

VĚDECKÝ ČASOPIS



ZEMĚDĚLSKÁ TECHNIKA

3

ROČNÍK 24 (LI)
PRAHA
BŘEZEN 1978
CENA 10 Kčs

ČESKOSLOVENSKÁ AKADEMIE ZEMĚDĚLSKÁ
ÚSTAV VĚDECKOTECHNICKÝCH INFORMACÍ
PRO ZEMĚDĚLSTVÍ

Řídí redakční rada

Ing. Jiří Fiala, CSc. (předseda), ing. Miloslav Adam, CSc., doc. ing. Marko Ďuriš, CSc., ing. František Fortuník, CSc., ing. Stanislav Haš, CSc., ing. Jaroslav Homolka, doc. ing. Ján Jech, CSc., ing. Karel Joza, Jan Květoň, ing. Ján Kuchár, ing. Vladimír Piša, doc. ing. Vladimír Suchý, CSc., prof. ing. Zdeněk Štefl, CSc., Josef Višínský, CSc.

Za vedení časopisu odpovídá ing. Jiří Fiala, CSc.

Redaktorka ing. Jovanka Václavičková

© Ústav vědeckotechnických informací pro zemědělství, Praha 1978

■

Vědecký časopis ZEMĚDĚLSKÁ TECHNIKA uveřejňuje studie, rozborů a vědecká pojednání o vyřešených úkolech výzkumu v oboru zemědělské techniky. Vydává Československá 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 обзоры, анализы и научные статьи о разрешенных заданиях по научному исследованию в области сельскохозяйственной техники. Издает Чехословацкая сельскохозяйственная академия — Институт научно-технической информации по сельскому хозяйству. Выход в свет ежемесячно. Редакция 120 56 Прага 2, Слезска 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 Agriculture. Issued monthly. Editorial office 120 56 Praha 2, Slezská 7.

■

Die wissenschaftliche Zeitschrift ZEMĚDĚLSKÁ TECHNIKA veröffentlicht Studien, Analysen und wissenschaftliche 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 Praha 2, Slezská 7.

J. Šesták

ŠESTÁK, J. (Vysoká škola poľnohospodárska, Nitra): *Viacsezónne sledovanie spotreby výkonu pri výmlate obilnín*. Zeměd. Techn., 24, 1978 (3): 129—144.

V zberových sezónach 1970, 1971, 1972 a 1973 sme uskutočnili experimenty na modelových mlátiacich mechanizmoch zostavených zo sériových dielcov zberacích mlátičiek SM-500 a ŽM-330. Na pokusy sme použili pšenice 'Bezostá' a 'Jubilejná', ako i jačmene 'Jantár' a 'Dvoran'. Základným cieľom práce bolo určiť pre tieto plodiny spotrebu výkonu na priamy proces výmlatu pri zmenách priechodnosti, obvodovej rýchlosti mlátiacieho bubna a šírky pracovnej medzery medzi bubnom a košom. Tieto zmeny sme uskutočnili pri obidvoch typoch mechanizmov. Vyhodnotením experimentov sme stanovili nelineárnu závislosť zmeny výkonu od šírky pracovnej medzery. Pre sledovaný interval sme určili vysoko preukaznú závislosť v lineárnom tvare pre zmenu priechodnosti a obvodovej rýchlosti mlátiacieho bubna. Z konštrukčných parametrov mal rozhodujúci účinok na zmenu výkonu uhol opásania mlátiacieho koša a jeho konštrukčné riešenie.

mlátiaci mechanizmus mlatkový: zmena konštrukcie; parametre nastavenia; určenie výkonu na výmlat; viacsezónne sledovanie

Zber obilnín sa v zásade rieši klasickými mlatkovými mlátiacimi mechanizmami. K vážnejšej racionalizácii v mechanizácii zberu dochádza v sekundárnej sfére — zavádzaním nových regulačných a automatizačných prvkov či už v skupinách zberacích, alebo čistiacich.

Základným cieľom našich dlhodobých experimentov bolo v prvom rade stanoviť závislosť zmeny výkonu mlátiacieho mechanizmu od nastavenia obvodovej rýchlosti mlátiacieho bubna, šírky pracovnej medzery, ako i priechodnosti dávkovaného materiálu. Vyhodnotením experimentov dokumentujeme zmeny fyzikálno-mechanických vlastností zberaných kultúr v jednotlivých zberových sezónach, ako i použité zmeny štruktúr mlátiacich mechanizmov.

V príspevku predkladáme závery dosiahnuté v zberových sezónach 1970, 1971, 1972 a 1973 s obilninami: pšenica 'Bezostá' a 'Jubilejná', jačmeň 'Jantár' a 'Dvoran'. Na experimenty sme použili modelové usporiadania dvoch typov mlátiacich mechanizmov ako uvádzame v ďalšom.

ZÁKLADNÝ POPIS MLÁŤACÍCH MECHANIZMOV A METODICKÝ POSTUP PRÁCE

POPIS MLÁŤACÍCH MECHANIZMOV

Meracie, registračné, ako i pracovné skupiny sú podrobne uvedené v prácach Šestáka (1974, 1975a, b).

Pre experimenty uskutočňované v r. 1970 a 1971 sme zostavili mláťací mechanizmus zo sériových dielcov ŽM-330 najmä preto, aby sme dosiahli vysoký uhol opásania koša, keď aktívny priemer bubna zodpovedal v maximálnej miere praktickému zastúpeniu.

Pre roky 1972 a 1973 bol postavený nový funkčný model v spolupráci s Agrostrojom Prostějov, vyrobený zo sériových dielcov prototypu kombajnu SM-500, doplnený šikmým vkladacím dopravníkom. Základné technické parametre uvádzame v tab. I.

I. Základné technické parametre zberacích mláťačiek ŽM-330 a SM-500 — Basic technical parameters of harvester-threshers ŽM-330 and SM-500

Parameter	Mláťací bubon		Mláťací kôš	
	ŽM-330	SM-500	ŽM-330	SM-500
Priemer (mm)	550	600	—	—
Šírka (mm)	570	570	580	580
Počet mlatiek	8	8	—	—
Uhol opásania (°)	—	—	120	111
Moment zotrvačnosti (kgm ²)	9,83	10,21	—	—
Typ	otvorený	otvorený	roštový	prútový
Usporiadanie	—	—	dvojdielny	jednoblokový
Zmena otáčok	staviteľný	remenica		

Pohon obidvoch typov bol uskutočnený súhlasnou hnacou skupinou s týmito parametrami:

prahový príkon el. motora $P = 12 \text{ kW}$

nominálne otáčky $n = 1440 \text{ min}^{-1}$

Obvodovú rýchlosť bubna (otáčok) sme menili výmenou hnacej remenice elektromotora, ako i mechanickým variatorom (tab. II).

Nútené vkladanie pre typ ŽM-330 bolo uskutočnené štvorlopatkovým nastielacím bubnom s priemerom 200 mm. Rovnakého typu bol i bubon odmietací. Pohon pre obidva bubny bol riešený prevodom od elektromotora $P = 3 \text{ kW}$ ($1440 \text{ otáčok min}^{-1}$). Vkladací bubon mal 710 otáčok za minútu, odmietací 620.

Hmotu obilniny sme rozprestierali na podávací dopravník efektívnej dĺžky 7300 mm s výkyvným koncom o dĺžke 1000 mm. Podávacia rýchlosť bola konštantná, $v = 1 \text{ m s}^{-1}$. Dopravník bol poháňaný elektromotorom s výkonom $P = 0,8 \text{ kW}$ pri $n = 1400 \text{ min}^{-1}$.

Pre typ SM-500 bol na vkladanie použitý šikmý dopravník konštruovaný zo sériových dielcov kombajnu SK-4. Sklon šikmého dopravníka bol 40° . Nastielací i odmietací bubon mali rovnakú konštrukciu — boli štvorlopatkové s priemerom 400 mm. Pred

II. Zmena obvodovej rýchlosti – Change of peripheral velocity

Elektromotor		Prevod (1)	Mlátiaci bubon rozsah otáčok (min^{-1})
$\varnothing D$ (mm)	(min^{-1})		
260	1440	0,695–0,973	1000–14000
195	1440	0,520–0,800	750–1150

šikmý dopravník bol ďalej pripojený vkladací dopravník rovnako ako u typu ŽM-330 s riadeným prechodom a podávacou rýchlosťou $v = 1 \text{ m s}^{-1}$.

V priebehu pokusov boli na register oscilografu N-115 zaznamenané priebehy točivých momentov mlátiacieho bubna, analógový záznam otáčok bubna ako i časová základňa pre stanovenia priechodnosti, čo je podrobne uvedené v prácach Šestáka (1974, 1975b).

METODICKÝ POSTUP

V zberových sezónach 1970 a 1971 sme uskutočnili experimenty s obilninami: pšenica 'Bezostá', jačmeň 'Jantár', v zberových sezónach 1972 a 1973 s pšenicou 'Jubilejná' a jačmeň 'Dvoran'. Pre charakteristiku spracovávaného materiálu sme stanovili:

- podiel vlhkosti zrna,
- podiel vlhkosti slamy,
- pomer zrno : slama.

Tieto ukazovatele sme určili a vyhodnotili štandardnými postupmi. Faktické hodnoty uvádzame priamo pri vyhodnocovaní výsledkov. Kinematický režim práce sme volili na základe výsledkov dosiahnutých v práci Šestáka (1969), ako i na základe rozsahu nastavení používaných v praxi. Z efektívnych variácií bol vybraný ekvivalentný „bod nastavenia“ definovaný takto:

šírka pracovnej medzery (vstup/výstup): $\Delta = 22/5 \text{ mm mm}^{-1}$

otáčky mlátiacieho bubna: $= 1200 \text{ min}^{-1}$ (1100 min^{-1} pre SM-500)

priechodnosť: $q = 2 \text{ kg s}^{-1}$

III. Zmeny priechodnosti obilnej hmoty – Change of the grain matter throughput

Poradové číslo	Rýchlosť dopravníka	Efektívna dĺžka rozloženia	Hmotnosť vzorky	Teoretická priechodnosť	Teoretická prie- chodnosť kombajnu
	(m s^{-1})	(m)	(kg)	(kg s^{-1})	(kg s^{-1})
1	1	5	5,0	1,0	2,05
2	1	5	7,5	1,5	3,08
3	1	5	10,0	2,0	4,10
4	1	4	10,0	2,5	5,13
5	1	4	12,0	3,0	6,15
6	1	4	14,0	3,5	7,20

Potom pre dva konštantné parametre nastavenia tretí vždy varíroval v rozsahu uvedenom na zodpovedajúcich grafoch. Stredná šírka pracovnej medzery bola stanovená v polovičnej dĺžke oblúka mlátiaceho koša pri zachovaní jeho výstupnej konvergencie.

Prevádzkove rozhodujúci parameter priechodnosti obilnej hmoty bol menený efektívnou dĺžkou rozloženia, ako i množstvom hmoty na podávaacom dopravníku (tab. III). V poslednej časti tab. III pritom uvádzame teoretickú priechodnosť pre mlátačku kombajnu so šírkou vkladania 1200 mm.

VÝSLEDKY EXPERIMENTÁLNYCH MERANÍ A ICH ZHODNOTENIE

Podmienky uskutočnenia experimentov boli tieto:

- materiál vstupujúci do mlátiaceho mechanizmu bol ekvivalentný s materiálom spracovávaným kombajnami v prevádzke,
- zmena parametrov nastavenia mechanizmu bola uskutočňovaná pri konštantnom podiele vlhkosti zrna a slamy, alebo v diferenčnom podiele zodpovedajúcom agrotechickým požiadavkám zberu kombajnom,
- každý pokus bol dvakrát až trikrát opakovaný a záznamová hodnota bola stanovená priemerom opakovania.

Experimentálne hodnoty boli ďalej spracované metódami matematickej štatistiky a vyhodnotené počítačom MSP-2 A. Významnosť aproximácie bola dokumentovaná štatistickými ukazovateľmi.

ZÁVISLOSŤ SPOTREBOVANÉHO VÝKONU NA VÝMLAT OD NASTAVENIA MLÁŤACIEHO MECHANIZMU

Celkový príkon (výkon) spotrebovaný mlátiacim bubnom je zložený z príkonu pre beh naprázdno (P_0) a príkonu spotrebovaného bezprostredne na vlastný proces výmlatu (P); môžeme teda túto príkonovú bilanciu vyjadriť rovnicou:

$$P_c = P_0 + P$$

keď výkon pre beh naprázdno môžeme stanoviť podľa Gorjačkina (1940), Letošneva (1949) a Pustygina (1948) vzťahom:

$$75 P = 0,03 \omega + 68 - 10^{-6} \cdot \omega^3 \quad (2)$$

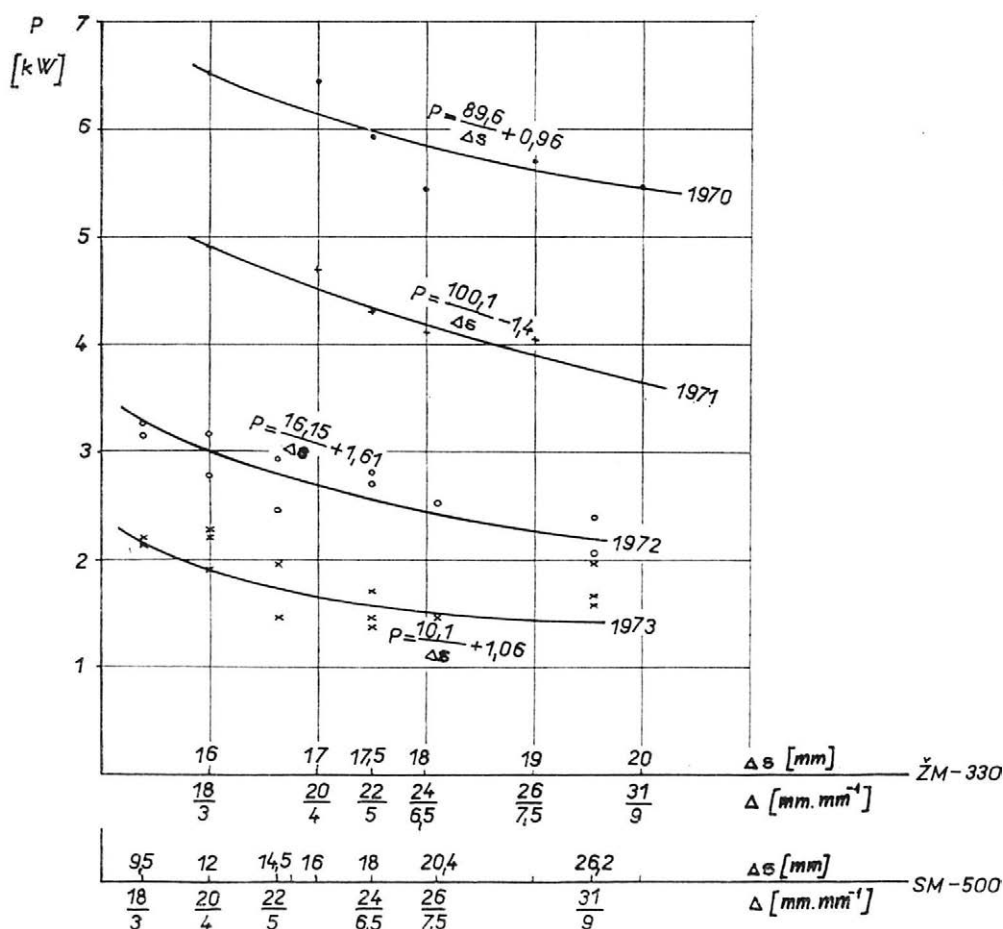
pre budon dĺžky 690 mm. Keďže určenie výkonu pre beh naprázdno nebolo problémom práce, nebudeme mu v ďalšom venovať pozornosť. Nulová hladina pre výpočet točivého momentu zodpovedala záznamu pre beh naprázdno — nepracovný výkon nebol stanovený.

Závislosť spotrebovaného výkonu od zmeny pracovnej medzery

Z hľadiska ďalšieho spracovania boli aproximačné krivky pre sledované plodiny preložené experimentálnymi hodnotami. Podmienky pokusov sú uvedené v zodpovedajúcich grafoch.

Pšenica 'Bezostá':

Závislosť zmeny spotrebovaného výkonu od zmeny strednej medzery a zodpovedajúceho pomeru medzier je znázornená na obr. 1. Významnosť závislosti bola potvrdená



PLODINA	ROK	r [m s ⁻¹]	q [kg s ⁻¹]	Δs [mm]	Δ [mm.mm ⁻¹]	W_s [%]	W_z [%]	β [1]
BEZOSTÁ	° 1970	31,6	2	R	R	15	16,4	1,09
	+ 1971	33,6	1,32	R	R	10	16,0	1,123
JUBILEJNÁ	° 1972	33,1	1,46	R	R	8,2	11,0	1,08
	x 1973	32,8	1,31	R	R	13,0	13,9	1,087

1. Závislost zmeny spotrebovaného výkonu od zmeny strednej medzery a zodpovedajúceho pomeru medzier — The dependence of the change in power input consumption on the change of mean clearance and on the corresponding clearance ratio

výpočtom indexu korelácie. Uvedenú zmenu je možné v danom intervale sledovania vyjadriť analytickou funkciou:

$$\text{rok 1970: } P = \frac{89,6}{\Delta_s} + 0,96 \quad (3)$$

$$\text{index korelácie: } I_{xy} = 0,9756$$

$$\text{rok 1971: } P = \frac{100,1}{\Delta_s} - 1,4 \quad (4)$$

$$\text{index korelácie: } I_{xy} = 0,9427$$

Spotreba výkonu pri zmene medzery je nepriamo úmerná pracovnej medzere. Posuv krivky pre rok 1971 je pravdepodobne zapríčinený inou (menšou) hodnotou priechodnosti. Nahradenie závislosti krivkou hyperbolického typu zodpovedá i reálnej požiadavke z hľadiska fyzikálneho rozboru procesu.

Pšenica 'Jubilejná':

Závislosť zmeny spotrebovaného výkonu je znázornená súhlasne na obr. 1.

Túto vyjadríme analyticky aproximačnými funkciami:

$$\text{rok 1972: } P = \frac{16,15}{\Delta_s} + 1,61 \quad (5)$$

$$\text{index korelácie: } I_{xy} = 0,9258$$

$$\text{rok 1973: } P = \frac{10,1}{\Delta_s} + 1,06 \quad (6)$$

$$\text{index korelácie: } I_{xy} = 0,9165$$

Súhlasne je spotreba príkonu nepriamo úmerná pracovnej medzere. Posun priebehov je zrejme dôsledkom iných fyzikálno-mechanických vlastností plodín v sledovaných rokoch.

Možno tiež konštatovať, že zmenou konštrukcie mlátiacieho mechanizmu — zmenšením uhlu opásania zo 120° na 110°, ako i prúťovým typom mlátiacieho koša u SM-500, došlo k zníženiu celkového spotrebovaného príkonu na výmlat.

Jačmeň 'Jantár':

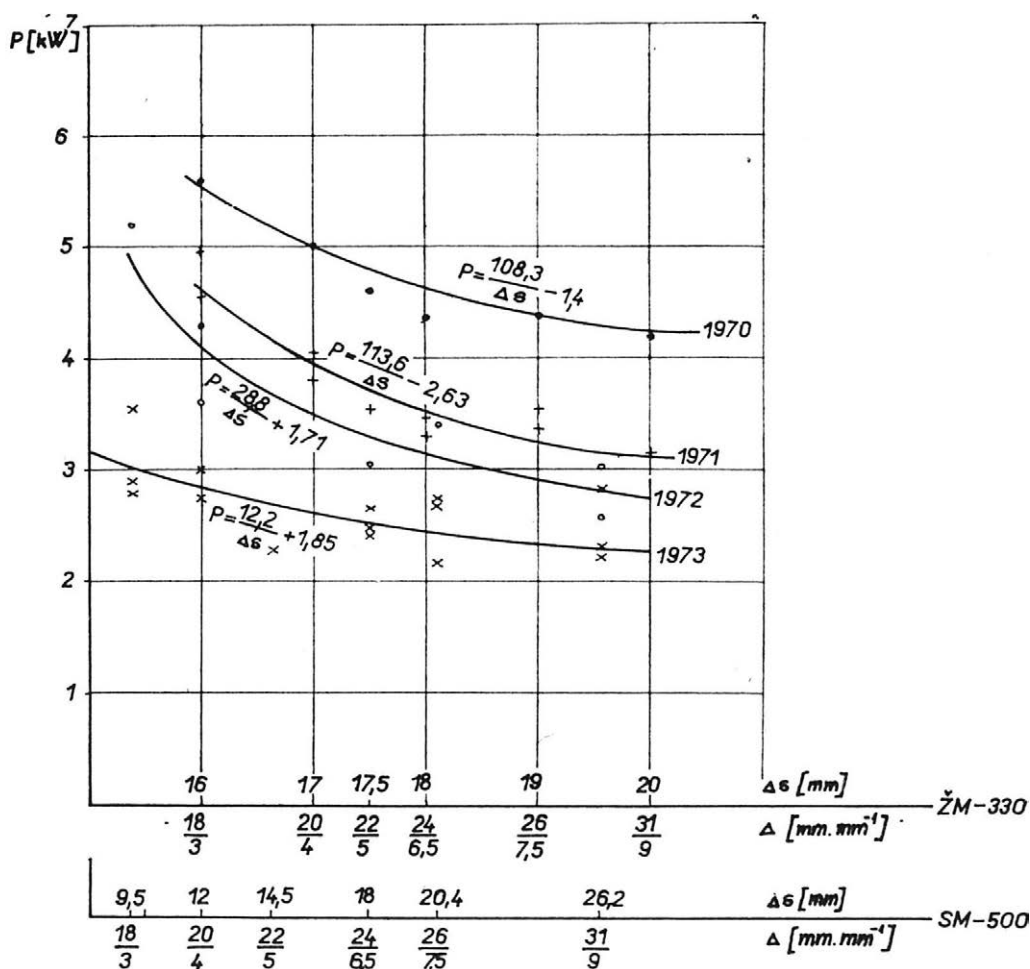
Sledovaná závislosť je vyznačená na obr. 2, ktorý je zároveň doplnený podmienkami experimentov. Závislosť môžeme teda v sledovanom intervale vyjadriť funkciami:

$$\text{rok 1970: } P = \frac{108,3}{\Delta_s} - 1,4 \quad (7)$$

$$\text{index korelácie: } I_{xy} = 0,9313$$

$$\text{rok 1971: } P = \frac{113,6}{\Delta_s} - 2,63 \quad (8)$$

$$\text{index korelácie: } I_{xy} = 0,888$$



PLODINA	ROK	r	q	Δs	Δ	W_s	W_z	β
		[m s ⁻¹]	[kg s ⁻¹]	[mm]	[mm.mm ⁻¹]	[%]	[%]	[1]
JANTÁR	° 1970	33,9	2	R	R	32,5	13,2	1,88
	+ 1971	34	1,64	R	R	16,2	15,5	0,77
DVORAN	° 1972	34	1,6	R	R	40,6	14,7	0,75
	x 1973	33,1	1,25	R	R	15,7	16,0	0,858

2. Závislosť spotrebovaného výkonu od zmeny pracovnej medzery pre jačmeň 'Jantár' — The dependence of power input consumption on the change of the clearance between the cylinder and concave for the 'Jantár' barley variety

Jačmeň 'Dvoran':

Závislosti sú vyznačené na obr. 2:

$$\text{rok 1972: } P = \frac{28,8}{A_s} + 1,74 \quad (9)$$

$$\text{index korelácie: } I_{xy} = 0,834$$

$$\text{rok 1973: } P = \frac{12,2}{A_s} + 1,85 \quad (10)$$

$$\text{index korelácie: } I_{xy} = 0,9143$$

Súhlasne ako u pšeníc je zmena príkonu nepriamo úmerná zmene pracovnej medzery.

Významná je skutočnosť, že zmena konštrukčných parametrov ovplyvňuje výkonové požiadavky u jačmeňa v menšej miere než u pšenice.

Zhodnotením oboch závislostí je možné zrejme predpokladať, že rýchlosť zmeny je identická pre sledované roky. Vo všeobecnom vyjadrení zmeny funkcie pre obidve plodiny:

$$\frac{dP}{A_s} = - \frac{A}{A_s^2} \quad (11)$$

môžeme konštatovať, že zväčšovaním pracovnej medzery klesá nielen absolútna hodnota príkonu, ale i rýchlosť jeho zmeny — intenzita, teda ukazovateľ zrejme významne ovplyvňujúci reguláciu hnacieho agregátu mlátiacieho mechanizmu.

Závislosť spotrebovaného výkonu od zmeny priechodnosti obilnej hmoty

Experimentálne nameranými hodnotami boli preložené aproximačné krivky štatisticky stanovené. V sledovanom intervale sa ako najvhodnejšie ukázali závislosti lineárne.

Sledované závislosti sú vyznačené na obr. 3 pre pšenice.

Pšenica 'Bezostá':

Závislosť spotrebovaného výkonu od zmeny priechodnosti vyjadríme potom analytickým vzťahom:

$$\text{rok 1970: } P = 2,47q - (0,04) \quad (12)$$

$$\text{koeficient korelácie: } r_{xy} = 0,991$$

$$\text{rok 1971: } P = 2,93q \quad (13)$$

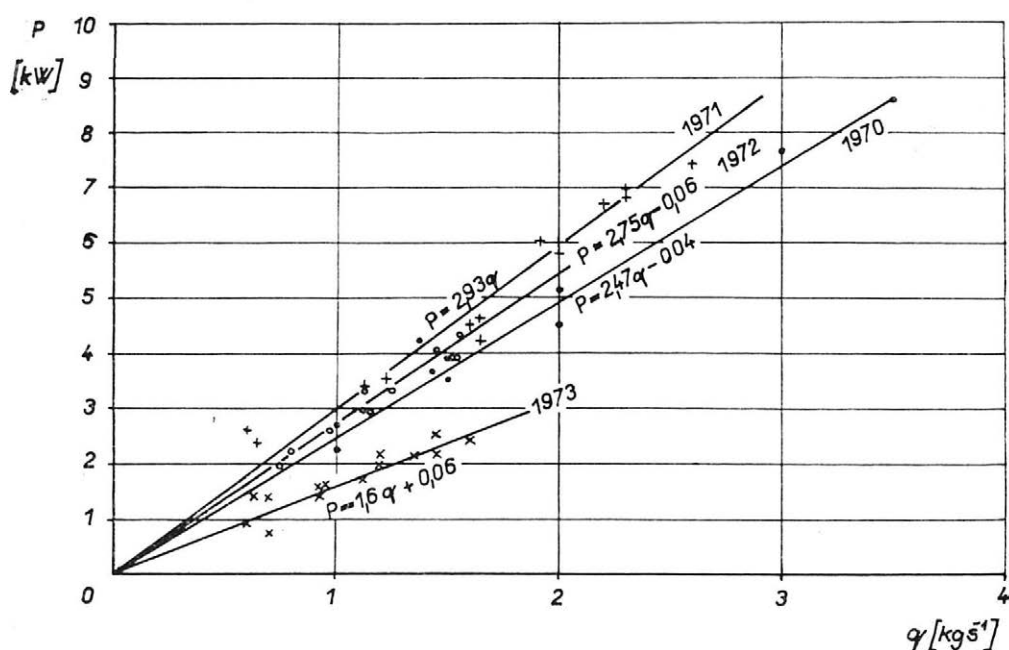
$$\text{koeficient korelácie: } r_{xy} = 0,9898.$$

Vyššia intenzita spotrebovaného výkonu pre rok 1971 je zohľadnená zrejme vyššou pracovnou rýchlosťou bubna (priemerná obvodová rýchlosť).

Pšenica 'Jubilejná':

$$\text{rok 1972: } P = 2,75q - (0,06) \quad (14)$$

$$\text{koeficient korelácie: } r_{xy} = 0,9432$$



PLODINA	ROK	τ	q	Δs	Δ	W_s	W_z	β
		$[ms^{-1}]$	$[kg s^{-1}]$	$[mm]$	$[mm \cdot mm]$	$[\%]$	$[\%]$	$[1]$
BEZOSTÁ	1970	30,5	R	17,5	22/5	16,2	14,3	1,27
	1971	34	R	17,5	22/5	11	20	1,26
JUBILEJNÁ	1972	31,6	R	14,5	22/5	11,8	9,8	1,08
	1973	33,1	R	14,5	22/5	14,0	12,4	1,086

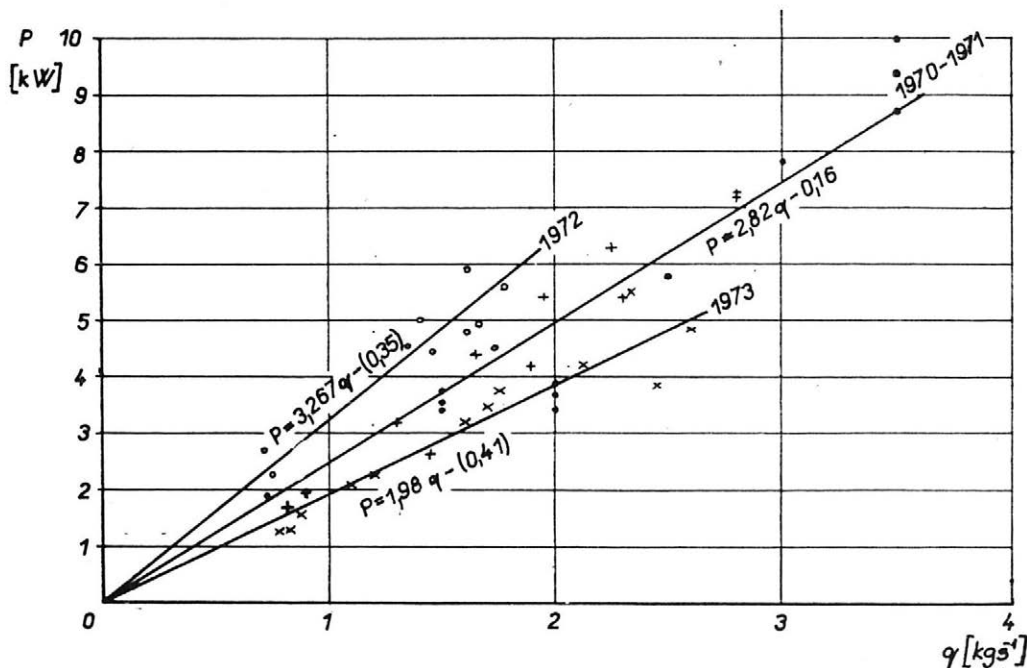
3. Závislosť spotrebovaného výkonu od zmeny priechodnosti pre pšenicu 'Bezostá' – The dependence of power input consumption on the change in throughput for the 'Bezostaya' wheat variety

rok 1973: $P = 1,6q + (0,06)$ (15)

koeficient korelácie: $r_{xy} = 0,9654$

Pre roky 1972 a 1973 bol u mechanizmu SM-500 použitý šikmý dopravník, kde zmena priechodnosti pre konštantnú podávaciu rýchlosť bola prakticky reálna len do hodnoty maximálne 2 kg s^{-1} . Rozptyl zmien z uvedeného hľadiska pri porovnaní s rokmi 1970 a 1971 je nepodstatný, pretože pravdepodobne zvyšovaním podávacej rýchlosti nepôjde o lineárnu závislosť medzi spotrebovaným príkonom a priechodnosťou.

Spôľahlivosť aproximácie pre všetky závislosti na hladine významnosti 1 % je vysoko preukazná so spoľahlivosťou 99 %.



PLODINA	ROK	r [m s ⁻¹]	q [kg s ⁻¹]	Δs [mm]	Δ [mm·mm]	W_s [%]	W_z [%]	β [1]
JANTÁR	• 1970	33	R	17,5	22/5	42	13,5	: 1,32
	+ 1971	33	R	17,5	22/5	17	16	: 0,77
DVORAN	• 1972	34,6	R	14,5	22/5	13,3	13,6	: 0,853
	x 1973	33,7	R	14,5	22/5	10,5	11,3	: 0,858

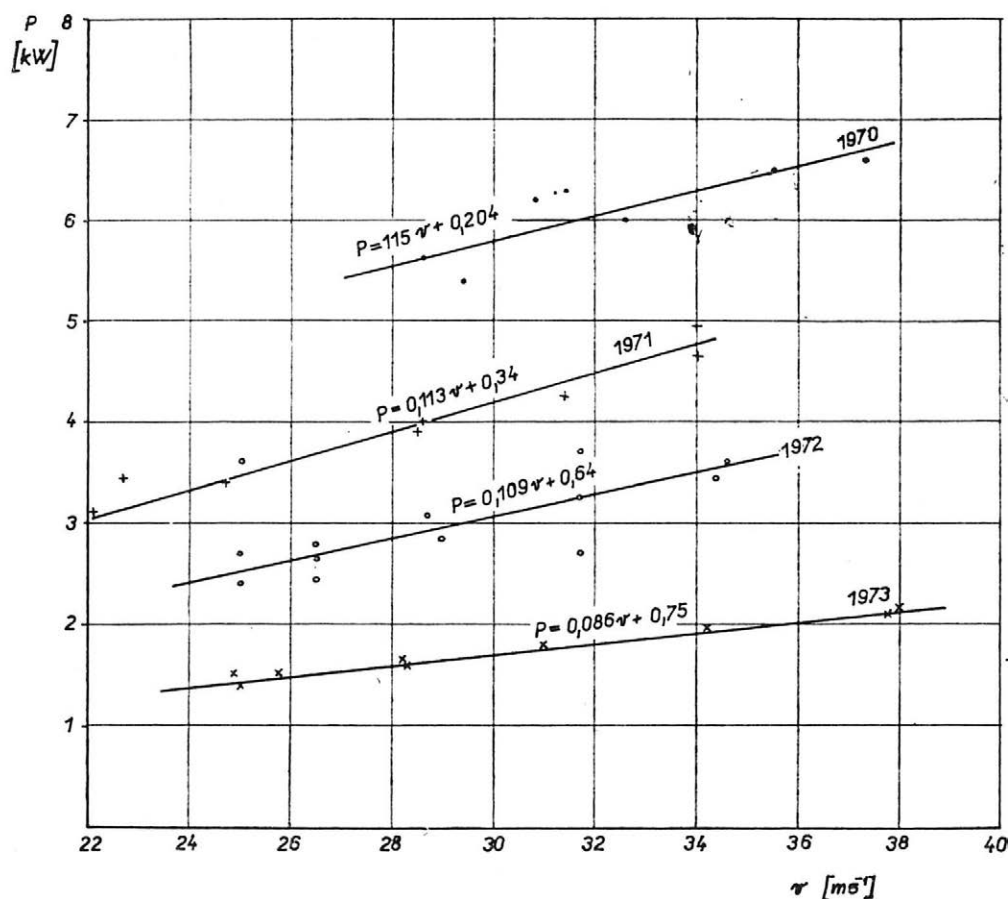
4. Závislosť spotrebovaného výkonu od zmeny pracovnej medzery pre jačmeň 'Jantár' — The dependence of power input consumption on the change of the clearance for the 'Jantár' barley variety

Jačmeň 'Jantár':

Obidva sledované roky 1970 a 1971 boli pri vyhodnocovaní zahrnuté do jedného štatistického súboru, keďže podmienky nastavovania parametrov boli rovnaké — vyhodnotením oscilogramov sa priemerné hodnoty zhodovali. Závislosť je vyznačená na obr. 4. Závislosť zmeny spotrebovaného príkonu od priechodnosti je možné potom vyjadriť funkciou:

$$P = 2,82 q - (0,16) \quad (16)$$

koefficient korelácie: $r_{xy} = 0,9824$



PLODINA	ROK	v [m/s]	q [kg/s]	Δs [mm]	Δ [mm.mm]	W_5 [%]	W_2 [%]	β [1]
BEZOSTÁ	• 1970	R	2	17,5	22/5	15,5	14,6	1,18
	+ 1971	R	1,58	17,5	22/5	10	12,0	1,41
JUBILEJNÁ	• 1972	R	1,1 ÷ 1,3	14,5	22/5	9,8	11,8	1,079
	x 1973	R	1,29	14,5	22/5	14,0	12,0	1,0924

5. Závislost spotrebovaného výkonu od zmeny obvodovej rýchlosti mlátiaceho bubna pre pšenicu 'Bezostá' — The dependence of power input consumption on the change in peripheral velocity of the threshing cylinder for the 'Bezostaya' wheat variety

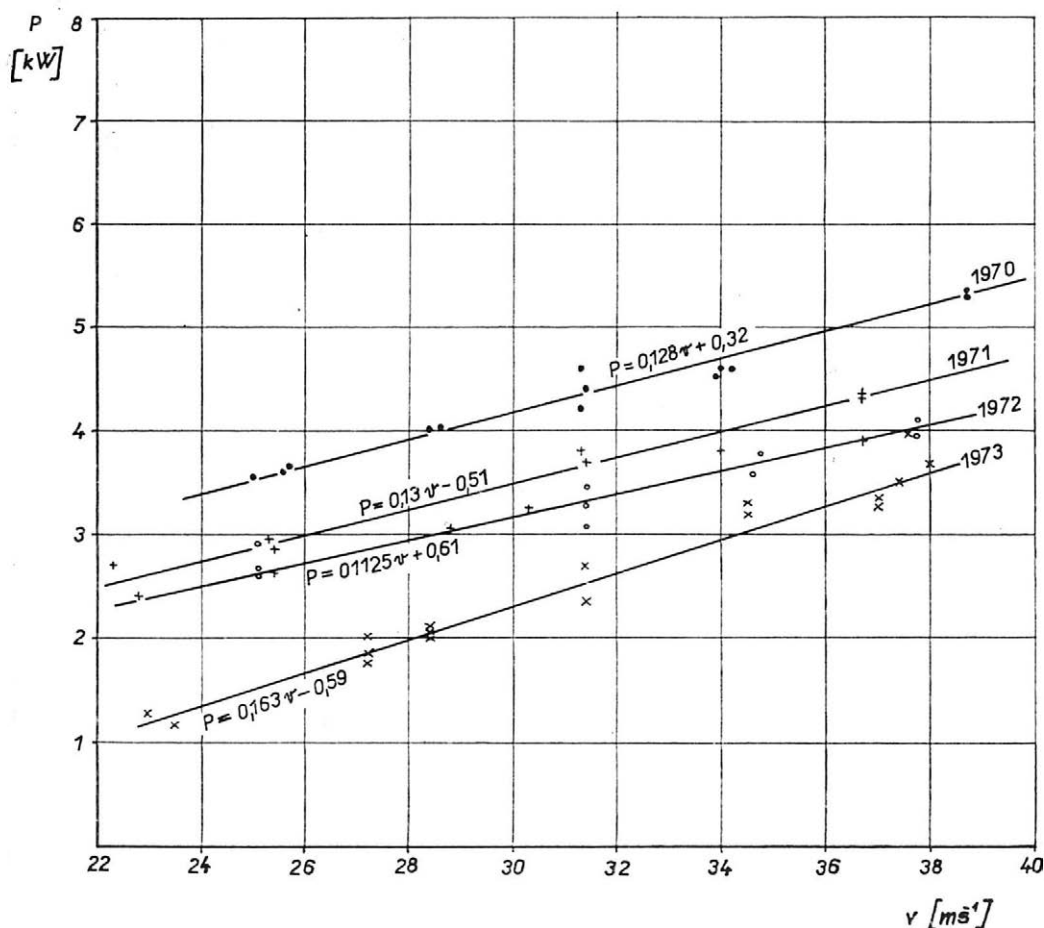
Pre $v = 19$ stupňov voľnosti je zrejme závislosť preukazná so spoľahlivosťou 99 %.

Jačmeň 'Dvoran':

rok 1972: $P = 3,267 q - (0,35)$

(17)

koefficient korelácie: $r_{xy} = 0,8865$



PLODINA	ROK	v [m/s]	q [kg/s]	Δs [mm]	Δ [mm/mm]	W_s [%]	W_z [%]	β [1]
JANTÁR	1970	R	2	17,5	22/5	4,8	13,5	1,38
	1971	R	1,7	17,5	22/5	17,2	16,0	0,77
DVRAN	1972	R	1,8	14,5	22/5	13,3	13,6	1,086
	1973	R	1,19	14,5	22/5	15,0	16,2	1,078

6. Závislosť spotrebovaného výkonu od zmeny obvodovej rýchlosti mláčiaceho bubna pre jačmeň 'Jantár' — The dependence of power input consumption on the change in peripheral velocity of the threshing cylinder for the 'Jantár' barley variety

$$\text{rok 1973: } P = 1,98 q - (0,41) \quad (18)$$

koefficient korelácie: $r_{xy} = 0,9235$

Obidve závislosti sú preukazné so spoľahlivosťou 90 %.

Z grafického priebehu je zrejmé, že zmena priechodnosti a závislosť spotrebovaného

příkonu od nej je výraznejšie ovplyvnená u pšeníc než u jačmeňov, bez ohľadu na usku-
točnenie konštrukčnej zmeny.

Závislosť spotrebovaného výkonu od zmeny obvodovej rýchlosti mlátiacieho bubna

Pre štatistické vyhodnotenie závislosti platia rovnaké podmienky vzťahu u teoretickej funkcie, ako sme uviedli v predchádzajúcom odstavci.

Pšenica 'Bezostá':

Závislosti sú vyznačené na obr. 5. Analyticky vyjadrené funkcie majú potom tvar:

$$\text{rok 1970: } P = 0,115 v + (0,20) \quad (19)$$

$$\text{koefficient korelácie: } r_{xy} = 0,884$$

Pre $r = 5$ stupňov voľnosti je na 1% hladine významnosti:

$$r_{0,01} = 0,8745 r_{xy}$$

je teda lineárna závislosť preukazná so spoľahlivosťou 99 %

$$\text{rok 1971: } P = 0,113 v + (0,34) \quad (20)$$

$$\text{koefficient korelácie: } r_{xy} = 0,9824$$

Závislosť je preukazná so spoľahlivosťou 99 %. Charakter zmeny spotrebovaného príkonu pre obidva sledované roky vykazuje identický priebeh. Posun hladiny pre rok 1971 je vysvetliteľný menšou priechodnosťou a menším podielom vlhkosti materiálu.

Pšenica 'Jubilejná':

$$\text{rok 1972: } P = 0,109 v + (0,64) \quad (21)$$

$$\text{koefficient korelácie: } r_{xy} = 0,8756$$

$$\text{rok 1973: } P = 0,086 v + (0,75) \quad (22)$$

$$\text{koefficient korelácie: } r_{xy} = 0,9865$$

Závislosti sú preukazné so spoľahlivosťou 90 a 99 %. Posun priebehov pre pšenicu 'Jubilejná' voči pšenici 'Bezostá' je opäť zapríčinený konštrukčnou zmenou mlátiacieho mechanizmu, jednak dĺžkou oblúka koša, ako i jeho typu.

Jačmeň 'Jantár':

Závislosti sú vyznačené na obr. 6. Aproximačné funkcie majú potom tvar:

$$\text{rok 1970: } P = 0,128 v + (0,32) \quad (23)$$

$$\text{koefficient korelácie: } r_{xy} = 0,983$$

Pre $r = 10$ stupňov voľnosti je závislosť preukazná so spoľahlivosťou 99 %

$$\text{rok 1971: } P = 0,13 v - (0,51) \quad (24)$$

$$\text{koefficient korelácie: } r_{xy} = 0,960$$

Pre $r = 11$ stupňov voľnosti je závislosť preukazná opäť so spoľahlivosťou 99 %.

Jačmeň 'Dvoran':

Závislosti sú súhlasne vyznačené na obr. 6.

$$\text{rok 1972: } P = 0,1125 v + (0,61) \quad (25)$$

koefficient korelácie: $r_{xy} = 0,8654$

$$\text{rok 1973: } P = 0,163 v - (0,59) \quad (26)$$

koefficient korelácie: $r_{xy} = 0,8965$

Vyhodnotením uvedených závislostí vyplýva, že spotrebovaný výkon je priamo úmerný zvýšeniu obvodovej rýchlosti mlátiaceho bubna. Spotreba výkonu je vyššia u pšenice než u jačmeňa. Intenzita (rýchlosť zmeny) výkonu je v porovnaní s uvedenými závislosťami malá, pre obe plodiny vzájomne porovnateľná.

ZÁVER

Viacsezónnymi pokusmi a ich vyhodnotením sme určili:

Spotreba príkonu na priamy proces výmlatu je významne ovplyvnená zmenou pracovnej medzery podľa analytickej funkcie tvaru:

$$P = \frac{a}{\Delta_s} - b \quad (27)$$

kde: konštantny a, b — patria k jednému nastaveniu mechanizmu

Závislosť spotreby príkonu od zmeny priechodnosti obilnej hmoty bolo možné s vysokou preukaznosťou v nami prevedených pokusoch linearizovať (rovnocenne i pre zmenu obvodovej rýchlosti bubna). Potom platí:

$$P = (k_1, k_2) \quad (q; v) \quad (28)$$

kde: k_1 a k_2 — súčinitelia zodpovedajúci danému nastaveniu

Konstrukčná zmena mlátiaceho mechanizmu — zmena priemeru bubna na $d = 600$ mm oproti 550 mm, zmena uhlu opásania zo 120° na 110° , ako i typ mlátiaceho koša — prúťový oproti roštovému, mala významný účinok na spotrebu príkonu. Tým uplatňujeme i pokles príkonu pre typ SM-500 oproti ŽM-330 v celom intervale meraní, i keď priebeh závislosti zostal nezmenený.

Použité označenie

P — príkon (výkon) bubna	kW, W
m — hmotnosť	kg
v — obvodová rýchlosť bubna	m s^{-1}
ω — uhlová rýchlosť	rad s^{-1}
q — priechodnosť (hľtnosť) obilnej hmoty	kg s^{-1}
β — pomer zrna ku slame	1
Δ_s — stredná šírka pracovnej medzery	mm
w — podiel vlhkosti materiálu	%
Δ — pomer pracovných medzier — vstup : výstup	mm mm^{-1}

- GORJACKIN, V. P.: *Sobranije sočinenij*, Tom IV. Moskva, Selchozgiz 1940.
- LETOŠNEV, M. N.: *Selskochozajstvennyje mašiny*. Moskva, GISCHIL 1949.
- PUSTYGIN, M. A.: *Teorija i tehnologičeskij rasčet molotilnych ustrojstv*. Moskva, Selchozgiz 1948.
- ŠESTÁK, J.: Základný energetický a silový rozbor mlatkového mláfacieho mechanizmu. [Habilitačná práca.] Nitra 1974. — Vysoká škola poľnohospodárska.
- ŠESTÁK, J.: [Záverečná správa za výskumnú úlohu ZT-0-7-1c.] Nitra, Vysoká škola poľnohospodárska 1975b.
- ŠESTÁK, J.: Základný energetický rozbor procesu mlátenia, aplikovaný dimenzionálnou analýzou. In: Zborník II. konf. o teórii strojov a mechanizmov. VŠST Liberec, 14.—16. 9. 1976.
- ŠESTÁK, J.: Určenie niektorých faktorov pracovnej charakteristiky mlatkového mláfacieho mechanizmu. [Kand. disert. práca.] Nitra 1969. — Vysoká škola poľnohospodárska.

Došlo dňa 19. 10. 1977

ШЕСТАК, Й. (Сельскохозяйственный институт, Нитра): Изучение потребления мощности при обмолоте зерновых культур в ходе нескольких сезонов. *Zeměd. Techn.*, 24, 1978 (3) : 129-144.

В уборочные сезоны 1970, 1971, 1972 и 1973 годов были осуществлены эксперименты на модельных молотильных механизмах, собранных из серийных деталей зерноуборочных комбайнов СМ-500 и ЖМ-330. Для опытов применялись сорта пшеницы 'Безостая' и 'Юбилейная', а также ячмень 'Янтар' и 'Дворан'. Основной целью работы было определение потребления мощности у этой культуры при прямом обмолоте с разной пропускной способностью окружной скоростью молотильного барабана и шириной рабочего зазора между барабаном и декой. Эти изменения мы испытывали у двух типов молотильных механизмов. Путем оценки экспериментов определялась нелинейная зависимость изменения потребляемой мощности от ширины рабочего зазора. Для изучаемого интервала была установлена высоко достоверная зависимость в линейной форме для изменения пропускной способности и окружной скорости молотильного барабана. Из конструктивных параметров решающее действие на изменение потребляемой мощности оказывал угол, описываемый молотильной декой, и ее конструкция.

молотильный механизм молоточный; изменение конструкции; параметры регулирования; определение потребляемой мощности для обмолота; многосезонное изучение

ŠESTÁK, J. (University of Agriculture, Nitra): *Input Power Consumption during Grain Threshing as Studied in the Course of Several Harvest Seasons*. *Zeměd. Techn.*, 24, 1978 (3) : 129-144.

In the harvest seasons of 1970, 1971, 1972 and 1973, experiments were performed on model threshing mechanisms, consisting of the series parts of the harvester-threshers SM-500 and ŽM-330. The wheat varieties 'Bezostaya' and 'Yubileynaya' and the barley varieties 'Jantar' and 'Dvoran' were used for the experiments. The main object was to determine for these crops the input power consumption during the threshing process at different throughput rates, circumferential velocities of the threshing drum, and the clearance between the cylinder and the concave. These different parameters were used in testing both threshing mechanisms. Having evaluated the results of the experiments, the authors determined the non-linear dependence of the change in power input on the clearance between the concave and the cylinder. For the interval studied, a highly significant dependence in linear form for the change in the throughput rate and circumferential velocity of the threshing cylinder was found out. Of the constructional features, a decisive effect was exerted on the change in the input energy by the angle of pulley belt and its design.

beater-bar threshing mechanism; change of design; parameters of adjustment; determination of input power for threshing; study in the course of several harvest seasons

ŠESTÁK, J.: (Landwirtschaftliche Hochschule, Nitra): *Mehrsaisonmäßiges Verfolgen des Leistungsaufwandes beim Getreidedrusch*. Zeměd. Techn., 24, 1978 (3) :129-144. In den Erntesaisonen 1970, 1971, 1972 und 1973 haben wir Experimente an Dreschwerkmodellen vorgenommen, die aus den Serienteilen der Mähdrescher SM-500 und ŽM-330 zusammengestellt wurden. Für die Versuche wurde der Weizen 'Bezostá' und 'Jubilejná', sowie die Gerste 'Jantar' und 'Dvoran' benutzt. Das Grundziel der Arbeit war für diese Früchte der Leistungsaufwand für den direkten Dreschprozeß bei verringertem Durchsatz, Umfangsgeschwindigkeit der Dreschtrommel und Breite des Arbeitsspaltes zwischen der Trommel und dem Korb zu ermitteln. Diese Änderungen wurden an beiden Dreschwerktypen zustandegebracht. Durch die Auswertung der Experimente wurde die nichtlineare Abhängigkeit der Leistungsbedarfsänderung von der Breite des Arbeitsspaltes festgelegt. Für das verfolgte Intervall hat man die hoch beweiskräftige Abhängigkeit in Linearform für die Änderung des Durchsatzes und der Umfangsgeschwindigkeit der Dreschtrommel bestimmt. Unter den Konstruktionsparametern wurde die Änderung des Leistungsbedarfes maßgebend durch den Spannungswinkel des Dreschkorbes und dessen konstruktive Lösung beeinflusst.

Schlagleistendreschwerk; Konstruktionsänderung; Einstellungsparameter; Bestimmung des Leistungsaufwandes für den Drusch; mehrsaisonmäßiges Verfolgen

Adresa autora:

Doc. ing. Jozef Š e s t á k, CSc., Vysoká škola poľnohospodárska, 949 01 Nitra

R. Adamovský

ADAMOVSÝ, R.: (Výzkumný ústav zemědělské techniky, Praha - Řepy): *Výzkum základních otázek systému vyhřívání půdy*. Zeměd. Techn., 24, 1978 (3): 145 – 152.

Příspěvek obsahuje výsledky pokusů využití nízkopotenciálního odpadního tepla pro vytápění fóliového krytu systémem vyhřívání půdy. Naměřené hodnoty jsou zpracovány do grafů, které znázorňují teplotní pole a tepelné toky v půdě na vytápěných a nevytápěných pokusných parcelách a průběhy teplot půdy v závislosti na čase.

nízkopotenciální odpadní teplo; půdní vytápění; teplotní pole v půdě; tepelné toky v půdě

Jednou z možností, jak získat nedostatečnou tepelnou energii, je využití odpadních zdrojů tepla. Vzestupná koncentrace a specializace zemědělské velkovýroby dává předpoklady pro využití tepelných zdrojů, u kterých je vysoká produkce odpadní tepelné energie.

Vzhledem k nízkému energetickému potenciálu odpadního tepla vznikají problémy, jak toto teplo využít. Pokud jde o možnosti použití nízkopotenciálního odpadního tepla pro výrobu zeleniny a zeleninové sadby, spočívá problém v převodu tohoto tepla do prostředí pěstování v odpovídající kvantitě a kvalitě tak, aby byl dodržen požadavek rostlin na teplotu a hlavně na světelný režim.

Při současném klasickém způsobu vytápění skleníků nebo fóliových krytů by docházelo vzhledem k nízkým teplotám topného média při využití nízkopotenciálního odpadního tepla k zastínění rostlin a pro rozsáhlý topný rozvod by se téměř znemožnila jakákoliv mechanizace. Proto jsme dělali zkoušky s přímým vyhříváním půdy.

Při zkoumání, jak využít nízkopotenciální odpadní teplo k zintenzívnění výroby rostlinných produktů v zemědělské výrobě systémem vyhřívání půdy, se jeví v této etapě jako nejdůležitější blíže objasnit základní parametry teplotních polí a tepelných toků ve vyhřívané a nevyhřívané půdě.

METODA

Abychom mohli dělat širší kombinace vlivu okolní atmosféry, zejména úpravou vzduchu ohříváním v zimních měsících, byly pokusy umístěny do fóliového krytu.

Pěstební plocha fóliového krytu byla rozdělena na pět pokusných parcel. Z toho čtyři parcely byly vyhřívány a jedna sloužila jako kontrolní. U dvou vytápěných pokusných parcel byly odizolovány horní vrstvy půdy. Pro dobré tepelné vlastnosti a malou

nasákavost byly použity pro izolaci desky z pěnového polystyrénu. Aby rozvod topného média nekorodoval, bylo použito polyetylenových trubek. Potrubí bylo uloženo v hloubce 0,4 m ve vrstvě rašeliny. Celková délka potrubí uloženého pod pokusnými parcelami byla 200 m. Vyhřívaná plocha pokusných parcel byla 72 m².

Jako zdroje tepla, který by nahradil zdroj odpadního tepla, bylo použito teplovodního kotle na tekutá paliva Vacotin CH 3 o jmenovitém výkonu 23,3 až 34,9 kW. Teplota topného média (vody) byla volena tak, aby odpovídala teplotě média při využití nízkopotenciálního tepla, které připadá v úvahu (313–323 K).

Při teplotním spádu topného média 2 až 4 K byl tepelný příkon na 1 m² pokusné parcely v zimním období 116 až 232 W.

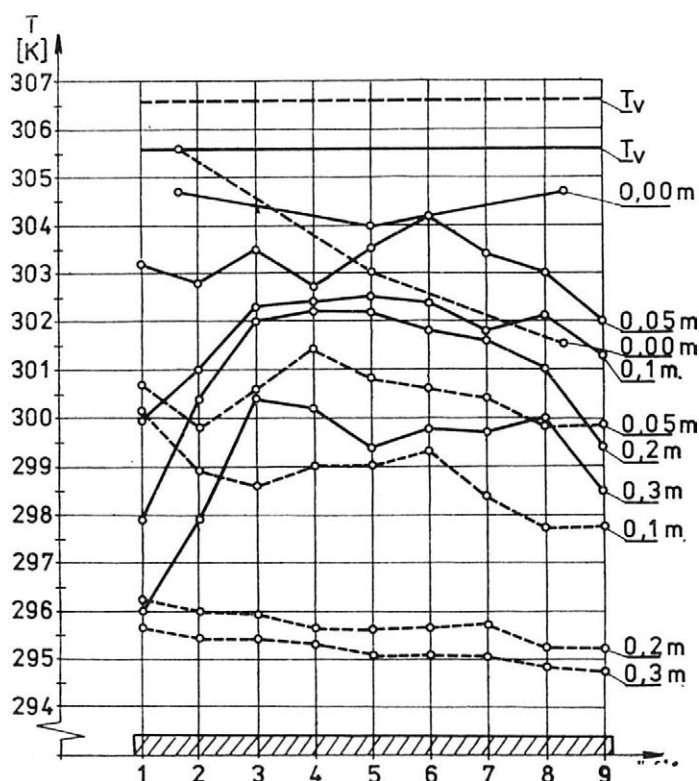
Teplota půdy byla měřena půdními a registračními teploměry. Dále jsme měřili teplotu vzduchu ve fóliovém krytu, teplotu venkovního vzduchu, teplotu půdy na vytápěných a nevytápěných pokusných parcelách v hloubkách 0,3 m; 0,2 m; 0,1 m; 0,05 m; 0,02 m a na povrchu půdy. Na šířce parcely 1,2 m bylo v každé měřené hloubce umístěno devět teploměrů, vzdálených od sebe 0,12 m. Teplota povrchu půdy byla měřena ve třech místech.

Pro určení součinitele tepelné vodivosti půdy λ (W m⁻¹ K⁻¹), nutného pro stanovení tepelných toků, bylo třeba zjistit vlhkost půdy w (%) a měrnou hmotnost půdy ρ (kg m⁻³).

VLASTNÍ PRÁCE

VLIV TEPELNÉ IZOLACE NA PRŮBĚH TEPLOT V HORNÍCH VRSTVÁCH PŮDY NA NEVYTÁPĚNÝCH POKUSNÝCH PARCELÁCH

Na obr. 1 je uveden průběh teplot půdy v hloubkách od 0,0 do 0,3 m v příčném profilu na nevytápěných pokusných parcelách s polystyrénovým ložem a bez něho při měření v letním období (typický příklad).



1. Průběh teplot půdy a vzduchu na nevytápěné pokusné parcele s polystyrénovým ložem a bez něho – The course of soil and air temperatures in the unheated test plot with and without polystyrene bed

Vysvětlivky:

1. čárkovaná čára – průběh teplot na pokusné parcele bez polystyrénového lože
2. plná čára – průběh teplot na pokusné parcele s polystyrénovým ložem
3. na vodorovné ose je vynesena šířka pokusné parcely a naznačeno umístění teploměrů v jednotlivých vrstvách půdy

Jestliže porovnáme obě pokusné parcely, vidíme, že i při vyšší teplotě vzduchu o 1,0 K je na pokusné parcele bez polystyrénového lože nižší povrchová teplota půdy o 0,8 K a jsou v průměru nižší i teploty půdy v jednotlivých hloubkách (tab. I).

I. Průměrný rozdíl teplot půdy ΔT na nevytápěných pokusných parcelách s polystyrénovým ložem a bez něho — The average soil temperature difference ΔT in the unheated test plots with and without polystyrene bed

h (m)	0	0,05	0,1	0,2	0,3
T (K)	0,8	2,6	2,73	5,27	3,96

Nižší teploty půdy na pokusné parcele bez polystyrénového lože jsou způsobovány většími ztrátami tepla do hlubších vrstev půdy.

Výsledky pokusu ukazují, že by v některých případech bylo z energetického hlediska efektivnější odizolovat horní vrstvu půdy, a tím ušetřit značné množství energie. Např. jestliže bychom izolovali horní vrstvu půdy v celém fóliovém krytu (34×9 m), kde jsme dělali pokusy, a teplota půdy v hloubce 0,05 m by stoupla v průměru o 2,5 K, dodalo by se této vrstvě půdy navíc téměř 100 MJ tepelné energie.

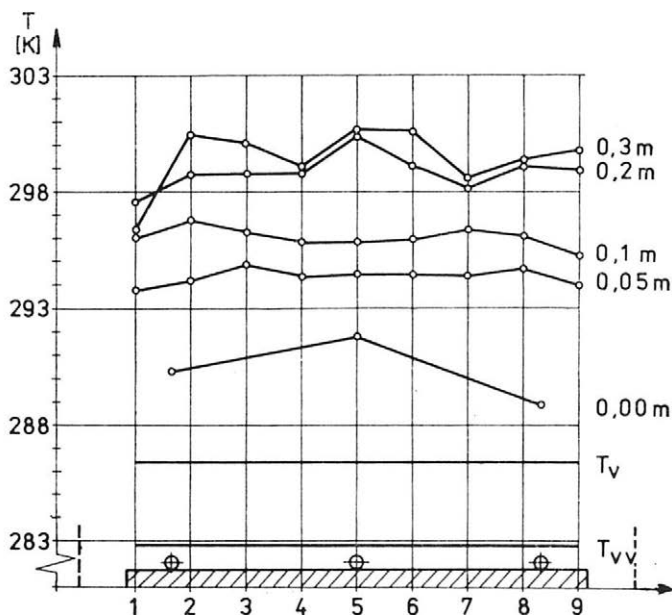
TEPLOTNÍ POLE NA VYTÁPĚNÝCH POKUSNÝCH PARCELÁCH

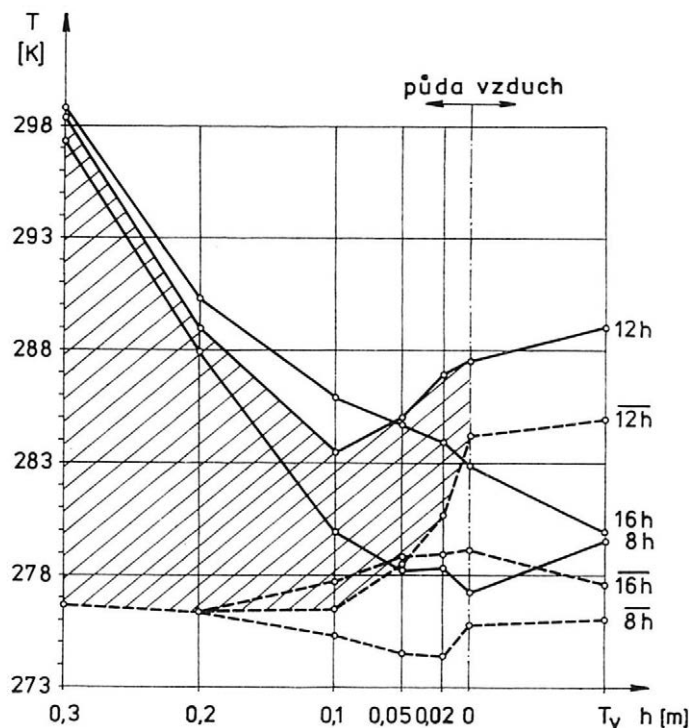
Na obr. 2 je uveden průběh teplot v příčném profilu pokusné parcely v hloubkách 0,0 až 0,3 m, dále průběh teplot povrchu půdy a teploty vzduchu po sedmi hodinách vytápění v letním období v noci (na vodorovné ose je vynesena šířka pokusné parcely a naznačeno umístění teploměrů v jednotlivých vrstvách půdy). Z obrázku je vidět zvýšení teploty půdy v profilech nad potrubím. Toto zvýšení teploty se projevuje hlavně ve větších hloubkách, které jsou nejvíce ovlivněny přívodem tepla.

2. Teplotní pole na vytápěné pokusné parcele v letním období — The temperature field in the heated plot in summer

Vysvětlivky:

1. na vodorovné ose je vynesena šířka pokusné parcely a naznačeno umístění teploměrů v jednotlivých hloubkách





3. Průběh průměrných teplot půdy a vzduchu na vytápěné a kontrolní nevytápěné pokusné parcele po 8, 12 a 16 hodinách vytápění – The course of average soil and air temperatures in the heated and unheated control plots after 8, 12 and 16 hours of heating

Vysvětlivky:

1. plná čára – průběh teplot na vytápěné pokusné parcele
2. čárkovaná čára – průběh teplot na kontrolní nevytápěné parcele

Obr. 3 znázorňuje průběh průměrných teplot půdy a vzduchu na vytápěné a kontrolní pokusné parcele po 8 h, 12 h a 16 h vytápění v zimním období (únor) ve dne.

Plocha mezi dvěma křivkami změřenými ve stejném čase, tj. mezi průběhem teploty ve vytápěném profilu pokusné parcely a kontrolním nevytápěným profilu pokusné parcely, je úměrná množství dodaného tepla do půdy, neboť platí:

$$dQ = dV \cdot c_p \cdot \Delta T = F \cdot dh \cdot c_p \cdot \Delta T$$

$$\frac{dQ}{F \cdot c_p} = dh \cdot \Delta T$$

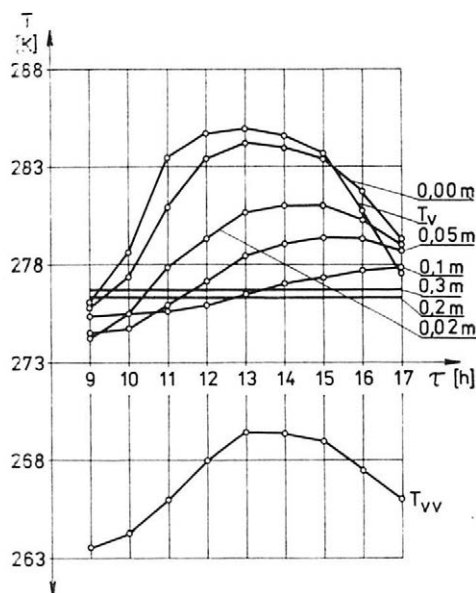
$$\frac{1}{F \cdot c_p} \int dQ = \int \Delta T(h) dh$$

$$k \cdot Q = \int \Delta T(h) dh$$

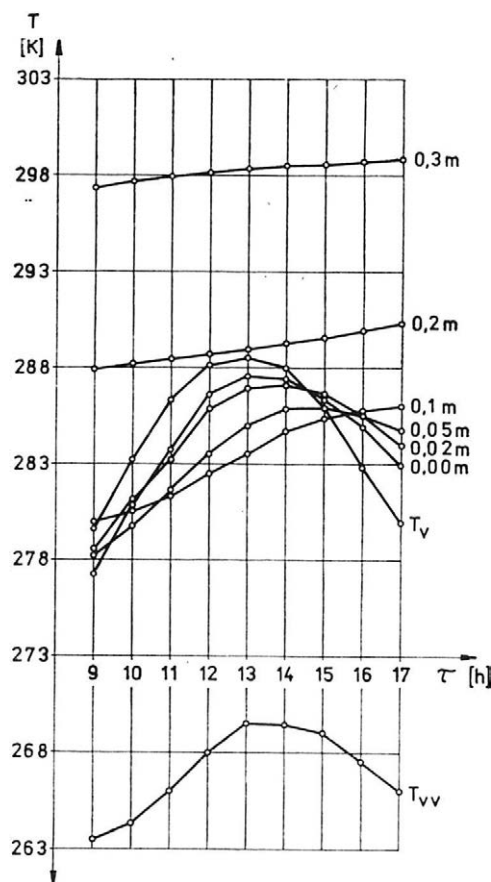
kde: Q – množství tepla dodaného do půdy (J)
 V – objem ohřívání půdy (m^3)
 F – plocha vyhřívání půdy (m^2)
 c_p – objemové měrné teplo půdy ($J \cdot m^{-3} \cdot K^{-1}$)
 ΔT – rozdíl teplot půdy vytápěné a kontrolní pokusné parcely (K)
 h – hloubka vrstvy půdy (m)
 k – konstanta ($m \cdot K \cdot J^{-1}$)

TEPLOTA PŮDY A VZDUCHU NA VYTÁPĚNÉ A KONTROLNÍ POKUSNÉ PARCELE V ZÁVISLOSTI NA ČASE

Teplotu půdy na vytápěné a kontrolní pokusné parcele jsme měřili po osmi hodinách vytápění v zimním období (únoru).



4. Teplota půdy a vzduchu na kontrolní nevytápěné pokusné parcele v závislosti na čase — Soil and air temperatures in the control unheated test plot, as depending on time



5. Teplota půdy a vzduchu na vytápěné pokusné parcele v závislosti na čase — Soil and air temperatures in the heated test plot, as depending on time

Z obr. 4 a 5 je vidět, že průběh křivek teplot v jednotlivých hloubkách u vytápěné pokusné parcely je téměř shodný s průběhem teplot u kontrolní nevytápěné pokusné parcely. Dochází jen k posunu křivek do vyšších teplot.

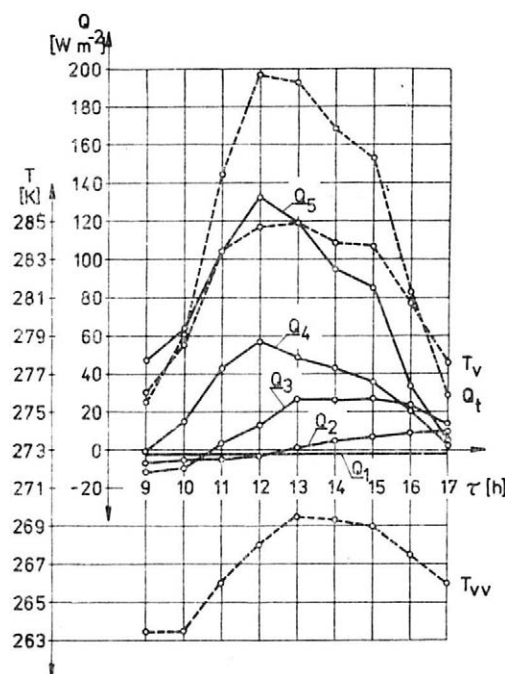
II. Průměrný rozdíl teplot půdy ΔT a vzduchu ΔT_v na vytápěné a kontrolní nevytápěné pokusné parcele — The average soil temperature differences ΔT and air temperature differences ΔT_v in the heated test plot and unheated control plot

h (m)	T_v	0	0,02	0,05	0,1	0,2	0,3
T (K)	3,34	3,1	5,5	5,9	6,77	12,66	21,54

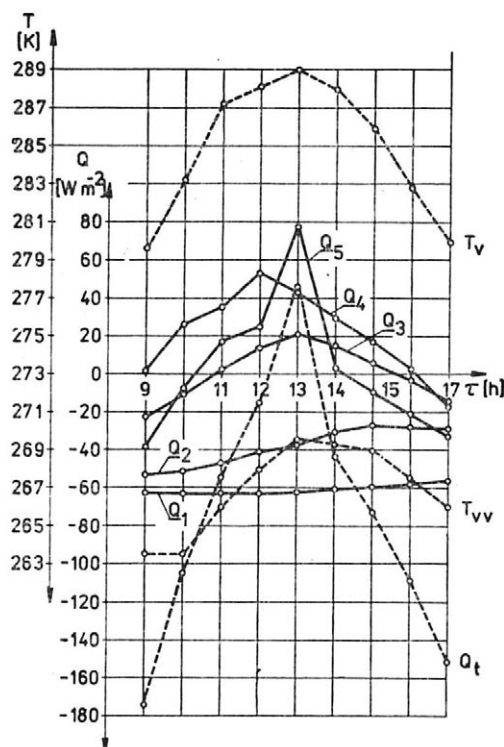
Rozdíl teplot půdy na vytápěné a kontrolní pokusné parcele (tab. II) se mění v závislosti na teplotě vzduchu ve fóliovém krytu. Jestliže teplota vzduchu klesá, dochází k poklesu rozdílu teplot vlivem ochlazování povrchových vrstev vytápěné parcely.

TEPELNÉ TOKY NA VYTÁPĚNÝCH A KONTROLNÍCH POKUSNÝCH PARCELÁCH

Tepelné toky na obou pokusných parcelách byly stanoveny na základě teplot v jednotlivých hloubkách a na základě součinitele tepelné vodivosti λ ($\text{W m}^{-1} \text{K}^{-1}$), který byl určen za pomoci vlhkosti půdy w (%) na povrchu a v jednotlivých hloubkách a za pomoci měrné hmotnosti půdy ρ (kg m^{-3}).



6. Průběh tepelných toků na kontrolní nevytápěné pokusné parcele v závislosti na čase — The course of thermal flows in the unheated control plot, as depending on time



7. Průběh tepelných toků na vytápěné pokusné parcele v závislosti na čase — The course of thermal flows in the heated test plot, as depending on time

Na obr. 6 a 7 jsou znázorněny průběhy tepelných toků v jednotlivých vrstvách půdy na kontrolní nevytápěné a vytápěné pokusné parcele v závislosti na čase při měření v zimním období po osmi hodinách vytápění.

Z tepelných toků v jednotlivých vrstvách i z celkového tepelného toku na nevytápěné pokusné parcele je vidět, že půda teplo přijímá z okolní atmosféry (tepelné toky mají převážně kladné znaménko). Naopak na vytápěné pokusné parcele půda teplo vydává do okolní atmosféry a celkový tepelný tok je převážně záporný. Na průběh celkového tepelného toku má velký vliv teplota ve fóliovém krytu. Při jejím vzrůstu klesá záporný tepelný tok (půda teplo vydává), nabývá nulové hodnoty a při dalším vzrůstu teploty vzduchu mění znaménko (půda teplo přijímá z okolní atmosféry).

Průměrný tepelný příkon půdy byl $150 \text{ (W m}^{-2}\text{)}$, což záviselo na teplotním spádu topného média. Jen v době nejnižších naměřených teplot vzduchu ve fóliovém krytu se celkový tepelný tok Q_t blíží k této hodnotě. Většinou se část tepla akumuluje v půdě a vzrůstá teplota jednotlivých vrstev.

Teplota půdy a teplo obsažené v půdě při tomto systému vytápění závisí především na teplotě topného média, vzdálenosti topných trubek od sebe a hloubce uložení potrubí. Protože teplota topného média je dána a nelze ji ovlivnit, je tedy rozhodující rozteč a hloubka uložení potrubí.

Při rozteči 0,4 m, která byla námi použita a která je používána i v zahraničí při tzv. doplňkovém půdním vytápění, se ukazuje, že teplota půdy vzroste nejvíce přímo ve vrstvách nad potrubím a okolní prostor je chladnější. Při větší hustotě potrubí by se pravděpodobně rozdíl teplot v určité vrstvě zmenšily a teplota půdy by se blížila ke stále hodnotě, což je důležité pro rovnoměrný růst rostlin.

Hloubka uložení potrubí je podle dosavadních poznatků vyhovující. Uložení potrubí do větší hloubky by se zvětšilo množství tepla, které je potřeba dodat do půdy, aby se dosáhlo určité teploty. Při uložení potrubí do malých hloubek by se pravděpodobně půda ohřívala na příliš vysoké teploty. Přesto je nutné se tímto problémem zabývat.

Stanovení teplotních polí a tepelných toků na vytápěných pokusných parcelách při různé rozteči bude předmětem našeho dalšího výzkumu.

Nelze také zanedbat, jak ukazují pokusy, vliv teploty okolního vzduchu na teplotu půdy a hlavně na tepelné toky v půdě. Tuto teplotu v zakrytém prostoru (ve fóliovém krytu, skleníku) je možné ovlivnit různými typy teplovzdušných agregátů.

ZÁVĚR

Příspěvek obsahuje výsledky měření teploty půdy a tepelných toků v půdě na vytápěných a nevytápěných pokusných parcelách při vytápění fóliového krytu systémem přímého vyhřívání půdy.

Určení teploty půdy v určitých vrstvách, tedy stanovení teplotních polí v půdě, má význam pro praktické použití půdního vytápění. Je nutné znát teploty potřebné pro vývoj kořenového systému pěstované rostliny v jednotlivých vrstvách půdy. Pak znalost tvaru teplotních polí umožní vytvořit optimální podmínky pro růst a vývoj rostlin.

Stanovení tepelných toků je důležité především z hlediska šíření tepla v jednotlivých vrstvách půdy a přestupu tepla do okolní atmosféry nebo naopak. V další fázi výzkumu by bylo důležité zjistit, jak bude působit na vývoj rostliny obrácený tok tepla, kdy teplo postupuje směrem od kořenů rostliny k povrchu půdy.

Na závěr je třeba podotknout, že výzkum využití nízkopotenciálního odpadního tepla pro vytápění půdy není zdaleka ukončen a je třeba dále tento problém řešit, a to nejen z hlediska technického, ale i biologického.

V dalších fázích výzkumu bychom se chtěli zabývat:

- vlivem tepelné izolace na průběh teplot v horních vrstvách půdy na vytápěných a nevytápěných pokusných parcelách v zimním období,
- objasněním vlivu teplot na růst a vývoj pěstované zeleniny (zejména papriky a okurek) biologickým hodnocením porostů a porovnáním výnosů na vytápěných a nevytápěných pokusných parcelách,
- objasněním vlivu teplot na přípravu sazenic zeleniny,
- ekonomickým porovnáním půdního vytápění s vytápěním okolní atmosféry v zakrytém prostoru (ve skleníku, fóliovém krytu),
- pokračováním ve výzkumech vyhřívání půdy z hlediska celoročního.

Seznam použitých symbolů a označení

c_p	— objemové měrné teplo půdy	$\text{J m}^{-3} \text{K}^{-1}$
F	— plocha vyhřívání půdy	m^2
h	— hloubka vrstvy půdy	m
Q	— množství dodaného tepla do půdy	J
Q_t	— celkový tepelný tok v půdě	W m^{-2}
Q_1	— tepelný tok ve vrstvě půdy 0,3 až 0,2 m	W m^{-2}
Q_2	— tepelný tok ve vrstvě půdy 0,2 až 0,1 m	W m^{-2}
Q_3	— tepelný tok ve vrstvě půdy 0,1 až 0,05 m	W m^{-2}
Q_4	— tepelný tok ve vrstvě půdy 0,05 až 0,02 m	W m^{-2}
Q_5	— tepelný tok ve vrstvě půdy 0,02 až 0,00 m	W m^{-2}
T	— teplota	K
T_v	— teplota vzduchu ve fóliovém krytu	K
T_{vv}	— teplota venkovního vzduchu	K
ΔT	— rozdíl teplot	K
V	— objem vyhřívání půdy	m^3
w	— vlhkost půdy	$\%$
λ	— součinitel tepelné vodivosti půdy	$\text{W m}^{-1} \text{K}^{-1}$
ρ	— měrná hmotnost půdy	kg m^{-3}
τ	— čas	h
k	— konstanta	m K J^{-1}

Literatura

ADAMOVSKEÝ, R.: Výzkum základních otázek systému vyhřívání půdy ke stanovení optimálních parametrů odpadního tepla. [Zpráva Z 1364.] Praha, Výzkumný ústav zemědělské techniky 1977.

ČUDNOVSKIJ, A. F. — NERPIN, C. B.: Energo i massoobmen v sistěme rastěnije — počva — vozduch. Leningrad, Gidrometeoizdat 1975.

Došlo dne 2. 11. 1977

АДАМОВСКИ, Р. (Научно-исследовательский институт сельскохозяйственной техники, Прага - Ржепы): Изучение основных вопросов системы обогрева почвы. Земед. Techn., 24, 1978 (3) : 145-152.

Статья содержит результаты опытов по применению низкопотенциального отработанного тепла для отопления пленочной теплицы по системе обогрева почвы. Измеренные величины внесены в графики, которые изображают температурное поле и потоки тепла в почве на отапливаемых и неотапливаемых опыных участках и кривые температур в почве в зависимости от времени.

низкопотенциальное отработанное тепло; обогрев почвы; температурное поле в почве; потоки тепла в почве

ADAMOVSKEÝ, R. (Research Institute for Farm Engineering, Praha-Řepy): *Research in the Basic Problems of the Soil Heating System*. Zeméd. Techn., 24, 1978 (3) : 145-152.

The paper presents the results of tests with the use of low-potential waste heat for heating the soil in the foil tunnel by the soil heating system. The values obtained are plotted in graphs which represent the temperature fields and thermal flows in the soil in heated and unheated plots, and the course of soil temperatures, as depending on time.

low-potential waste heat; soil heating; temperature field in the soil; thermal flows in the soil

Adresa autora:

Ing. Radomír A d a m o v s k ý, Výzkumný ústav zemědělské techniky, K šancím 50, 163 07 Praha 6 - Řepy

J. Oubrecht

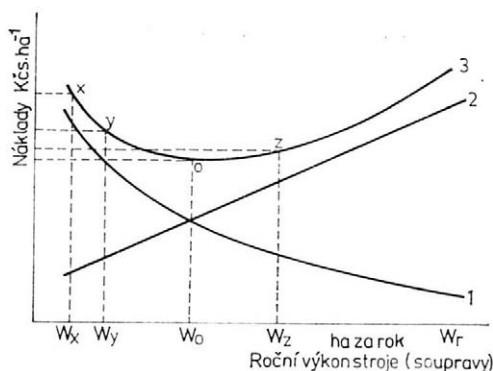
OUBRECHT, J. (Vysoká škola zemědělská, Praha - Suchdol): *Ekonomická hlediska na konstrukci žacích mlátiček*. Zeměd. Techn., 24, 1978 (3): 153–164.

Socialistické zemědělské podniky ČSSR se stále mění, a to jak velikostí, tak strukturou pěstovaných plodin. Je tedy nutné zabývat se průběžně prognózou konstrukcí jednotlivých strojů, protože se mění nejen výměra jednotlivých plodin v zemědělském podniku, nýbrž i jejich hektarových výnosů. V ČSSR se zvyšuje plocha sklizená sklízecími mlátičkami, vzrůstají hektarové výnosy a zkracují se agrotechnické lhůty na sklizeň. Abychom mohli optimálně řešit skladbu žacích mlátiček, musíme znát dokonale jejich současný stav, agrotechnické lhůty, součinitele využití času, hektarové výnosy zrna i slámy, výkonnosti dosahované i perspektivní aj., protože na těchto činitelích závisí pohyb optima v závislosti na čase. Žací mlátičky s nízkou průchodností mají své optimum v oblasti vysokých pracovních rychlostí, které není možné realizovat při současných hektarových výnosech u zrnin. Grafické řešení energetické bilance žacích mlátiček ukazují na posun optima směrem k reálným pracovním rychlostem při odpovídající průchodnosti.

parametry žacích mlátiček; agrotechnické lhůty; optimalizace; automatická regulace

Intenzifikace zemědělské výroby nutí uživatele zemědělské techniky zabývat se otázkou efektivnosti, tj. mimo jiné využitím investic. V zemědělské mechanizaci jde především o využití traktorů a samojízdných strojů, protože na tom závisí i využití ostatní zemědělské techniky.

V současné době se i konstrukce žacích mlátiček, ať již nových nebo modernizovaných, musí prozkoumat z hlediska efektivnosti při použití v zemědělském provozu. V tomto případě můžeme mluvit o předkonstrukční analýze efektivnosti nového stroje. Ekonomický efekt nové konstrukce stroje je pro zemědělský podnik velice důležitý a je tedy třeba před výrobou stroje dostat dostatečně přesnou představu o tom, jakého efektu bude dosaženo při jeho zavedení do zemědělského provozu. Ne vždy však kladný ekonomický efekt slouží jako dostatečný podklad pro zavedení nového výrobku. Příklad je uveden na obr. 1, na kterém křivka 1 ukazuje na snižování pracovních nákladů na jednotku zpracované plochy, jestliže se roční výkonnost stroje zvyšuje; odpisy představuje přímka 2 a je třeba připomenout, že zlepšené parametry stroje zvyšují i roční odpisy. Vhodnější však je, aby se odpisy v zemědělské výrobě uskutečňovaly na základě skutečně odpracovaných hodin jednotlivými stroji. Většinou skutečně odpracované hodiny u traktorů a samojízdných strojů nejsou evidovány a třeba je přepočítat z vykazovaných hodin, a to v závislosti na spotřebě paliva. Většinou se vychází z předpokladu, že motor je zatížen z 50 %.

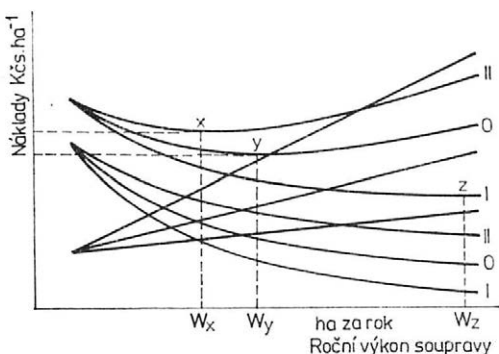


1. Měrné náklady v závislosti na ročním výkonu (obecný průběh) — Specific costs, as depending on the annual performance (general course)

Na obr. 1 můžeme najít také základní typ žací mlátičky nebo jiného stroje, např. č. X; potom typ č. Y je vhodnější a ještě lepším bude typ č. Z, protože náklady na jednotkovou práci jsou u typu Z nejnižší, což je zřejmé z křivky 3.

Každá optimalizace platí pro určité podmínky a není tedy absolutní. Optimum je pohyblivé, protože i podmínky, za kterých jsou stroje využívány, jsou veličinou proměnnou. Bude se pohybovat tím směrem, kterým se budou perspektivně pohybovat odpisy a provozní náklady.

2. Měrné náklady — funkce roční výkonnosti (změna optimálních hodnot) — Specific costs — function of annual performance (change in optimum values)



Obr. 2 seznamuje s možností změny optimálních hranic v závislosti na provozních podmínkách. Často uplyne několik let od výroby prvního kusu stroje do jeho hromadného zavedení do provozu. Za toto období se mohou provozní podmínky změnit tak, že optimum, na které byl stroj zkonstruován, se posunulo jinam.

Při konstrukci nových strojů není omezena produktivita práce ani zisk, kterého má být dosaženo zavedením stroje do zemědělské výroby.

METODIKA

Jestliže předpokládáme, že v r. 2000 budeme v ČSSR sklízet 15 mil. tun obilí, potom uvažujeme takto:

Počet sklízecích mlátiček bude závislý na průměrné výkonnosti žacích mlátiček v roce, pro který vedeme výpočet. Výkonnost průměrné žací mlátičky spolu se sklizeným množstvím obilní hmoty má největší vliv na jejich počet. Snížený počet žacích mlátiček ukazuje na růst produktivity práce kombajnérů. Počet strojů musí být takový, aby práce byly vykonány včas a kvalitně.

Počet kombajnérů vypočítáme:

$$n_k = n \cdot S$$

$$S = \frac{A}{W_r}$$

kde: n — počet směn, ve kterých je stroj využíván
 S — počet strojů, které má zemědělský podnik v provozuschopném stavu
 A — výměra, kterou je třeba v kalendářním roce obdělat, zpracovat, sklídit
 W_r — výkonnost jednoho stroje za kalendářní rok

Hledáme-li perspektivní potřebu žacích mlátiček pro ČSSR, můžeme vycházet z předpokladu, že v r. 2000 bude sklíženo 2,5 mil hektarů zrnin (A). Žací mlátičky pracují převážně v jedné směně ($n = 1$). Jestliže se v prognózách počítá s průměrnou výkonností jedné žací mlátičky $q = 7 \text{ kg s}^{-1}$, se středním pracovním záběrem $B_p = 4 \text{ m}$, potom bude roční výkonnost žací mlátičky záviset na průměrném počtu odpracovaných hodin za rok (T_r). Roční výkonnost omezuje součinitel využití času, který bere v úvahu všechny prostoje a je dostatečně přesně určen pro jednotlivé zemědělské podniky, protože vychází ze skutečností let minulých. Dále je třeba vzít v úvahu součinitel využití průchodnosti žací mlátičky. Počet žacích mlátiček potřebných v r. 2000 pro ČSSR a tím i počet kombajnérů vypočítáme:

$$n_k = n_m = \frac{A}{W_r}$$

kde: $W_r = 0,36 \cdot B_p \cdot v_p \cdot \tau \cdot T_r$
 B_p — pracovní záběr m
 v_p — pracovní rychlost m s^{-1}
 τ — komplexní součinitel využití času
 T_r — počet hodin vhodných ke sklizni za rok $T_p = T_r \cdot \tau$

Dosadíme-li do rovnice uvedené parametry žací mlátičky, bude předpokládaný počet žacích mlátiček v r. 2000

$$n_m = 9921 \text{ kus (přesně) při } T_p = 150 \text{ hodin}$$

Tento počet žacích mlátiček je optimální až do výnosu 6 t ha^{-1} zrna, při slavnatosti 1 : 1.

Při výpočtu vycházíme ze dvou rovnic pro výpočet potřebného množství žacích mlátiček:

$$n_m = \frac{A \cdot G}{3,6q \cdot \eta_q \cdot T_p} \quad (2)$$

kde: G — výnos obilní hmoty v t ha^{-1}
 q — průměrná výkonnost žacích mlátiček v kg s^{-1}
 η_q — součinitel využití průchodnosti
 T_p — počet hodin nasazení žací mlátičky (tyto hodiny jsou omezovaly celkovými poruchami v technologii sklizně)

Platí:

$$\frac{A \cdot G}{3,6 \cdot q \cdot \eta_q \cdot T_p} = \frac{A}{0,36 \cdot B_p \cdot v_p \cdot T_p}$$

Z této rovnice vypočítáme optimální pracovní záběr pro proměnnou pracovní rychlost (obr. 3).

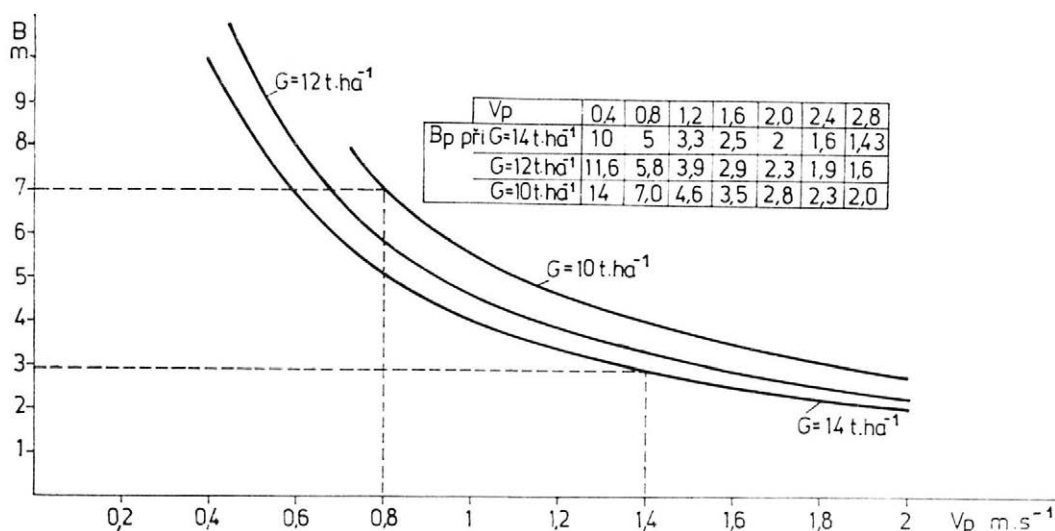
$$B_p = \frac{10 \cdot q \cdot \eta_q}{v_p \cdot G} \quad (3)$$

$$B_p = \frac{k}{v_p}$$

Pro uvedené podmínky platí:

$$B_p = \frac{4,67}{v_p} \text{ m}$$

kde: $G = 1,4 \text{ kg m}^{-2}$
 $q = 7 \text{ kg s}^{-1}$
 $\eta_q = 0,8$



3. Závislost pracovního záběru na pracovní rychlosti u sklízecí mlátičky — The dependence of working width on working speed in the harvester-thresher

Průměrný počet hodin, které odpracují žací mlátičky za rok, jsme vypočítali pro Východočeský kraj, kde každá žací mlátička odpracovala 200 hodin při 80% využití výkonu motoru. Jedna žací mlátička sklídila 150 hektarů zrnin a řepky olejné. Hodinová výkonnost žací mlátičky odpovídala $0,75 \text{ ha h}^{-1}$.

Při hodnocení výkonů žacích mlátiček u všech státních statků v ČSSR jsou tyto výsledky: 127 hodin připadá na jednu žací mlátičku při 80% využití výkonu motoru, hodinová výkonnost byla $1,16 \text{ ha h}^{-1}$. Výkonnost na vykazovanou hodinu byla $0,51 \text{ ha h}^{-1}$.

Je možné napsat: $X \cdot 0,51 = T_p$

$X \cdot 1,16 = T_r$

Komplexní součinitel využití času pro žací mlátičky (ČSSR — 1973)

$$\tau = \frac{T_p}{T_r} = 0,5$$

Příčiny ztrát 50 % času vhodného ke sklizni zrnin je třeba zkoumat v každém zemědělském podniku a na základě rozboru zajistit, aby se prostoje v období vhodném ke sklizni snížily.

Současný inventární stav žacích mlátiček v ČSSR můžeme nazvat jako optimální z hlediska instalované průchodnosti v evidovaných žacích mlátičkách. Inventární stav žacích mlátiček k 1. 1. 1977 je 20 018 kusů s průměrnou průchodností 5 kg s^{-1} . Tento počet žacích mlátiček při plné provozuschopnosti alespoň v průběhu jednoho týdne je schopen sklídit 10 až 11 mil. tun obilní hmoty.

V šesté pětiletce máme každoročně sklízet 11 mil. tun zrna. Při průměrné slavnatosti 1 : 1 sklídíme 22 mil. tun obilní hmoty ($A \cdot G$). Čas potřebný ke sklizni bude:

$$T_s = \frac{A \cdot G}{q \cdot n_m \cdot 3,6 \cdot \eta_q \cdot \tau} = 152,6 \text{ h} \quad (4)$$

kde: $A \cdot G$ — výnos obilní hmoty celkem

Opět se počítá se součinitelem využití průchodnosti 0,8. Ponecháme-li podle uvedeného výpočtu součinitele využití času na hodnotě 0,5, dostaneme stejný počet hodin připadajících na jednu žací mlátičku. Zlepšené časové využití žacích mlátiček by příznivě ovlivnilo jejich počet.

Pokud by bylo 20 000 žacích mlátiček v plné provozuschopnosti na začátku sklizňového období, nebylo by třeba přesunovat žací mlátičky na velké vzdálenosti. Přesuny žacích mlátiček na vzdálenosti 300 až 600 km zvýší jejich využití, ale přeprava je neekonomická a provozuschopnost klesá.

VLASTNÍ PRÁCE

V současné době se převážná většina obilovin sklízí žacími mlátičkami, a to i v zemích rozvojových. Na celém světě je snaha, aby využití průchodnosti mlátičky bylo optimální, tj. aby ztráty na zrnu byly minimální. Jednou z příčin ztrát zrna při sklizni je příliš velký přísun obilní hmoty do mlátičky, který přesahuje konstrukční průchodnost. V ČSSR se v páté pětiletce výnosy obilovin zvýšily tak, že určený příkon motoru na překonání odpor valení není zcela využit u převážné většiny žacích mlátiček. Konstrukční průchodnost žacích mlátiček ($3-5 \text{ kg s}^{-1}$) je zcela využita již při nízkých jezdových rychlostech; v zájmu minimalizace ztrát není možné využít optimálních pracovních rychlostí.

Cílem je vypracovat grafické závislosti jednotlivých příkonů na výnosu a teoreticky objasnit vhodnost automatické regulace dodávky obilní hmoty na mláticí ústrojí. Dále je třeba shrnout důkazy, které doporučují automatickou regulaci, i těch, které ji považují za zbytečnou.

Přísun obilní hmoty na mláticí ústrojí může být rovnoměrný i při konstantní rychlosti, jestliže je porost zcela vyrovnaný jak ve výnosu zrna, tak i ve výnosu slámy. Při nevyrovnaném porostu se udržuje konstantní dodávka hmoty do mlátičky změnou pracovní rychlosti.

Průchodnost mlátičky se obecně vyjadřuje:

$$q = B \cdot v \cdot G \quad \text{kg s}^{-1} \quad (5)$$

kde: B — záběr žací lišty sklízecího stroje m

v — jezdová rychlost žací mlátičky m s^{-1}

G — výnos obilní hmoty kg m^{-2}

Při automatické regulaci vycházíme z předpokladu, že součin výnosu a rychlosti je stále konstantní, tzn., že využití průchodnosti mlátičky bude stále stejné. Předpokládáme, že využití záběru žací lišty bude konstantní:

$$G \cdot v = \text{konst.} \quad (6)$$

Instalovaný výkon motoru žací mlátičky je odebírán k několika účelům:

- na překonání odporu valení, tj. k pohonu pojezdového ústrojí;
- k pohonu mlátičky;
- malá část výkonu zůstává v rezervě.

Můžeme napsat:

$$P = P_r + P_o + P_x \quad \text{kW} \quad (7)$$

Obecně platí, že pojezdové ústrojí žací mlátičky vyžaduje na rovině tento příkon:

$$P_r = \frac{F_r \cdot v}{\eta_m \cdot \eta_\delta \cdot \eta_\alpha} \quad (8)$$

kde: F_r — síla na překonání odporu valení — kN

η_m — mechanická účinnost

η_δ — účinnost přenosu síly z hnacích kol na strniště

η_α — účinnost převodu pro pohon pojezdové části

Příkon motoru potřebný na překonání odporu valení roste, jestliže se snižuje hektarový výnos obilní hmoty pro případ $G \cdot v = \text{konst.}$

Totéž platí o rychlosti, protože při nízkých hektarových výnosech je třeba zvyšovat pojezdovou rychlost, což vyplývá z rovnice:

$$v = \frac{q}{B \cdot G} \quad \text{m s}^{-1}$$

$$v = \frac{k}{G} \quad \text{m s}^{-1} \quad (9)$$

Po úpravě rovnice (4) dostaneme:

$$P_r = \frac{F_r \cdot q}{B \cdot G \cdot \eta_m \cdot \eta_\delta \cdot \eta_\alpha} \quad \text{kW}$$

$$P_r = \frac{k_1}{G} \quad \text{kW} \quad (10)$$

Závislost $P_r = f(G)$ se zakreslí do grafu v rozmezí:

$$G_{max} > G$$

kde: G_{max} — maximální hektarový výnos obilní hmoty

G — optimální hektarový výnos (vzhledem k mlátičce)

Při nízkých hektarových výnosech výkon motoru žací mlátičky není využit (ta část, která je určena pro výmlat). Tento výkon je možné předat ve prospěch výkonu na překonání odporu valení, tj. na pojezd. Nové rozdělení výkonu ve prospěch P_r půjde po jiné křivce než $P_r = f(G)$.

Vyjádříme-li závislost jednotlivých příkonů na pojezdové rychlosti, zapíšeme potřebný příkon na pojezd takto:

$$P_r = k_2 \cdot v \quad \text{kW} \quad (11)$$

$$\text{kde: } k_2 = \frac{F_r}{\eta_n \cdot \eta_d \cdot \eta_a}$$

Příkon potřebný na pohon mlátičky při plném využití průchodnosti

$$P_o = P_q \cdot q$$

a po úpravě

$$P_o = P_q \cdot B \cdot v \cdot G \quad \text{kW} \quad (12)$$

kde: P_q — příkon potřebný na výmlat jednoho kg obilní hmoty za sekundu (představuje 8 kW)

$$P_o = k_3 \cdot G \cdot v \quad \text{kW} \quad (13)$$

$$\text{kde: } k_3 = P_q \cdot B$$

Instalovaný výkon v motoru žací mlátičky se rozdělí (Šepovalov, 1969):

$$P = k_2 \cdot v + k_3 \cdot G \cdot v + P_x \quad (14)$$

kde: P_x — rezervní výkon

$$v = \frac{P - P_x}{k_2 + k_3 \cdot G} \quad (15)$$

Upravením rovnice (7) získáme:

$$P'_r = \frac{P - P_x}{1 + \frac{k_3}{k_2} \cdot G} \quad (16)$$

Tuto závislost zakresluje do grafu v oblasti:

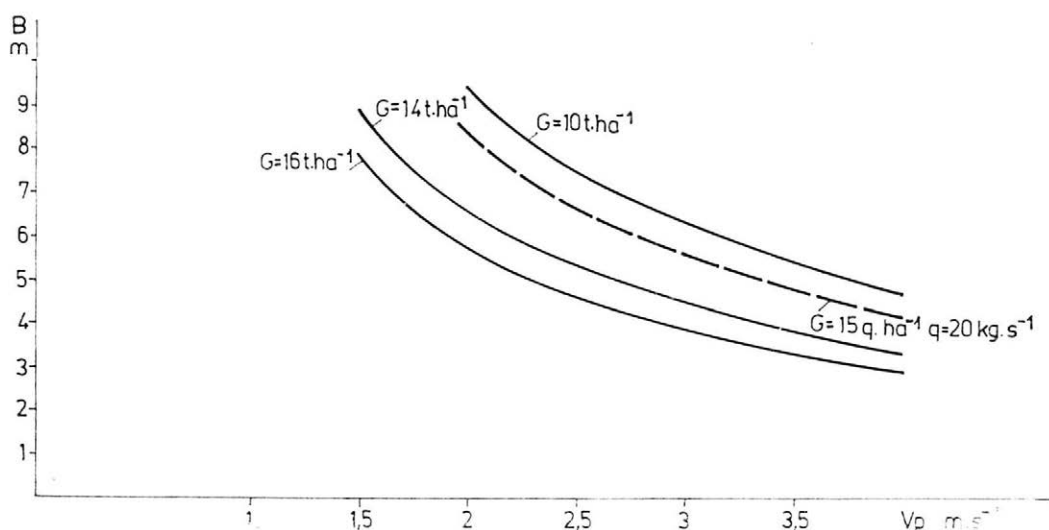
$$G > G_{lim}$$

kde: G_{lim} — nejnižší hektarový výnos, který je ještě možné sklízet za podmínky $G \cdot v = \text{konst.}$

Po křivce vypočtené na základě rovnice (16) půjde nové rozdělení výkonů, a to ve prospěch výkonu, kdy bude na pozemku nízký hektarový výnos obilní hmoty. Maximální pojezdová rychlost je nejčastěji limitována rovností pozemků v honu. Při nízkých hektarových výnosech není proto často možné plně využít průchodnosti žací mlátičky, protože pojezdová rychlost by přesáhla dovolenou rychlost maximální. Tento případ se může

vyskytnout v našem zemědělství zcela ojediněle (u žacích mlátiček s průchodností okolo 10 kg s^{-1}).

Na obr. 4 je uvedena závislost mezi příkonem na překonání odporu valení P_r , rychlostí v a výnosem obilní hmoty za předpokladu, že dodávka obilní hmoty na mlátičí ústrojí bude konstantní. V dolní části obr. 4 je zakreslena podmínka: $G \cdot v = \text{konst.}$ Při dodržování této závislosti je třeba měnit pracovní rychlost v v závislosti na výnosu obilní hmoty.



4. Závislost pracovního záběru na pracovní rychlosti u sklízecí mlátičky — The dependence of working width on working speed in the harvester-thresher

Grafické vyjádření uvedených závislostí dovoluje určit optimální hranice při využívání žacích mlátiček různé průchodnosti. Průsečík křivky $P_r = f(G)$ s křivkami $P'_r = f(G)$ vyznačuje oblast, ve které je optimální využití instalovaného výkonu motoru při průchodnosti žací mlátičky od 7 do 10 kg s^{-1} a s pracovním záběrem od 4 do 5 m .

Na obr. 4 jsou znázorněny požadavky dvou typů žacích mlátiček na příkon potřebný na překonání odporu valení. Plná čára je platná pro obě žací mlátičky. S plnou čarou na obrázku se protíná pouze jedna přerušovaná, a to ta, která představuje žací mlátičku s průchodností 7 kg h^{-1} a záběrem 4 m . Druhá přerušovaná čára se na obrázku neprotíná s plnou ani při výnosu obilní hmoty 1 kg m^{-2} , což znamená, že nebude v tomto případě docházet k novému rozdělení výkonu ve prospěch výkonu potřebného na překonání odporu valení. Optimální využití průchodnosti i celého efektivního výkonu motoru se přesouvá do oblasti reálných pracovních rychlostí, a to u žací mlátičky s průchodností 10 kg s^{-1} a pracovním záběrem 5 m . Mlátičky s nízkou průchodností mají optimum zatížení motoru v oblasti nereálných pracovních rychlostí.

Neustálým problémem je udržet žací mlátičky (často i jiné stroje) v provozuschopném stavu. Provozechopnost je do určité míry závislá na počtu opravářů, kteří jsou vyčleněni pro údržbařskou práci v sezóně, a na těch, kteří opravují žací mlátičky po sezóně.

Potřebný počet opravářů pro žací mlátičky (Bluděnov, Děryabin, 1976) se vypočítá v závislosti na součiniteli provozuschopnosti.

$$n_o = \frac{Y(1 - k_p)}{k_p} \cdot \frac{A}{W_r} = \frac{A \cdot Y(1 - k_p)}{0,36 \cdot B_p \cdot v_p \cdot k_p \cdot \tau \cdot T_r}$$

kde: Y — vztah mezi součinitelem provozuschopnosti a počtem opravářů (na jednu žací mlátičku)
 k_p — součinitel provozuschopnosti

$$n_o = \frac{Y(1 - k_p)}{k_p} \cdot n_m \quad (17)$$

Počet řidičů žacích mlátiček a opravářů pro tytéž stroje vypočítáme:

$$n = n_m + n_o = \frac{A}{W \cdot T_p \cdot k_p} + \frac{A \cdot Y(1 - k_p)}{W \cdot T_p \cdot k_p^2} \leq n_p \quad (18)$$

kde: n_p — plánovaný počet obsluhujícího personálu pro žací mlátičky (nebo pro určitý jiný druh strojů)

Pro vybraný model (žací mlátičky) můžeme přibližně počítat s ročním časovým fondem pro sklizeň 150 hodin na jednu žací mlátičku.

Sklizňové náklady na jednotku produkce vypočítáme:

$$S = \frac{S_m \cdot k_p}{W_t} + \frac{S_q}{W_t} + \frac{S_o(1 - k_p)}{k_p \cdot W_t} + \frac{K_x \cdot S_c(1 - k_p) \cdot c}{k_p^2 \cdot W_t} + \frac{N \cdot S_c}{W_t} + \frac{S_n}{W_t} \quad (19)$$

kde: S_m — hodinová mzda obsluhy Kčs h^{-1}
 W_t — hodinová výkonnost stroje $t \cdot h^{-1}$
 S_q — cena paliva Kčs h^{-1}
 S_o — hodinová mzda opravářů Kčs h^{-1}
 S_c — pořizovací hodnota Kčs h^{-1}
 k_x — součinitel vyjadřující podíl náhradních dílů (cenově)
 c — součinitel mající vliv na spotřebu náhradních dílů v závislosti na spolehlivosti stroje
 S_n — ostatní náklady na hodinu práce (skladování, pojištění, atp.)
 N — podíl určený na renovaci náhradních dílů

Celkové náklady na výrobu nového stroje vyjadřují jeho cenu S_c , která je přímo závislá na parametrech stroje, spolehlivosti a výkonnosti. Vycházíme-li z uvedené závislosti, můžeme cenu stroje vyjádřit takto:

$$S_c = k_z W^p \left(\frac{k_p}{1 - k_p} \right)^\beta \quad (20)$$

kde: k_z — koeficient závislý na operaci
 p — závislost ceny na parametrech stroje
 β — závislost ceny na spolehlivosti stroje

DISKUSE A ZÁVĚR

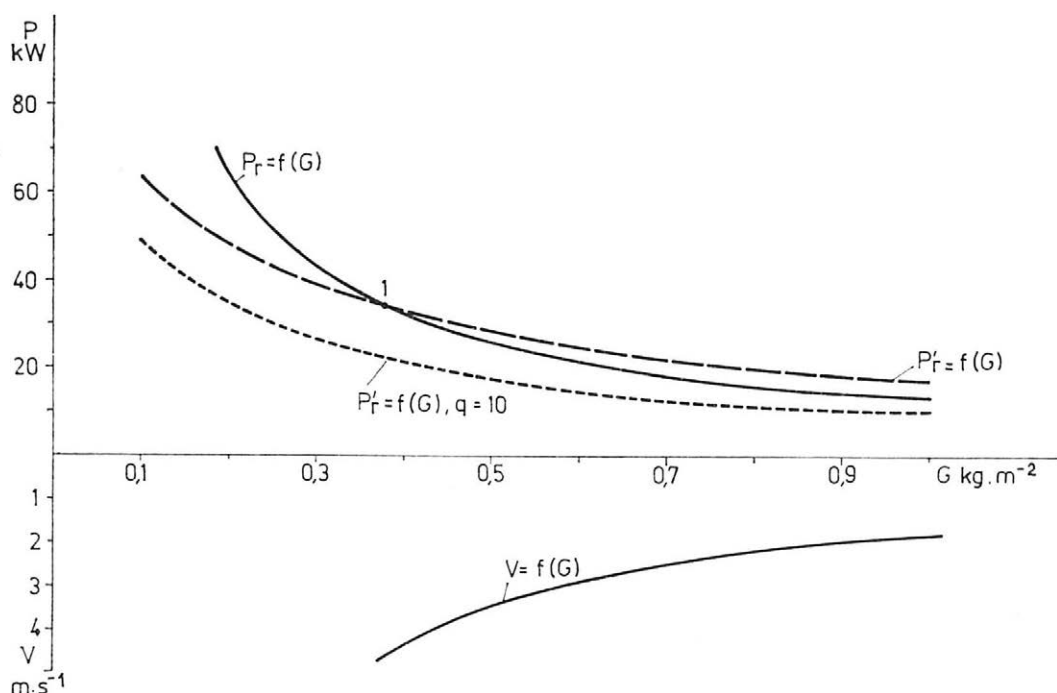
Lze konstatovat, že na základě uvedené teorie můžeme vypočítat v závislosti na růstu produktivity práce tyto veličiny:

- cenu stroje,
- náklady na operaci (na jednotku plochy nebo hmotnosti),

- potřebnou hodinovou výkonnost,
- potřebnou spolehlivost,
- potřebné množství obsluhujícího personálu.

Každá varianta obsahuje zónu, ve které dochází k růstu výkonnosti (a tím i k růstu produktivity práce obsluhy) při minimálních nákladech na zpracování jednotky plošné nebo hmotnostní.

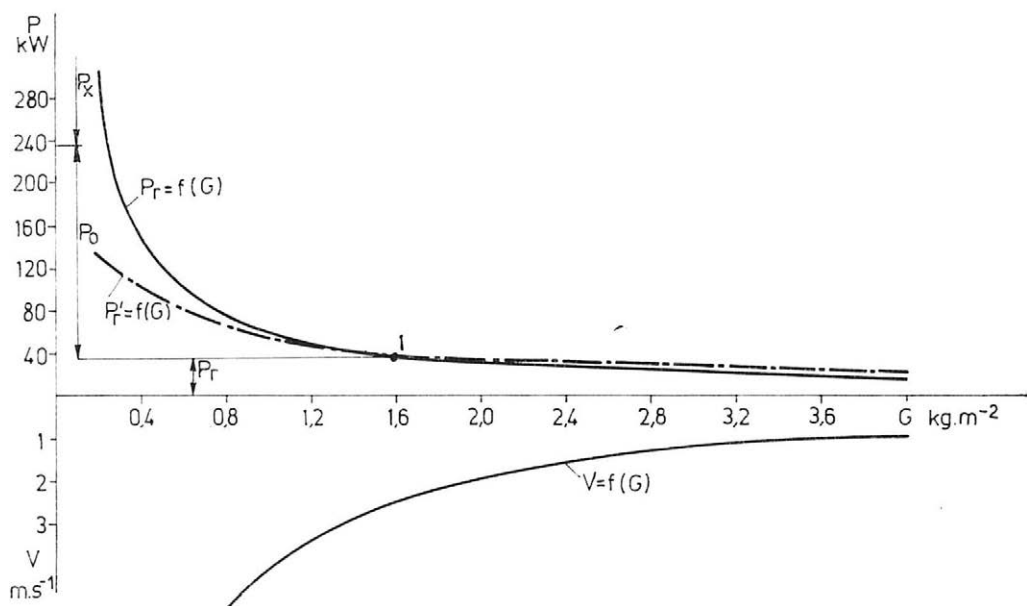
Sklizeň obilovin vyžaduje optimální stav provozuschopných sklízecích mlátiček, nemá-li dojít ke ztrátám na kvalitě i množství zrna. Optimální počet a vhodná struktura sklízecích mlátiček je jedním z předpokladů včasného ukončení sklizně jednotlivých plodin. V dlouhodobých prognózách se počítá se sklízecí mlátičkou s průchodností 20 kg s^{-1} . Tato výkonná sklízecí mlátička by mohla pracovat při pojezdových rychlostech $2,0$ až $2,5 \text{ m s}^{-1}$, pokud by to vyrovnanost pozemků dovolovala. Při rychlosti $2,5 \text{ m s}^{-1}$, pracovním záběru $4,5 \text{ m}$ a využití průchodnosti na 80% bude schopna tato sklízecí mlátička sklízet porost s výnosem hmoty okolo $1,5 \text{ kg m}^{-2}$. Pokud by bylo čs. zemědělství v budoucnu vybaveno těmito sklízecími mlátičkami, potom $2,5$ mil. hektarů obilovin sklídí 4400 těchto strojů. Tato úvaha je teoreticky podložena a při porovnání současného stavu s prognózou — pokud jde o celkovou instalovanou průchodnost ve sklízecích mlátičkách — by došlo pouze k 10% zvýšení, což nedosahuje ani předpokládaného procentuálního růstu výnosů u obilovin. Je však nutné vycházet ze skutečnosti, že tak vysoce výkonné žací mlátičky nebudou v průběhu sklizně zrna v klidu a že je zemědělský podnik bude mít vždy před sklizní v dobrém technickém stavu. Malé množství žacích mlátiček přináší několik výhod pro zemědělský podnik: menší potřebu obsluhujícího personálu, snížení množství náhradních dílů, zrychlení oprav aj. 150 hodin plánovaných na každou sklízecí



5. Energetický graf sklízecí mlátičky — Energy graph of the harvester-thresher

mlátičku není mnoho a je předpoklad, že v průběhu těchto pracovních hodin nedojde k poruchám, které by dlouhodobě vyřadily stroj z práce.

Grafické řešení nároků na energii u sklízecích mlátiček s různou průchodností do-
voluje sledovat posun optima do oblastí reálných pracovních rychlostí u nejvýkonnějších
strojů. Tato skutečnost je zřejmá z obr. 5 a 6. Při optimálním využívání průchodnosti
mlátičky nevzniká u nejvýkonnějších žacích mlátiček rezerva ve výkonu, způsobená nižší
pojezdovou rychlostí. Na obou obrázcích je to zřejmé na posunu průsečíku „1“.



6. Energetický graf sklízecí mlátičky — Energy graph of the harvester thrasher

Literatura

- BLUDĚNOV, A. F. — DĚRJABIN, V. G.: Prognizirovanije effektivnosti traktorov na predprojektnoj stadiji, Trakt. i sel'choz. mašiny, 1976, s. 12-14.
ŠEPOVALOV, V. D.: Avtomatizacija uboročnych processov. Moskva, Kolos 1969.

Došlo dne 5. 5. 1977

ОУБРЕХТ, Й. (Сельскохозяйственный институт, Прага - Сухдол): Экономические аспекты конструкций зерноуборочных комбайнов. Земед. Techn., 24, 1978 (3): 153-164.

Социалистические сельскохозяйственные предприятия ЧССР все время претерпевают изменения, как по величине, так и по структуре выращиваемых культур. Следовательно, необходимо заниматься текущим прогнозом конструкции отдельных машин, так как меняется не только площадь отдельных культур в сельскохозяйственных предприятиях, но и погектарные урожаи. В ЧССР увеличивается площадь, убираемая зерноуборочными комбайнами, возрастают погектарные урожаи и сокращаются агротехнические сроки уборки. Для того, чтобы мы могли оптимально решать вопрос состава зерноуборочных комбайнов, мы должны в совершенстве знать их современное состояние, агротехнические сроки, коэффициенты использования времени, погектарные урожаи зерна и соломы, производительности, достигаемые и перспективные и др., так как от этих коэффициентов зависит изменение оптимума в зависимости от времени. Зерноуборочные комбайны с низкой пропускной способностью имеют свои оптимумы в области высоких рабочих скоростей, которыми нельзя пользоваться при современных погектарных урожаях зерна. Графическое решение энерге-

тического баланса зерноуборочных комбайнов свидетельствует о перемещении оптимума по направлению к реальным рабочим скоростям при соответствующей пропускной способности.

параметры зерноуборочных комбайнов; агротехнические сроки; оптимизация; автоматическое регулирование

OUBRECHT, J. (University of Agriculture, Praha - Suchdol): *Economic Aspects of the Design of Harvester-Threshers*. Zeměd. Techn., 24, 1978 (3) : 153-164.

The socialist agricultural enterprises undergo continuous changes, both in size and in the structure of crops grown. It is therefore necessary to review continuously the prognoses of the design of machines, to keep pace with the changes in the areas under crops and with the development of their per-hectare yields. In the Czechoslovak Socialist Republic, the area harvested by harvester-threshers is increasing, the per-hectare yields are higher year by year, and the spans of harvesting are progressively shortening. In order that the structure of harvester-thresher fleet be optimally adjusted, there must be detailed knowledge of their present state, of the terms of cultural practices, of the coefficients of time utilization, per-hectare yields of straw and grain, the present and future performances, etc.; the development of the optimum state, depending on time, is conditioned by these factors. The low-throughput harvester-threshers have their optimum in the range of high working speeds which cannot be practically achieved with the existing grain yields per hectare. Graphical representation of the energy balance of harvester-threshers indicates that the optimum has been shifted towards the real working speeds with corresponding throughput rates.

harvester-thresher parameters; terms of cultural practices; optimization; automatic control

OUBRECHT, J. (Landwirtschaftliche Hochschule, Praha - Suchdol): *Ökonomische Gesichtspunkte für den Bau der Mähdrescher*. Zeměd. Techn., 24, 1978 (3) : 153-164.

Sozialistische landwirtschaftliche Betriebe der ČSSR sind ständigen Änderungen unterworfen, sowohl in der Größe als auch in der Struktur der angebauten Pflanzen. Es ist daher notwendig, die Prognose der Konstruktion einzelner Maschinen zu behandeln, denn geändert wird nicht nur das Ausmaß einzelner Pflanzen im landwirtschaftlichen Betrieb, sondern auch deren Hektarerträge. In der ČSSR wird die mit Mähdreschern abgeerntete Fläche vergrößert, Hektarerträge erhöht und agrotechnische Termine für die Ernte verkürzt. Um die Struktur der Mähdrescher optimal zu lösen, muß man vollkommen deren gegenwärtigen Stand, agrotechnische Termine, Zeitausnutzungskoeffizient, Hektarerträge für Korn und Stroh, erzielte sowie perspektivische Leistungsfähigkeit u. a. kennen, denn von diesen Faktoren hängt die zeitgebundene Bewegung des Bestwertes ab. Mähdrescher mit geringem Durchsatz haben ihr Optimum in der Zone der hohen Arbeitsgeschwindigkeiten, die man bei den gegenwärtigen Körnerfruchthehtaktererträgen nicht realisieren kann. Graphische Lösungen der Energiebilanz von Mähdreschern deuten auf die Verschiebung des Optimums in der Richtung der realen Arbeitsgeschwindigkeiten bei dem entsprechenden Durchsatz.

Parameter der Mähdrescher; agrotechnische Termine; Optimierung; automatische Regelung

Adresa autora:

Doc. ing. Josef Oubrecht, CSc., Vysoká škola zemědělská, 160 21 Praha 6 - Suchdol

VÝZKUM A ROZBOR FUNKCE PNEUMATICKO-HYDRAULICKÉHO JISTÍČÍHO ZAŘÍZENÍ OREBNÍCH TĚLES PLUHŮ

K. Žák, J. Hájek, J. Pinkas

ŽÁK, K. — HÁJEK, J. — PINKAS, J. (Vysoká škola zemědělská, Praha, provozně ekonomická fakulta, České Budějovice; Výzkumný ústav zemědělských strojů, Praha - Chodov): *Výzkum a rozbor funkce pneumaticko-hydraulického jistícího zařízení orebních těles pluhů*. Zeměd. Techn., 24, 1978 (3): 165—178.

Je uveden teoretický rozbor sil působících na čepel orebních těles při nárazu na překážku u základních typů jistících zařízení a teoretický výpočet objemu akumulátoru pneumaticko-hydraulického jistícího zařízení. Práce obsahuje i výsledky laboratorních a polních měření, které jsou v souladu s navrženou teorií. Výhodné je použít v jisticím okruhu vyššího tlaku při zachování nastavené síly na špičku čepele a zvětšit průtočný průřez mezi válcem a akumulátorem. Síla vyvolaná setrvačností a hydraulickým odporem kapaliny je nepřímo závislá na druhé mocnině nastaveného tlaku kapaliny v okruhu a velikost akumulátoru je nepřímo závislá na velikosti tlaku.

pluh; orební těleso; jistící zařízení

Výkonné orební soupravy, používané v socialistické velkovýrobě, vyžadují téměř bezporuchový provoz, protože opravy pluhu nebo traktoru snižují jejich výkonnost.

Nižší poruchovosti pluhů je možné dosáhnout zvětšením jejich pevnosti nebo použitím vhodného jistícího zařízení. Zvětšování pevnosti pluhu je omezeno požadavkem na jeho hmotnost i rozměry částí (světlost, průchodnost aj.). U víceradlicných pluhů mají při výpočtu jejich pevnosti významný vliv dynamické síly vzniklé při najetí na překážku, které se obvykle koncentrují na jedno orební těleso. Velikost těchto sil je značná. Jak uvádějí Kim a Zacharov (1976), činí při nárazu čtyřradlicného pluhu agregovaného s DT-54 na nepodajnou překážku (při $c = 1,5 \text{ m s}^{-1}$) 164 kN, což šestkrát převyšuje maximální tahový odpor uvedeného pluhu. To nejlépe ukazuje na významnost jistících zařízení orebních těles.

Jistící zařízení se u pluhů používala již v minulosti, takže známe několik jejich základních principů. U orebních těles se používala zejména střížná jistící zařízení, která byla velmi jednoduchá, ovšem vyžadovala zastavení soupravy a výměnu pojistky. Výhodnější jsou plně automatická zařízení, při kterých se nemusí souprava zastavit a která po přejetí překážky rychle vrátí těleso do pracovní polohy. Jsou to zařízení hydraulicko-pneumatická, vahadlová a některá pružinová. Jistící zařízení v kamenitých půdách působí i na kvalitu orby. Proto jeho vliv, zejména na rovnoměrnost hloubky a záběru pluhu, je dalším hlediskem pro hodnocení vhodnosti jednotlivých typů těchto zařízení.

S ohledem na princip činnosti můžeme automatická jistící zařízení rozdělit na sku-

pinová a individuální. Skupinová zařízení jsou v podstatě tvořena systémem vahadel pracujících na hydraulickém nebo mechanickém základě, takže síla na otevření jisticího zařízení je závislá na odporu pluhu, hmotnosti pluhu, momentu setrvačnosti vychylujícího se orebního tělesa a rychlosti pluhu. U individuálního zařízení (pružinové, pneumaticko-hydraulické aj.) je síla na otevření jisticího zařízení dána nastavením jisticího zařízení, momentem setrvačnosti vychylujícího se orebního tělesa a rychlosti pluhu.

1. Síla na otevření individuálního jisticího zařízení při zanedbání tření v jeho čepech se vypočítá podle rovnice:

a) pružinové jisticí zařízení

$$F_p = \frac{m g e + F_n f + m \frac{R^2}{h} y'' + m_p \frac{f^2}{h} y''}{h} \quad (\text{N}) \quad (1)$$

b) hydraulicko-pneumatické jisticí zařízení (za předpokladu laminárního průtoku kapaliny)

$$F_p = \frac{m g e + p S f + m \frac{R^2}{h} \frac{c}{t} + f \frac{S^2}{A} \varrho L \frac{f}{h} \frac{c}{t}}{h} + \frac{\frac{f^2}{h} \frac{S^2}{A} L \varrho \frac{32 \nu}{d^2} c}{h} \quad (\text{N}) \quad (2)$$

$$\text{kde: } y'' = \frac{\Delta c}{\Delta t}$$

Dosadíme-li za $\frac{f}{h} = \frac{F}{p \cdot S}$, dostaneme (jde o náhradu převodu vyjádřeného poměrem momentových ramen převodem z poměru sil)

$$F_p = \frac{g m e}{h} + \frac{p S f}{h} + \frac{m R^2}{h^2} \cdot \frac{c}{t} + \frac{F^2 \varrho L \left(\frac{1}{t} + \frac{32 \nu}{d^2} \right) c}{p^2 A} \quad (\text{N}) \quad (3)$$

2. Síla na otevření skupinového pojistného zařízení se vypočítá takto:

c) s mechanickým převodem síly

$$F_p = \frac{g m e}{h} + k_o a b n i + \frac{m R^2}{h^2} y'' + m_v \cdot i_{v_{SH}}^2 \cdot y'' + (m_{p_1} - m) i^2 y'' \quad (\text{N}) \quad (4)$$

$$\text{kde: } m_v i_{v_{SH}}^2 = \sum_1^n m_{v_i} i_{v_i}^2$$

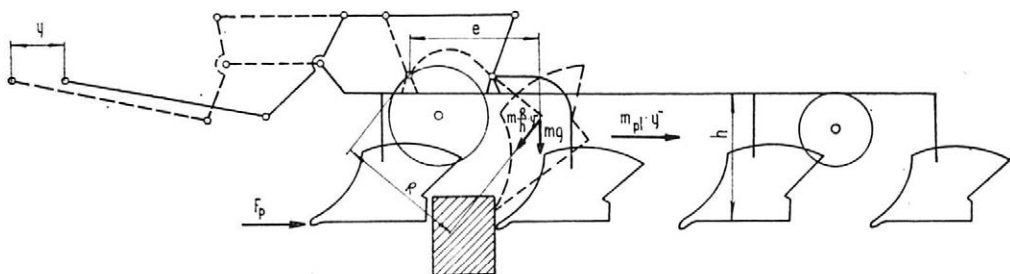
m_{v_i} — hmotnost vahadel

i_{v_i} — převod od špice čepele k danému vahadlu

$$i = \frac{i_z}{n}$$

$$i_z = \frac{F_v}{k_o a b n}$$

m_v — hmotnost vahadel



2. Schéma sil působících na orební těleso jištěné skupinovým zařízením — Diagram of forces acting on the plough bottom secured by a group-type device

Rozbor velikosti dílčích sil uvedených rovnic je důležitý pro posouzení jistícího principu a pro možnost jejich vylepšování. Tak např. z teoretického výpočtu, který dále uvádíme, je zřejmá přednost individuálního hydraulicko-pneumatického jistícího zařízení před skupinovým hydraulickým zařízením a přednost vyššího tlaku v okruhu individuálního zařízení.

Síla F_p je teoreticky vypočítána pro pluh 6-PHX-35 za podmínek:

- $h = 0,70 \text{ m}$
- $h' = 0,68 \text{ m}$ zavěšení řetězu
- $m_t = 100 \text{ kg}$
- $b = 0,30 \text{ m}$
- $y = 60 \text{ m s}^{-2}$
- $R = 0,60 \text{ m}$
- $p = 3,5 \cdot 10^6 \text{ Pa}$
- $S = 3,11 \cdot 10^{-3} \text{ m}^2$
- $A = 7,5 \cdot 10^{-5} \text{ m}^2$
- $q = 9,0 \cdot 10^2 \text{ kg m}^{-3}$
- $L = 1,5 \text{ m}$
- $F = 5300 \text{ N}$
- $D = 63 \text{ mm}$
- $d = 10 \text{ mm}$
- $f = 0,33 \text{ m}$
- $v = 4 \cdot 10^{-4} \text{ m}^2 \text{ s}^{-1}$

Podle záznamu oscilografu při rychlosti pluhu 2 m s^{-1} je doba rozběhu tělesa $0,05 \text{ s}$, tím střední zrychlení

$$y_s'' = \frac{\Delta c}{\Delta t}$$

$$y'' = \frac{3}{2} y_s''$$

Výpočet síly F_p pro individuální pneumacko-hydraulické jistící zařízení podle rovnice č. 2

a) Sériové provedení jistícího zařízení vyráběného v ROSS v letech 1973 až 1976

$$F_p = \frac{100 \cdot 9,81 \cdot 0,30}{0,68} + \frac{3,5 \cdot 10^6 \cdot 3,11 \cdot 10^{-3} \cdot 0,33}{0,68} + \frac{100 \cdot 0,6^2}{0,68^2} 60 +$$

$$+ \left(\frac{0,33}{0,68} \right)^2 \cdot \frac{(3,11 \cdot 10^{-3})^2}{7,5 \cdot 10^{-5}} \cdot 1,5 \cdot 9 \cdot 10^2 \cdot \left(\frac{1}{0,033} + \frac{32 \cdot 4 \cdot 10^{-4}}{10^{-4}} \right) \cdot 2$$

$$F_p = 433 + 5280 + 4675 + 12\,985 = 23\,373 \text{ N}$$

b) Sériové provedení s vývodem kapaliny z kapalinového válce dvěma hadicemi ($A = 15 \cdot 10^{-5} \text{ m}^2$)

$$F_p = 433 + 5280 + 4675 + 6493 = 16\,881 \text{ N}$$

c) Jistící zařízení se zvýšeným tlakem v okruhu ($p = 7 \cdot 10^6 \text{ Pa}$; $f = 0,165 \text{ m}$; $A = 15 \cdot 10^{-5} \text{ m}^2$)

$$F_p = 433 + 5280 + 4675 + 1623 = 12\,011 \text{ N}$$

Výpočet síly F_p pro skupinové pneumaticko-hydraulické vahadlové jistící zařízení podle rovnice č. 5

Z uvedených základních parametrů sériového pluhu 6-PHX-35 ($m_{p1} = 2150 \text{ kg}$) vypočítáme

$$F_p = 433 + 5280 + 4675 + 12\,985 + 2100 = 25\,473 \text{ N}$$

Hodnocení jistících zařízení podle procentuálního zastoupení dílčích složek síly F_p

$$1. a) \frac{F_p}{F} 100 = 8 + 100 + 88,5 + 246 = 442,5 \%$$

$$b) \frac{F_p}{F} 100 = 8 + 100 + 88,5 + 123 = 319,5 \%$$

$$c) \frac{F_p}{F} 100 = 8 + 100 + 88,5 + 31,0 = 227,5 \%$$

$$2. \frac{F_p}{F} 100 = 8 + 100 + 88,5 + 246 + 40 = 482,5 \%$$

Pro efektivní činnost hydraulicko-pneumatického jistícího zařízení je významný optimální objem pneumatického akumulátoru, který lze vypočítat z této úvahy. Za předpokladu provozní těsnosti kapalinového okruhu je nutná určitá zásoba kapaliny v akumulátoru pro n těles.

$$V_z = \frac{n \cdot V}{3} \quad (\text{m}^3) \quad (6)$$

$$\text{kde: } V = 1 \text{ S} = \frac{F \cdot k}{p} \quad (\text{m}^3) \quad (7)$$

Vytvoření zásoby kapaliny vyžaduje, aby $p > p_N$.

U víceradličných pluhů předpokládáme, že se maximálně současně vychýlí $1/3$ těles. Tím bude vytlačený objem oleje z válců

$$V_V = \frac{n}{3} V \quad (\text{m}^3) \quad (8)$$

Objem akumulátoru bude

$$V_A = \frac{(V_Z + V_V)}{a - 1} \quad (\text{m}^3) \quad (9)$$

Po dosazení rovnice (6), (7) a (8) dostaneme

$$V_A = \frac{2 n F k}{3 p (a - 1)} \quad (\text{m}^3) \quad (10)$$

kde: $a = \frac{p_{N \max}}{p_N}$

Maximální tlak $p_{N \max}$ je uváděn v technické dokumentaci akumulátoru. Při výpočtu akumulátoru se nemůže vycházet z maximální hodnoty a , protože při současném otevření pojistek u několika radlic by se značně zvýšil tlak v okruhu, a tím i síla F . Za optimální považujeme $a = 1,5$ až $2,0$. Objem akumulátoru podle uvedené rovnice závisí na nastavené síle F na těleso, tlaku p v okruhu tlaku p_N , délce dráhy při zvednutí tělesa a počtu těles. Např. při zvýšení tlaku p , vyvolaném změnou pákového převodu jistícího zařízení, bude objem akumulátoru u stejného pluhu za stejných pracovních podmínek nižší.

METODIKA MĚŘENÍ

Abychom si ověřili uvedené teoretické poznatky, uskutečnili jsme laboratorní a polní měření.

POPIS MĚŘÍCIHO ZAŘÍZENÍ A METODIKA ZKOUŠEK HYDRAULICKO-PNEUMATICKÉHO JISTÍCIHO ZAŘÍZENÍ OSEBNÍCH TĚLES

Laboratorně bylo měřeno jedno orební těleso uložené na části rámu, který byl zabetonován do země. Rám byl vybaven dvěma akumulátory ze sériových pluhů (ORSTA-6,3 — 160 TGL). Kapalinový pojistný válec byl polské výroby o průměru plunžrového pistu 63 mm a o maximálním zdvihu 220 mm.

Náraz na kámen byl nahrazen trhem rozjetého traktoru Zetor 5618, spojeného se špicí čepele řetězem o délce 12 m. Řetěz byl rovnoběžný s rovinou slupice orebního tělesa.

Při měření byly registrovány smyčkovým osciografem typu Bell Howell tlaky, síla v řetězu a vychýlení slupice orebního tělesa. Podle druhu měření byla tlaková čidla uložena na kapalinovém válci mezi válcem a tlakovou hadicí a za zpětným ventilem plničky kapalinového systému. K měření síly bylo použito tenzometrického snímače do 60 kN (výrobek VÚZS), který byl zabudován do tažného řetězu 40 cm od špice čepele. Tlak oleje byl měřen tlakovými snímači ZPA Jinonice s rozsahem na plničky do 12 MPa a na válci i hadici do 35 MPa. Vychylování slupice bylo měřeno měřícím potenciometrem, který přes můstek a zesilovač TDA-6 a uvedený oscilograf zaznamenával úhel vychýlení. Při několika měřeních byl odečítán tlak p_N z ručkového manometru namontovaného na akumulátoru.

Všechna měření se dělala v závislosti na rychlosti traktoru, která byla $0,8 \text{ m s}^{-1}$; $1,3 \text{ m s}^{-1}$; $2,0 \text{ m s}^{-1}$ a $2,5 \text{ m s}^{-1}$.

Pracovní podmínky jednotlivých měření:

Sestava A: tlak hydraulického systému $p = 7 \text{ MPa}$, $p_N = 6 \text{ MPa}$, krátké opěrné rameno ($f = 165 \text{ mm}$), délka hadice mezi válcem a akumulátorem $L = 1400 \text{ mm}$,

jmenovitá světlost hadice $d = 10$ mm, jmenovitý tlak hadice 16 MPa. Tlaková čidla byla uložena na válci, mezi válcem a hadicí a za plničkou oleje.

Sestava B: stejně jako u „A“, navíc byla přidána hadice o délce 2300 mm, takže celková délka hadice $L = 3700$ mm.

Sestava C: stejně jako u „A“, navíc druhý vývod kapalinového válce byl zaveden do druhého akumulátoru, který byl součástí kapalinového systému. Tlak p_N u druhého akumulátoru byl 4 MPa. Měřilo se bez tlakového čidla na válci.

Sestava D: tlak hydraulického systému $p = 7$ MPa, tlak $p_N = 6$ MPa, dlouhé opěrné rameno ($f = 330$ mm), délka hadice $L = 1400$ mm. Tlaková čidla byla v základních měřicích místech.

Sestava E: tlak hydraulického systému $p = 3,5$ MPa, $p_N = 3$ MPa, $f = 330$ mm, délka hadice $L = 1400$ mm. Tlaková čidla byla v základních měřicích místech.

Sestava F: stejná jako „E“, $p = 3,5$ MPa, $p_N = 3,7$ MPa.

Sestava G: stejná jako „E“ s délkou hadice $L = 3700$ mm.

Sestava H: stejná jako „E“ se dvěma hadicemi mezi kapalinovým válcem a akumulátorem. Každá hadice byla dlouhá $L = 1400$ mm. Tlak byl měřen jen na válci a na hadici.

Sestava J: stejná jako „E“ — řetěz odkloněn od roviny slupice o 34° směrem do záhonu.

Sestava K: stejně jako „E“ — řetěz odkloněn od roviny slupice o 41° směrem k záhonu.

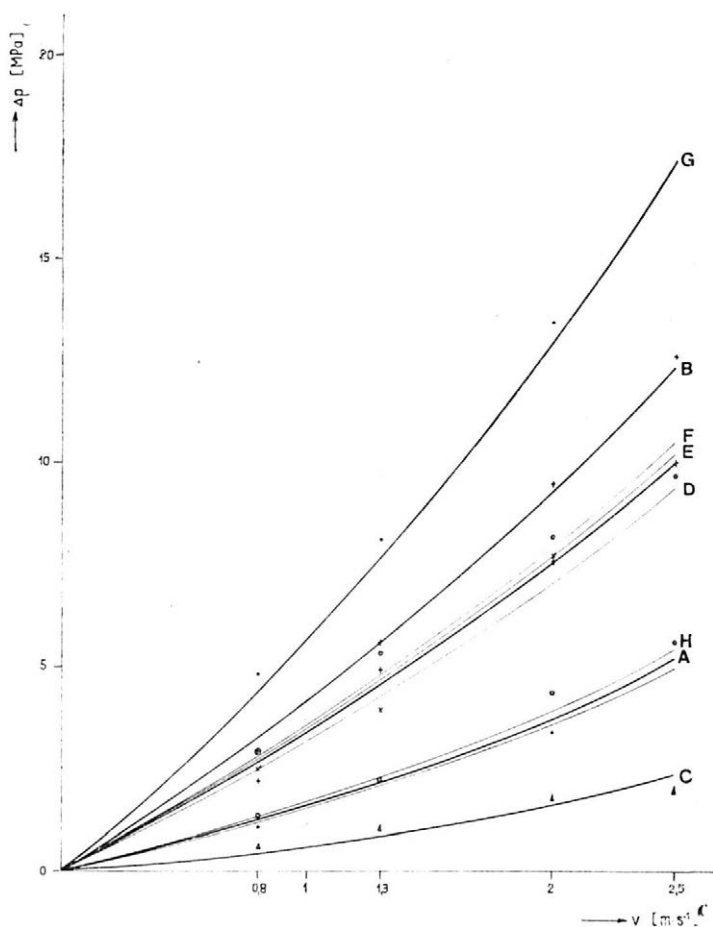
K polním měřením byl použit pluh 4-PHX-35H tažený traktorem Z 12011. Hydraulicko-pneumatické jisticí zařízení orebních těles bylo zapojeno do dvou tlakových okruhů podle doporučení z laboratorního měření. První a druhé těleso bylo vybaveno sériovým uspořádáním jisticího zařízení. Třetí a čtvrté těleso mělo zkrácenou opěrku kapalinového válce a oba vývody válce byly napojeny krátkými tlakovými hadicemi na centrální trubku spojenou s akumulátorem. Tlak sériového okruhu $p = 3,5$ MPa, tlak v okruhu třetího a čtvrtého tělesa $p = 6,1$ MPa, což odpovídá poměru momentových ramen kapalinových válců, takže síla F byla u obou okruhů stejná.

Tlaková čidla byla umístěna pouze mezi válcem a hadicí, a to na druhém a čtvrtém orebním tělese. U čtvrtého orebního tělesa byl navíc měřen jeho zdvih měřicím potenciometrem. Měřicí sestava druhého orebního tělesa je přibližně stejná jako sestava laboratorních měření, označená „G“, sestava čtvrtého tělesa odpovídá přibližně sestavě „C“, kde však válec měl zvýšenou opěrku na slupici. Měřené hodnoty byly registrovány opět smyčkovým oscilografem zn. Bell Howell. Tlakové snímače byly stejného typu jako při laboratorních měřeních. Polní měření se dělala v Kňovicích na pozemku „Na dlouhém“. K měření byl však vybrán úsek pozemku se skálou na povrchu. Oscilograf se zesilovačem byl umístěn v automobilu Š 1203, který při měření jel podél orební soupravy.

Výsledky měření prvního a druhého orebního tělesa (sériového provedení) ukázaly, že téměř není rozdíl mezi polním a laboratorním měřením. Dokladem toho je shodná závislost velikosti naměřených tlaků na pracovní rychlosti pluhu jako u laboratorních měření, a tím i stejná závislost velikosti síly F_p podle sestavy „G“.

VÝSLEDKY

a) Přírůstek tlaku v kapalinovém válci při otevření jisticího zařízení je znázorněn na obr. 3. Je zřejmé, že je úměrný rychlosti traktoru při nárazu (špice orebního tělesa), rychlosti pístu kapalinového válce a délce a průřezu vedení kapaliny. Nejnížší přírůstek je při nízké rychlosti traktoru, nejmenší rychlosti pístu (sestava C, A), nejkratší hadici (C, A, H, D, E, F) a největší průřez vedení kapaliny (C, H). Z diagramu je patrné, že



3. Grafické znázornění přírůstku tlaku kapaliny v okruhu pneumaticko-hydraulického jistícího zařízení při nárazu na překážku — Graphical representation of the liquid pressure increment in the circuit of the pneumato-hydraulic safety device of the plough bottom when striking against an obstacle

sestava A a H má stejný průběh i velikost přírůstku tlaku v závislosti na rychlosti v důsledku stejné rychlosti kapaliny v kapalinovém vedení. Totéž platí pro sestavu E, D a F.

Přírůstek tlaku kapaliny $\left(\frac{\Delta P}{P} \cdot 100\right)$ v jistícím okruhu u sestavy C a rychlosti traktoru 2 m s^{-1} byl 40 %, u sestavy G 372 %.

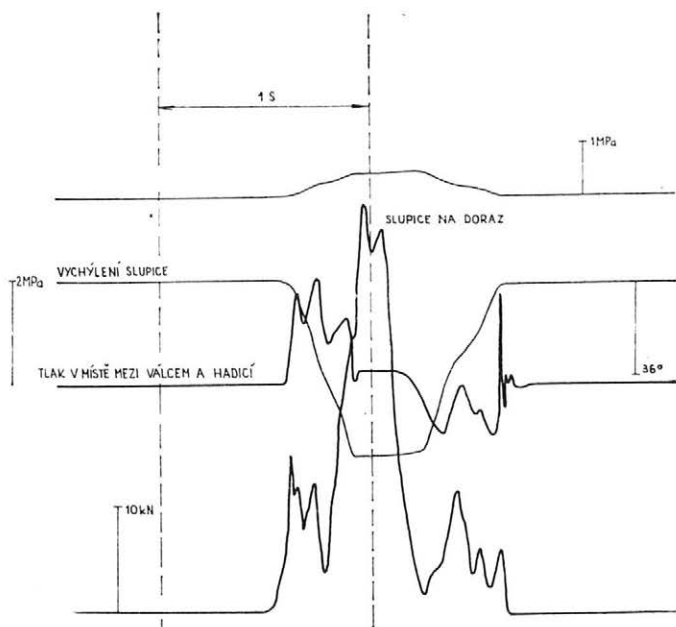
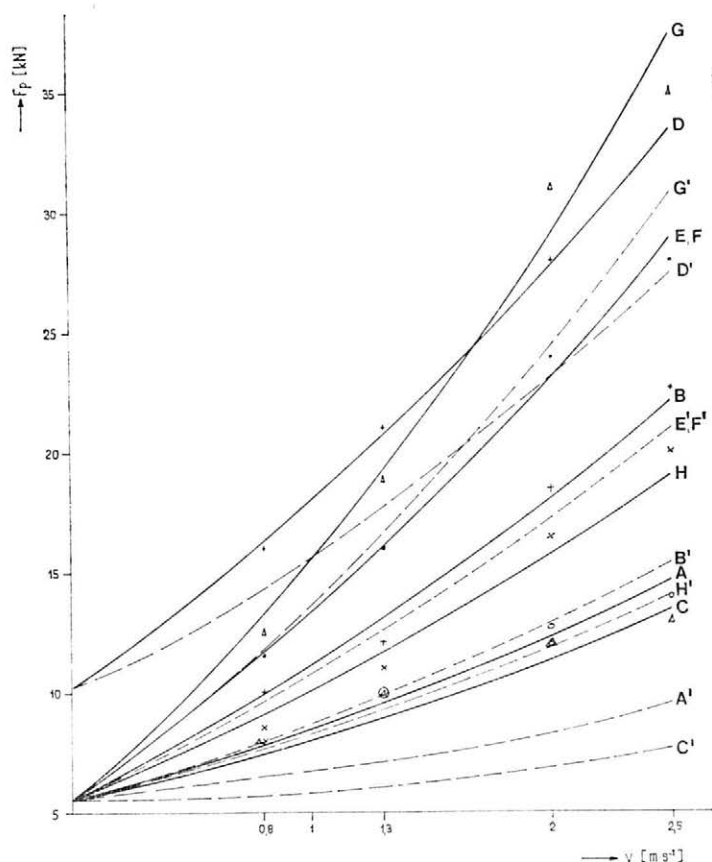
b) Síla (F_p) na otevření jistícího zařízení je v závislosti na rychlosti traktoru (špiče čepele) znázorněna pro jednotlivé sestavy na obr. 4. Vypočítaná síla z naměřených tlaků (obr. 3) je označena čárkou u písmene sestavy. Samostatným písmenem je znázorněn průběh síly naměřené tahovým čidlem. Průběh znázorněné závislosti je přibližně lineární. Přírůstek síly je ovlivněn i rychlostí pístu kapalinového válce, velikostí průtočné plochy kapalinového vedení a hmotností orebního tělesa. Nejlepší výsledky měla sestava C s největší průtočnou plochou, nejkratší délkou kapalinového vedení a nejnižší rychlostí pístu kapalinového válce.

Při rychlosti traktoru 2 m s^{-1} byla u sestavy C síla $F_p = 11\,500 \text{ N}$ a poměr $\frac{F_p}{F} \cdot 100 = 218 \%$; u sestavy G byla síla $F_p = 27\,500 \text{ N}$ a $\frac{F_p}{F} \cdot 100 = 520 \%$.

Naměřená síla je proti síle vypočítané z tlakové špičky vyšší o sílu způsobenou setrvačností orebního tělesa a o sílu z momentu tíhy těžiště orebního tělesa a tření v čepech.

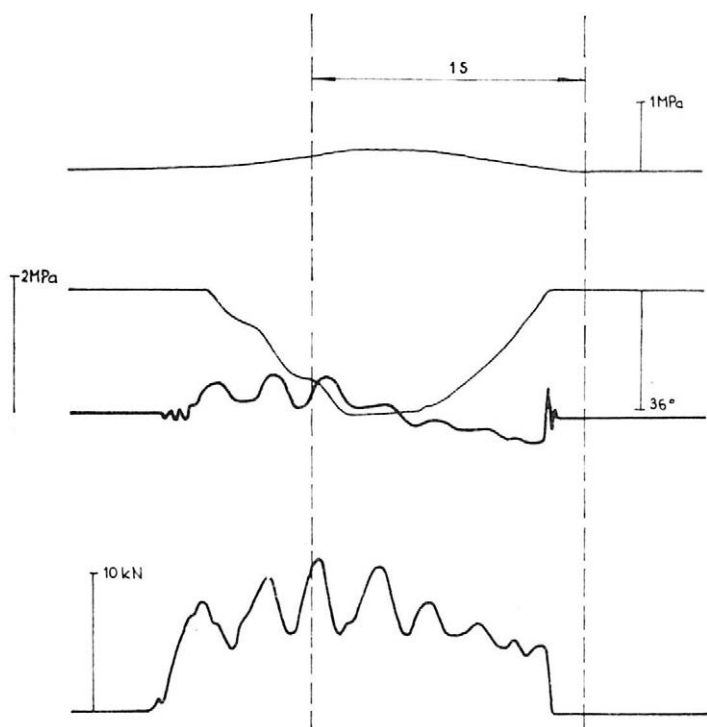
c) Na obr. 5–8 jsou uvedeny záznamy z oscilografu — tlak v místě plničky (vstup

4. Grafické znázornění průběhu síly F_p u ověřovaných sestav pneumaticko-hydraulických jisticích zařízení — Graphical representation of the course of force F_p in the tested sets of pneumatico-hydraulic safety devices

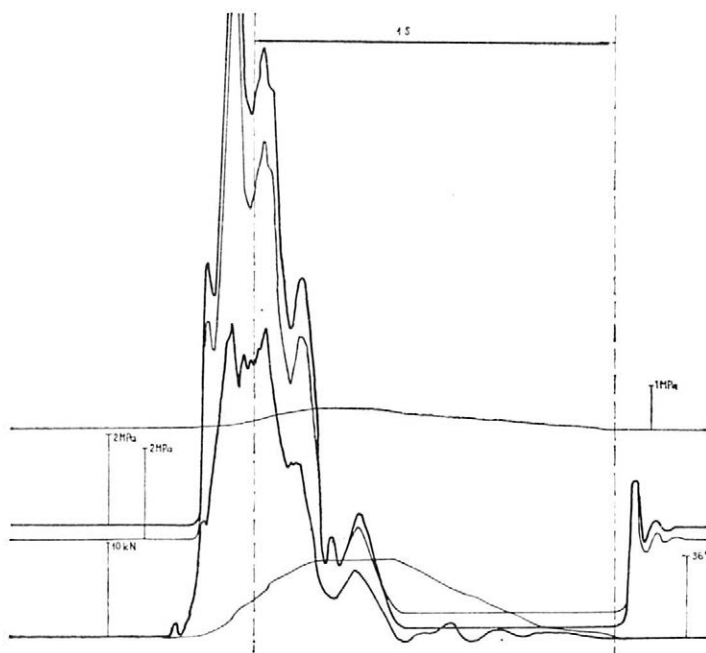


5. Záznam oscilografu odpovídající měřené sestavě „C“ při $c = 2,5 \text{ m s}^{-1}$ — Oscillograph record corresponding to the measured set „C“ at $c = 2.5 \text{ m s}^{-1}$

6. Záznam oscilografu
 – sestava „C“ při $c = 0,8 \text{ m s}^{-1}$ – Oscillograph record – set „C“
 at $c = 0,8 \text{ m s}^{-1}$

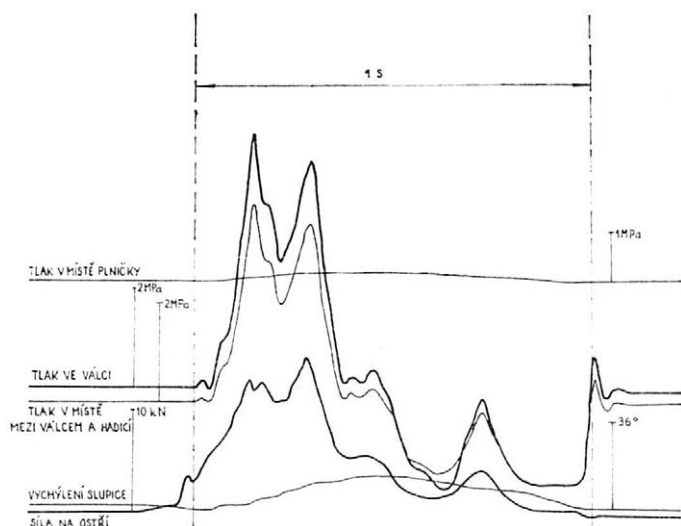


7. Záznam oscilografu
 – sestava „G“ při $c = 2,5 \text{ m s}^{-1}$ – Oscillograph record – set „G“
 at $c = 2,5 \text{ m s}^{-1}$



do akumulátoru), tlak mezi kapalinovým válcem a hadicí, tlak ve válci, síla na špičce čepele a úhel vychýlení slupice orebního tělesa. Na obrázcích je uvedeno i měřítko síly, tlaku, úhlu vychýlení slupice a času záznamu. Úplný popis je pouze na obr. 5. V obr. 3 a 4 vy-

8. Záznam oscilografu – sestava „G“ při $c = 0,8 \text{ m s}^{-1}$ – Oscillograph record – set „G“ at $c = 0,8 \text{ m s}^{-1}$

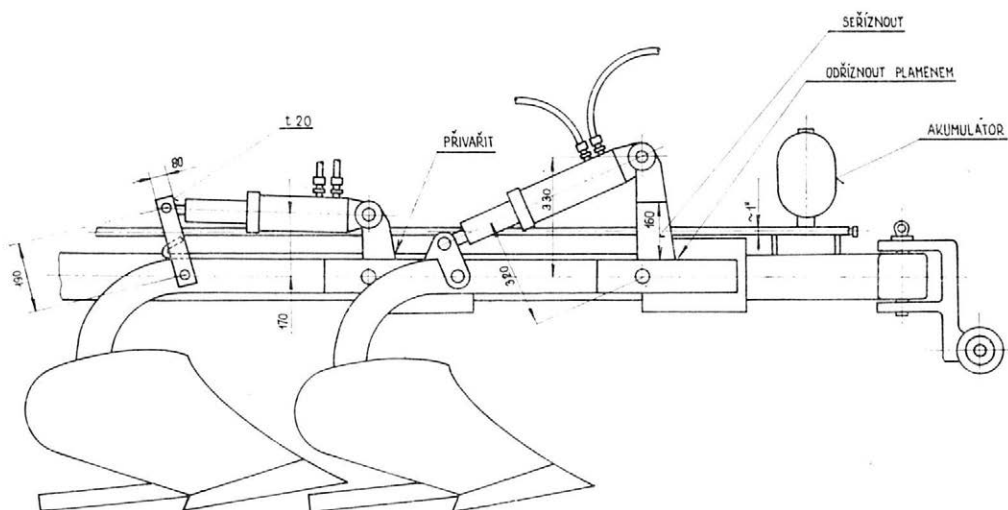


nesené hodnoty tlaku ve válci a síly jsou odečítány z prvních tlakových a tahových špiček záznamu oscilografu.

d) Síla na otevření jisticího zařízení po nárazu prudce narůstá a při vychýlení tělesa max. na 8° začne mírně klesat. Přírůstky tlaku v hadici jsou nižší než v kapalinovém válci (úměrně vzdálenosti měřicího čidla od válce). Z rozdílů těchto tlaků byl přepočítán tlak v kapalinovém válci u sestav, kde nemohl být přímo měřen.

e) Při rychlosti $1-2 \text{ m s}^{-1}$ se začne orební těleso zvedat se zpožděním $0,1 \text{ s}$ proti tahové síle řetězu. Tlaková špička je opožděna cca o $0,001 \text{ s}$ proti tahové špičce.

f) Průběh tlaku dusíku v akumulátoru odpovídal záznamu čidla umístěného za plničkou. Maximální přírůstky tlaku dusíku byly $0,8 \text{ MPa}$; to odpovídá zvýšení tlaku dusíku při statickém měření, kdy celkový objem kapaliny v kapalinovém válci vteče do



9. Schéma původního a upraveného jisticího zařízení – Diagram of the original and adapted safety device

akumulátoru. Relativní maximální přírůstek tlaku byl 11,4 % v akumulátoru s nastaveným tlakem $p_a = 6$ MPa a 22,8 % u akumulátoru s $p_N = 3$ MPa. Průtočná plocha akumulátoru je dostačující. Při použití dvou akumulátorů v kapalinovém okruhu byly výsledky stejné jako při použití jednoho akumulátoru, který byl spojen s kapalinovým válcem dvěma paralelními hadicemi.

g) Přepočítaná síla na otevření jisticího zařízení do roviny otvírání slupice při šikmém tahu se téměř nezvětšuje do úhlu 35° . Při šikmém tahu 41° nastalo zvýšení síly o 14 % při rychlosti traktoru 2 m s^{-1} . To dokazuje, že tření ve vedení slupice je nízké.

h) Výsledky získané u třetího a čtvrtého tělesa se zcela neshodují s laboratorními měřeními (systav C), protože kapalinové vedení bylo delší o centrální trubku a délka opěrky činila $f = 193 \text{ mm}$ (proti $f = 165 \text{ mm}$ u laboratorního provedení).

i) V polních provozních zkouškách jsme orali pluhem 4-PHX-35H, upraveným tak, že první a druhé těleso mělo jisticí zařízení sériového provedení (systava E) a třetí a čtvrté těleso bylo vybaveno jisticím zařízením systavy C. Při zkouškách se sledovaly ztráty a deformace čepelí. Při zorání 21 ha bylo u systavy E ztraceno a zdeformováno 18 čepelí a u systavy C pouze tři čepel. Pluh byl tažen traktorem T 12018, který byl schopen orat při maximální rychlosti do 5 km h^{-1} (obr. 9).

ZÁVĚR

V práci je uveden teoretický rozbor sil působících na čepel orebních těles u základních typů jisticích zařízení a výpočet objemu akumulátoru pneumaticko-hydraulického jisticího zařízení. Výsledky laboratorních a polních zkoušek potvrdily teoretické rozbor (vhodnost vyššího tlaku v okruhu při zachování nastavené síly na špičce čepel, a tím změnu převodového poměru mezi válcem a čepelí a zvětšení průtočného průřezu mezi akumulátorem a válcem). Síla způsobená setrvačností a hydraulickým odporem kapaliny je nepřímo závislá na druhé mocnině nastaveného tlaku v okruhu při zachování nastavené síly na špičce čepel. Hydraulický odpor kapaliny je závislý na čtvrté mocnině světlosti kapalinového vedení.

Aby se snížila síla od momentu setrvačnosti orebního tělesa, je možné při dobré funkci jisticího zařízení odlehčit orební těleso, nebo použít nové typy lehčích čepelí.

Velikost akumulátoru je nepřímo závislá na tlaku v okruhu při stejné velikosti nastavené síly F a stejném zdvihu slupice. Z výsledků měření je zřejmé, že použitý akumulátor má dostatečný objem. Z hlediska teoretického je výhodnější individuální jisticí zařízení než zařízení skupinové, protože odpadá uplatnění setrvačnosti pluhu.

Seznam použitých značek

- A — průměrný průřez vedení kapaliny m^2
- F — nastavená síla na čepel N
- F_r — síla vyvozená pružinou N
- F_p — síla k otevření jisticího zařízení N
- F_v — síla přenášená na vahadla N
- F_n — nastavená síla na pružině N
- L — délka vedení kapaliny m
- R — momentové rameno setrvačnosti orebního tělesa m
- S — plocha pistu kapalinového válce m^2
- V — objem jisticího kapalinového válce m^3
- V_a — objem akumulátoru m^3
- V_v — objem kapaliny vytlačený při současném otevření jedné třetiny orebních těles m^3
- V_z — zásobní objem kapaliny v akumulátoru m^3
- a — hloubka orby m

- b — záběr orebního tělesa m
- c — rychlost špiče čepele (rychlost pluhu) $m\ s^{-1}$
- d — průměr vedení kapaliny od válce k akumulátoru m
- e — momentové rameno těžiště orebního tělesa m
- f — momentové rameno pružiny, kapalinového válce m
- h — momentové rameno síly F_p, F m
- i — převod vahadel (poměr posunu špiče radlice k posunu pluhu při vychýlení jednoho orebního tělesa) —
- i_z — poměr mezi silou přenášenou na vahadla a tažnou silou pluhu —
- k — dráha špiče čepele při maximálním otevření orebního tělesa m
- k_o — měrný odpor pluhu Pa
- l — zdvih jisticího kapalinového válce m
- m — hmotnost orebního tělesa kg
- m_p — hmotnost pružiny kg
- m_{pl} — hmotnost pluhu kg
- n — počet orebních těles —
- p — tlak kapaliny v okruhu jisticího zařízení Pa
- p_N — tlak dusíku v akumulátoru před nastavením p Pa
- t — čas potřebný k urychlení špiče čepele na rychlost C s
- y'' — zrychlení špiče čepele $m\ s^{-2}$
- y''_s — střední zrychlení špiče čepele $m\ s^{-2}$
- a — poměr maximálního tlaku dusíku p_N v akumulátoru k tlaku nastavenému —
- q — měrná hmotnost kapaliny $kg\ m^{-3}$
- v — kinetická vazkost kapaliny $m^2\ s^{-1}$

Literatura

KIM, L. CH. — ZACHAROV, I. K.: Obosnovaniye i vybor shemy predochranitel'no ystroistva plugov. Traktory i selchozmašiny, 1976, s. 22-24.

Došlo dne 27. 10. 1977

ЖАК, К. — ГАЕК, Й. — ПИНКАС, Й. (Сельскохозяйственный институт, производственно-экономический факультет, Ческэ Будейовице; Научно-исследовательский институт сельскохозяйственных машин, Прага - Ходов): Изучение и анализ функции пневматическо-гидравлического защитного приспособления у корпусов плугов. Zeměd. Techn., 24, 1978 (3): 165-178.

Приводится теоретический анализ сил, действующих на лемех корпусов плуга при встрече с препятствием у основных типов защитных приспособлений, и теоретические расчеты объема аккумулятора пневматическо-гидравлического защитного приспособления. Работа содержит и результаты лабораторных и полевых измерений, которые согласуются с предлагаемой теорией. Выгодно применить в защитном округе высокого давления при сохранении отрегулированной силы на верхушке лемеха и увеличить площадь сечения потока между цилиндром и аккумулятором. Сила, вызванная инерцией и гидравлическим сопротивлением жидкости, косвенно зависит от отрегулированного давления жидкости во второй степени в округе, и величины аккумулятора косвенно зависит от величины давления.

плуг; корпус плуга; защитное приспособление

ŽÁK, K. — HÁJEK, J. — PINKAS, J. (University of Agriculture, Faculty of Economics and Management, České Budějovice; Research Institute for Agriculture Machinery, Praha-Chodov): Research and Analysis of the Function of the Pneumatico-Hydraulic Safety Device of Plough Bottoms. Zeměd. Techn., 24, 1978 (3): 165-178.

There is a theoretical analysis of the forces acting upon the share of plough bottoms when striking against an obstacle, with the use of the basic types of safety devices; further, there is a theoretical calculation of the volume of accumulator of the pneumatico-hydraulic safety device. The authors also present the results of laboratory and field measurements which are in keeping with the proposed theory. It is advantageous to use a higher pressure in the safety circuit, while keeping the adjusted force acting upon the point of the share, and to increase the cross-sectional area

of flow between the cylinder and the accumulator. The force induced by the inertia and hydraulic resistance of the liquid is indirectly dependent on the square of the adjusted pressure of the liquid in the circuit and the size of the accumulator is indirectly dependent on the magnitude of pressure.

plough; plough bottom; safety device

ŽÁK, K. — HÁJEK, J. — PINKAS, J. (Landwirtschaftliche Hochschule, Fakultät der Betriebswirtschaft, České Budějovice; Forschungsinstitut für Landmaschinen, Praha-Chodov): *Untersuchung und Analyse der Funktion der pneumatisch-hydraulischen Sicherungseinrichtung von Pflugkörpern*. Zeměd. Techn., 24, 1978 (3) : 165-178.

Es wird eine theoretische Analyse der auf das Schar der Pflugkörper beim Anstoß gegen ein Hindernis bei den Grundtypen der Sicherungseinrichtungen einwirkenden Kräfte und die theoretische Berechnung des Volumens eines Speichers der pneumatisch-hydraulischen Sicherungseinrichtung aufgeführt. Die Abhandlung enthält auch Ergebnisse der Labor- und Feldmessungen, die mit der entworfenen Theorie im Einvernehmen sind. Es ist vorteilhaft, im Sicherungskreis einen höheren Druck bei der Einhaltung der eingestellten Kraft an die Scharspitze anzuwenden und den Durchgangsquerschnitt zwischen dem Zylinder und dem Speicher zu vergrößern. Die durch die Trägheit und den hydraulischen Widerstand der Flüssigkeit herbeigeführte Kraft ist indirekt von der zweiten Potenz des eingestellten Flüssigkeitsdruckes im Kreis abhängig und die Speichergröße ist indirekt von der Druckgröße abhängig.

Pflug; Pflugkörper; Sicherungseinrichtung

Adresy autorů:

Ing. Karel Žák, CSs., ing. Jaroslav Hájek, Vysoká škola zemědělská, Praha, provozně ekonomická fakulta, Sinkuleho ul. 5, 370 05 České Budějovice — Čtyři Dvory
Ing. Jaroslav Pinkas, Výzkumný ústav zemědělských strojů, 149 43 Praha 4-Chodov

ANALÝZA ZMĚNY OPTIMÁLNÍ RYCHLOSTI CHARAKTERIZUJÍCÍ MINIMUM MĚRNÉ PRÁCE V ZÁVISLOSTI NA ZMĚNĚ VÝKONNOSTI STROJE

A. Janeček

JANEČEK, A. (Výzkumný a vývojový ústav STS a OZS, Praha): *Analýza změn optimální rychlosti charakterizující minimum měrné práce v závislosti na změně výkonnosti stroje*. Zeměd. Techn., 24, 1978 (3): 179–188.

Obecnou metodou zjišťování energetického minima byly stanoveny podmínky, určující změnu nově vzniklé optimální rychlosti směrem do vyšších nebo nižších hodnot rychlosti jako reakci na změnu výkonnosti soupravy. Nově nalezená optimální rychlost určuje minimální měrnou práci, vztaženou na jednotku objemu opracované hmoty nové soupravy, pracující s vyšší výkonností. Energetickým rozbohem byly stanoveny podmínky, podle nichž lze ze soustavy nově navržených souprav určit ty, které reagují na změnu výkonnosti nejvýhodnějším způsobem z hlediska energetického.

energetika; obecná analýza; optimální rychlost; změna výkonnosti soupravy

Snaha o zvyšování produktivity práce v zemědělství a z toho vyplývající snaha o vyšší výkonnosti zemědělských strojů vedou k hledání nových principů ve využívání zemědělské techniky. Jedním ze způsobů, kterým je možné tohoto cíle dosáhnout a kterému je přikládán velký význam zejména v polní výrobě, je používání vyšších pracovních rychlostí mobilních souprav. Za zvýšení pracovní rychlosti je nutné považovat nejen případy odpovídající zvýšení dnes všeobecně užívaného rozmezí 8 až 12 km h⁻¹, ale např. i rychlost 5 km h⁻¹, jestliže se v současné době dělá operace při rychlosti ještě nižší.

Použití vyšších pracovních rychlostí, popřípadě zvyšování výkonnosti, je spojeno s intenzivnějším vnášením energie do výrobního procesu, což obecně vyvolává snížení účinnosti energetických transformací. Je proto nutné při intenzivním vnášení energie do zemědělského výrobního procesu konstruovat stroje a zařízení v optimálních parametrech, tj. takových, které zajistí minimum vložené energie do jednotky opracovaného objemu hmoty.

Příspěvek popisuje metodu zkoumání vlivu změny rychlosti zemědělské mobilní soupravy na optimální rychlost agregátu, a tím i na optimální měrnou práci vztaženou na jednotku objemu opracované hmoty pomocí matematické analýzy. Metoda je založena na využití výrazu pro optimální rychlost v implicitním tvaru (Janeček, 1972)

$$v_p = \frac{f(v_p)}{f'(v_p)} \quad (\text{m s}^{-1}) \quad (1)$$

kde: $f(v_p)$ — příkonová funkce agregátu v optimální rychlosti v_p

$f'(v_p)$ — derivace příkonové funkce podle rychlosti v optimální rychlosti v_p

v_p — optimální rychlost charakterizující energetické minimum soupravy

V předkládaném článku analyzujeme změnu optimální rychlosti v důsledku změny výkonnosti stroje.

METODIKA

V práci je za pomoci obecné metody pro zajištění energetického minima soupravy sledována změna optimální rychlosti charakterizující energetické minimum v závislosti na změně výkonnosti soupravy.

Rozbor změny optimální rychlosti se uskutečňuje aparátem matematické analýzy. Výsledky získané matematickou cestou — z průběhu příkonové funkce — jsou fyzikálně interpretovány. Matematickým a dále pak fyzikálně technickým rozbořem jsou získány obecné závislosti změny optimální rychlosti, které jsou důsledkem změn výkonnosti soupravy.

VLASTNÍ PRÁCE

Změna záběru pracovního stroje je provázána i změnou fyzikálně technických a technologických podmínek práce soupravy, takže v tomto pojednání se budeme zabývat vztahem změny výkonnosti $W(v)$, změny podmínek, jejichž výrazem je změna příkonové funkce pracovního stroje $f(v)$, a vlivem těchto změn na optimální rychlost v , charakterizující minimum měrné práce vykonané soupravou.

Při analýze počítáme se změnami příkonové funkce a výkonnosti ve tvaru:

1. Definujeme změnu příkonové funkce jako změnu podmínek práce. Změna má analytický výraz

$$f_2(v) = \psi(v) f_1(v) \quad (W) \quad (2)$$

kde: $f_1(v)$ — původní příkonová funkce

$f_2(v)$ — příkonové funkce nutná pro zajištění pracovní činnosti po změně výkonnosti stroje (dané změnou pracovního průřezu)

$\psi(v)$ — funkce charakterizující přírůstek příkonu v důsledku změny výkonnosti pracovního stroje (dané změnou pracovního průřezu)

Pro další analýzu funkce $\psi(v)$, charakterizující přírůstek příkonu, definujeme tyto vztahy

$$\psi'(v) > 0; \quad \psi''(v) > 0; \quad \psi(v) > 1 \quad (3)$$

kde: $\psi'(v)$; $\psi''(v)$ — první, druhá derivace přírůstkové funkce podle v

2. Nově zavedenou výkonnostní funkci dostáváme ve tvaru

$$\begin{aligned} W_1(v) &= k \cdot v \\ W_2(v) &= W_1(v)m \quad (\text{m}^3 \text{ s}^{-1}) \end{aligned} \quad (4)$$

kde: $W_1(v)$ — původní výkonnostní funkce

$W_2(v)$ — nově zavedená výkonnostní funkce

m — konstanta $m > 1$

k — konstanta $k > 1$

Násobíme-li původní příkonovou funkci $f_1(v)$ funkcí $\psi(v)$, dále pak výkonostní funkci $W(v)$ číslem m větším než jedna — předpokládáme vnášení dalších pracovních jednotek do systému pracovního stroje. Tím se zvyšuje potřebný příkon soupravy. Nový příkon je daný násobkem původní funkce $f_1(v)$ a přírůstkové funkce $\psi(v)$, která způsobuje nelineární narůstání příkonové funkce $f_2(v)$ vzhledem k původní příkonové funkci $f_1(v)$. Zvýšení výkonosti záleží ve zvětšení pracovní hloubky, záběru nebo zvětšení materiálového toku jdoucího pracovním strojem. Nelineární vzrůst příkonové funkce $f_2(v)$ vzhledem k $f_1(v)$ může nastat změnou geometrické podobnosti pracovního stroje, modulárně sestaveného přidáním dalších pracovních částí, které si nejsou geometricky podobné. Při geometrické podobnosti jev násobený funkcí $\psi(v)$ může nastat změnou fyzikálních vlastností soupravy a opracované hmoty v širokých mezích, nebo změnou technických a technologických podmínek práce soupravy.

Pro měrnou práci, danou příkonovou funkcí $f_2(v)$ a výkonostní funkcí $W_2(v)$, platí vztah

$$Q_2(v) = \frac{\psi(v)f_1(v)}{m W_1(v)} \quad (\text{J m}^{-3}) \quad (5)$$

Dále pro měrnou práci, vztaženou na jednotku objemu opracované hmoty původní soupravy charakterizované příkonovou funkcí $f_1(v)$ a výkoností funkce $W(v)$, dostáváme obdobně

$$Q_1(v) = \frac{f_1(v)}{W_1(v)} \quad (\text{J m}^{-3}) \quad (6)$$

Pro výpočet optimální rychlosti v_{p2} soupravy platí vztah

$$Q'_2(v) = 0$$

kde: $Q'_2(v)$ — první derivace funkce měrné práce podle v

Provedením úkonu derivace, dosazením $W(v) = kv$ a po úpravách obdržíme rovnici pro optimální rychlost v_{p2} soupravy, charakterizované příkonovou funkcí $f_2(v)$ a výkonostní funkcí $W_2(v)$

$$v_{p2} = \frac{\psi(v_{p2}) \cdot f_1(v_{p2})}{\psi'(v_{p2})f_1(v_{p2}) + \psi(v_{p2})f'_1(v_{p2})} \quad (\text{m s}^{-1}) \quad (8)$$

kde: $f'(v)$ — derivace příkonové funkce podle rychlosti v

Obdobně pro optimální rychlost v_{p1} původní soupravy, charakterizované příkonovou funkcí $f_1(v)$ a výkonostní funkcí $W(v)$, odvodíme výraz

$$v_{p1} = \frac{f_1(v_{p1})}{f'_1(v_{p1})} \quad (\text{m s}^{-1}) \quad (9)$$

kde: v_{p1} — optimální rychlost původní soupravy charakterizované příkonovou funkcí $f_1(v)$ a výkonostní funkcí $W_1(v)$

v_{p2} — optimální rychlost nově zavedené soupravy charakterizované příkonovou funkcí $f_2(v)$ a výkonostní funkcí $W_2(v)$

Analyzujeme, za jakého předpokladu platí dále uvedené vztahy pro optimální rychlost původní a nově zavedené soupravy. Zkoumejme, za jakých podmínek platí nerovnost

$$v_{p2} > v_{p1} \quad (10)$$

Dosazením do rovnic (8) a (9) do nerovnosti (10) a po úpravách dostáváme nerovnost

$$\frac{f'_1(v_{p1})}{f'_1(v_{p2})} > \frac{f_1(v_{p1}) \psi'(v_{p2})}{\psi(v_{p2}) f'_1(v_{p2})} + \frac{f_1(v_{p1})}{f_1(v_{p2})} \quad (11)$$

Z posledně uvedeného vztahu je zřejmé, že má-li platit nerovnost (10), musí poměr derivace funkce $f_1(v)$ v rychlosti v_{p1} k derivaci funkce $f_1(v)$ v rychlosti v_{p2} platit nerovnost (11).

Podobně pro vztah optimálních rychlostí

$$v_{p2} < v_{p1} \quad (12)$$

obdržíme nerovnost opačnou k nerovnosti (11).

Dále analyzujeme, zda změna optimální rychlosti do oblasti vyšší nebo nižší rychlosti je energeticky výhodnější nebo naopak. Pro funkce měrné práce vztažené na jednotku objemu opracované hmoty Q_1 , Q_2 platí vztahy (5) a (6).

Pro funkci $Q_1(v)$ platí pro každou rychlost z intervalu

$$v \in \langle 0 - v \rangle$$

$$Q_1(v_{p1}) < Q_1(v)$$

a tedy

$$Q_1(v_{p1}) < Q_1(v_{p2}) \quad (13)$$

Analyzujeme případ, kdy platí nerovnost

$$\text{a) } \frac{\psi(v_{p2})}{m} > 1 \quad (14)$$

Pro tento případ uvažujeme, že hodnota přírůstkové příkonové funkce v optimální rychlosti v_{p2} je vyšší než hodnota, o kterou se zvýší výkonnost.

Platí-li nerovnost (14), dostáváme

$$\frac{f_1(v_{p1})}{k v_{p1}} < \frac{f_1(v_{p2})}{k v_{p2}} < \frac{f_1(v_{p2}) \psi(v_{p2})}{m k v_{p2}} = > Q_1(v_{p1}) < Q_2(v_{p2}) \quad (15)$$

Z uvedeného je zřejmé, že minimální hodnota měrné práce nově zavedené funkce je vyšší než minimální hodnota měrné práce Q_1 (v případě, že platí nerovnost (14)). To znamená, že platí-li (14), potom hodnota přírůstku příkonové funkce v optimální rychlosti v_{p2} je vyšší než hodnota, o kterou se zvýší výkonnost. Tedy, čím je hodnota $\psi(v_{p2}) m^{-1}$ vyšší, tím hůře z energetického hlediska reaguje souprava na zvýšení výkonnosti v optimální rychlosti.

$$\text{b) } \frac{\psi(v_{p2})}{m} < 1 \quad (16)$$

Pro tento případ předpokládáme, že hodnota přírůstkové funkce $\psi(v)$ v optimální rychlosti v_{p2} je nižší než hodnota, o kterou se zvýší výkonnost.

Pro tento případ platí nerovnost

$$\frac{f_1(v_{p2})}{k v_{p2}} > \frac{f_1(v_{p2}) \psi(v_{p2})}{m k v_{p2}} \quad (17)$$

To znamená, že pro hodnoty měrných prací $Q_1(v)$, $Q_2(v)$ mohou platit relace

$$Q_2(v_{p2}) < Q_1(v_{p1}) \quad (18)$$

nebo

$$Q_2(v_{p2}) > Q_1(v_{p1}) \quad (19)$$

Analyzujeme, za jakých podmínek platí nerovnost (18). Má-li platit nerovnost (18), musí platit jednak nerovnost (16) a z ní vyplývající

$$\psi(v_{p2}) < m \quad (20)$$

a dále pak vztah

$$\frac{f_1(v_{p2}) \psi(v_{p2})}{m k v_{p2}} < \frac{f_1(v_{p1})}{k v_{p1}} \quad (21)$$

a z něho vyplývající nerovnost

$$m > \frac{f_1(v_{p2}) \psi(v_{p2}) v_{p1}}{v_{p2} f_1(v_{p1})} \quad (22)$$

Má-li platit nerovnost (19), musí obdobně platit nerovnost

$$m < \frac{f_1(v_{p2}) \psi(v_{p2}) v_{p1}}{v_{p2} f_1(v_{p1})} \quad (23)$$

Z odvozeného je zřejmé:

Má-li nově navržená souprava pracovat v energeticky výhodné oblasti, musí pro změnu výkonnosti charakterizované číslem $m > 1$ platit nerovnost (22). Čím více platí nerovnost (22), tím nižší množství práce vztahované na jednotku objemu opracované hmoty vynakládá nově navržená souprava (vzhledem k původní).

Naopak čím více platí nerovnost (23), tím větší množství práce spotřebuje nově navrhovaná souprava na jednotku objemu opracované hmoty. Odvozené vztahy samozřejmě platí pro optimální rychlosti.

Z analýzy vyplývá praktický závěr.

Z nově navržených souprav pracujících s vyšší výkonností je nutné použít ty, které nejvíce splňují podmínku nerovnosti (22). Splněním této podmínky máme zaručeno, že nově navržená souprava bude pracovat v energeticky výhodnější oblasti vzhledem k původnímu agregátu, charakterizovanému příkonovou funkcí $f_1(v)$ a výkonnostní funkcí $W_1(v)$.

Pojednejme nyní o podmínkách pro optimální změnu nově vzniklé optimální rychlosti pro jednotlivé typy navržených souprav, tj. strojů splňujících postupně nerovnosti (14), (16), (22), (23).

1. Rozbor optimální rychlosti v_{p2} u souprav splňujících podmínku nerovnosti (14)
(formálně nazvěme tyto soupravy typem prvním)

Pro přírůstek energetické náročnosti ΔQ_p , daný změnou funkce $f_1(v)$ na $f_2(v)$ v důsledku změny výkonnosti v optimálních rychlostech Q_1, Q_2 , platí:

$$\Delta Q_p = Q_2(v_{p2}) - Q_1(v_{p1}) \quad (24)$$

Dosazením (5) a (6) do rovnice (24) a použitím vztahu pro procentuální přírůstek

$$\frac{\Delta Q_p}{Q_1(v_{p1})} \cdot 100$$

obdržíme procentuální přírůstek energetické náročnosti daný vztahem:

$$\frac{\Delta Q_p}{Q_1(v_{p1})} \cdot 100 = \frac{\psi(v_{p2}) f_1(v_{p2}) v_{p1} - f_1(v_{p1}) v_{p2} \cdot m}{m v_{p2} f_1(v_{p1})} \cdot 100 \quad (25)$$

Rozhodněme nyní, zda se změna optimální rychlosti v_{p2} směrem do vyšších nebo nižších hodnot rychlostí odrazí příznivě nebo nepříznivě na energetickém přírůstku. Z tohoto důvodu uvažujeme v rovnici (25) jako proměnnou veličinu v_{p2} .

Analyzujeme, za jakých předpokladů je funkce $\Delta Q_p/Q_1$ rostoucí nebo klesající. Obecně o charakteru stoupání nebo klesání funkce rozhoduje prvá derivace. Provedením první derivace funkce (25) podle v_{p2} po úpravách obdržíme výraz, rozhodující o znamení $(\Delta Q_p/Q_1)'$. V případě, že platí nerovnost

$$[\psi''(v_{p2}) f_1'(v_{p2}) v_{p1} + \psi(v_{p2}) f_1''(v_{p2}) v_{p1}] v_{p2} + f_1(v_{p1}) \cdot v_{p2} \cdot m > f_1(v_{p1}) m v_{p2} + \psi(v_{p2}) f_1(v_{p2}) v_{p1} \quad (26)$$

funkce $(\Delta Q_p/Q_1)$ je rostoucí; platí-li opačná nerovnost k nerovnosti (26), je přírůstková funkce měrné práce klesající. Z četných experimentů vyplývá, že funkce $f_1(v)$, $\psi(v)$ má v oblasti nízkých rychlostí malou hodnotu derivace. Derivace směrem do vyšších rychlostí prudce stoupá. Z tohoto důvodu platnost nerovnosti (26) nastává v oblasti vyšších rychlostí, zatímco v oblastech nižších rychlostí platí nerovnost opačná. Obdobně je možné odvodit nerovnost

$$[\Delta Q_p/Q_1]''(v_{p2}) > 0 \quad (27)$$

kde: $(\Delta Q_p/Q_1)''$ — druhá partiální derivace přírůstkové funkce měrné práce podle v_{p2}

Z uvedeného je patrné, že funkce $\Delta Q_p/Q_1$ je v oblastech nižších rychlostí klesající, v oblasti vyšších rychlostí stoupající a konvexního charakteru.

Optimální hodnotu změny optimální rychlosti v_{p2} , která vede na nejnižší hodnotu přírůstkové měrné práce, obdržíme z rovnice:

$$(\Delta Q_p/Q_1)' = 0 \quad (28)$$

Vyjádřením rovnice (28) obdržíme implicitní výraz pro optimální rychlost

$$\bar{v}_{p2} = \frac{\psi(\bar{v}_{p2}) f_1(\bar{v}_{p2}) v_{p1} - f_1(v_{p1}) \bar{v}_{p2} \cdot m}{\psi'(\bar{v}_{p2}) f_1(\bar{v}_{p2}) v_{p1} + \psi(\bar{v}_{p2}) f_1'(\bar{v}_{p2}) v_{p1} - f_1(v_{p1}) m}$$

2. Analýza souprav splňujících podmínky nerovností (16) a (22) a souprav splňujících podmínky nerovností (16) a (23)

a) Analýza souprav, u nichž hodnota přírůstkové funkce $\psi(v)$ v optimální rychlosti je nižší než hodnota, o kterou se zvýší výkonnost — v tomto případě reaguje souprava na změnu výkonnosti měrnou prací, která je v optimální rychlosti nižší než měrná práce v optimální rychlosti v_{p1} původní soupravy charakterizované funkcemi $f_1(v)$ a $W(v)$ (Janeček, 1972).

Pro soupravu tohoto typu, nazvěme jej typem 2, platí nerovnost

$$Q_1(v_{p1}) > Q_2(v_{p2}) \quad (30)$$

b) Dále byla provedena analýza souprav (Janeček, 1972), v nichž je sice hodnota přírůstkové funkce v optimální rychlosti nižší než hodnota, o kterou se zvýší výkonnost, ale zvýšení výkonnosti dané $m > 1$ není v tomto případě tak velké, aby minimální hodnota měrné práce nově navrženého stroje byla nižší než minimální hodnota měrné práce soupravy charakterizované funkcemi $f_1(v)$, $W(v)$. V tomto případě platí nerovnost

$$Q_2(v_{p2}) > Q_1(v_{p1})$$

a soupravy tohoto charakteru nazvěme typem 3.

Vzhledem k tomu, že analýzy souprav 2. a 3. typu jsou obdobné jako analýzy souprav 1. typu, neuvádíme je zde v plném rozsahu a odkazujeme na literaturu (Janeček, 1972). V diskusi a v závěru uvedeme vývody z analýz souprav 2. a 3. typu společně s vývody analýz souprav 1. typu.

KVANTITATIVNÍ ROZBOR VLIVU ZMĚNY RYCHLOSTI SOUPRAVY NA OPTIMÁLNÍ MĚRNOU PRÁCI

Na číslicovém počítači byly vyčísleny optimální parametry charakterizující pracovní režim soupravy traktor-pluh s energetickými měniči Z-8011 a K-700.

Optimální rychlosti těchto souprav pro dané půdní podmínky jsou uvedeny v tab. I. Bližší specifikaci podmínek pro optimalizaci uvádí Janeček (1973).

I. Optimální rychlost agregátu traktor—pluh z hlediska minima měrné práce — The optimal speed of tractor—plough aggregate from the aspect of minimum specific work

Traktor	Typ půdy	$Q \cdot 10^5$	v	G
Z 8011	lehká	0,839	6,6	$45 \cdot 10^4$
	těžká	1,202	7,6	$45 \cdot 10^4$
K 700	lehká	0,883	7,1	$12 \cdot 10^4$
	těžká	1,370	7,7	$12 \cdot 10^4$

Q — měrná práce vztažená na jednotku objemu opracovávané hmoty (Pa)

v — pracovní rychlost agregátu (km h^{-1})

G — síla traktoru (N)

K zjištění vlivu změny rychlosti vzhledem k optimální byly vypočteny měrné práce souprav K-700, Z-8011 při rychlostech 14,0 a 12,0 km h⁻¹. Záběr pluhu byl optimalizován.

Vypočtené hodnoty měrných prací neoptimálních souprav byly vztaženy k optimálním hodnotám a vyjádřeny procentuálně (tab. II).

II. Procentuální přírůstky měrné práce agregátu traktor—pluh vzhledem k optimální měrné práce — Relative increments of specific work of the tractor—plough aggregate in view of optimal specific work

Typ traktoru	K 700		Z 8011	
Použitá pracovní rychlost	4	12	4	12
Typ půdy: lehká	12 %	9 %	15 %	11 %
těžká	14 %	10 %	16 %	12 %

Z tabulky procentuálního vyjádření přírůstku měrné práce neoptimální soupravy vzhledem k optimální soupravě vyplynulo:

Přírůstky měrných prací souprav, jejichž pojezdová rychlost byla neoptimální, činily v průměru 10 až 15 %. Výraznější vliv přírůstku měrné práce neoptimální soupravy, způsobený neoptimální použitou pracovní rychlostí, se projevil u traktoru s nižší hmotností při nižších pracovních rychlostech a na těžších půdách.

V souladu s teoretickým rozбором se ukazuje, že vliv použité pracovní rychlosti soupravy, neoptimální vzhledem k fyzikálně mechanickým vlastnostem podložky a k fyzikálně geometrickým vlastnostem traktoru a pluhu, je výrazný i v případě, že pracovní režim soupravy je optimalizován záběrem pluhu.

V případě, že pracovní režim soupravy není optimalizován ani vzhledem k záběru pluhu, jsou přírůstky měrné práce soupravy pracující v neoptimálním režimu ještě vyšší. V oblastech reálných režimů práce soupravy činí přírůstky měrné práce soupravy vzhledem k optimální měrné práci až 40 i více procent.

DISKUSE

Z rozborů uvedených v předkládaném článku i v literatuře (Janeček, 1972) vyplynulo:

Zvýšíme-li výkonnost soupravy typu 1, 2 a 3 změnou výkonnosti funkce $W_2(v) = m W(v)$, v důsledku čehož se zvýší příkonová funkce soupravy $f_2(v) = \psi(v) f_1(v)$, může se optimální rychlost nově vzniklé funkce měrné práce vzhledem k optimální rychlosti původní funkce měrné práce posunout do oblastí vyšší nebo nižší rychlosti.

Rozhodující vliv na změnu má charakter funkcí $f_1(v)$, $\psi(v)$ u všech tří typů souprav. Charakter těchto funkcí je určující pro poměr derivací funkce $f_1(v)$ v bodech optimální rychlosti v_{p1} , v_{p2} .

Z energetického rozboru souprav 1. typu, tj. alternativy, u které počítáme s tím, že hodnota přírůstkové příkonové funkce v optimální rychlosti je vyšší než hodnota, o kterou se zvýší výkonnost, vyplynulo, že pracovní stroj reagující na změnu výkonnosti změnou optimální rychlosti směrem do vyšší nebo nižší oblasti rychlosti vzhledem k optimální změně v_{p2} o vyšší hodnotu pracuje v energeticky nevýhodné oblasti. Obdobné tvrzení platí i pro agregáty 3. typu.

Z energetického rozboru soupravy 2. typu, tj. alternativy, u které počítáme s tím, že hodnota přírůstkové příkonové funkce v optimální rychlosti je nižší než hodnota, o kterou se zvýší výkonnost, vyplynulo (Janeček, 1972), že souprava reagující na změnu výkonnosti změnou optimální rychlosti směrem do vyšší nebo nižší oblasti rychlosti vzhledem k rychlosti v_{p2} (charakterizující optimální změnu rychlosti) o vyšší absolutní hodnotu dosahuje vyšších úbytků energetické náročnosti. Jinými slovy — nově navržený stroj pracuje v tomto případě v energeticky výhodné oblasti.

Seznam použitých označení

v_p	— optimální rychlost charakterizující energetické minimum soupravy
$f(v_p), f'(v_p)$	— příkonové funkce (derivace příkonové funkce) soupravy v optimální rychlosti v_p
$f_1(v)$	— původní příkonová funkce soupravy
$f_2(v)$	— příkonová funkce nutná pro zajištění pracovní činnosti po změně výkonnosti stroje
$\psi(v)$	— funkce charakterizující přírůstek příkonu v důsledku změny výkonnosti pracovního stroje
$\psi'(v), \psi''(v)$	— první, druhá partiální derivace funkce $\psi(v)$
$W(v)$	— původní výkonnostní funkce
$W_2(v)$	— nově zavedená výkonnostní funkce
m	— konstanta
$Q_1(v), Q_2(v)$	— funkce měrné práce vztažené na jednotku opracované hmoty nebo plochy
$\dot{Q}_1(v), \dot{Q}_2(v)$	— první, druhá partiální derivace funkce měrné práce
v_{p1}	— optimální rychlost původní soupravy charakterizované příkonovou funkcí $f_1(v)$ a výkonnostní funkcí $W_1(v)$
v_{p2}	— optimální rychlost nově zavedené soupravy charakterizované příkonovou funkcí $f_2(v)$ a výkonnostní funkcí $W_2(v)$
k	— konstanta

Literatura

- ANDERT, A.: Základní parametry soustavy traktorů pro čs. zemědělství v r. 1970. In: Sborník vědeckých prací VÚZT. Praha-Rěpy 1966.
- ANDERT, A.: Studie o rozvoji energetických měničů ke komplexnímu řešení energetiky při pěstování a sklizení cukrovky. In: Sborník vědeckých prací VÚZT. Praha-Rěpy 1966.
- ANDERT, A.: Vhodné energetické měniče a zdroje k využití energie ke klimatizačním účelům v zemědělské výrobě. In: Sborník vědeckých prací VÚZT. Praha-Rěpy 1968.
- BEKKER, M. A.: Of the Road Locomotion. Michigan 1969.
- BUDÍNSKÝ, B.: Základy diferenciální geometrie s technickými aplikacemi. Praha, SNPL 1970.
- JANEČEK, A.: Metoda matematického rozboru vztahu mezi měrným odporem a měrnou prací, vztaženou na jednotku objemu opracované hmoty. [Závěrečná zpráva Z-896]. Praha-Rěpy, Výzkumný ústav zemědělské techniky 1972.
- JANEČEK, A.: Metoda fyzikálně technického problému nalezení optimálních parametrů agregátu z hlediska minima měrné práce. [Závěrečná zpráva Z-920]. Praha-Rěpy, Výzkumný ústav zemědělské techniky 1973.
- JANEČEK, A.: Odvození obecného vztahu pro optimální rychlost charakterizující minimum měrné práce. Zeměd. Techn., 20, 1974, č. 1, s. 35-42.

Došlo dne 6. 4. 1977

ЯНЕЧЕК, А. (Научно-исследовательский и экспериментальный институт МТС и МПП, Прага): Анализ изменений оптимальной скорости, характеризующей минимум удельного труда в зависимости от изменения производительности машины. Земед. Techn., 24, 1978 (3): 179-188.

По общему методу определения энергетического минимума устанавливались условия, определяющие изменение новой возникшей оптимальной скорости по направлению к более высоким, или низким показателям скоростей, как реакцию на изменение производительности

агрегата. Новая установленная оптимальная скорость определяет минимальный удельный труд, затраченный на единицу объема отработанного материала нового агрегата, работающего с более высокой производительностью. Путем энергетического анализа были установлены условия, согласно которым из системы новых предложенных агрегатов можно выделить те, которые реагируют на изменение производительности приемлемым способом с энергетической точки зрения.

энергетика; общий анализ; оптимальная скорость; изменение скорости агрегата

JANEČEK, A. (Research and Developmental Institute of Machine-Tractor Stations and Repair Shops of Farm Machines, Praha): *Analysis of the Change in Optimal Speed, Characterizing the Minimum of Specific Work, as Depending on the Change in Machine Performance*. Zeměd. Techn., 24, 1978 (3) : 179-188.

The general method of the determination of energy minimum was used for specifying the conditions determining a change in a newly arisen optimum speed towards higher or lower speed levels, as a response to a change in the performance of the set. The newly found optimum speed determines the minimum specific work per unit volume of the matter processed by the new set, working at a higher performance level. Energy analysis was performed to determine the conditions which make it feasible to choose among the sets in a newly designed system those that give the best energy response to a change in performance.

energetics; general analysis; optimum speed; change in speed of the set

JANEČEK, A. (Forschungs- und Entwicklungsinstitut der MTS und LMR, Praha): *Analyse der Änderung der optimalen Geschwindigkeit, die das Mindestmaß der spezifischen Arbeit in Abhängigkeit von der Änderung der Maschinenleistung charakterisiert*. Zeměd. Techn., 24, 1978 (3) : 179-188.

Durch eine allgemeine Methode der Ermittlung eines Energieminimums wurden Bedingungen festgelegt, die die Änderung der neuentstandenen optimalen Geschwindigkeit in Richtung der höheren oder geringeren Geschwindigkeitswerte als Reaktion auf die Änderung der Leistung der Anlage bestimmen. Die neugefundene optimale Geschwindigkeit bestimmt die minimale spezifische Arbeit, die auf die Einheit des Umfanges der bearbeiteten Masse der neuen, mit höherer Leistung arbeitenden Anlage bezogen ist. Durch Energieanalyse wurden Bedingungen festgelegt, nach welchen man von dem System der neuvorgeschlagenen Anlagen diejenigen bestimmen kann, die an die Leistungsänderung vom Energiegesichtspunkt in der vorteilhaftesten Weise rückwirken.

Energetik; allgemeine Analyse; optimale Geschwindigkeit; Leistungsänderung der Anlage

Adresa autora:

Ing. Adolf Janeček, CSc., Výzkumný a vývojový ústav STS a OZS, Černokostelecká 114, 100 32 Praha 10

Z VĚDECKÉHO ŽIVOTA

VEDOUcí PRACOVISTĚ VĚDECKOTECHNICKÉHO ROZVOJE — NÁSTROJ ŘÍZENÍ TECHNICKÉHO ROZVOJE V ČSSR

Usnesením vlády ČSSR číslo 174 z května 1974 bylo odvětvovým ministerstvům, a tedy i oběma resortům strojírenským uloženo dobudovat ve spolupráci s Federálním ministerstvem pro technický a investiční rozvoj systém vedoucích pracovišť vědeckotechnického rozvoje. Toto usnesení bylo vydáno jako součást souhrnu opatření zajišťujících závěry ÚV KSČ, podle nichž se má posílit úloha vědeckotechnického rozvoje při zvyšování efektivity národního hospodářství.

V souladu se svým posláním mají VP VTR povinnost sehrát důležitou úlohu při uplatňování nových poznatků při co nejširším využití celosvětového fondu vědy. V souladu s dynamickým rozvojem socialistické společnosti musí tato pracoviště novým přístupem k tvorbě dlouhodobých prognóz a koncepcí i realizaci posledních výsledků vědy ovlivnit výrobní praxi.

Hledání vhodných forem řízení vědeckotechnického rozvoje není jen specifickou záležitostí ČSSR, ale dotýká se všech zemí na určité úrovni společenské dělby práce. A právě jednou z těchto forem, jedním z nástrojů, který by měl přispět ke zvýšení úrovně VTR, ke zlepšení koordinace, zohlednění dlouhodobých trendů a k propojení všech fází inovačního cyklu, je systém VP vědeckotechnického rozvoje.

V současné době (konec roku 1977) je systém VP VTR reprezentován třemi typy pracovišť (podle druhů pověření), a to:

- meziodvětvovým (průřezovým),
- mezioborovým,
- oborovým.

Tento systém, orientovaný na perspektivní oblasti, představuje systém otevřený, to je takový, který umožňuje ve svém rozvoji v průběhu času na jedné straně doplňování o nové oblasti, na druhé straně ovšem i rušení VP VTR, která svoji koordinátorskou úlohu dohrála.

Celkem jde cca o 190 vedoucích pracovišť VTR, která pokrývají asi 400 oblastí. VP VTR jsou soustředěna do šestnácti resortů (z toho do sedmi federálních, šesti resortů ve sféře vlády ČSR a tři resortů ve sféře vlády SSR).

Převládá počet (cca 70 %) VP VTR ve federální sféře, kde strojírenské resorty představují cca 50 % všech pracovišť VP VTR.

Je pochopitelné, že tato bilance je jednou stránkou, a to kvantitativní, daného problému. Daleko důležitější je hledisko

kvality, svědčící o tom, jak uvedená pracoviště — individuálně i jako systém — plní úlohu místa, které koncentruje vysoce kvalifikované odborníky používající tvůrčí přístupy k řešeným otázkám, místa, kde je soustavně sledován vědeckotechnický rozvoj dané oblasti ve světě i v ČSSR a kde jsou zpracovávány materiály reagující na světové trendy a dávající do relací s nimi i podmínky vědeckotechnického rozvoje sledované oblasti, a to zejména z hledisek dlouhodobého rozvoje. Vědecké přístupy při zkoumání problémů vyžadují i obdobné přístupy řídicích úrovní a vědecké metody jejich řešení.

VP VTR jsou vlastně centry, ve kterých se:

- ujasňují celospolečenské aspekty při orientaci vědeckotechnického rozvoje oblasti,
- realizují kontakty a vazby mezi základním a aplikovaným výzkumem, vývojem, ověřením a výrobou (realizace vertikálních vztahů),
- vylučují neúčelné duplicity řešení mezi několika resorty (realizace horizontálních vztahů),
- uplatňuje návaznost technologických výzkumů i výzkumů strojních systémů,
- komplexně přistupuje k prosazování VTR v tom, že se nepraktikují jen pohledy technické a technologické, ale i ekonomické, organizační a společenské.

Tato hlediska lze shrnout pod pojem koordinace inovačních aktivit. Jejich výsledným efektem (při vhodném využívání řídicích úrovní) bude dokonalejší propojení cyklu výzkum — vývoj — výroba — užití, zrychlení tohoto cyklu, rychlejší obměna sortimentu, zdokonalení technologií, zvýšená úroveň kvality výrobků, úspory surovin, energie, atp. a v konečném důsledku rychlejší rozvoj celé čs. ekonomiky.

Z vývoje výzkumně vývojové základ-

ny vyplývá, že struktura i formy základny budované od roku 1945 a vyhovující tehdejšímu podmínkám a potřebám výroby a výzkumu, tehdejšímu tempu růstu výroby a potřebám společnosti po 30 letech neodpovídají dnešnímu tempu a potřebám a nemají-li se stát bariérou dalšího rozvoje, musí dojít ke změnám ve struktuře i organizaci, aby nastoupený společenský rozvoj mohl pokračovat.

Ve světě můžeme pozorovat tendence pružněji přistupovat k problémové orientaci výzkumu a vývoje, ke skloubenosti všech fází inovačního cyklu, k rychlejšímu zavádění nových technologií, materiálů, výrobků apod.

Z hodnocení XV. sjezdu KSČ vyplývá, že ČSSR — nemá-li ztratit pozici vyspělé průmyslové země — musí k těmto novým tendencím urychleně přistoupit a učinit v tomto smyslu opatření zabezpečující výrazné zvýšení úrovně řídicího procesu jak s ohledem na kvalitu, komplexnost, vědeckost apod., tak i se zřetelem na integrační tendence, využívání vědeckotechnické spolupráce, licenční politiku, efektivnost a racionalitu.

Dobře fungující systém VP VTR může mnohé tyto aspekty uspokojivě řešit právě s ohledem na dlouhodobý rozvoj čs. ekonomiky v rámci ekonomik států RVHP.

Rozvoj vědy a techniky, doprovázený růstem složitosti, komplexnosti řízení a náročnosti na řídicí práci, nelze dnes již zajišťovat současnými, převážně empirickými metodami a prostředky.

Nové podmínky vyžadují i nové formy organizace a koordinace práce a zvýšení úrovně řídicích pracovníků vůbec. Ke zvládnutí tohoto procesu, jak ani jinak v období vědeckotechnické revoluce nemůže být, jsou nutné vědecké kvalifikované přístupy projevující se stále větší účastí vědeckotechnických odborníků v řídicím procesu.

Ve světě i u nás lze tyto tendence pozorovat již řadu let a úspěšnost jejich zvládnutí je zřejmě v koncepčním pojetí koordinace a řízení vědeckotechnického rozvoje v širším slova smyslu, to je rozvoje zasahujícího nejen sféru výzkumu a vývoje, ale protaženého až do výroby a užití.

Jak z vývoje vyplývá, půjde stále více o komplexní řízení celého inovačního cyklu při využití informačních systémů, ASŘ, normalizace apod. A právě všechny tyto činnosti bude zastřešovat a příslušné návrhy pro řízení zpracovávat VP VTR tak, aby byly sladěny celospolečenské zájmy se zájmy resortů a VJH při využívání vhodných nástrojů ovlivňujících průběh vědeckotechnického roz-

voje, od prognóz přes výběr úkolů, realizaci až po výrobu.

Zkušenosti naše i z ostatních zemí RVHP svědčí o vhodnosti tohoto nástroje koordinace a řízení. Jde o to, zlepšovat tento systém a postupně jeho dobrou činnost přesvědčovat vedení organizací o vhodnosti zapojování vědeckotechnického potenciálu nejen do řešení, projektování, osvojování apod., ale také do koordinace a řízení, kam je rovněž třeba přinést vědecké přístupy a metody.

V oblasti zemědělské techniky jsou čtyři vedoucí pracoviště VTR.

V resortu všeobecného strojírenství byl pro obor 536 — zemědělské stroje — pověřen vykonáváním funkce VP VTR Výzkumný ústav zemědělských strojů, Praha-Chodov, pro obor 531 — traktory — Výzkumný ústav traktorů, Brno-Líšeň, v resortu Federálního ministerstva zemědělství a výživy byl Výzkumný ústav zemědělské techniky, Praha-Rěpy, pověřen funkcí VP VTR pro zemědělskou techniku z hlediska technologií a Výzkumný ústav STS a OZS, Praha-Malešice (GŘ STS, Vinohrady), bude pověřen výkonem funkce vedoucího pracoviště pro obor opravárenství zemědělské techniky.

Výzkumný ústav zemědělských strojů byl pověřen funkcí VP VTR v roce 1974. Na začátku ledna 1975 bylo vytvořeno oddělení koordinace VTR, které zároveň zajišťuje úkoly vyplývající z funkce VP VTR, přičemž je nutné si uvědomit základní fakt, že funkcí vedoucího pracoviště byl pověřen celý ústav, všechna jeho oddělení, která jsou zpracovateli úkolů, nebo jsou při zpracování nápomocna.

V případě VP zemědělských strojů jsou do rámce vedoucího pracoviště technického rozvoje začleněny především tyto činnosti:

- zpracování prognóz a koncepcí rozvoje zemědělských mechanizačních prostředků,
- technicko-ekonomické rozborů,
- činnost oborového střediska vědeckých a technických informací,
- činnost oborového střediska patentoprávní ochrany,
- normalizační činnost v rámci oborového pracoviště,
- metodická činnost při tvorbě podkladů dokumentujících efektivnost zařazovaných úkolů technického rozvoje,
- ověřování prognostických záměrů nových prvků zemědělských strojů.

Na všechny činnosti jsou zpracovávány každoročně metodiky a časový postup řešení.

Během roku 1975 a zvláště pak v le-

tech 1976 a 1977 se vlastní činnost vedoucího pracoviště VTR vykrystalizovala do tří oblastí:

- a) koordinace úkolů technického rozvoje,
- b) koordinace širšího charakteru,
- c) zajišťování činností specifikovaných ve výnosu FMTIR č. 4/ o vedoucích pracovištích.

ad a) Koordinace úkolů technického rozvoje

— Soustřeďují se prováděcí plány TR podniků vyrábějících zemědělské stroje na běžný rok, sledují se a dělají se záahy, zvláště v oblasti státních úkolů, kde je ústav koordinátorem.

— Při tvorbě plánu technického rozvoje na 6. 5LP se ukázala naléhavá potřeba detailního technického rozdělení prací a úkolů, jejichž jednu část řeší ústav a druhou část podnik, nebo tehdy, navazuje-li podnik v pozdějších letech na výsledky výzkumných prací. Po analýze navrhovaných úkolů byly s podniky uzavřeny dohody na detailním rozdělení prací těchto nedůležitějších úkolů:

samojízdný ořezávač cukrovky šestiřádkový druhé generace,

samojízdná silážní řezačka druhé generace,

stroj pro mechanizaci pícninářských prací ve svazích,

mechanizační prostředky pro sklizeň chmele.

— Dále koordinuje přípravu řešení úkolů pro 7. 5LP, vypracovávají charakteristiky a přepřehují kmenové listy — komponenty.

ad b) Koordinace širšího charakteru

V této oblasti je koordinace horizontální — prohlubuje se spolupráce s podniky, jsou organizovány schůzky hlavních konstruktérů k řešení společné problematiky. Rozsáhlá je i činnost se spolupracujícími VP VTR (na základě uzavřených smluv o spolupráci), ať již při zpracování perspektivních požadavků na výrobky, či v otázkách kooperace technického rozvoje.

ad c) Zajišťování činností specifikovaných ve výnosu FMTIR č. 4

Tato činnost, která je jednou ze základních činností VP VTR, vyplývá z po-

vinností uložených „Pověřením“. Jde především

- o soustavné zpracovávání přehledů o současném stavu a tendencích světové techniky v oboru zemědělského strojírenství,
- o udržování přehledu o stavu a tendencích výzkumu a vývoje a o technické úrovni výroby v ČSSR,
- o zpracovávání přehledů o úkolech TR na všech pracovištích oboru a upozorňování na nežádoucí duplicity a směry nedostatečně rozvíjené,
- o rozboru stavu výzkumných a vývojových pracovišť,
- o vypracovávání prognóz a podkladů pro souhrnné perspektivní koncepce výzkumu a vývoje zároveň se zřetelem k prohlubování vědeckotechnické a ekonomické spolupráce s členskými zeměmi RVHP,
- o sledování postupu a výsledků realizace vyřešených úkolů výzkumu a vývoje a o upozorňování nadřízených orgánů na problémy spojené s realizací,
- o účast na důležitých oponentních jednáních a při tvorbě stanovisek,
- předkládání návrhů na zařazení výzkumných úkolů do plánu RVT na základě zpracovaných prognóz a koncepcí prací,
- o různé drobnější činnosti jako vyjadřování se k dovozům vzorových strojů, návrhy na licenční jednání atp.

Je ovšem nutné mít na zřeteli, že definitivní profil činností vedoucích pracovišť, rámcově uvedený, se dotváří. V první fázi bylo třeba vyjasnit záležitosti organizační, ekonomické atd.

Federální ministerstvo techniky a investičního rozvoje ve spolupráci s jednotlivými resorty pořádá každoročně seminář, který slouží k výměně zkušeností pracovníků VP VTR. Tím přispívá k jednotnému formování pracovní činnosti vedoucích pracovišť tak, aby plnila svoji funkci — sehrát pozitivní úlohu při řízení a racionalizaci technického rozvoje jednotlivých oblastí našeho hospodářství.

Musíme si ovšem uvědomit základní skutečnost, že VP VTR nemůže nikdy nahrazovat nebo zdvojit funkci přímého řízení řídicích orgánů, odpovědných za prosazení vědeckotechnického rozvoje do národního hospodářství. VP VTR budou plnit funkci tvůrce a dodavatele specifických odborných informací nutných pro objektivní rozhodování na všech stupních.

Rukopis odevzdán k tisku 31. 1. 1978 — Podepsáno k tisku 22. 3. 1978

Šesták J.: Viacsezónne sledovanie spotreby výkonu pri výmlate obilnín	129
Adamovský R.: Výzkum základních otázek systému vyhřívání půdy	145
Oubrecht J.: Ekonomická hlediska na konstrukci žacích mlátiček	153
Žák K., Hájek J., Pinkas J.: Výzkum a rozbor funkce pneumaticko-hydraulického jističího zařízení orebních těles pluhů	165
Janeček A.: Analýza změny optimální rychlosti charakterizující minimum měrné práce v závislosti na změně výkonnosti stroje	179
Z vědeckého života	
Hutla D.: Vedoucí pracoviště vědeckotechnického rozvoje — nástroj řízení technického rozvoje v ČSSR	189

СОДЕРЖАНИЕ

Шестак Й.: Изучение потребления мощности при обмолоте зерновых культур в ходе нескольких сезонов	143
Адамовски Р.: Изучение основных вопросов системы обогрева почвы	152
Аубрехт Й.: Экономические аспекты конструкций зерноуборочных комбайнов	163
Жак К., Гаек Й., Пинкас Й.: Изучение и анализ функции пневматическо-гидравлического защитного приспособления у корпусов плугов	177
Янечек А.: Анализ изменений оптимальной скорости, характеризующей минимум удельного труда в зависимости от изменения производительности машины	187

CONTENTS

Šesták J.: Input Power Consumption during Grain Threshing as Studied in the Course of Several Harvest Seasons	143
Adamovský R.: Research in the Basic Problems of the Soil Heating System	152
Oubrecht J.: Economic Aspects of the Design of Harvester-Threshers	164
Žák K., Hájek J., Pinkas J.: Research and Analysis of the Function of the Pneumatic-Hydraulic Safety Device of Plough Bittoms	177
Janeček A.: Analysis of the Change in Optimal Speed, Characterizing the Minimum of Specific Work, as Depending on the Change in Machine Performance	188

INHALT

Šesták J.: Mehrsaisonmäßiges Verfolgen des Leistungsaufwandes beim Getreidedrusch	144
Adamovský R.: Untersuchung über Grundfragen des Bodenheizungssystems (Res. A)	152
Oubrecht J.: Ökonomische Gesichtspunkte für den Bau der Mähdrösch	164
Žák K., Hájek J., Pinkas J.: Untersuchung und Analyse der Funktion der pneumatisch-hydraulischen Sicherungseinrichtung von Pflugkörpern	178
Janeček A.: Analyse der Änderung der optimalen Geschwindigkeit, die das Mindestmaß der spezifischen Arbeit in Abhängigkeit von der Änderung der Maschinenleistung charakterisiert	188

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, Legerova ulice 22, 120 00 Praha 2.