti, a to najmä merná hmotnosť siláže, ktorá bola daná stupňom utlačenia silážnej hmoty, podielom pridávanej suchej slamy a pod., pretože experimenty sa uskutočnili v prevádzkových podmienkach tak, ako sa siláž v horizontálnych silážnych žlaboch vyrába. Pre ilustráciu je možné uviesť, že merná hmotnosť kolísala z uvedených príčin a aj z dôvodu hĺbky vrstvy, z ktorej sa siláž vyberala, a činila 375 až 960 kg.m⁻³. Počet meraní sme sa snažili opakovať tak, aby sme dospeli k preukaznému počtu základného súboru meraní a tým vylúčili subjektívne chyby.

DISKUSIA

Výsledky našej práce dokázali, že ak podľa rôznych autorov bubnové frézy spotrebujú na vybratie 0,5 ÷ 1,0 kWh.t⁻¹ energie, tak reťazovo-hrablicová fréza spotrebovávala len 0,11 až 0,48 kWh.t⁻¹. To je plne v súlade s poznatkami, ktoré sú uvádzané v literatúre (Vegricht, 1974; Kutlembetov, 1969; Lobotka a i., 1979). Zvýšenie príkonu pri zvýšenej rýchlosti zahľbovania pracovného ústrojenstva má za následok zvýšenie výkonnosti frézy, čiastočné zvýšenie príkonu, ale zníženie mernej spotreby elektrickej energie na vybratie siláže. Z tohoto pohľadu predstavuje vyberač siláže, ktorý bol vyriešený našim riešiteľským kolektívom, stroj s racionálnou spotrebou elektrickej energie a je možné považovať ho za progresívny.

ZÁVER

Vyberače siláže s reťazovo-hrablicovou frézou pracujú na princípe zhŕňania silážnej hmoty vo vodorovnom smere. Z hľadiska energetickej náročnosti vyberacieho mechanizmu predstavujú mechanizmus, ktorý spotrebuje 0,11 až 0,26 kWh na 1 tonu vybraťého krmiva pri dosahovanej výkonnosti 20 ÷ 40 t.h⁻¹. Preto je takýto mechanizmus vhodný pre veľkovýrobné podmienky pri racionálnej spotrebe energie.

Literatúra

KOZLIKOV, M. F. — KRAMARENKO, A. N.: K rasčetu moščnosti dlja privoda rabočich organov pogruzčikov neprerivnogo dejstva. Zap. Leningrad. Selchozinst., tom 174, 1972, č. 2.

KUTLEMBETOV, A. A.: Issledovanie processa oddelenija silosa od burta rabočimi organami pogruzčikov neprerivnogo dejstva. Nauč. Tr. Elektr. sel. Choz., Moskva, tom XXII, 1969.

LOBOTKA, J. a kol.: Vyberanie a dávkovanie objemového krmiva v chove hovädzieho dobytku s použitím programového riadenia. [Záverečná správa P-11-129-202/06.] Nitra, Vysoká škola poľnohospodárska 1979.

PETERSEN, D. R.: Cutter unit for horizontal silo unloader. Trans. ASAE, 1964, č. 1.

VEGRICHT, J.: Příspěvek k mechanizaci vybírání krmiva ze silážních žlabů. [Auto-referát kandidátskej dizertácie.] Praha, 1974 — Výzkumný ústav zemědělské techniky.

Došlo dňa 17. 3. 1982

ЛОБОТКА, Й. — ФАНЧОВИЧ, Й. — КРЧУЛА, Я. (Сельскохозяйственный институт, Нитра): Энергоёмкость цепного скребкового силосоразгрузчика. Zeměd. Techn., 28, 1982 (8) : 489-493.

Силосоразгрузчики с цепной скребковой фрезой работают на принципе сгребания силосной массы в горизонтальном направлении. С точки зрения энергоёмкости это механизм, потребляющий 0,11—0,26 кВт·ч на 1 тонну разгруженного корма при производительности 20—40 т·га⁻¹. Благодаря рациональной затрате энергии этот механизм пригоден для крупнопроизводственных условий.

цепной скребковый механизм; сгребание силосной массы; удельное потребление энергии

LOBOTKA, J. — FANČOVIČ, J. — KRČULA, J. (University of Agriculture, Nitra): *The Energy Requirement of the Chain-Rake Cutter of Silage Unloader*. Zeměd. Techn., 28, 1982 (8) : 489-493.

Silage unloaders with a chain-rake cutter work on the principle of the raking of silage matter in horizontal direction. As to their energy requirement, they represent a mechanism demanding 0.11 to 0.26 kWh per 1 ton of fodder removed from the silo, the performance being 20—40 t/ha. Hence, owing to the rational consumption of energy, such a mechanism is suitable for large-scale conditions of production.

chain-rake cutting mechanism; silage matter raking; specific energy consumption

LOBOTKA, J. — PANČOVIČ, J. — KRČULA, J. (Hochschule für Landwirtschaft, Nitra): *Energieaufwand einer Kettenrechen-Siloentnahmefräse*. Zeměd. Techn., 28, 1982 (8) : 489-493.

Die Siloentnahmeverrichtungen mit der Kettenrechenfräse arbeiten auf dem Prinzip des Silogutzusammenrechens in horizontaler Richtung. Aus der Sicht der Energieaufwendigkeit stellen sie einen Mechanismus dar, der je 1 Tonne des entnommenen Futters 0,11 bis 0,26 kWh bei der erzielten Leistung von 20—40 t·ha⁻¹ verbraucht. Infolge des rationales Energieaufwandes ist daher solcher Mechanismus für Grossproduktionsbedingungen geeignet.

Kettenrechenmechanismus; Zusammenrechen des Silogutes; spezifische Energieverbrauch

Adresa autora:

Doc. ing. Jozef Lobotka, CSc., ing. Jozef Fančovič, ing. Ján Krčula, CSc., Vysoká škola poľnohospodárska, ul. plk. Gagua 10, 949 01 Nitra

Výběr z přírůstků

Ústřední zemědělské a lesnické knihovny ÚVTIZ

z úseku zemědělská technika

Uvedené publikace je možné si vypůjčit osobně nebo písemně v ÚZLK, výpůjční oddělení, 120 56 Praha 2, Slezská 7. Výpůjční doba: pondělí až pátek od 9 do 18 hodin. U každé žádané publikace uveďte signaturu.

PINGEN, F.-J. — BRINKMANN, W.

C 25.630/97

Zuteilgenauigkeit von Granulatstreuern — näher betrachtet nicht immer zufriedenstellend.

Bonn, Inst. für Landtechnik d. Rhein. Friedrich-Wilhelms-Universität 1980. 4 s., obr., tab. Sndr. aus Landtechnik H.6/1980. (Semena obalovaná — výsev — zařízení — výzkum — NSR)

LARSSON, L.-E.

C 10.542/388

Gardslagring av lös konstgödsel. Res. angl.

Uppsala, Jordbrukstekniska institutet 1981. 55 s., 29 obr., 5 tab. Meddelande nr 388. (Hnojení — mechanizace — výzkum — Švédsko / Strojená hnojiva — skladování — výzkum — Švédsko)

Gyro Spinner gødningsspredere type S 550.

D 69.307/91

Fabrikant og anmelder: Gyro A/Sc.

Bygholm, SjøF 1980. 10 s., 2 obr., 3 tab. Meddelelse Nr 91. (Rozmetadla strojených hnojiv — odstředivá — S 550 — zkoušení — Dánsko — zprávy)

Einscheibenstreuer Tornado 280 und 401.

C 15.353/1979/64

Wieselburg a. d. E., Bundesversuchs- u. Prüfungsanstalt f. landw. Maschinen u. Geräte 1979. 26 s., obr., tab., gr. Prüfbericht 64. (Rozmetadla strojených hnojiv — Tornado-280 a 401 — zkoušení — Rakousko — zprávy)

Vicon kunstmeststrooier type PS 602/802/1002.

D 67.902/807

Wageningen, IMAG 1979. 22 s., tab., gr. Bulletin 807. (Rozmetadla strojených hnojiv — Vicon-PS 602/802/1002 kývací — zkoušení — Holandsko — zprávy)

POROVNANIE KVALITY PRÁCE MLÁČACÍCH ÚSTROJENSTIEV PRI VÝMLATE JAČMEŇA V LABORATÓRNYCH PODMIENKACH

B. Procházka, J. Meleg, J. Svoboda

PROCHÁZKA, B. — MELEG, J. — SVOBODA, J. (Vysoká škola poľnohospodárska, Nitra): *Porovnanie kvality práce mláčacích ústrojenstiev pri výmlate jačmeňa v laboratórnych podmienkach*. Zeměd. Techn., 28, 1982 (8) : 495-502.

Sú opísané laboratórne pozorovania mláčacích ústrojenstiev obilných kombajnov SK-6-II, SK-5 a E-512 pri výmlate jačmeňa jarného a ich kvalita pri výmlate je porovnaná v zmysle ČSN 46 1163. Porovnania sme vykonali na stavebnicovom modeli mláčacích ústrojenstiev s jednotnou konštrukčnou šírkou 0,7 m. Pre umožnenie porovnávanía kvality práce mláčacích ústrojenstiev je zavedený pojem jednotkovej priechodnosti q_e ($\text{kg} \cdot \text{s}^{-1} \cdot \text{m}^{-1}$), hodnota priechodnosti vzťahujúca sa k 1 metru dĺžky bubna. Analogicky je zavedený pojem strednej mláčacej medzery — aritmetického priemeru veľkosti medzier v danom mláčacom mechanizme. Kvalitatívne ukazovatele výmlatku požadované normou možno dosiahnuť pri jednotkovej priechodnosti $q_e = 3,3 \div 7,5$ ($\text{kg} \cdot \text{s}^{-1} \cdot \text{m}^{-1}$), vlhkostnom podiele v intervale $0,12 \div 0,19$, obvodovými rýchlosťami mláčacieho bubna do 25 ($\text{m} \cdot \text{s}^{-1}$) a strednej pracovnej medzere $12 \div 14$ mm. Z hľadiska poškodenia boli najlepšie výsledky u mláčacieho ústrojenstva SK-6-II, ktorý neporovnateľne menej poškodzuje zrna jačmeňa ako ostatné pozorované mláčacie ústrojenstvá. Odosťovacia klapka u mláčacieho ústrojenstva E-512 prudko zvyšuje poškodenie jačmeňa vo všetkých skúšaných variantoch, a preto nie je účelné používať túto klapku pri výmlate jarného jačmeňa.

mláčacie ústrojenstvo; jednotková priechodnosť; stredná mláčacia medzera; lámanie; mikropoškodzovanie; nedomlatok; jačmeň jarný

Súčasná tendencia rozvoja mechanizácie zberových prác v našich podmienkach vyžaduje pre zber všetkých zrnovín jeden typ univerzálného mláčacieho ústrojenstva bez ohľadu na fyzikálno-mechanické vlastnosti jednotlivých druhov a odrôd. Vlastnosti spracovávaných zrnovín čiastočne zohľadňujeme nastavovaním mláčacieho ústrojenstva, t. j. zmenou obvodovej rýchlosti mláčacieho bubna, pracovnej medzery a priechodnosti obilnej hmoty.

Obilné kombajny spracovávajú mlátenú hmotu v jednom prechode s cieľom zabezpečiť 100% uvoľnenie zŕn z klasu. V súčasnosti zaužívaným kritériom kvality práce obilného kombajnu sú kvantitatívne straty zrna. Veľmi malá pozornosť je venovaná kvalitatívnym ukazovateľom, hlavne poškodeniu zrna. V procese výmlatu môžeme určiť priamo len dva základné kvalitatívne ukazovatele — makropoškodenie a lámanie zrna, na základe ktorých môžeme meniť pracovný režim mláčacieho ústrojenstva.

V predloženej práci sú rozobrané základné vplyvy pôsobiace na kvalitu produktu v procese výmlatu.

Najväčší vplyv na voľbu pracovného režimu pri spracovaní obilnej hmoty majú jej fyzikálno-mechanické vlastnosti [Klenin a Geťmanov, 1974]. Určujú kvalitu výmlatu, pričom nie sú konštantné, ale menia sa [Antipin, 1969]. Celkové fyzikálno-mechanické vlastnosti sú závislé od zrelosti a vlhkosti zrna [Login a Nikitin, 1969].

Technologický proces výmlatu zrna z klasu musí byť zvolený pri jednorazovom prechode mláťacím ústrojenstvom tak, aby došlo k úplnému uvoľneniu všetkých zŕn z klasu [Vasilenko a i., 1958].

Ideálnym spôsobom výmlatu by bol taký spôsob či technologický proces, kde by uvoľnenie zŕn z klasu bolo 100% pri nulovom poškodení zrna. V dôsledku vlastností zrna a klasu je tento spôsob výmlatu nereálny [Arnold, 1959].

Z tohoto dôvodu potrebuje mlatkové mláťacie ústrojenstvo, používané vo všetkých u nás pracujúcich kombajnoch, určitú obvodovú rýchlosť mláťacieho bubna, ktorá síce zabezpečuje úplný výmlat všetkých zŕn, ale zároveň spôsobuje pomerne vysoké poškodenie zrna [Pugačev, 1976].

MATERIÁL A METODIKA

V práci sme sledovali tri konštrukcie mláťacích ústrojenstiev obilných kombajnov: mláťacie ústrojenstvo dvojhubnové SK-6-II a jednobubnové ústrojenstvo SK-5 a E-512.

V rovnakých pracovných podmienkach sme v laboratóriu porovnávali kvalitu práce týchto pracovných ústrojenstiev pri výmlate jarného jačmeňa, ktorý možno charakterizovať týmito parametrami: priemerná dĺžka stebiel $l_s = 0,628$ m, priemerná dĺžka klasu $l_k = 0,077$ m, pomer zrna ku slame — slamnatosť $\sigma_s = 1,17$, podiel vlhkosti slamy $w_s = 0,16—0,32$ a podiel vlhkosti zrna $w_z = 0,14—0,30$. U mláťacieho ústrojenstva E-512 boli merania robené s odosťovacou klapkou a bez nej, preto mikropoškodenie a lámanie zrna je u tohoto mláťacieho ústrojenstva znázornené dvoma krivkami.

Poškodenie zŕn sme hodnotili podľa metodiky KMRV.

VLASTNÁ PRÁCA

Na poškodzovanie zŕn mláteného materiálu a na nedomlatky vplyva kinematický režim práce mláťacieho ústrojenstva a fyzikálno-mechanické vlastnosti mláteného materiálu.

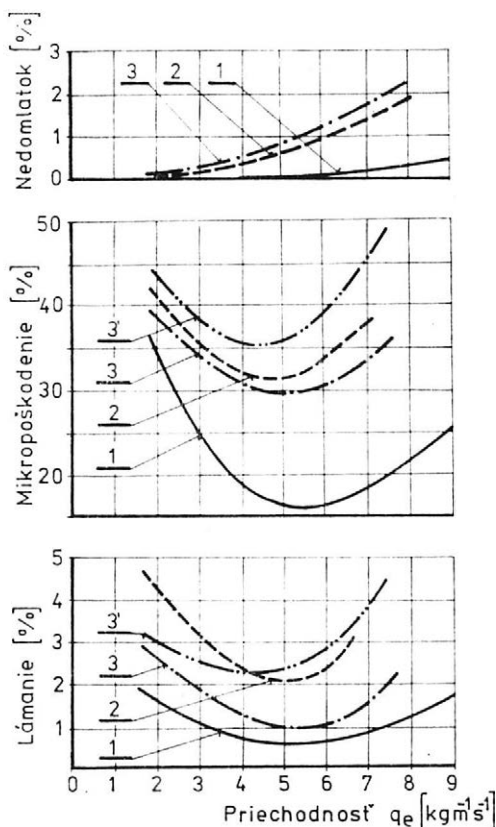
VPLYV PRIECHODNOSTI MLÁŤACIEHO ÚSTROJENSTVA NA KVALITU PRÁCE

V dôsledku nerovnakých výrobných podmienok sa biologická úroda hmoty z jednotky plochy mení. Ak by obilný kombajn pracoval rovnakou rýchlosťou, potom by privádzaná obilná hmota nezabezpečila rovnakú priechodnosť. Sledovali sme vplyv zmeny efektívnej priechodnosti q_e na poškodzovanie zŕn a na nedomlatok (obr. 1).

Zmenšovanie poškodenia zrna je do určitej hranice spôsobené tým, že obilná hmota postupne so zväčšovaním nominálnej priechodnosti v čase je stále menej zaťažovaná údermi mlatiek bubna. Tento proces trvá až do určitej medznej hodnoty, kedy sa zaplní mláťacia medzera obilnou hmotou a postupne so zväčšovaním priechodnosti sa zvyšuje stláčanie privádzanej obilnej hmoty. Zvýšené stlačenie obilnej hmoty

1. Vplyv priechodnosti obilnej hmoty mláfacím ústrojenstvom na kvalitu práce ($v_1 = 23 \text{ m.s}^{-1}$, $v_2 = 25 \text{ m.s}^{-1}$, $t_s = 14 \text{ mm}$ a $w_z = 0,14$) — The effect of the throughput of grain matter through the threshing mechanism on the quality of work ($v_1 = 23 \text{ m/s}$, $v_2 = 25 \text{ m/s}$, $t_s = 14 \text{ mm}$ and $w_z = 0,14$)

Mláfacie ústrojenstvo: 1 — SK-6-II, 2 — SK-5, 3 — E-512 s otvorenou odosťovacou klapkou, 3' — E-512 s úplne zatvorenou odosťovacou klapkou



vyvoláva vyššiu rýchlosť pohybu a poškodzovanie zŕn v mláfacej medzere. Zvýšená rýchlosť pohybu zŕn pri náraze spôsobuje lámanie zrna, otieranie v dôsledku stlačenia spôsobuje mikropoškodenie povrchu obilky.

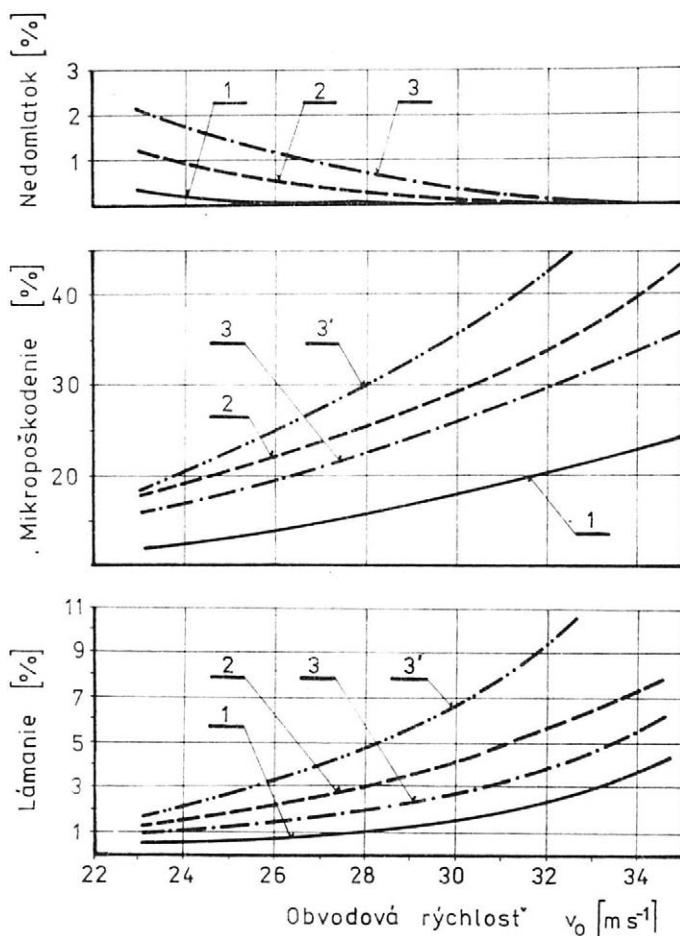
Zväčšovanie priechodnosti obilnej hmoty vyvoláva zvýšenie nedomlatku. Tento jav je spôsobený znižujúcou sa účinnosťou mlatiek na jednotku privedenej obilnej hmoty.

Všetky sledované mláfacie ústrojenstvá pracujú uspokojivo do normovanej priechodnosti (udávanej výrobcom). Zvyšovaním priechodnosti nad túto hranicu vzrastá množstvo nedomlatkov a poškodených zŕn.

Zvláštnu pozornosť sme pri porovnávaní venovali mláfaciemu ústrojenstvu E-512, vybavenému odosťovacou klapkou prekrývajúcou prvé tri lišty mláfacieho koša, ktorá zmenší presievaciu schopnosť koša. Použitím odosťovacej klapky sa výrazne zhoršujú ukazovatele poškodenia zrna. Ak pri nominálnej priechodnosti $q_e = 5,5 \text{ [kg.s}^{-1}.\text{m}^{-1}]$ bez odosťovacej klapky bolo lámanie zŕn 1%, použitím odosťovacej klapky sa lámanie zrna zvýšilo pri rovnakej priechodnosti až na 2,6 %.

Tento jav možno vysvetliť tým, že zmenšením separačnej plochy koša sa zhoršia jeho separačné vlastnosti. Vymlátené, voľné zrná sú vystavené na pomerne dlhej dráhe opakovanému pôsobeniu mlatiek, čo priamo spôsobuje lámanie a mikropoškodenie zrna.

Najlepšie výsledky z hľadiska poškodenia zrna dosiahlo mláfacie ústrojenstvo SK-6-II, najhoršie mláfacie ústrojenstvo E-512 s úplne uza-



2. Vplyv obvodovej rýchlosti mlátiaceho bubna na kvalitu práce (q_e SK-6-II = 5 kg.s⁻¹.m⁻¹, q_e SK-5 = 4 kg.s⁻¹.m⁻¹, q_e E-512 = 4 kg.s⁻¹.m⁻¹, $M = 14$ mm a $w_z = 0,14$)
The effect of the circumferential velocity of threshing cylinder on the quality of work (q_e SK-6-II = 5 kg/s/m, q_e SK-5 = 4 kg/s/m, q_e E-512 = 4 kg/s/m, $t_s = 14$ mm and $w_z = 0.14$)

Mlátiace ústrojenstvo:
1 — SK-6-II, 2 — SK-5,
3 — E-512 s otvorenou odosťovacou klapkou, 3' — E-512 s úplne zatvorenou odosťovacou klapkou

tvorenou odosťovacou klapkou. E-512 bez odosťovacej klapky má podstatne lepšie výsledky ako SK-5. Je to v dôsledku nižšieho opásania bubna košom: u E-512 je $\alpha = 1,95$ [rad], u SK-5 $\alpha = 2,55$ [rad].

VPLYV OBVODOVEJ RÝCHLOSTI MLÁTACIEHO BUBNA NA KVALITU PRÁCE

Uvoľňovanie zrna z klasu je spôsobené úderom mlatky alebo inej časti mlátiaceho bubna po klase a pretahovaním klasu mlátiacou medzerou. Zrno vypadáva do mlátiacej medzery a oddeľuje sa cez kôš mlátiaceho ústrojenstva od ostatných častí obilnej hmoty.

Zmena obvodovej rýchlosti vyvoláva zmeny v uvoľňovaní zrna z klasov a v poškodzovaní zrna (obr. 2).

Najhoršie ukazovatele práce dosiahlo mlátiace ústrojenstvo E-512 so zatvorenou odosťovacou klapkou, a to v dôsledku zníženej separačnej schopnosti koša. Až pri obvodovej rýchlosti bubna 29 m.s⁻¹ dosahujeme nedomlatky na úrovni 0,5 %, kedy poškodenie (lámanie) zrn dosahuje už skoro 3 %. Z hľadiska lámania a mikropoškodenia je práca tohoto mlátiaceho ústrojenstva bez odosťovacej klapky lepšia ako

u SK-5, ktorý v dôsledku zvýšeného opásania bubna košom ($\alpha = 2,55$ rad.) dosahuje vyššie uvoľnenie zŕn z klasov, avšak poškodenie je pomerne vysoké.

Najlepšie výsledky malo dvojfázové mláťacie ústrojenstvo.

VPLYV PRACOVNEJ MEDZERY MLÁŤACIEHO ÚSTROJENSTVA NA KVALITU PRÁCE

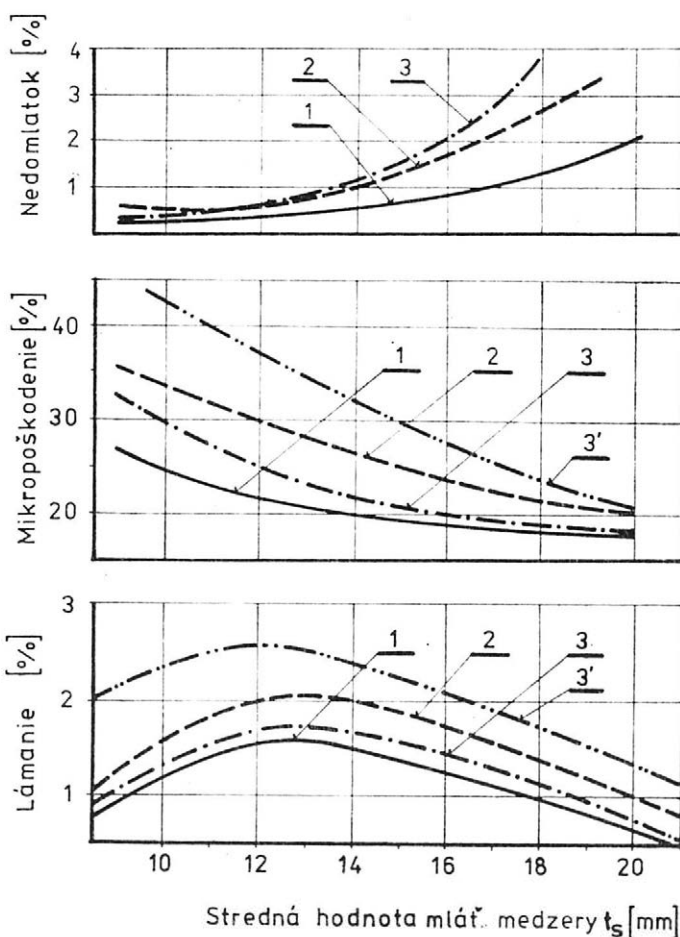
Zväčšovanie pracovnej medzery znižuje poškodenie zrna, ale zvyšuje nedomlatky (obr. 3). Lámanie, mikropoškodzovanie a množstvo nedomlatkov u všetkých pozorovaných mláťacích ústrojenstiev majú analogický charakter. Výsledky možno hodnotiť rovnako ako už uvedené závislosti. Najhoršiu kvalitu vykázalo mláťacie ústrojenstvo E-512 s úplne uzatvorenou odosťovacou klapkou.

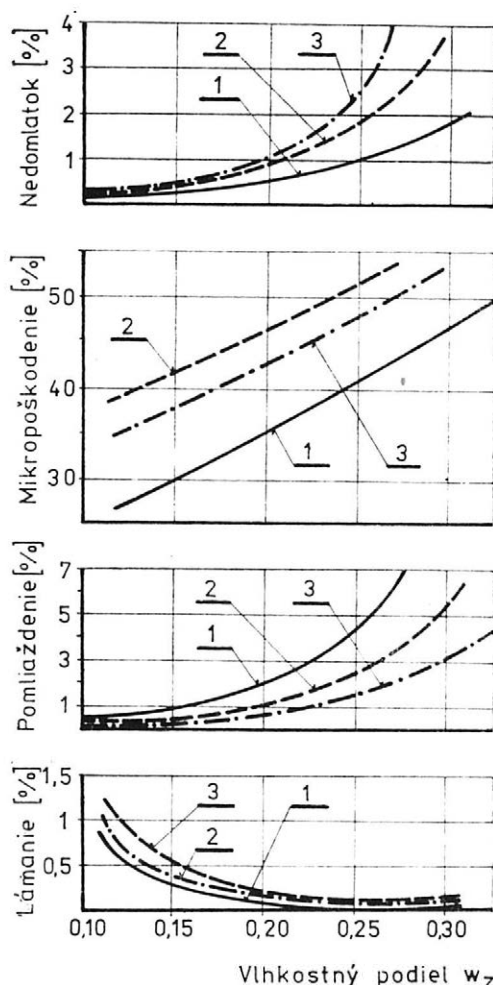
VPLYV PODIELU VHLKOSTI ZRNA NA KVALITU PRÁCE MLÁŤACIEHO ÚSTROJENSTVA

Doposiaľ sme hovorili o kvalite práce mláťacieho ústrojenstva len v závislosti od pracovného režimu, pretože podiel vlhkosti spracováva-

3. Vplyv priemernej pracovnej medzery na kvalitu práce (q_e SK-6-II = $5 \text{ kg} \cdot \text{m}^{-1} \cdot \text{s}^{-1}$, q_e SK-5 = $4 \text{ kg} \cdot \text{s}^{-1} \cdot \text{m}^{-1}$, q_e E-512 = $4 \text{ kg} \cdot \text{s}^{-1} \cdot \text{m}^{-1}$, $v_1 = 23 \text{ m} \cdot \text{s}^{-1}$, $v_2 = 25 \text{ m} \cdot \text{s}^{-1}$ a $w_z = 0,14$) — The effect of the average cylinder-concave clearance on the quality of work (q_e SK-6-II = 5 kg/m/s , q_e SK-5 = 4 kg/s/m , q_e E-512 = 4 kg/s/m , $v_1 = 23 \text{ m/s}$, $v_2 = 25 \text{ m/s}$ and $w_z = 0.14$)

Mláťacie ústrojenstvo:
1 — SK-6-II, 2 — SK-5,
3 — E-512 s otvorenou odosťovacou klapkou, 3' — E-512 s úplne uzatvorenou odosťovacou klapkou





4. Vplyv podielu vlhkosti zrna na kvalitu práce mlátiaceho ústrojenstva (q_e SK-6-II = 5 kg·s⁻¹·m⁻¹, q_e SK-5 = 4 kg, q_e E-512 = 4 kg·s⁻¹·m⁻¹, v_1 = 23 m·s⁻¹, v_2 = 25 m·s⁻¹ a t_s = 14 mm) — The effect of the moisture content of grain on the quality of the work of threshing mechanism (q_e SK-6-II = 5 kg/s/m, q_e SK-5 = 4 kg, q_e E-512 = 4 kg/s/m, v_1 = 23 m/s, v_2 = 25 m/s and t_s = 14 mm)

Mlátiace ústrojenstvo: 1 — SK-6-II, 2 — SK-5, 3 — E-512 s otvorenou odosťovacou klapkou

nej hranice klesá, potom opäť stúpa. Podľa našich pozorovaní je touto medznou hranicou (pre nami pozorované mlátiace ústrojenstvá) nominálna priechodnosť udávaná výrobcom.

Zmena priechodnosti vyvoláva zmenu v množstve nedomlatkov. Toto množstvo sa zvyšuje so zvyšovaním priechodnosti mlátiaceho ústrojenstva.

ného materiálu bol takmer konštantný (u zrna $w_z = 0,14$), a neuvádzali sme množstvo rozmliaždených a deformovaných semien. So vzrastom podielu vlhkosti množstvo rozlámaných zŕn vo všetkých prípadoch klesá, ale prudko za zvyšuje množstvo zŕn rozmliaždených. Mikropoškodenie narastá úmerne so zvyšovaním podielu vlhkosti hmoty privádzanej do mlátiacieho ústrojenstva (obr. 4).

Nejlepšie ukazovatele práce dosahuje mlátiace ústrojenstvo SK-6-II, len v množstve rozmliaždených zŕn sú výsledky najhoršie, čo je spôsobené veľkým množstvom pracovných orgánov, ktoré prichádzajú do styku s mláteným zrnom.

V tejto sérii pokusov sme nasledovali činnosť mlátiacieho ústrojenstva E-512 s uzavretou odosťovacou klapkou, pretože uzavretie klapky pri vyššej vlhkosti spôsobovalo upchávanie mlátiacieho ústrojenstva.

ZÁVER

Z rozboru porovnávania mlátiacích ústrojenstiev kombajnov SK-6-II, SK-5 a E-512 možno jednoznačne určiť, že najlepšie výsledky z hľadiska lámania, mikropoškodzovania a množstva nedomlatkov vykazuje mlátiace ústrojenstvo obilného kombajnu SK-6-II.

Z kinematických parametrov má na mikropoškodenie a lámanie zrna najväčší vplyv obvodová rýchlosť mlátiacieho bubna. Na množstvo nedomlatkov vplyva najmä mlátiacia medzera.

Zvyšovaním priechodnosti poškodzovanie zrna do určitej medze

Podiel vlhkosti zrna vplýva na kvalitu práce negatívne. Zvyšovanie vlhkosti vyvoláva prudký nárast poškodenia a nedomlatkov.

Z dosiahnutých výsledkov vidíme, že z hľadiska poškodenia a výmlatu je potrebné nastavovať mláťacie ústrojenstvo takto:

1) Otáčky mláťacieho ústrojenstva pre výmlat jačmeňa jednobubnovým mláťacím ústrojenstvom nastaviť maximálne na $26 \text{ m} \cdot \text{s}^{-1}$, pre výmlat dvojbubnovým mláťacím ústrojenstvom na $23 \text{ m} \cdot \text{s}^{-1}$ u prvého bubna a $25 \text{ m} \cdot \text{s}^{-1}$ u druhého bubna.

2) Nastaviť mláťacie medzery na 20 mm na vstupe a 3 mm na výstupe u prvého bubna a 20-18-6 u druhého bubna mláťacieho ústrojenstva SK-6-II, 20-18-6 u mláťacieho ústrojenstva SK-5 a 18-5 u mláťacieho ústrojenstva E-512.

3) Pri výmlate jačmeňa zásadne nepoužívame odosťovaciu klapku pri E-512, pretože dvojnásobne zvyšuje poškodenie zrna.

4) Priechodnosť mláťacieho ústrojenstva meniť zmenou pojazdovej rýchlosti na základe množstva nedomlatkov v slame.

Použité označenia

l	— dĺžka stebľa	[m]
l_k	— dĺžka klasu	[m]
l_s	— priemerná dĺžka stebľa	[m]
v_o	— obvodová rýchlosť mláťacieho bubna	$[\text{m} \cdot \text{s}^{-1}]$
v_1	— obvodová rýchlosť prvého mláťacieho bubna dvojbubnového mláťacieho ústrojenstva	$[\text{m} \cdot \text{s}^{-1}]$
v_2	— obvodová rýchlosť mláťacieho bubna jednobubnového mláťacieho ústrojenstva, alebo druhého mláťacieho bubna dvojbubnového mláťacieho ústrojenstva	$[\text{m} \cdot \text{s}^{-1}]$
t_s	— stredná hodnota mláťacej medzery	[mm]
w	— podiel vlhkosti	—
w_s	— podiel vlhkosti slamy	—
w_z	— podiel vlhkosti zrna	—
q	— celková priechodnosť obilného kombajnu	$[\text{kg} \cdot \text{s}^{-1}]$
q_e	— jednotková priechodnosť mláťacieho mechanizmu	$[\text{kg} \cdot \text{s}^{-1} \cdot \text{m}^{-1}]$
q_n	— normalizovaná priechodnosť obilného kombajnu (udávaná výrobcom)	$[\text{kg} \cdot \text{s}^{-1}]$
q_s	— priechodnosť slamy mláťacím mechanizmom	$[\text{kg} \cdot \text{s}^{-1}]$
q_z	— priechodnosť zrna mláťacím mechanizmom	$[\text{kg} \cdot \text{s}^{-1}]$
α	— uhol opásania koša	[rad]
δ_s	— pomer zrna k slame, slamnatosti	—

Literatúra

- ANTIPIN, V. G.: Naučnyje osnovy primenenija dvuchbarabannyh molotilnyh ustrojstv i rotornyh solomootdelitelej. Nauč. Tr. NIIMESCH Severo-zapada, Leningrad, 1969, s. 109-118.
- ARNOLD, R. E.: L'effetto dei danni da raccolta sulla germinazione dell'arzo: Meccan. agric., 1959, s. 51-57.
- ČSN 46 1163. Sladovnícký ječmen. 1973.
- KLENIN, N. I. — GETMANOV, A. I.: Vlijanije podači i technologičeskich svojstv chleбноj massy na kačestvennyje pokazateli raboty molotilnovo ustrojstva. Doklady MIISP, tom XI. Moskva, 1974, s. 152-161.
- LOGIN, A. D. — NIKITIN, V. A.: K metodika ispytyvanija zernouboročnyh kombajnov. Nauč. Tr. NIIMESCH Severo-zapada, vyd. 3., Leningrad, 1969, s. 232-238.
- PUGACEV, A. N.: Povreždenije zerna mašinami. Moskva, Kolos 1976, s. 137-155.
- VASILENKO, I. F. a kol.: Zernouboročnyje kombajny SSSR i zarubežnyh stran. Selchoziz., Moskva 1958.

Došlo dňa 17. 3. 1982

ПРОХАЗКА, Б. — МЕЛЕГ, Я. — СВОБОДА, Я. (Сельскохозяйственный институт, Нитра): Сравнение качества работы органов при обмолоте ячменя в лабораторных условиях. *Zeměd. Techn.*, 28, 1982 (8) : 495-502.

В статье описываются лабораторные исследования молотильных органов зерновых комбайнов СК-6-11, СК-5 и Е-512 при обмолоте ярового ячменя, и качество обмолота сравнивалось с требованиями ЧСН 461163. Исследования проводились на сборной модели молотильных органов с единой шириной конструкции 0,7 м. Для сравнения качества работы молотильных органов внедряется понятие единичной пропускной способности q_e ($\text{кг} \cdot \text{с}^{-1} \cdot \text{м}^{-1}$), величина пропускной способности относится к 1 м длины барабана. Аналогично внедряется понятие среднего молотильного зазора — арифметического выражения величины зазора в данном молотильном механизме. Качественных показателей обмолота, требуемых стандартом, можно достичь при единичной пропускной способности $q_e = 3,3-7,5$ ($\text{кг} \cdot \text{с}^{-1} \cdot \text{м}^{-1}$), доле влажности в интервале 0,12—0,19, окружной скорости молотильного барабана до 25 ($\text{м} \cdot \text{с}^{-1}$) и среднем рабочем зазоре 12—14 мм. С точки зрения повреждения наилучшие результаты были достигнуты у молотильного механизма СК-66-11, который несколько меньше повреждает зерно ячменя по сравнению с другими молотильными органами. Обезостивающий механизм молотильного органа Е-512 резко повышает повреждение ячменя во всех испытываемых вариантах, поэтому нецелесообразно применять это приспособление при обмолоте ярового ячменя.

молотильный механизм; единичная пропускная способность; средний молотильный зазор; ломка; микроповреждение; недообмолот; яровой ячмень

PROCHÁZKA, B. — MELEG, J. — SVOBODA, J. (University of Agriculture, Nitra): *A Laboratory Comparison of the Working Quality of the Mechanisms Involved in Barley Threshing*. *Zeměd. Techn.*, 28, 1982 (8) : 495-502.

There is a description of the laboratory studies on the threshing mechanisms in the SK-6-II, SK-5 and E-512 harvester-threshers when used for the threshing of barley. The quality of their work was compared in the sense of the Czechoslovak Standard ČSN 461163. The observations were performed on a unit-construction model of threshing mechanisms, all with a designed width of 0.7 m. The unit throughput q_e (kg/s/m), i. e. the value of throughput related to 1 metre of threshing drum, was introduced to enable the comparison of the quality of the work of threshing mechanisms. The notion of the mean drum-concave clearance was introduced analogically (the arithmetical mean of the size of clearances in the given threshing mechanism). The qualitative parameters of threshed material as required by the standard can be achieved at a unit throughput of $q_e = 3.3 \div 7.5$ (kg/s/m), with a moisture proportion of 0.12 ÷ 0.19, circumferential velocities of threshing drum up to 25 (m/s), and mean clearance of 12—14 (mm). As to liability to damage, the best results were obtained in the threshing mechanism of the SK-6-II harvester where the damage rate was slightly lower than in the remaining mechanisms. The awning flap of the E-512 threshing mechanism highly increases the damage caused to barley in all the tested variants; hence it is not recommended to use it during spring barley threshing.

threshing mechanism; unit throughput; mean threshing clearance; breaking; micro-damage; unthreshed grains; spring barley

Adresa autorov:

Prof. ing. Bohumil Procházka, CSc., ing. Ján Meleg, CSc., ing. Jaroslav Svoboda, CSc., Vysoká škola poľnohospodárska, 949 67 Nitra

VPLYV SVAHOVITOSTI, VEĽKOSTI PARCEL A HEKTÁROVEJ ÚRODY NA VÝKONNOSŤ ZBERACÍCH REZAČIEK E-280 A SPS-420

M. Ďuriš, E. Gonda

ĎURIŠ, M. — GONDA, E. (Vysoká škola poľnohospodárska, Nitra; Okresná poľnohospodárska správa, Zvolen): *Vplyv svahovitosti, veľkosti parcel a hektárovej úrody na výkonnosť zberacích rezačiek E-280 a SPS-420*. Zeměd. Techn., 28, 1982 (8) : 503-511.

V príspevku je analyzovaný vplyv rozhodujúcich prírodných faktorov, ktorými sú svahovitosť, veľkosť pozemku a dosahované úrody, na základný exploatačný ukazovateľ — výkonnosť. Porovnávali sme dva odlišné typy zberacích rezačiek používaných v ČSSR. Rezačka typu E-280 dosahovala lepšie parametre do medznej hranice svahovitosti pozemku 2,5°. Vplyv veľkosti pozemku na výkonnosť je pri hranici 40 ha rovnaký u oboch porovnávaných typov. Z exploatačného hľadiska sú pre podhorské oblasti výhodnejšie rezačky typu SPS-420.

prírodné faktory; medzná hranica svahovitosti; podhorské oblasti

Pre obdobie do roku 1990 sa budú stabilizovať dva základné pracovné postupy, a to zber mobilnými rezačkami a zber zberacími vozmi. Zberacie rezačky s príslušnými adaptérmi na kosenie a zber tenkostebelných krmovín a na zber silážnej kukurice budú rozhodujúcimi strojmi s univerzálnym použitím aj do svahov 10 až 12°. Vedľa nich sa uplatnia zberacie vozy, ktorých potreba je daná veľkou výmerou svahovitých pozemkov (viac ako 500 tisíc hektárov), pričom nie je vylúčené rozšírenie ich využitia aj v rovinných oblastiach.

Pre zberacie rezačky, u ktorých sa postupne predpokladá prevaha strojov v samohybnom prevedení, sa požaduje výkonnosť W_{07} 30 až 50 t · h⁻¹ po prepočítaní na zelenú krmovinu.

V oblasti kosenia a zberu krmovín sa zvýšenie výkonnosti dosiahne zvýšením priechodnosti, prevádzkovej spoľahlivosti a rýchlosti odvozu krmovín. U samohybných rezačiek sa predpokladá vybavenie prívesnými výklopnými zásobníkmi, ktorých použitie zníži potrebu dopravných prostriedkov na odvoz o 20 až 30 %.

Potreba pracovných síl na zber z jednotky plochy poklesla diametrálne prenesením konzervácie krmovín do skladovacích priestorov a zavedením zberu zavádzanej krmoviny rezačkami a zberacími vozmi. Zatiaľ čo pri sušení sena na sušiacich bola spotreba práce na 1 hektár 30 a viac hodín, zavedením zberacích lisov poklesla na 18 až 20 hodín a zavedením zberacích rezačiek všeobecne na 8 až 12 hodín.

Po zavedení žacích miagačov a vyriešení veľkokapacitných dopravných prostriedkov na odvoz sa ukázalo, že je reálne znížiť prácnosť až

na 5 h . ha⁻¹. Limit prácností na zber 1 hektára sa znížil z 8 až 12 hodín na štyri hodiny, t. j. na polovicu až tretinu.

Výrobné náklady sa oproti tomu znížili len pokiaľ ide o spôsob konzervácie, to znamená pri nahradení sušenia sena na sušiakoch silážovaním a dosúšaním pod strechou, zatiaľ čo pri ďalšom uplatnení výkonnej a komplexnej mechanizácie výrobné náklady ďalej neklesajú, ale naopak mierne sa zvyšujú. Tak napríklad podľa Mikulíka celkové náklady na zber 100 kg sena pri sušení na sušiakoch činia 30 až 40 Kčs, pri zbere závesnou zberacou rezačkou a odvoze rezanky nákladnými autami 16 Kčs.

Strojové linky, ktorých hlavným článkom sú zberacia rezačka alebo zberací voz, vyhovujú pre všetky súčasné druhy pestovaných kŕmnych plodín, pre všetky klimatické podmienky a pre všetky druhy konzervácie. Účelná kombinácia zberacích rezačiek so žacími riadkovačmi a zberacích vozov s klasickými alebo rotačnými žacími strojmi umožňuje zostaviť súpravu na zber, ktoré sú schopné pracovať tak na svahoch do 12 až 14° (u špeciálnych horských žacích strojov a samohybných zberacích vozov až do sklonu 20—22°), ako aj pri zbere intenzívnych silnostebelných krmovín s úrodami hmoty 80 až 100 t . ha⁻¹.

Výkonnosť strojov na zber krmovín pre jednotlivé pracovné operácie sa za posledné obdobie výrazne zvýšila. Tak napríklad pri kosení klasickými strojmi so záberom 1,32 až 1,83 m sa dosahovala skutočná výkonnosť 0,5 až 0,6 ha . h⁻¹; rotačný žací stroj ŽRT-330, zavedený do výroby v roku 1978, dosahuje hodinovú výkonnosť viac ako 2,5 ha. Podobne sa zvýšila aj priechodnosť zberacích rezačiek zo 4 až 5 kg . s⁻¹ na 22 a viac kg . s⁻¹.

Organizácia práce pri zbere krmovín zberacími rezačkami a zberacími vozmi je dosť náročná, lebo sa jedná o linky s pevnou väzbou strojov, ktorých plynulosť prevádzky závisí od prevádzkovej spoľahlivosti a priebehu počasia pri zbere. Ďalšou otázkou je zladenie zberu s odvozom a preberaním krmovín v mieste uskladnenia (Ďuriš, 1979; Potočný, 1980; Potočný a Studeník, 1980; Gonda, 1982).

CIEĽ

V typických podhorských podmienkach JRD Podjavorie Slatinské Lazy v okrese Zvolen sme si dali za cieľ preskúmať vplyv svahovitosti a veľkosti parciel ako aj veľkosti hektárovej úrody na dosahovanú výkonnosť samohybných zberacích rezačiek E-280 a SPS-420. Získané poznatky chceme využiť:

- a) pri plánovaní potreby zberacích rezačiek pre okres Zvolen,
- b) pri zostavovaní strojových liniek na zber krmovín v jednotlivých poľnohospodárskych podnikoch okresu Zvolen.

METÓDA

V priebehu celej sezóny zberu krmovín v roku 1980 v JRD Podjavorie za dobu 42 pracovných dní sme merali výkonnosť samohybných zberacích rezačiek E-280 a SPS-420. Túto výkonnosť sme vyjadrovali v m³ . h⁻¹ a merali sme ju u každej samohybnej zberacej rezačky zvlášť:

1. pri priebežnej zmene priemernej svahovitosti parciel v rozsahu od 0 do 12°;
2. pri priebežnej zmene veľkosti parciel v rozsahu od 10 do 60 ha;
3. pri priebežnej zmene hektárovej úrody zelenej hmoty v rozsahu od 8 do 18 t na ha.

Merania sme robili pri prvej a druhej kosbe trvalých trávnych porastov pri bežnej prevádzke poľnohospodárskeho podniku s pomerne dobrou organizáciou práce.

Namerané hodnoty sme vyhodnotili po zostavení algoritmu na minipočítači v spolupráci s výpočtovým laboratóriom Výzkumného ústavu zemédelské techniky, Praha - Řepy.

VÝSLEDKY

VPLYV SVAHOVITOSTI POZEMKOV NA VÝKONNOST SAMOHYBNÝCH ZBERACÍCH REZAČIEK E-280 A SPS-420

Vzhľadom na ťažkosti súvisiace s mechanizáciou zberu krmovín na svahoch sa podľa sústavy strojov predpokladá takéto zastúpenie pracovných postupov na svahoch:

- z 25 % plôch — dosúšať seno na roštoch,
- z 30 % plôch — senážovať a silážovať,
- z 20 % plôch — kombinované využitie — zelené kŕmenie, pasenie,
- z 25 % plôch — zber lisom a prirodzené sušenie na sušiakoch a v kôpkach.

Najväčšie rezervy hmoty krmovín na svahoch predstavujú lúky a pasienky. V ČSSR zaberajú trvalé trávne porasty (lúky a pasienky) takmer 25 % poľnohospodárskej pôdy; v ČSR je to 20,7 %, v SSR 33,1 %. Výskumný ústav lúk a pasienkov v Banskej Bystrici vypracoval diferencovaný systém obhospodarovania trvalých trávnych porastov, pričom plochy boli zatriedené do piatich stupňov intenzity obhospodarovania. Hlavným kritériom pre zatriedenie boli stále ekologické faktory, mechanizačná prístupnosť, dopravná vzdialenosť a organizačno-exploatačné možnosti. V roku 1980 bolo v V. stupni intenzity, čo je svahovitost' do 8°, zaradených v rámci celej ČSSR 243 700 hektárov, v IV. stupni intenzity, čo je svahovitost' od 8 do 12°, 426 080 hektárov.

Z hľadiska mechanizačnej dostupnosti je uvedené členenie veľmi vhodné. Samohybné zberacie rezačky majú svahovú dostupnosť v rozsahu 0 až 12°. Mechanizmami nezabezpečený je zber trvalých trávnych porastov na svahoch nad 12° svahovitosti, podobne aj zber krmovín na ornej pôde a zber slamy nad touto hranicou svahovitosti.

Svahová dostupnosť bola limitujúcim faktorom aj pri našich meraniach a stanovila rozsah 0 až 12° ako pracovnú možnosť a 12° ako medznú hranicu pracovných možností samohybných zberacích rezačiek E-280 a SPS-420.

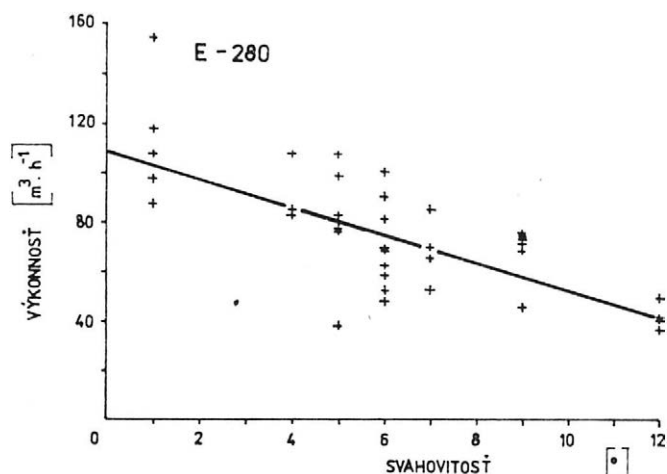
Pri našich meraniach sme vychádzali z predpokladu, že:

$$W_{04} = 0,1 \cdot B \cdot v \cdot \tau \cdot V$$

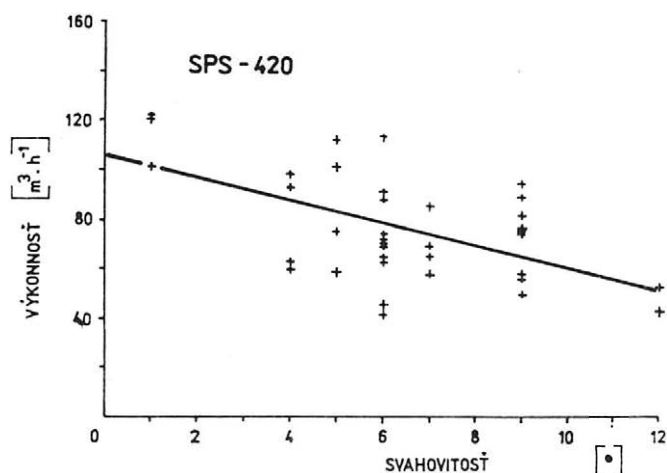
- kde: W_{04} — hodinová výkonnosť za operatívny čas, $m^3 \cdot h^{-1}$
 B — šírka záberu, m
 v — pracovná rýchlosť, $km \cdot h^{-1}$
 τ — koeficient využitia času
 V — úroda hmoty, $m^3 \cdot ha^{-1}$

Podľa našej hypotézy je:

$$W_{04} = W_{04} - \Delta W \quad m^3 \cdot h^{-1}$$



1. Závislosť výkonnosti zberacích rezačiek od svahovitosti pozemku — The dependence of the performance of chopper-harvesters on the slope gradient of the field



Vyhodnotenie dosiahnutých výsledkov výkonnosti v závislosti od svahovitosti u zberacej rezačky E-280 a u zberacej rezačky SPS-420 je na obr. 1. Uvedené závislosti platia v rozsahu svahovitosti 0 až 12°, pri úrode zelenej hmoty 8 až 18 t · ha⁻¹.

Predpokladaná hypotéza sa potvrdila. So stúpajúcou svahovitosťou sa výkonnosť u zberacej rezačky E-280 lineárne znižovala podľa funkcie

$$W_{04} = 108,37 - 5,68 \quad \text{m}^3 \cdot \text{h}^{-1}$$

u zberacej rezačky SPS-420 podľa funkcie

$$W_{04} = 105,47 - 4,53 \quad \text{m}^3 \cdot \text{h}^{-1}$$

To znamená, že v stanovených intervaloch úrody a svahovitosti pozemkov pre samohybnú rezačku E-280 je regresná priamka závislosti mierne progresívnejšia ako u typu SPS-420.

Môžeme teda konštatovať, že prírastkom každého stupňa svahovitosti sa výkonnosť zberacej rezačky typu E-280 znižuje o 5,68 m³ · h⁻¹.

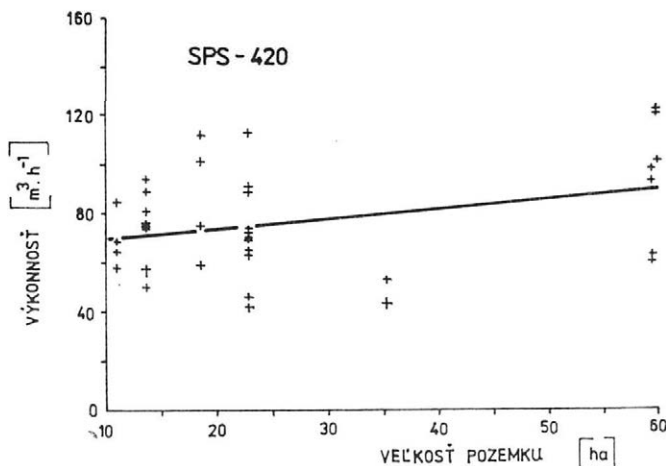
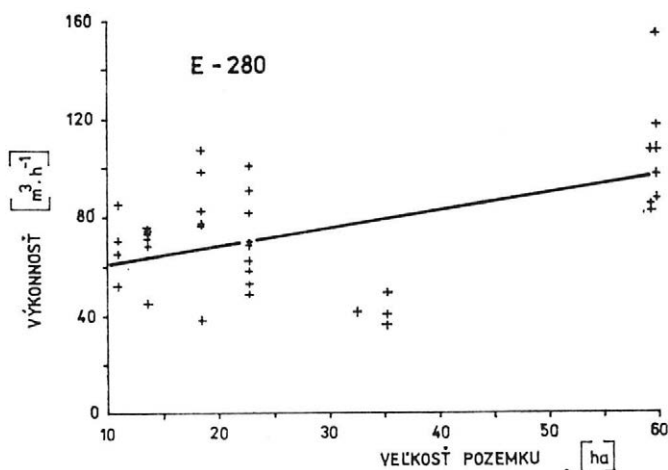
Vplyv svahovitosti pozemku sa u rezačky typu SPS-420 prejavil miernejšie. Na každý stupeň prírastku svahovitosti pozemku poklesla výkonnosť W_{04} o $4,53 \text{ m}^3 \cdot \text{h}^{-1}$, čo je o $1,15 \text{ m}^3 \cdot \text{h}^{-1}$ menej než u typu E-280.

VPLYV VEĽKOSTI POZEMKU NA VÝKONNOSŤ

Veľkosť pozemku je druhý závažný faktor, ktorý značnou mierou ovplyvňuje exploatačné parametre strojov a strojových liniek.

U malých pozemkov sa v celkovom čase nasadenia T_{07} zvyšuje zastúpenie času vedľajšieho, najmä jeho zložky T_{21} — otáčanie na úvratkách.

Na úkor toho dochádza ku kráteniu zložky T_1 — času hlavného, a tým k celkovému znižovaniu výkonnosti. Výkonnosť stroja, strojovej linky klesá aj následkom zníženia pracovnej rýchlosti a využitia pracovného záberu. Tým klesá aj súčiniteľ využitia teoretickej rýchlosti ε a súčiniteľ pracovného záberu β .



2. Závislosť výkonnosti zberacích rezačiek od veľkosti pozemku — The dependence of the performance of chopper-harvesters on the size of the plot

Naše merania sme robili na pozemkoch trvalých trávnych porastov, ktorých veľkosť sa pohybovala v rozsahu 10 až 60 ha. Závislosť výkonnosti samohybných zberacích rezačiek od veľkosti pozemku vidíme na obr. 2.

Pre samohybnú rezačku E-280 sa výkonnosť menila v závislosti od veľkosti pozemku podľa rovnice:

$$W_{04} = 53,20 + 0,72 P \quad \text{m}^3 \cdot \text{h}^{-1}$$

pre rezačku SPS-420 podľa rovnice:

$$W_{04} = 65,52 + 0,41 P \quad \text{m}^3 \cdot \text{h}^{-1}$$

kde: P — plocha pozemku (ha)

Regresná priamka pre závislosť výkonnosti W_{04} od veľkosti pozemku P pre rezačku E-280 je progresívnejšia.

Nárast výkonnosti so zvyšovaním veľkosti pozemku sa prejavil vo väčšej miere u rezačky E-280. Naproti tomu vyrovnanejšie výsledky pri rozdielnych veľkostiach pozemku dosahovala zberacia rezačka SPS-420.

Z grafickej a metodologickej závislosti sa dá konštatovať, že pre menšie pozemky je z hľadiska dosahovanej výkonnosti výhodnejšia samohybná rezačka SPS-420.

ZÁVISLOSŤ VÝKONNOSTI OD HEKTÁROVEJ ÚRODY

Úroda sviežej hmoty z trvalých trávnych porastov sa pohybovala v intervale 8 až 18 t. ha⁻¹. Výkonnosť sa menila v závislosti od výšky úrody podľa rovnice:

pre typ E-280

$$W_{04} = 22,62 + 4,09 \omega \quad \text{m}^3 \cdot \text{h}^{-1}$$

pre typ SPS-420

$$W_{04} = 41,13 + 2,83 \omega \quad \text{m}^3 \cdot \text{h}^{-1}$$

kde: ω — dosahovaná úroda (t. ha⁻¹).

Grafická závislosť je znázornená na obr. 3.

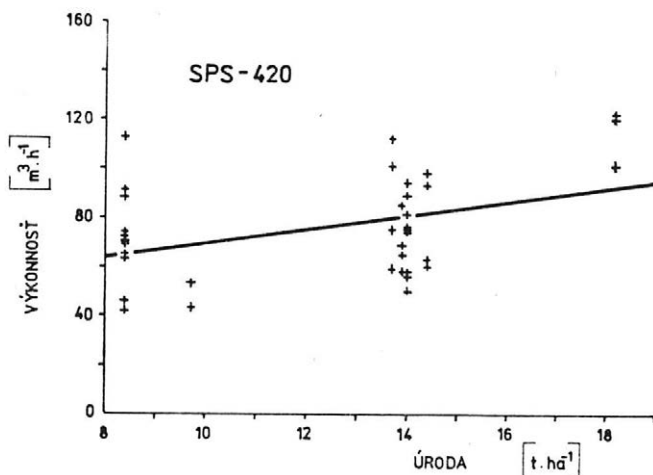
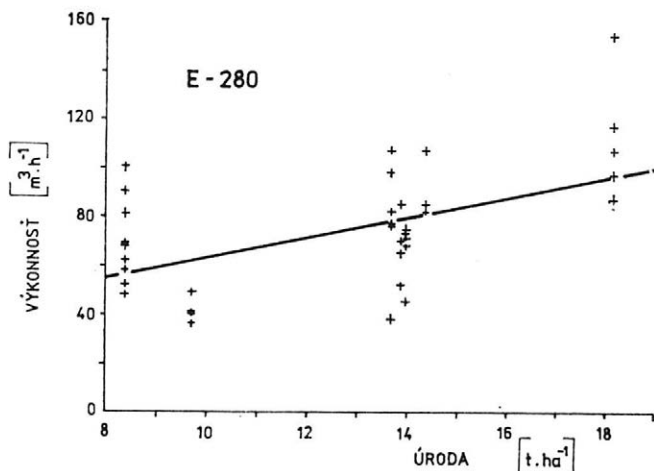
Z uvedenej závislosti sa dá konštatovať, že samohybná rezačka typu E-280 plastickejšie reaguje svojou výkonnosťou na zmeny hektárovej úrody ako rezačka SPS-420. V intervale dosiahnutej úrody 8 až 18 t zelenej hmoty na hektár u rezačky typu E-280 je nárast výkonnosti W_{04} o 4,09 t. h⁻¹ na každú t. ha⁻¹. U rezačky typu SPS-420 to predstavovalo 2,83 m³. h⁻¹.

ZÁVER

V príspevku sú uvedené výsledky získané pri prevádzkových meraniach v typických podhorských podmienkach pri zbere krmovín z trvalých trávnych porastov.

Výsledky potvrdili, že rozhodujúcim prírodným faktorom, ktorý ovplyvňuje základné exploatačné parametre samohybných zberacích rezačiek, sú svahovitosť, veľkosť pozemku a hektárová úroda.

3. Závislosť výkonnosti zberacích rezačiek od hektárovej úrody — The dependence of the performance of chopper-harvesters on the per-hectare yield



Konštrukčné riešenie samohybných zberacích rezačiek typu E-280 a SPS-420 umožňuje pracovať po limitovanú hranicu svahovej dostupnosti 12° .

Keďže sa nejedná o horskú modifikáciu zberacích rezačiek, je nutné rešpektovať všeobecne platné zásady pri práci strojov na svahu.

V intervaloch svahovitosti pozemkov 0 až 12° , veľkosti pozemkov 10 až 60 ha a úrody zelenej hmoty 8 až $18 t \cdot ha^{-1}$ lepšie vyhovovala v porovnaní výsledkov oboch typov samohybných rezačiek pre podhoriské podmienky rezačka typu SPS-420.

Z rozboru požiadaviek na zber krmovín, konzerváciu, skladovanie a kŕmenie vyplýva, že najlepšie predpoklady uplatnenia má rezaná krmovina, či už porezaná mobilnou, alebo stacionárnou rezačkou, ktorá môže nadväzovať aj na zberacie vozy. Zavedením komplexného systému zberu rezačkami v nadväznosti na mechanizáciu v skladovacích priestoroch sa dá vyriešiť výroba a skrmovanie objemových krmovín vo všetkých výrobných oblastiach. Ako mobilné sa budú postupne používať sa-

mohybné zberacie rezačky, ktorých podiel by mal podľa prognózy v roku 1985 tvoriť až 80 % z celkového počtu.

Hodinová výkonnosť mobilných rezačiek by sa mala postupne zvyšovať; napríklad ročná výkonnosť samohybných rezačiek by mala dosiahnuť 400 až 500 ha. V niektorých podnikoch sa už teraz skutočná ročná výkonnosť pri zbere krmovín pohybuje od 800 do 1000 ha.

Použité symboly

P	— plocha pozemku	ha
V_p	— pracovná rýchlosť	km.h ⁻¹
W_1	— výkonnosť za čas hlavný	ha.h ⁻¹ ; m ³ .h ⁻¹
W_1	— výkonnosť za čas hlavný pri stupni svahovitosti pozemku	ha.h ⁻¹ ; m ³ .h ⁻¹
W_{01}	— výkonnosť za čas produktívny	ha.h ⁻¹ ; m ³ .h ⁻¹
W_{01}	— výkonnosť za čas produktívny pri stupni svahovitosti pozemku	ha.h ⁻¹ ; m ³ .h ⁻¹
α	— stupeň svahovitosti pozemku	°
β	— súčiniteľ využitia pracovného záberu	—
ε	— súčiniteľ využitia pracovnej rýchlosti	—
ω	— dosiahnutá hektárová úroda	t.ha ⁻¹

Literatúra

- ĐURIŠ, M.: Využitie strojov v rastlinnej výrobe. Nitra, Edičné stredisko VŠP 1979.
- GONDA, L.: Zálohovanie samohybných rezačiek v uzle strojovej linky pri zbere krmovín v podmienkach podhorských oblastí. [Kandidátska dizertačná práca.] Nitra 1982. — Vysoká škola poľnohospodárska.
- POTOČNÝ, V.: Mechanizácia poľnohospodárskej výroby v horských oblastiach. [Výskumná správa S-287.] Rovinka, Výskumný ústav poľnohospodárskej techniky 1980.
- POTOČNÝ, V. — STUDENÍK, B.: Celkové ekonomické, spoločenské a politické hodnotenie uplatňovaných technologických postupov. [Výskumná správa S-287.] Rovinka, Výskumný ústav poľnohospodárskej techniky 1980.

Došlo dňa 17. 3. 1982

ДЮРИШ, М. — ГОНДА, Л. (Сельскохозяйственный институт, Нитра; Районное сельхоз-управление, Зволень): Влияние крутизны склонов, величины участков и погектарных урожаев на производительность уборочных косилок-измельчителей Е-280 и СПС-420. Земед. Techn., 28, 1982 (8) : 503-511.

В статье анализируется влияние решающих природных факторов, как например крутизна склонов, величина участков и достигаемые урожаи, на основной эксплуатационный показатель — производительность. Сравнивались два различных типа косилок-измельчителей, применяемых в ЧССР. Косилка типа Е-280 достигла лучших параметров до предельной границы крутизны склонов участка 2,5°. Влияние величины участка на производительность при пределе 40 га одинаково у обоих сравниваемых типов. С точки зрения эксплуатации в подгорной области более выгодны косилки-измельчители СПС-420.

природные факторы; предельная граница крутизны склонов; подгорные области

ĐURIŠ, M. — GONDA, L. (University of Agriculture, Nitra; District Agricultural Administration, Zvolen): The Effect of Slope Gradient, Plot Size, and Per-Hectare Yield on the Performance of the E-280 and SPS-420 Chopper-Harvesters. Zeméd. Techn., 28, 1982 (8) : 503-511.

The decisive natural factors, including slopes, plot size and yields, are analyzed as influencing the basic exploitation parameter — performance. The different types

of chopper-harvesters used in Czechoslovakia were compared. The chopper of the E-280 type gave better results when used on slopes with gradients up to 2.5°. The effect of plot size on performance is the same in both types up to the area of 40 ha. In view of exploitation, choppers of the SPS-420 type are more suitable in submontane regions.

natural factors; limit of slope gradient; submontane regions

ĐURIŠ, M. — GONDA, L. (Hochschule für Landwirtschaft, Nitra; Landwirtschaftliche Kreisverwaltung, Zvolen): *Einfluss der Hangneigung, Parzellengröße und des Hektarertrages auf die Leistungsfähigkeit der Feldhäcksler E-280 und SPS-420*. Zeméd. Techn., 28, 1982 (8) : 503-511.

Im Aufsatz wird die Beeinflussung der grundlegenden Nutzungskennziffer — Leistung — durch ausschlaggebende Naturfaktoren, so wie Hangneigung, Parzellengröße und erzielten Ernteertrag analysiert. Es wurden zwei unterschiedliche Typen der in der ČSSR gebräuchlichen Feldhäcksler verglichen. Der Feldhäcksler Typ E-280 erzielte bessere Parameter bis zum Grenzwert der Parzellenhangneigung von 2,5°. Der Einfluss der Parzellengröße auf die Leistungsfähigkeit ist bei der Grenze von 40 ha bei den beiden Vergleichstypen der gleiche. Vom Gesichtspunkt der Nutzung aus sind für Vorgebirgsgebiete die Feldhäcksler Typ SPS-420 günstiger.

Naturfaktoren; Grenzwert der Hangneigung; Vorgebirgsgebiete

Adresy autorov:

Prof. ing. Marko Đuriš, CSc., Vysoká škola poľnohospodárska, 949 67 Nitra
Ing. Ľubomír Gonda, Okresná poľnohospodárska správa, 960 00 Zvolen

Upozorňujeme čtenáře, že v čísle 9 časopisu

ZEMĚDĚLSKÁ TECHNIKA

mají být uveřejněny články:

- J. Staněk, M. Lehocký: Omezování zátěže obsluhy samojízdných sklízeců
- O. Fiala: Ověření kvality práce jednorázového sklízecí okurek nakládaček
- R. Adamovský, A. Bartoloměj: Návrh systému vyhřívání půdy rozvodem plynného topného média půdními kanálky
- V. Mašek, V. Prošek: Ideový návrh registračního zařízení při melioračních pracích
- P. Sečkář: Vplyv deformácie pri tepelno-mechanickom spracovaní ocelí na odolnosť proti opotrebeniu
- R. Tolnai, M. Marko: Odolnosť štruktúr kovových materiálov proti opotrebeniu

Procházka B.: 20 rokov odboru mechanizácia poľnohospodárstva na Vysokej škole poľnohospodárskej v Nitre	449
Šesták J., Škulavík L., Sklenka P.: Matematický model samohybného zberacieho voza rozdeleného axiálnym čapom, určený na posúdenie jeho statickej stability	451
Drabant Š., Petranský I., Semetko J.: Prevádzkové zafarbenie prevodového systému traktora a jeho simulovanie v laboratórnych podmienkach	465
Minárik I.: Ohybové momenty v podperných trámoch dosák uložených po obvode	479
Lobotka J., Fančovič J., Krčula J.: Energetická náročnosť refazovo-hrablicovej frézy vyberača	489
Procházka B., Meleg J., Svoboda J.: Porovnanie kvality práce mlátiacich ústrojenstiev pri výmlate jačmeňa v laboratórnych podmienkach	495
Đuriš M., Gonda L.: Vplyv svahovitosti, veľkosti parciel a hektárového úrody na výkonnosť zberacích rezačiek E-280 a SPS-420	503

СОДЕРЖАНИЕ

Шестак Й., Шкулавик Л., Сklenка П.: Математическая модель самоходного подборщика, разделенного аксиальной цапфой, предназначенная для оценки статической устойчивости	462
Драбант Ш., Петрански И., Семетко Й.: Эксплуатационная нагрузка на систему передачи трактора и ее имитирование в лабораторных условиях	477
Минарик И.: Моменты изгиба в опорных балках досок, укрепленных по периметру	487
Лоботка Й., Фанчович Й., Крчула Я.: Энергоемкость цепного скребкового силосоразгрузчика	493
Прохазка Б., Мелег Я., Свобода Я.: Сравнение качества работы органов при обмолаоте ячменя в лабораторных условиях	502
Дюриш М., Гонда Л.: Влияние крутизны склонов, величины участков и погектарных урожаев на производительность уборочных косилок-измельчителей E-280 и СПС-420	510

CONTENTS

Šesták J., Škulavík L., Sklenka P.: Mathematical Model of a Self-Propelled Self-Loading Trailer with a Dividing Axial Pivot for the Evaluation of the Static Stability of the Machine	463
Drabant Š., Petranský I., Semetko J.: The Working Load of the Tractor Transmission System and its Simulation under Laboratory Conditions	477
Minárik I.: Bending Moments in the Supporting Beams under Slabs Carried on All Four Sides	487
Lobotka J., Fančovič J., Krčula J.: The Energy Requirement of the Chain-Rake Cutter of Silage Unloader	493
Procházka B., Meleg J., Svoboda J.: A Laboratory Comparison of the Working Quality of the Mechanisms Involved in Barley Threshing	502
Đuriš M., Gonda L.: The Effect of Slope Gradient, Plot Size, and Per-Hectare Yield on the Performance of the E-280 and SPS-420 Chopper-Harvesters	510



Šesták J., Škulavík L., Sklenka P.: Mathematisches Modell eines selbstfahrenden, durch den Axialzapfen getrennten Ladewagens, bestimmt zur Beurteilung seiner statischen Standsicherheit	463
Drabant Š., Petránský I., Semetko J.: Betriebsbelastung des Schleppergetriebesystems und dessen Nachbildung in Laborbedingungen	477
Minárik I.: Biegemomente in Stützbalken der am Umfang gelagerten Platten	487
Lobotka J., Fančovič J., Krčula J.: Energieaufwand einer Kettenrechen-Siloentnahmefräse	493
Procházka B., Meleg J., Svoboda J.: Vergleich der Arbeitsgüte von Mechanismen bei dem Gerstendrusch in Laborbedingungen . (E)	502
Đuriš M., Gonda L.: Einfluss der Hangneigung, Parzellengröße und des Hektarertrages auf die Leistungsfähigkeit der Feldhäcksler E-280 und SPS-420	511

Rukopisy odevzdány k tisku 19. 5. 1982 — Podepsáno k tisku 7. 6. 1982

Rozšiřuje Poštovní novinová služba. Objednávky a předplatné přijímá PNS - ústřední expedice tisku, administrace odborného tisku, Jindřišská ulice 14, 110 00 Praha 1. Lze též objednat u každé pošty i poštovního doručovatele. Objednávky do zahraničí vyřizuje PNS — ústřední expedice tisku, oddělení vývozu tisku, Jindřišská ulice 14, 110 00 Praha 1. Vytiskl MÍR, novinářské závody, n. p., závod 6, tř. Lidových milicí 22, 120 00 Praha 2.