

VĚDECKÝ ČASOPIS



ZEMĚDĚLSKÁ TECHNIKA

8

ROČNÍK 33 (LX)
PRAHA
SRPEN 1987
CENA 10 Kčs
CS ISSN 0044-3883

ČESKOSLOVENSKÁ AKADEMIE ZEMĚDĚLSKÁ
ÚSTAV VĚDECKOTECHNICKÝCH INFORMACÍ
PRO ZEMĚDĚLSTVÍ

Řídí redakční rada: prof. ing. Miloslav Velebil, DrSc. (předseda), ing. Miloslav Adam, CSc., ing. Vladimír Dufek, CSc., prof. ing. Marko Ďuriš, CSc., ing. Jiří Fiala, DrSc., ing. František Fortuník, CSc., ing. Stanislav Haš, CSc., ing. Dušan Hutla, doc. ing. Ján Jech, CSc., ing. Zdeněk Pastorek, CSc., ing. Miroslav Posekaný, ing. Bohumil Studeník, CSc., prof. ing. Vladimír Suchý, CSc., prof. ing. Zdeněk Šteffl, DrSc., Josef Višínský, CSc.

Za vedení časopisu odpovídá prof. ing. Miloslav Velebil, DrSc.

Redaktorka ing. Jovanka Václavíčková

OBSAH

Procházka B.: Dvadsaťpäť rokov odboru mechanizácie poľnohospodárstva na Vysokej škole poľnohospodárskej v Nitre	449
Petranský I., Šoka I., Orgoník P.: Možnosti použitia hydrostatických prevodoviek československej výroby v traktoroch	451
Žikla A., Drabant Š.: Zisťovanie základných parametrov regulačnej hydrauliky v laboratórnych podmienkach	465
Pisár E.: Riešenie regulačnej hydrauliky závesných zariadení traktorov vyšších výkonových tried	475
Semetko J.: Zisťovanie premeny energie v prevádzke	483
Meleg J., Procházka B.: Kvalita práce jednolištového mlátiacieho mechanizmu	495
Balla J.: Špecifické rysy abrazívneho opotrebovania uhlíkových ocelí	501

Informace

Zoznam realizačných výstupov z vyriešených výskumných úloh na mechanizačnej fakulte Vysokej školy poľnohospodárskej v Nitre v rokoch 1981 až 1985	511
---	-----

СОДЕРЖАНИЕ

Петрански И., Шока И., Оргоник П.: Возможности применения гидростатических коробок передач чсл. производства у тракторов	462
Жикла А., Драбант Ш.: Определение основных параметров регулировочной гидравлики в лабораторных условиях	473
Писар Э.: Решение регулировочной гидравлики прицепных устройств к тракторам повышенных категорий мощности	482
Семетко Й.: Определение превращения энергии в производстве	493
Мелег Я., Прохазка Б.: Качество работы однопланчатого молотильного механизма	499
Балла Й.: Специфические признаки абразивного износа углеродистой стали	509

Dvadsaťpäť rokov odboru mechanizácie poľnohospodárstva va Vysokej škole poľnohospodárskej v Nitre

Stratégia urýchlenia sociálno-ekonomického rozvoja našej spoločnosti kladie osobitné požiadavky na celú spoločenskú prax. V súčasnej etape výstavby rozvinutej socialistickej spoločnosti prudko vzrastá význam vedeckotechnického rozvoja a jeho uplatnenia v spoločenskej praxi. V tomto období sa veda, výsledky vedeckotechnického pokroku čím ďalej tým viac stávajú bezprostrednou výrobnou silou, ktorá urýchľuje procesy intenzifikácie a špecializácie a zvyšuje efektívnosť výroby, produktivity a kvality práce.

Tieto úlohy plní naša fakulta už 25 rokov.

V školskom roku 1962—1963 bol ustanovený študijný odbor mechanizácia poľnohospodárstva, z ktorého bola v roku 1969 zriadená mechanizačná fakulta.

Z výsledkov doterajšej výchovno-vzdelávacej činnosti nás v praxi reprezentuje 3115 absolventov, z toho 2685 absolventov denného štúdia a 430 absolventov štúdia popri zamestnaní. Pre zahraničie fakulta doteraz vychovala 98 absolventov.

V nadväznosti na denné štúdium organizujeme aj štúdium postgraduálne v oblasti prevádzkovej spoľahlivosti strojov, energetiky v poľnohospodárstve a využitia poľnohospodárskej techniky.

Rozhodujúcim činiteľom vo výchovno-vzdelávacom procese je učiteľ — jeho odborná a ideovo-politická úroveň. V súčasnosti pracuje na fakulte 105 učiteľov, z čoho sú štyria profesori a 31 docentov. Z celkového počtu učiteľov je 61 kandidátov vied a jeden doktor vied. Z 88 neučiteľských pracovníkov má 14 vysokoškolské vzdelanie.

Neoddeliteľnou súčasťou výchovno-vzdelávacieho procesu je vedeckovýskumná práca a realizácia jej výsledkov. Doteraz bolo riešených a obhájených 109 vedeckovýskumných úloh, ktoré boli orientované na oblasť základného výskumu, vedeckotechnického rozvoja ako aj aktuálnych problémov praxe. Veľmi široká a významná je aj práca v rámci vedľajšej hospodárskej činnosti.

Naše poznatky odovzdávame praxi aj cestou pravidelných vedeckých a odborných podujatí, inštruktážnou a publikačnou činnosťou.

Na fakulte bolo obhájených 103 kandidátskych disertačných prác, z toho osem zahraničných (päť poľských, jedna mongolská a jedna vietnamská), a jedna doktorská práca.

Vedecký dorast vychováваме v rámci Študentskej vedeckej a odbornej činnosti a Rady mladých odborníkov.

Vedecky a odborne spolupracujeme okrem domácich ustanovizní a inštitúcií aj so 17 zahraničnými partnermi. Zúčastňujeme sa na odborných a vedeckých podujatiach v zahraničí, kde naši spolupracovníci vystupujú a publikujú výsledky svojej práce.

Dlhodobé zahraničné stáže absolvovalo 26 pracovníkov, a to v ZSSR, NSR, NDR, vo Švédsku, Holandsku, v USA, vo Veľkej Británii a v Indii. Šiesti pracovníci ukončili ašpirantúru v ZSSR.

Pre zvýšenie účinnosti našej práce bol zriadený Ústav pre meráciu a vyhodnocováciu techniku, ktorého úlohou je rozvíjať vedeckotechnickú základňu fakulty v meraciach a vyhodnocovacích metódach, integrovať existujúce prostriedky, používať vedecké metódy merania a vyhodnocovania a zároveň byť aj funkčnou bázou riadenia a hodnotenia vedeckovýskumnej činnosti fakulty a spolupráce s inými podobnými pracoviskami.

Ďalej bolo ustanovené vedeckovýrobné združenie so ZŤS Martin a výsledky tejto spolupráce sú už teraz vysoko efektívne.

Pre realizáciu vynálezov, zlepšovacích návrhov a výsledkov výskumu v mechanizácii sa buduje Združené pracovisko VŠP, GR STS a OPS a Agrokomplexu Nitra, konštrukčno-vývojové dielne a laboratóriá.

Úlohou našej fakulty je pripravovať vysokokvalifikovaných a politicky vyspelých odborníkov, ktorí budú realizovať technickú politiku strany v poľnohospodárskych podnikoch a službách, uplatňovať vedeckotechnický pokrok a v týchto intenciách vychovávať aj svojich spolupracovníkov.

Sme si vedomí toho, že vzdelanostná úroveň je rozhodujúcou zložkou rozvoja spoločnosti, jej ekonomiky a životnej úrvne, ale aj obrany vlasti a zabezpečenia mieru.

Dvadsaťpäť rokov trvania odboru mechanizácie poľnohospodárstva na Vysokej škole poľnohospodárskej v Nitre potvrdilo jeho opodstatnenosť a jeho prínos pre rozvoj socialistického poľnohospodárstva na Slovensku.

Úlohy pre ďalšie obdobie, ako ich zdôraznil XVII. zjazd KSČ, sa aj v tejto oblasti prehlbujú, čím kladú na pracovníkov a študentov fakulty a jej absolventov ešte vyššie nároky, čo si plne uvedomujeme.

Prof. ing. Bohumil Procházka, CSc.
dekan MF VŠP v Nitre

MOŽNOSTI POUŽITIA HYDROSTATICKÝCH PREVODOVIEK ČESKOSLOVENSKEJ VÝROBY V TRAKTOROCH

I. Petranský, I. Šoka, P. Orgoník

PETRANSKÝ, I. — ŠOKA, I. — ORGONÍK, P. (Vysoká škola poľnohospodárska, Nitra; ZTS, Výskumný ústav hydraulických mechanizmov, Dubnica nad Váhom): *Možnosti použitia hydrostatických prevodoviek československej výroby v traktoroch*. Zeměd. Techn., 33, 1987 (8) : 451-463.

Príspevok obsahuje rozbor možností použitia kompaktných hydrostatických prevodoviek vyrábaných v ZTS Dubnica nad Váhom na báze prevodníkov DUBAX v konštrukcii poľnohospodárskych traktorov. Cez analyzovaný vývoj týchto prevodových systémov vychádza aplikačná možnosť z požiadaviek na traktorové súpravy s hydrostatickými prevodovkami. Aplikačný rozbor je uskuutočnený podľa ťahových vlastností traktora a podľa možností zabudovania kompaktných prevodoviek s hydrostatickými prevodníkmi do traktorov. Trakčné charakteristiky sú spracované v dvoch alternatívach s rozdielnymi prevodovkami. Výpočty a grafické závislosti spracované porovnávacou metódou vysvetľujú výhody aplikovaných hydrostatických prevodoviek oproti mechanickým prevodovkám v definovaných prevádzkových režimoch.

kompaktná hydrostatická prevodovka; trakčná charakteristika; ťahová charakteristika; metóda porovnania prevodových systémov

V poslednom období možno pozorovať, že použitie integrovaných hydrostatických prvkov v samohybných strojoch rýchlo narastá. Ide predovšetkým o hydrostatické kolesové pohony (hydrokolesá), hydrostatické prevodovky, hydrostatické nápravy (hydronápravy) a podobné agregáty. Hlavným dôvodom zavádzania týchto integrovaných kompaktných prvkov je úspora materiálu, energie, priestoru zastavaného strojom, vyššia účinnosť prenosu energie a dôležitý aspekt — nižšie znehodnocovanie životného prostredia. Uvedený príspevok sa zaoberá rozborom možnosti použitia hydrostatických kompaktných prevodoviek (HP) československej výroby v traktoroch.

ROZBOR PROBLÉMOV APLIKÁCIE

Hydrostatické prevodovky tvoria špecifické riešenie hydrostatického prevodu, pri ktorom hydrogenerátor a hydromotor, popri prípade i ďalšie hydrostatické prvky, sú usporiadané v jednom telese, alebo ich telesá sú pevne spojené.

Zakúpením licencie na výrobu axiálnopiestových prevodníkov SUNDSTRAND-SAUER série 20 a ich zavedením do sériovej výroby v ZTS, n. p., Dubnica nad Váhom, sa vytvorili podmienky pre aplikovanie hydrostatických pohonov v samohybných strojoch. Súčasne sa vytvoril základ pre inováciu licenčných prevodníkov. Výsledkom inovácie sú prevodníky typu DUBAX. Súbežne s inováciou axiálnopiestových prevodníkov v ZTS — Výskumný ústav hydraulických mechanizmov, Dubnica nad Váhom, sa riešil výskum a vývoj hydrostatických prevodoviek.

Už v roku 1973 bola navrhnutá a vyrobená hydrostatická prevodovka 2× SPV 22 + 2× SMF 22 a bola osadená do samohybného stroja. Jej generátorová časť sa skladá z dvoch hydrogenerátorov SPV 22 a motorová časť z dvoch hydromotorov SMF 22. Bloky valcov sú umiestnené rovnobežne vedľa seba. Hlavné vedenie pracovnej kvapaliny je vytvorené v spoločnom zadnom veku. Dva vstupné a dva výstupné hriadele sú orientované jednostranne. Ďalej bola vyvinutá a vyrobená hydrostatická prevodovka SPV 22 + SMF 22. Skladá sa z motorovej časti prevodníka SPV 22 a z motorovej časti SMF 22. Bloky valcov sú umiestnené rovnobežne vedľa seba a konce pohonných hriadeľov sú orientované jednostranne.

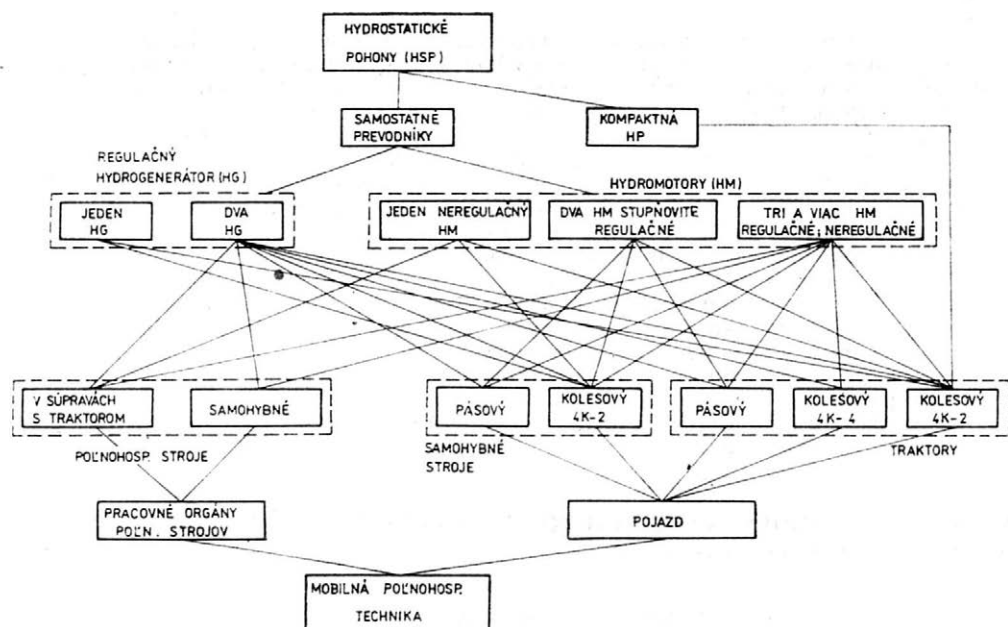
Okrem uvedených aplikácií v roku 1981 uplatnil ZTS, Výskumno-vývojový ústav, Martin, požiadavku na ZTS, Výskumný ústav hydraulických mechanizmov, Dubnica nad Váhom, ktorá sa týka vývoja kompaktnej hydrostatickej prevodovky pre pohon lesného kolesového ťahača LKT-90. Na základe danej požiadavky v ZTS VUHYM, Dubnica nad Váhom, bola vyvinutá hydrostatická prevodovka s označením HP-90R+90R 32K a HP-90R+90R.

Hydrostatickú prevodovku HP-90R+90R 32K tvoria dielce axiálnych hydrostatických prevodníkov DUBAX o veľkosti 90 a 32. Pozostáva zo skrine, v ktorej je na vstupnom hriadeľi uložený generátorový blok valcov DUBAX o veľkosti 90 a na výstupnom hriadeľi motorový blok valcov DUBAX o veľkosti 90. Bloky valcov sú umiestnené rovnobežne vedľa seba a sú pripojené k zadnému veku, v ktorom je prediata hlavné vedenie pracovnej kvapaliny. V hlavnom vedení prúdi kvapalina od hydrogenerátora k hydromotorom. K zadnej čelnej ploche zadného veka je pripojená ďalšia skriňa, v ktorej je na hriadeľi uložený motorový blok valcov DUBAX o veľkosti 32, spojkou spriahnutý s výstupným hriadeľom hydrostatickej prevodovky. Tandemovým pripojením hydromotora DUBAX 32 sa zväčšuje geometrický objem motorovej časti. Hydrostatická prevodovka HP-90R+90R je konštrukčne rovnaká ako HP-90R+90R 32K. Rozdiel je v tom, že v tomto prevedení nie je stavebnicovo pripojený hydromotor s konštantným geometrickým objemom 32 cm³.

Ďalej boli v ZTS VUHYM, Dubnica nad Váhom, vyvinuté hydrostatické prevodovky na báze prevodníkov DUBAX HP-70R+70R a HP-32R+32R. Prehľad tech-

I. Technické parametre hydrostatickej prevodovky — Technical parameters of a hydrostatic gearbox

Parametre	Jednotka	Typ HP			
		90 R + + 90 R 32 K	90 R + 90 R	70 R + 70 R	32 R + 32 R
Geometrický objem	cm ³				
— hydrogenerátora		89	89	69,9	33,3
— hydromotora		89 + 33,3	89	69,9	33,3
Pracovný tlak	MPa				
— menovitý		32	32	32	32
— maximálny		40	40	40	40
Maximálne otáčky	min ⁻¹				
— vstupné		3000	3000	3200	4100
— výstupné		4500	4500	4800	6200
Maximálny vstupný výkon	kW	174	174	146	90
Celková účinnosť	%	75	86	86	86
Hmotnosť	kg	128	110	95	70



1. Schéma použitia hydrostatických pohonov v poľnohospodárskej technike — A diagram of the use of hydrostatic driving mechanisms in farm machines

nických parametrov hydrostatických prevodoviek vyvinutých v ZTS VUHYM, Dubnica nad Váhom, je v tab. I.

Ako vyplýva zo štruktúrnej schémy (obr. 1) použitia hydrostatických pohonov v poľnohospodárskej technike, kompaktné hydrostatické prevodovky nachádzajú uplatnenie v podstate len v pojazde traktorov AK-2.

Poľnohospodárske traktory sú predovšetkým určené pre súpravy, v ktorých pracovné stroje vyžadujú vysoké ťahové sily, ďalej odber výkonu cez vývodový hriadeľ, vonkajší a vnútorný hydraulický obvod (Petranský a Drabant, 1985).

Výrobné procesy v poľnohospodárskej výrobe v súčasnosti aj perspektívne vyžadujú mobilné energetické zdroje, ktoré budú ťahať, nieť poľnohospodársky stroj — náradie a súčasne ho budú poháňať.

Rozbor využitia traktorov v poľnohospodárskej výrobe ukazuje, že najčastejšie použitie traktorov je v súpravách s náradím vyžadujúcim ťahovú silu (ťahové súpravy).

Pri návrhu traktorov s hydrostatickou prevodovkou treba mať na zreteli zlepšenie exploatačných vlastností celých súprav, ktoré budú s daným traktorom zostavované. Aby súprava bola efektívna a technicky správna, musí traktor predovšetkým umožňovať čo najväčšiu výkonnosť súpravy pri najväčšej hospodárnosti, t. j. najdokonalejšie využitie výkonu spaľovacieho motora traktora v režime jeho hospodárnej spotreby. Z toho vyplýva, že traktory s hydrostatickou prevodovkou majú mať potrebné regulácie hydrostatického prevodu pojazdu.

Traktory s hydrostatickou prevodovkou musia spĺňať aj požiadavky na zvyšovanie pracovných rýchlostí v tomto rozpätí:

druh náradia	pracovná rýchlosť [km . h ⁻¹]
pluhy	4,0—12,0
kombinátory	5,0—11,0
kultivátory	6,0—12,0
pôdne frézy	2,5— 5,5
brány	5,0— 9,5
valce	5,0— 7,5
sejacie stroje	5,0—14,5

Skutočné pojazďové rýchlosti v uvedených rozsahoch pre danú súpravu určujú pôdne podmienky. Vzhľadom na ťahové výkony je potrebné, aby traktory s hydrostatickou prevodovkou dosahovali maximálne ťahové výkony vyplývajúce z príslušnej výkonovej triedy pri technologickej rýchlosti traktorov, t. j. v oblasti 5 až 15 km . h⁻¹.

V doprave s prívesmi musí traktor s hydrostatickou prevodovkou zaručovať pojazďovú rýchlosť 10 až 25 km . h⁻¹ pri ťahových silách vyplývajúcich z príslušnej výkonovej triedy traktora. Spätočné rýchlosti sú obmedzené na 10 km . h⁻¹.

Pre práce vo zvlášť ťažkých podmienkach (svahovitý terén) je potrebné, aby traktory s hydrostatickou prevodovkou mali pohon na všetky štyri kolesá (4K4).

Traktory s hydrostatickou prevodovkou musia mať pohon nezávislého vývodového hriadeľa podľa normy ČSN 30 7010 (1978) a ČSN 30 7011 (1978).

Pracovná hydraulika traktora s hydrostatickou prevodovkou (vnútorný a vonkajší obvod) musí spĺňať požiadavky pre danú výkonovú triedu.

Pohon pojazdu traktora s hydrostatickou prevodovkou musí zabezpečovať požiadavky príslušnej vyhlášky o preprave na verejných komunikáciách, s ohľadom na brzdy prevádzkové aj parkovacie. Brzdzenie stroja musí byť zabezpečené aj pri vlečení s motorom v klude.

VÝSLEDKY ROZBORU APLIKÁCIE KOMPAKTNEJ HYDROSTATICKEJ PREVODOVKY V TRAKTOROCH

Kompaktnú hydrostatickú prevodovku podľa ťahových vlastností traktorov sme posúdili na základe výpočtových ťahových charakteristík pre traktor Z-8011 s optimálnou mechanickou prevodovkou a s kompaktnou hydrostatickou prevodovkou HP-90R + 90R.

Pre výpočet údajov potrebných na zostrojenie charakteristiky (obr. 2) kompaktnej hydrostatickej prevodovky sme vychádzali z týchto technických údajov:

— spaľovací motor Z-8001

maximálny výkon P_n

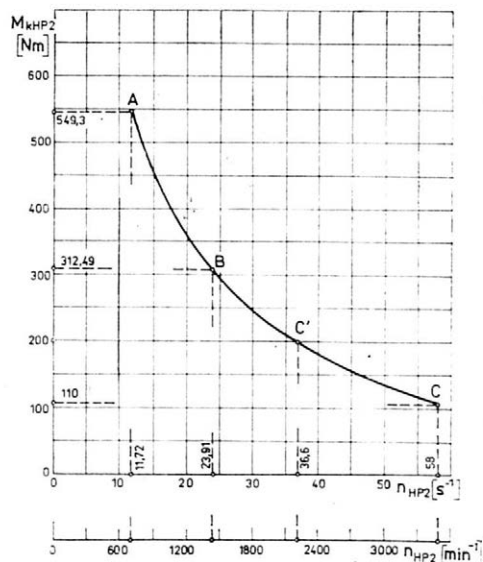
57,6 kW

menovité otáčky n_n

36,6 s⁻¹

maximálne otáčky n_{max}

40,3 s⁻¹



2. Charakteristika kompaktnej hydrostatickej prevodovky — Characteristics of a compact hydrostatic gearbox

— kompaktná hydrostatická prevodovka
výkon na vstupe prevodovky

$$P_{PH1} = P_n \cdot \eta_{SM-HP} = 57,6 \cdot 0,98 = 56,448 \text{ kW}$$

kde: η_{SM-HP} — účinnosť prevodu medzi motorom a hydrostatickou prevodovkou

menovité vstupné otáčky n_{HP1} 1500 min⁻¹

geometrický objem regulačného hydro-
generátora V_{HG} 90 · 10⁻⁶ m³

geometrický objem regulačného hydro-
generátora V_{HM} 90 · 10⁻⁶ m³

uhol vyklonenia výkyvnej dosky
hydromotora $\alpha_{HM \max}$ 18°

$\alpha_{HM \min}$ 7°

maximálny pracovný tlak $p_{HP \max}$ 40 MPa

účinnosť celková maximálna $\eta_{HP \max}$ 84 %

Po výpočte (Degtjarev, 1974) a zostrojení charakteristiky $M_{k HP2} = f(n_{HP2})$ sme údaje do trakčnej charakteristiky $F_h = f(v_t)$ vy-
počítali zo vzťahov:

$$F_h = \frac{M_{k HP2} \cdot i_{HP-K} \cdot \eta_{m HP-K}}{r_d} \quad (1)$$

kde: F_h — hnacia sila na obvode hnacích kolies traktora [N]

r_d — dynamický polomer hnacích kolies [m]

i_{HP-K} — prevodový pomer mechanického prevodu medzi výstupným hriade-
lom hydrostatickej prevodovky a kolesami traktora

$\eta_{m HP-K}$ — mechanická účinnosť prevodu medzi výstupným hriadeľom hydro-
statickej prevodovky a kolesami traktora

$$v_t = \frac{2\pi \cdot n_{HP2} \cdot r_d}{i_{HP-K}} \quad (2)$$

kde: v_t — teoretická rýchlosť traktora [m · s⁻¹]

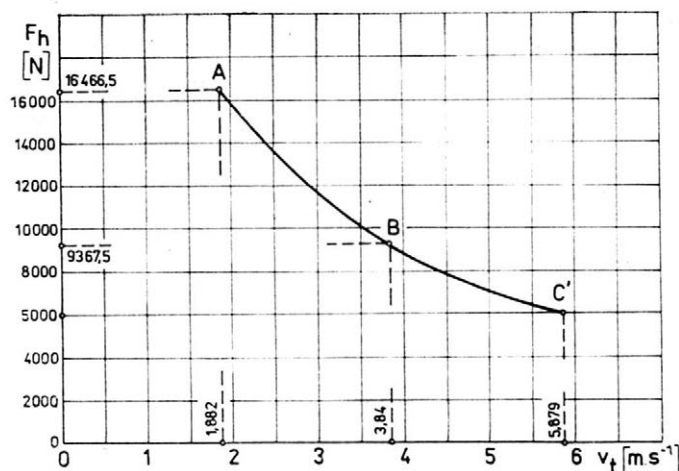
n_{HP2} — výstupné otáčky hydrostatickej prevodovky [s⁻¹]

Pri výpočte trakčnej charakteristiky sme brali v úvahu dve alterna-
tívy nahradenia mechanickej prevodovky v traktore Z-8011 prevodovkou
HP-90R + 90R, resp. HP-90R + 90R 32K.

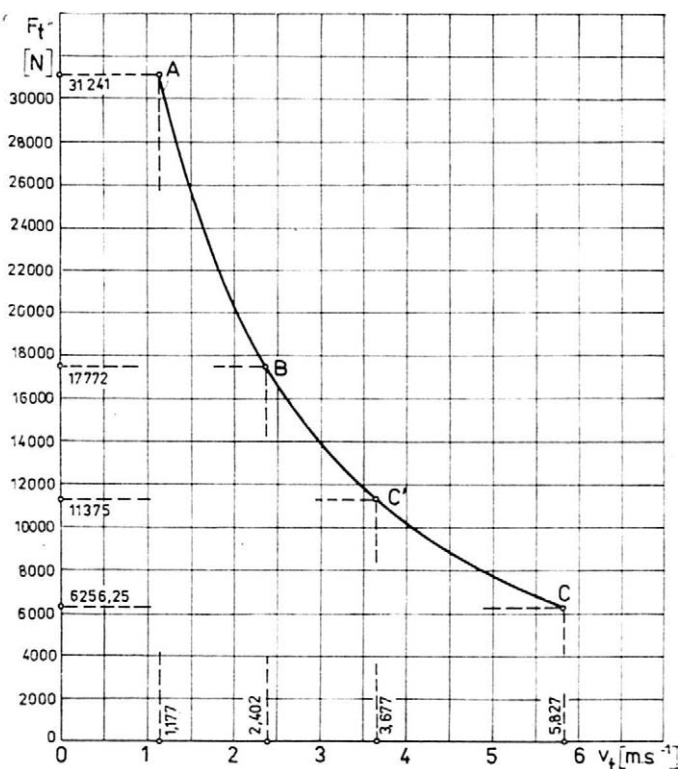
Prvá alternatíva nahrádza mechanickú prevodovku traktora pre-
vodovkou hydrostatickou bez zmeny prevodového pomeru (prevodového
mechanizmu) od výstupného hriadeľa prevodovky na hnacie kolesá
traktora. Pri tejto alternatíve je podľa charakteristiky na obr. 2 potrebné
blokovat výstupné otáčky na hodnote $n_{HP2} = 2200 \text{ min}^{-1}$. Trakčná cha-
rakteristika pre túto alternatívu náhrady prevodovky je na obr. 3.

Druhá alternatíva nahrádza mechanickú prevodovku traktora
hydrostatickou prevodovkou tak, že využíva celý rozsah otáčok podľa
charakteristiky na obr. 2. V tomto prípade treba pre udržanie maximál-
nej rýchlosti traktora 25 km · h⁻¹ uskutočniť zmenu prevodového pomeru
mechanického prevodu medzi výstupným hriadeľom prevodovky s kole-
sami, t. j. použiť nový prevodový mechanizmus od prevodovky na kolesá.
Trakčná charakteristika pre druhú alternatívu náhrady je na obr. 4.

Ťahovú charakteristiku traktora Z-8011 so štandardnou mechanickou
prevodovkou sme zostrojili pomocou počítača. Na obr. 5 je znázornená
ťahová charakteristika na strnisku bez násobiča i s násobičom krúti-
aceho momentu.



3. Trakčná charakteristika pre prvú alternatívu — Traction characteristics for the first variant

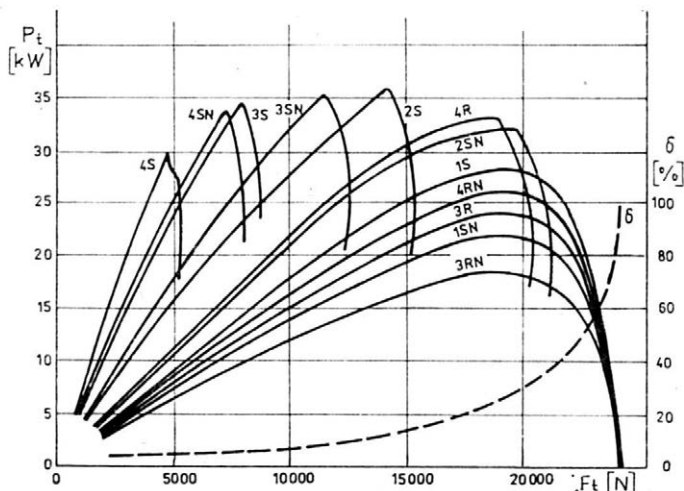
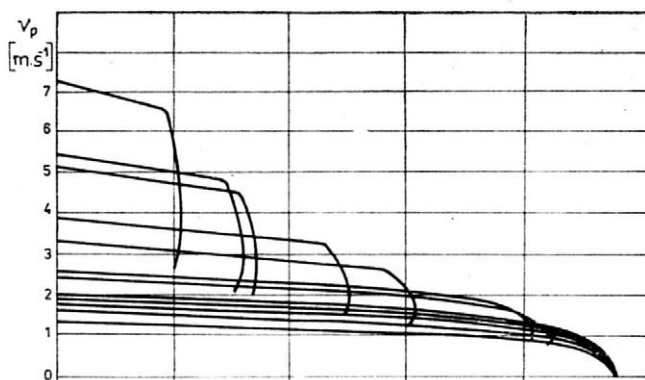


4. Trakčná charakteristika pre druhú alternatívu — Traction characteristics for the other variant

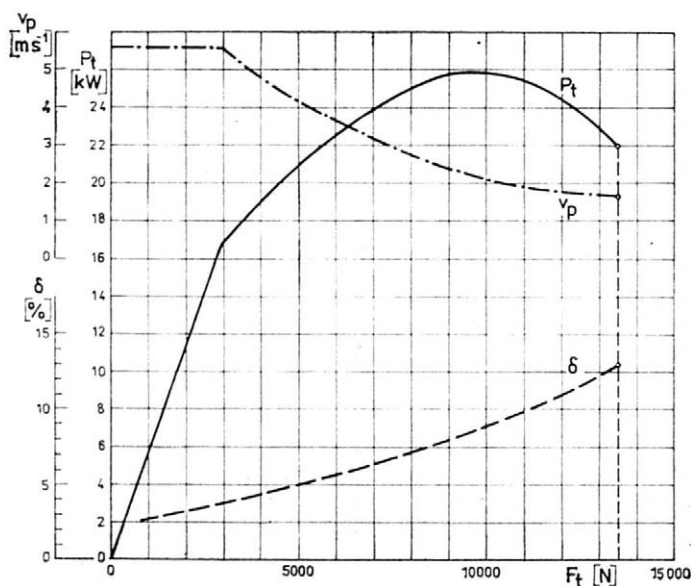
Ťahové charakteristiky traktora s hydrostatickou prevodovkou sme zostrojili podľa známeho postupu.

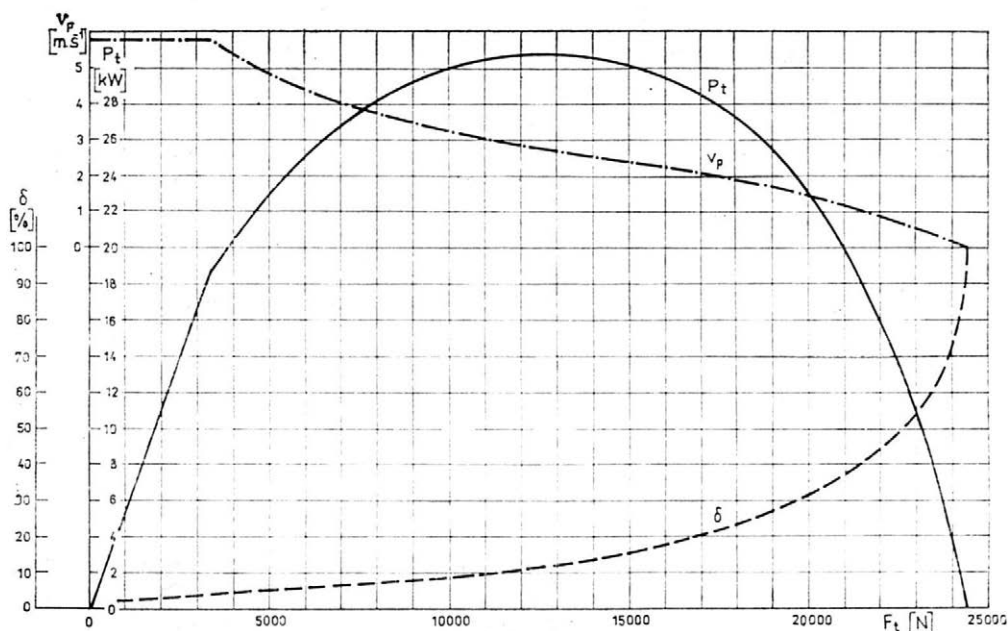
Ťahová charakteristika traktora Z-8011 pre prvú alternatívu náhrady mechanickej prevodovky prevodovkou hydrostatickou je na obr. 6 a pre druhú alternatívu na obr. 7. Pre výpočet uvedených ťahových charakteristík sme uvažovali základné rozmery, tiaž a rozloženie tiaže traktora s hydrostatickou prevodovkou zhodné so štandardným traktorom Z-8011

5. Výpočtová ťahová charakteristika traktora Z-8011 so štandardnou mechanickou prevodovkou na strnisku — Calculated drawbar characteristics of the Z-8011 tractor with a standard mechanical gearbox when going in a stubble field



6. Výpočtová ťahová charakteristika traktora Z-8011 pre prvú alternatívu náhrady mechanickej prevodovky kompaktnou hydrostatickou prevodovkou na strnisku — Calculated drawbar characteristics of the Z-8011 tractor for the first variant of replacement of a mechanical gearbox by a compact hydrostatic gearbox when the tractor is going in a stubble field





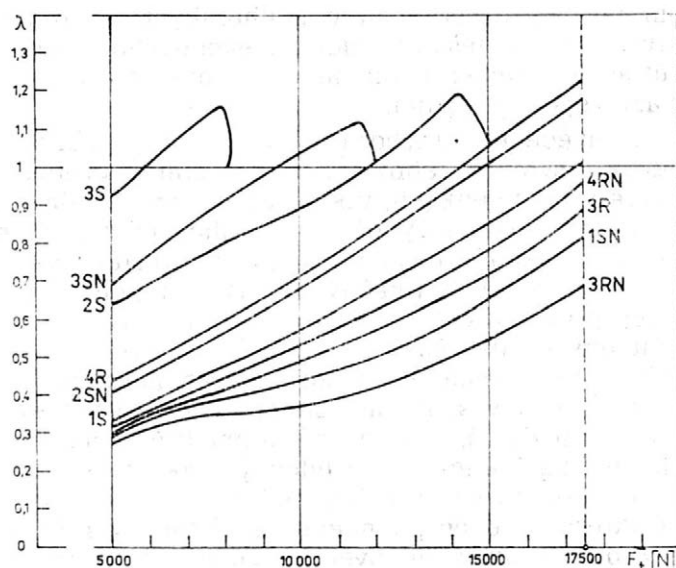
7. Výpočtová ťahová charakteristika traktora Z-8011 pre druhú alternatívu náhrady mechanickej prevodovky kompaktnou hydrostatickou prevodovkou na strnisku — Calculated drawbar characteristics of the Z-8011 tractor for the other variant of replacement of a mechanical gearbox by a compact hydrostatic gearbox when the tractor is going in a stubble field

s mechanicou prevodovkou. Ako vyplýva z ťahovej charakteristiky (obr. 6) traktora s hydrostatickou prevodovkou riešeného podľa prvej alternatívy, maximálna ťahová účinnosť $\eta_{t \max} = 43,4 \%$, maximálna ťahová sila $F_{t \max} = 13\,506 \text{ N}$ pri preklze hnacích kolies 12,79 %. Z uvedeného je zrejmé, že priama náhrada mechanickej prevodovky štandardného traktora prevodovkou HP-90R+90R, resp. HP-90R+90R 32K, nie je možná.

Na charakteristike (obr. 7) traktora Z-8011 s hydrostatickou prevodovkou, riešeného podľa druhej alternatívy, vidieť priebeh ťahového výkonu traktora v regulačnom rozsahu $\Delta F_t = 3296 \text{ N}$ až $24\,748 \text{ N}$. V tomto rozsahu sa plynule mení P_t od $18,453 \text{ kW}$ po maximálny výkon $P_{t \max} = 30,8 \text{ kW}$. Po tomto vrchole klesá P_t so zmenou F_t až po $P_t = 0 \text{ kW}$ pri $F_t = 24\,748 \text{ N}$. Ťahová sila F_t zodpovedá ťahovej sile pri $\delta = 100 \%$. Teoretická rýchlosť traktora s hydrostatickou prevodovkou sa mení v regulačnom rozsahu od $5,8 \text{ m} \cdot \text{s}^{-1}$ do $0 \text{ m} \cdot \text{s}^{-1}$. Maximálny výkon $P_{t \max} = 30,8 \text{ kW}$ sa dosahuje pri $F_{t \text{ opt}} = 13\,000 \text{ N}$ a rýchlosti $v_p = 2,65 \text{ m} \cdot \text{s}^{-1}$ ($7,38 \text{ km} \cdot \text{h}^{-1}$), čo zodpovedá požiadavkám uvedeným ďalej. Maximálna ťahová účinnosť $\eta_{t \max} = 53,4 \%$.

Výpočtová ťahová charakteristika (obr. 5) traktora Z-8011 s mechanicou prevodovkou, zhotovená na analógovom počítači MEDA 41 TC a súradnicovom zapisovači BAKU-5T, jednoznačne znázorňuje priebehy P_t , v_p , δ pri jednotlivých prevodových stupňoch v závislosti od zmeny F_t . V charakteristike sú priebehy štyroch prevodových stupňov (S) bez redukcie dvoch redukovaných stupňov 3R, 4R a súčasne i priebehy týchto stupňov pri zapojení násobiča krútiaceho momentu (N). Z charakte-

8. Porovnanie mechanických a hydrostatických prevodoviek podľa ťahových charakteristík traktora — A comparison of mechanical and hydrostatic gearbox according to the drawbar characteristics of the tractor



ristiky vidieť, že dočasné zapojenie násobiča prakticky zvyšuje počet prevodových stupňov, a umožní tak zmenu prevodového pomeru pod zaťažením. Na druhej strane však táto zmena pri určitej ťahovej sile zhoršuje hodnotu ťahovej účinnosti, mení sa hodnota prenášaného P_t .

V tomto smere je potrebné nájsť správny prístup a hodnotenie výhod traktora s hydrostatickou prevodovkou oproti traktoru s mechanickou prevodovkou a zvýrazniť nesprávnu argumentáciu z aspektu horšej celkovej účinnosti (Š o k a a P e t r a n s k ý, 1982). Tento fakt, že celková účinnosť hydrostatickej prevodovky je nižšia než účinnosť prevodovky mechanickej, je potrebné hodnotiť predovšetkým vzhľadom na možnosti plynulej zmeny prevodového pomeru a výkonnosti súpravy, pri ktorej výkon traktora na háku má rozhodujúcu úlohu. Z komparovaných dvoch výpočtových ťahových charakteristík sa môže ohraničiť $\Delta F_t = 500 - 17500$ N pre vykonávanie poľných prác. Horná hranica F_t je limitovaná pri $\delta = 20\%$. Na porovnanie dvoch traktorov sa zvolí súčiniteľ, ktorý bude vyjadrovať pomer ťahového výkonu traktora P_{t1} s mechanickou prevodovkou pri určitom prevodovom stupni a ťahovej sile F_t k výkonu traktora P_{t2} s hydrostatickou prevodovkou pri tej istej F_t . Súčiniteľ označíme ako λ , potom:

$$\lambda = \frac{P_{t1}}{P_{t2}} \quad (3)$$

s podmienkou, že $\lambda \leq 1$.

Výsledky výpočtov súčiniteľa sú znázornené na obr. 8. Závislosti s $\lambda < 1$ predstavujú výhodný pomer pre traktor s hydrostatickou prevodovkou a s $\lambda > 1$ pre traktor s mechanickou prevodovkou. Porovnanie závislostí súčiniteľa v určenom rozsahu ΔF_t poukazuje na priaznivejšie využitie traktora s hydrostatickou prevodovkou pre súpravy s poľnohospodárskymi strojmi, pokiaľ ide o širší rozsah F_t . O danom rozsahu rozhodujú prevádzkové zaťažovacie podmienky meniace silu F_t , resp. rozsah ΔF_t , pri ktorých súprava pracuje. Rozsah ΔF_t sa zväčšuje hlavne v ťažkých pôdných podmienkach s rôznou štruktúrou pôdy a vplyv-

vom nerovnosti povrchu v podhorských a horských oblastiach. Obr. 8 potvrdzuje, že riešenie zmeny prevodového pomeru pri zapojení násobiča krútiaceho momentu nie je vzhľadom na súčiniteľ λ v danom ΔF , najpriaznivejším riešením.

Z uvedeného rozboru vyplýva, že posudzovaná hydrostatická prevodovka svojimi ťahovými vlastnosťami vyhovuje pre traktor Z-8011, hlavne v podmienkach, v ktorých sa ťahová sila mení v širokom rozsahu.

Komparovanie výpočtových ťahových charakteristík traktora Z-8011 s mechanickou prevodovkou a s hydrostatickou prevodovkou tvorí dôvodovú časť pre aplikačný experiment použitia posudzovanej hydrostatickej prevodovky v traktore Z-8011. Navrhujeme, aby bol experiment rozdelený na dve časti — laboratórne overenie a overenia v prevádzkových podmienkach. Pri laboratórnych meraniach treba dynamické zaťažovanie sústavy spaľovací motor — hydrostatická prevodovka simulovať ako prevádzkové, získané meraním krútiacich momentov na výstupnom hriadeľi mechanickej prevodovky traktora v súprave s rôznymi poľnohospodárskymi strojmi. Pre reálne uplatnenie hydrostatickej prevodovky v traktoroch je bezpodmienečne nutné vyvinúť a laboratórnymi a prevádzkovými skúškami overiť regulácie hnacieho agregátu (sústava spaľovací motor — hydrostatická prevodovka) poľnohospodárskeho traktora s hydrostatickou prevodovkou.

Kompaktná hydrostatická prevodovka HP-90R+90R, resp. HP-90R+90R 32K, je vhodná pre traktor Z-8011 vzhľadom na ťahové vlastnosti. Pre tento traktor sa uskutoční aj rozbor zabudovania. Hydrostatická prevodovka pojazdu má nahradiť prevodovku mechanickú, vrátane násobiča krútiaceho momentu poľnohospodárskeho traktora Z-8011. Pri traktore s hydrostatickou prevodovkou je potrebné zabezpečiť:

- mechanický pohon vývodového hriadeľa normalizovanými otáčkami 540 min^{-1} a 1000 min^{-1} pri menovitých otáčkách motora $n_n = 2200 \text{ min}^{-1}$,

- samostatný mechanický náhon hydrogenerátora servoriadenia s využitím mechanického náhonu vývodového hriadeľa tak, aby spaľovací motor a hydrogenerátor servoriadenia mohli pracovať aj pri vlečení traktora,

- motorovú spojku upraviť len pre pohon vývodového hriadeľa,

- medzi spaľovací motor a vstupný hriadeľ hydrostatickej prevodovky zaradiť planetový reduktor s možnosťou jeho vypnutia pri vlečení traktora a štartovaní motora rozťahovaním (prevodový pomer reduktora $i_{M-HP} = 1,46$),

- medzi výstupný hriadeľ hydrostatickej prevodovky a diferenciál traktora zaradiť planetový reduktor s možnosťou jeho vypnutia pri vlečení traktora a štartovaní motora rozťahovaním (prevodový pomer reduktora $i_{HP-D} = 1,897$),

- pri vypnutí reduktora na výstup hydrostatickej prevodovky zabezpečiť možnosť prepojenia hriadeľa pastorka diferenciálu s vývodovým hriadeľom za účelom rozťahovania traktora,

- reduktor súčasne zabezpečí pohon prednej nápravy traktora Z-8045 a tiež v prípade potreby synchronný pohon vývodového hriadeľa (počet otáčok vývodového hriadeľa na jeden meter dráhy traktora je 5,85),

- hydrogenerátor predstavuje zdroj tlakového oleja pre pracovnú

hydrauliku (ovládanie trojbodového závesu a vonkajší hydraulický okruh) a ovládanie prídavných pohonov (vývodový hriadeľ, predný náhon, uzávierka diferenciálu),

— hydrostatickú prevodovku s reduktormi a prídavným hydrogenerátorom je potrebné umiestniť do skrine s prírubovými ukončeniami rozmerovo a tvarovo zhodnými s pôvodnou mechanickou prevodovkou tak, aby tento celok mohol byť umiestnený v traktore namiesto súčasnej mechanickej prevodovky,

— v kabíne obsluhy nebudú umiestnené ovládacie prvky pôvodnej mechanickej prevodovky (radiace páky, páka násobiča), ale budú nahradené ovládacími prvkami hydrostatickej prevodovky.

Odporúčame orientovať pohonné hriadele obojstranne (vstupný hriadeľ na jednej strane, výstupný na opačnej strane). Navrhovaná nová skriňa kompletnej prevodovky musí plniť funkciu nosného dielu traktora s možnosťou uchytenia pomocných pák na ovládanie brzd, uzávierky diferenciálu a ostatného príslušenstva traktora.

Po rozmerovej stránke i po stránke ostatných uvedených požiadaviek vyhovuje posudzovaná hydrostatická prevodovka pre zabudovanie do traktora Z-8011, resp. Z-8045. Veľkým prínosom daného konštrukčného riešenia (kompaktná hydrostatická prevodovka) je to, že znižuje znečisťovanie pracovného prostredia únikom pracovnej kvapaliny na minimum.

DISKUSIA A ZÁVER

Kompaktné hydrostatické prevodovky HP-90R+90R 32K a HP-90R+90R, posudzované na základe ťahových vlastností traktora, ako aj ich zabudovania do traktora, vyhovujú pre traktor Z-8011, resp. Z-8045. Odporúčame orientovať pohonné hriadele obojstranne a celok hydrostatická prevodovka + vstupný a výstupný reduktor konštrukčne riešiť tak, aby prírubové spoje a dĺžkový rozmer boli zhodné s pôvodnou mechanickou prevodovkou (dodržanie rázvoru traktora). K základnej hydrostatickej prevodovke navrhujeme pripojiť regulačný hydrogenerátor s maximálnym prietokom pri menovitých otáčkach $Q \pm 64 \text{ dm}^3 \cdot \text{min}^{-1}$. Uvedený hydrogenerátor bude slúžiť ako zdroj pracovnej kvapaliny pre hydraulický obvod na ovládanie trojbodového závesu, vonkajší hydraulický obvod a obvody pre ovládanie prídavných pohonov. Pri stavbe funkčnej vzorky traktora Z-8011 s hydraulickou prevodovkou odporúčame ponechať hydrostatické obvody pre ovládanie trojbodového závesu, vonkajší obvod a obvody pre ovládanie prídavných pohonov v pôvodnom prevedení a tlak v obvodoch pre ovládanie prídavných pohonov redukovat na požadovanú hodnotu. Pokiaľ sa hydrostatická prevodovka s príslušnými reguláciami osvedčí, odporúčame uskutočniť návrh elektronizovaného traktora s kompletnou úpravou celej hydrauliky.

Pre úsporu mechanického prevodu náhonu hydrogenerátora by bolo perspektívne riešiť hydrostatickú prevodovku s menovitými vstupnými otáčkami zhodnými s menovitými otáčkami spaľovacieho motora. Úspora prevodu prinesie i úsporu účinnosti cca 2 %. Perspektívne je účelné vyvinúť kompaktné prevodovky i pre traktory s vyššími výkonmi.

Použitím regulačného hydromotora v hodnotených hydrostatických

prevodovkách sa dosiahne odstránenia redukčnej dvojstupňovej prevodovky, čo je po každej stránke výhodné.

Perspektívne je potrebné prehodnotiť chladenie oleja hydrostatickej prevodovky podľa možnosti usporiadania všetkých chladičov na traktore tak, aby sa vystačilo s jedným ventilátorom.

Literatúra

ČSN 30 7010. Koncovka vývodového a prívodového hřídele o průměru 35 mm pro jmenovité otáčky 540/min. Drážkování hřídele a náboje. 1978.

ČSN 30 7011. Koncovka vývodového a přívodového hřídele o průměru 35 mm pro jmenovité otáčky 1000/min. Drážkování hřídele a náboje. 1978.

DEGTJAREV, V. A.: O jedinoj sisteme silovogo gidroprivoda dlja traktorov i s.-ch. mašin. Trakt. sel.-choz. Maš., 1974, č. 7.

PETRANSKÝ, I. — DRABANT, Š.: Hydrostatické pohony pojazdu samohybných strojov. Mechaniz. Poľnohosp., 1985, č. 11.

ŠOKA, I. — PETRANSKÝ, I.: Automatické regulovanie hydrostatickej prevodovky na konštantný výkon spaľovacieho motora. In: Zbor. Konf. Hydraulické systémy v poľnohospodárstve. Vysoké Tatry 1981.

Došlo dňa 17. 2. 1987

ПЕТРАНСКИ, И. — ШОКА, И. — ОРГОНИК, П. (Сельскохозяйственный институт, Нитра; Научно-исследовательский институт гидромеханизмов, Дубница над Вагом): Возможности применения гидростатических коробок передач чел. производства у тракторов. Земед. Techn., 33, 1987 (8) : 451-463.

Анализируются возможности применения компактных гидростатических коробок передач, производимых в МТС Дубница над Вагом на базе коробок передач ДУБАКС в конструкции сельскохозяйственных тракторов. Анализ этих систем передач позволил вывести практические требования на тракторные системы с гидростатическими коробками передач. Анализ проведен на основе тяговых свойств трактора и возможностей вмонтирования компактных коробок передач с гидростатическими коробками в тракторы. Тractionные характеристики разработаны в виде двух альтернатив с разными коробками передач. Расчеты и графические зависимости, выведенные с помощью сравнительного метода, объясняют преимущества применяемых коробок по сравн. с механическими коробками передач в данных режимах эксплуатации.

компактная гидростатическая коробка; тяговая характеристика; характеристика тяги; метод сравнения передаточных систем

PETRANSKÝ, I. — ŠOKA, I. — ORGONÍK, P. (University of Agriculture, Nitra; Heavy Engineering Works, Research Institute of Hydraulic Mechanisms, Dubnica nad Váhom): Possibilities of Using Czechoslovak-made Hydrostatic Gearboxes in Tractors. Zeméd. Techn., 33, 1987 (8) : 451-463.

Possibilities are discussed of using the compact hydrostatic gearboxes manufactured by the Heavy Engineering Works at Dubnica nad Váhom on the basis of the DUBAX transmissions in the construction of farm tractors. The development of these gearing systems is analyzed, the possibility of application being based on the requirements for tractor combination sets with hydrostatic gearboxes. The application possibilities are analyzed according to the drawbar characteristics of the tractor and according to the suitability of compact gearboxes with hydrostatic transmissions for incorporation in the tractors. The traction characteristics are prepared in two variants with different gearboxes. The advantages of the use of hydrostatic gearboxes, compared with the mechanical gears, within the defined regimes of operation are explained by means of calculations and diagrams drawn by the comparative method.

compact hydrostatic gearbox; traction characteristics; drawbar characteristics; method of comparison of gearing systems

PETRANSKÝ, I. — ŠOKA, I. — ORGONÍK, P. (Landwirtschaftliche Hochschule, Nitra; ZTS Forschungsinstitut für hydraulische Mechanismen, Dubnica nad Váhom): *Möglichkeiten zum Einsatz hydrostatischer Getriebe tschechoslowakischer Produktion bei Traktoren*. Zeměd. Techn., 33, 1987 (8) : 451-463.

Die vorliegende Arbeit enthält eine Analyse der Möglichkeiten zum Einsatz von hydrostatischen im Betrieb ZTS Dubnica nad Váhom auf der Basis von Meßwertumwandlern DUBAX hergestellten Kompaktgetrieben bei der Konstruktion von Traktoren. In bezug auf die analysierte Entwicklung dieser Getriebesysteme geht die Anwendungsmöglichkeit von den an Fahrzeugsysteme mit hydrostatischen Getrieben gestellten Anforderungen aus. Die Anwendungsanalyse wurde entsprechend den Zugeigenschaften der Traktoren und den Möglichkeiten zum Einbau der Kompaktgetriebe mit hydrostatischen Meßwertumwandlern in die Traktoren durchgeführt. Die Traktionscharakteristiken wurden in zwei Alternativen mit unterschiedlichen Getrieben bearbeitet. Die mit Hilfe der sog. Vergleichsmethode bearbeiteten Berechnungen und graphischen Abhängigkeiten erläutern die Vorteile der angewendeten hydrostatischen Getriebe im Vergleich zu mechanischen Getrieben im definierten Betriebsregime.

hydrostatisches Kompaktgetriebe; Traktionscharakteristik; Zugcharakteristik; Vergleich der Getriebesysteme

Adresy autorov:

Doc. ing. Ivan Petranský, CSc., doc. ing. Imrich Šoka, CSc., Vysoká škola poľnohospodárska, 949 01 Nitra

Ing. Peter Orgoník, CSc., ZTS — Výskumný ústav hydraulických mechanizmov, 018 41 Dubnica nad Váhom

Upozorňujeme čtenáře, že v čísle 9 časopisu

ZEMĚDĚLSKÁ TECHNIKA

mají být uveřejněny články:

- J. Ondráček, J. Rauscher: Zpřesňující výpočetní postupy při optimalizaci práce naftového motoru
- F. Štefánik, S. Haš, M. Macháčková: Analýza energetických parametrov slnečných kolektorov pre ohrev vzduchu
- B. Groda: Kvalitativní vlastnosti dlouhodobě skladovaného ovoce
- M. Ďuriš, M. Ostrožlík: Analýza charakteristik náhodných veličín pri komplexnom prúdovom zbere obilnín

ZISŤOVANIE ZÁKLADNÝCH PARAMETROV REGULAČNEJ HYDRAULIKY V LABORATÓRNYCH PODMIENKACH

A. Žikla, Š. Drabant

ŽIKLA, A. — DRABANT, Š. (Vysoká škola poľnohospodárska, Nitra): *Zisťovanie základných parametrov regulačnej hydrauliky v laboratórnych podmienkach*. Zeméd. Techn., 33, 1987 (8) : 465-474.

V príspevku sú uvedené základné parametre regulačnej hydrauliky, ktoré boli zistené pri laboratórnych skúškach. Pre skúšky silovej regulácie bolo použité zvláštne zapažovacie zariadenie. Dosiahnuté výsledky potvrdili, že základné parametre polohovej a zmiešanej regulácie sú približne rovnaké. Podstatne rozdielne výsledky boli zistené pri skúškach silovej regulácie. Pri silovej regulácii sú hodnoty statickej regulačnej odchýlky niekoľkonásobne vyššie než pri polohovej a zmiešanej regulácii. Najhoršie výsledky boli v oblasti nižších hodnôt zapažujúcej sily. Dosiahnuté výsledky budú ďalej využité pri skúškach elektrohydraulickej regulácie.

zapažovacie zariadenie; základné parametre polohovej a zmiešanej regulácie; statická regulačná odchýlka

Sériovo vyrábané traktory u nás i v zahraničí používajú zatiaľ mechanickohydraulické regulačné systémy, avšak v poslednej dobe bola vyvinutá elektrohydraulická regulácia (napr. u nás je v skúškach výrobok fy BOSCH), ktorá používa najnovšie elektronické prvky.

Aby bolo možné porovnať jednotlivé druhy regulácie, uskutočnili sme laboratórne skúšky sériovo vyrábanej regulačnej hydrauliky, pričom sa získané poznatky ďalej využijú pri skúškach elektrohydraulickej regulácie.

MATERIÁL A METÓDY

METODIKA SKÚŠOK

Skúška polohovej regulácie

Pri skúške polohovej regulácie je nutné

- v závislosti od polohy zdvíhacích ramien (uhol φ) zistiť polohu závesných bodov (výšku h) trojbodového závesu, t. j. funkciu $h = f(\varphi)$;
- v závislosti od polohy ovládacej páky (uhol α) zistiť polohu zdvíhacích ramien (uhol φ) trojbodového závesu, t. j. funkciu $\varphi = f(\alpha)$;
- v závislosti od polohy ovládacej páky (uhol α) zistiť statickú regulačnú odchýlku zdvíhacích ramien (uhol $\Delta\varphi$), t. j. funkciu $\Delta\varphi = f(\alpha)$;
- uskutočniť grafický záznam prechodového deja pri skokovej zmene polohy ovládacej páky;

- skokovú zmenu uskutočniť z nulovej polohy ovládacej páky v rozsahu 25 %, 50 %, 75 % a 100 % menovitej hodnoty zdvihu,
- skokovú zmenu uskutočniť z polohy ovládacej páky zodpovedajúcej rozsahu 100 %, 75 %, 50 % a 25 % menovitej hodnoty zdvihu na nulovú polohu;
- skúšky polohovej regulácie uskutočniť s 20% zafažením trojbodového závesu (zdvihovou silou) pri voľnobežných otáčkach motora 550 min^{-1} ;
- merané veličiny
 - poloha ovládacej páky (uhol α),
 - poloha zdvíhacích ramien (uhol φ),
 - poloha závesných bodov (výška h).

Skúška silovej regulácie

Pri skúške silovej regulácie treba

- v závislosti od polohy ovládacej páky (uhol α) zistiť hodnotu zafažujúcej sily (sila F) v spodných ťahadlách trojbodového závesu, t. j. funkciu $F = f(\alpha)$;
- v závislosti od polohy ovládacej páky (uhol α) zistiť statickú regulačnú odchýlku zafažujúcej sily (sila ΔF), t. j. funkciu $\Delta F = f(\alpha)$;
- uskutočniť grafický záznam prechodového deja pri skokovej zmene polohy ovládacej páky:
 - skokovú zmenu uskutočniť z nulovej polohy ovládacej páky v rozsahu 25 %, 50 %, 75 % a 100 % menovitej hodnoty zdvihu,
 - skokovú zmenu uskutočniť z polohy ovládacej páky zodpovedajúcej rozsahu 100 %, 75 %, 50 % a 25 % menovitej hodnoty zdvihu na nulovú polohu;
- skúšky silovej regulácie uskutočniť so zapojenou spätnou väzbou medzi polohou trojbodového závesu a zafažujúcou silou pri 20% zafažení trojbodového závesu (zdvihovou silou) a voľnobežných otáčkach motora 550 min^{-1} ;
- merané veličiny
 - poloha ovládacej páky (uhol α),
 - poloha zdvíhacích ramien (uhol φ),
 - zafažujúca sila (sila F).

Skúška zmiešanej regulácie

Pri skúške zmiešanej regulácie nutno

- skúšku uskutočniť v plnom rozsahu podľa jednotlivých bodov platných pre skúšku polohovej regulácie.

POPIS OBJEKTU SKÚŠOK

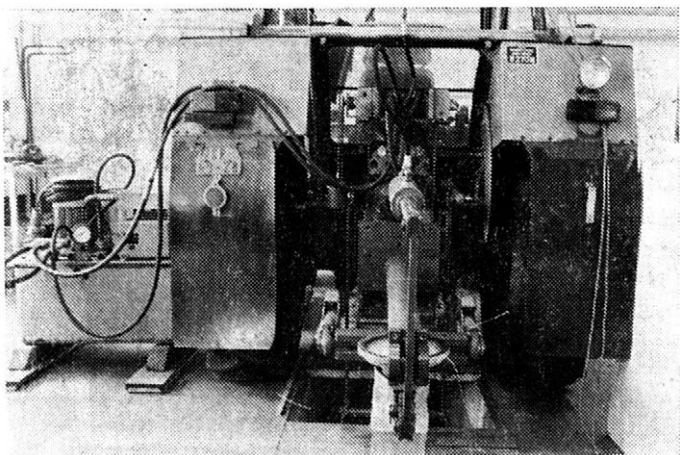
Laboratórne skúšky regulačnej techniky sa uskutočnili na traktore Z-8011 ťahovej triedy 15 kN. Skúšobný traktor bol po zábehu a po všetkých stránkach vyhovoval platným technickým podmienkam. Pred laboratórnymi skúškami sa vykonali tzv. malé kontrolné skúšky hydrauliky podľa metodiky výrobného podniku.

POPIS ZATAŽOVACIEHO ZARIADENIA A SIMULÁTORA

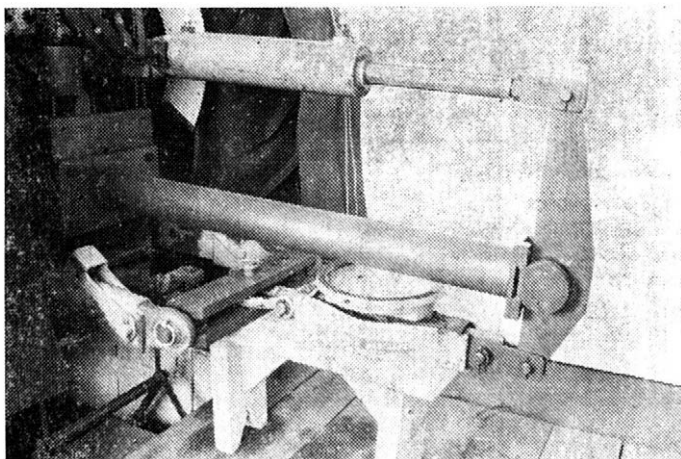
Za účelom zafažovania spodných ťahadiel trojbodového závesu ťahovou silou pri skúškach silovej regulácie bolo zhotovené zvláštne zafažovacie zariadenie so simulátorom (obr. 1).

Zafažovacie zariadenie (obr. 2) pozostáva z dvojramennej páky, ktorá je otočne uchytená na nosnú rúru pevne ukotvenú na horný záves traktora. Na horné rameno je uchytená piestnica priamočiareho hydromotora, ktorý je pripevnený k rozvodovke traktora. Na dolné rameno dvojramennej páky je uchytený dynamometer, ktorý je druhým koncom pripevnený pomocou ťažnej lišty k spodným ťahadlám trojbodového závesu. Bol použitý združený mechanicko-tenzometrický dynamometer

1. Celkový pohľad na zatažovacie zariadenie a simulátor — A view of the loading equipment and simulator



2. Zatažovacie zariadenie s dynamometrom — Loading equipment with a dynamometer

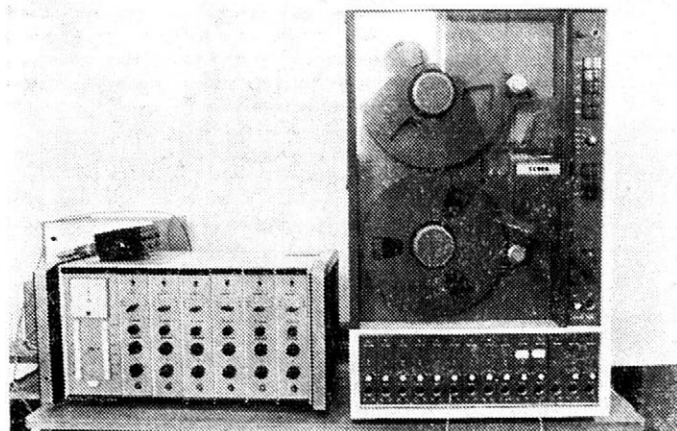


s mechanickým ukazovateľom a elektrickým výstupom s meracím rozsahom do 60 kN.

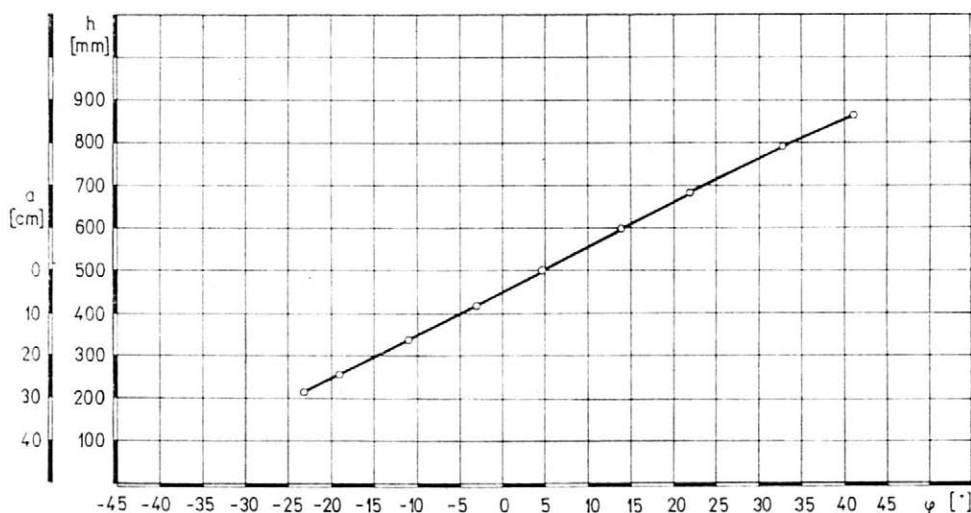
Simulátor zataženia pozostáva z cudzieho zdroja tlakového oleja (obr. 1) s prietokom $40 \text{ dm}^3 \cdot \text{min}^{-1}$ pri tlaku 6 MPa. Základnými časťami simulátora sú dva paralelne zapojené škrtiace ventily, ktoré sú uchytené na spoločnom držiaku pripivnenom k hornému závesu traktora. Ľavý škrtiaci ventil je pomocou mechanickej spätnej väzby použitím valčekovej refaze pripojený k ľavému zdvíhaciemu ramenu trojbodového závesu. Na voľný koniec valčekovej refazy je pripojené vratné závažie. V priebehu skúšok silovej regulácie boli zdvíhacie ramená odpojené od spodných ťahadiel trojbodového závesu.

POPIS MERACÍCH A ZÁZNAMOVÝCH ZARIADENÍ

Na meranie polohy ovládacej páky a polohy zdvíhacích ramien hydrauliky boli použité presné potenciometre ARIPOT s lineárnym priebehom. Zatažujúca sila spodných ťahadiel trojbodového závesu sa merala tenzometrickým snímačom sily použitím staticko-dynamickej tenzometrickej aparatury TDA-6. Všetky merané veličiny sa kontinuálne zaznamenávali na merací magnetofón TESLA EMM-500 (obr. 3).



3. Meracia a záznamová technika — Measuring and recording equipment



4. Závislosť medzi výškou závesných bodov a uhlom natočenia zdvíhacích ramien trojbodového závesu — Relation between the height of hitch points and the angle of swinging of the lift linkages of the three-point hitch

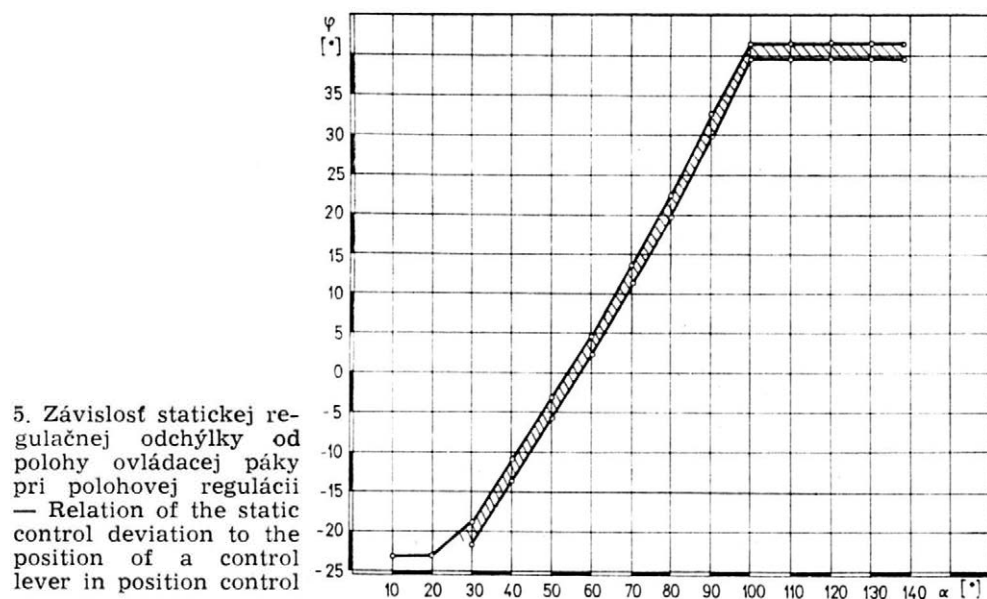
VÝSLEDKY A DISKUSIA

Bolo zistené, že medzi výškou závesných bodov spodných ťahadiel trojbodového závesu h a uhlom natočenia zdvíhacích ramien φ existuje lineárna závislosť (obr. 4), čo je vzhľadom na kinematiku, ako aj vzhľadom na rýchlosť zdvihu trojbodového závesu výhodné. Táto skutočnosť je napokon významná aj pre udržanie konštantnej hodnoty tlaku oleja pri zdvíhaní náradia v celom rozsahu zdvihu. Ako je ďalej zrejmé z grafického znázornenia (obr. 4), pre obmedzený rozsah pracovnej hĺbky a je pre reguláciu prakticky významná len obmedzená časť zdvihu h , a to v rozsahu 500 až 200 mm, čo zodpovedá pracovnej hĺbke náradia v rozsahu 0 až 30 cm.

I. Výsledky dosiahnuté pri skúškach polohovej regulácie — Results of the tests for position control

Uhol ovládacej páky α [°]	Uhol natočenia zdvihačích ramien φ [°]	Statická regulačná odchýlka $\Delta\varphi$ [°]	Výška závesných bodov spodných ťahadiel h [mm]	Statická regulačná odchýlka Δh [mm]
0	-23°	—	215	—
10	-23°	—	215	—
20	-23°	—	215	—
30	-18°50'	-2°40'	254	27
40	-10°50'	-2°50'	336	31
50	-3°	-2°30'	416	26
60	4°40'	2°20'	501	25
70	13°50'	2°30'	595	26
80	22°20'	2°30'	681	24
90	32°40'	2°50'	792	39
100	41°20'	2°	863	19
110	41°20'	2°	863	19
120	41°20'	2°	863	19
130	41°20'	2°	863	19
138	41°20'	2°	863	19

Na základe dosiahnutých výsledkov (tab. I) a grafického znázornenia (obr. 5) možno konštatovať, že pri polohovej regulácii existuje lineárna závislosť medzi polohou ovládacej páky α a uhlom natočenia zdvihačích ramien φ . Na základe grafického znázornenia (obr. 4) mož-



II. Výsledky dosiahnuté pri skúškach zmiešanej regulácie I — Results of the tests for position-and-draft control I

Uhol ovládacej páky α [°]	Uhol natočenia zdvihačích ramien φ [°]	Statická regulačná odchýlka $\Delta\varphi$ [°]	Výška závesných bodov spodných ťahadiel h [mm]	Statická regulačná odchýlka Δh [mm]
0	-23°	—	215	—
10	-23°	—	215	—
20	-23°	—	215	—
30	-23°	—	215	—
40	-23°	—	215	—
50	-11°50'	-3°	327	32
60	-3°15'	-2°05'	416	27
70	6°	2°30'	513	26
80	15°40'	2°40'	614	27
90	25°30'	2°30'	716	27
100	36°50'	3°30'	822	34
110	42°	1°50'	870	12
120	42°	1°50'	870	12
130	42°	1°50'	870	12
138	42°	1°50'	870	12

no teda konštatovať, že v konečnom dôsledku je aj závislosť medzi polohou ovládacej páky a výškou zdvihu trojbodového závesu lineárna v celom rozsahu zdvihu.

Statická regulačná odchýlka $\Delta\varphi$, vyjadrená v stupňoch natočenia zdvihačích ramien, sa v celom rozsahu zdvihu pohybuje v rozmedzí 2° až 2° 50', čo zodpovedá výške zdvihu 19 až 31 mm (tab. I). V regulačnej oblasti zodpovedajúcej pracovnej hĺbke náradia 0 až 30 cm sa táto hodnota pohybuje v rozmedzí 25 až 31 mm a predstavuje odchýlku pracovnej hĺbky neseného náradia.

V súvislosti s výsledkami dosiahnutými pri skúškach polohovej regulácie treba ešte uviesť, že skutočný regulačný rozsah ovládacej páky je len 80° a je v rozmedzí 20° až 100° aj napriek tomu, že celkový rozsah pohybu ovládacej páky je 140°.

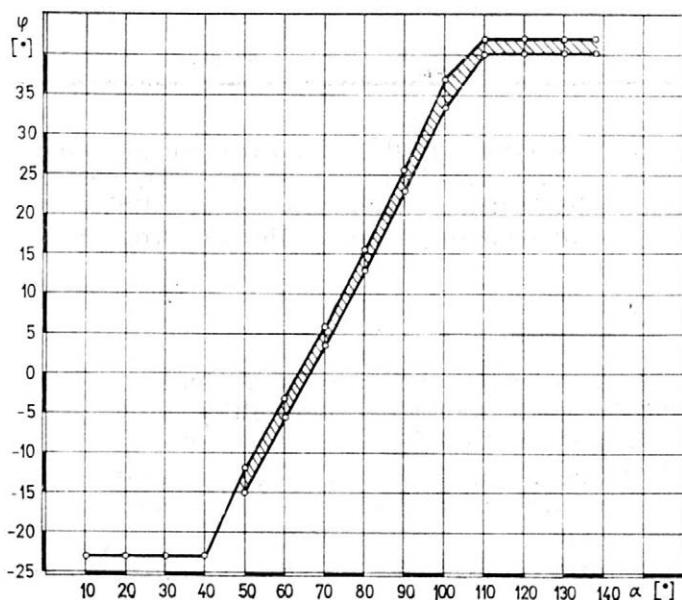
Výsledky dosiahnuté pri skúškach zmiešanej regulácie (tab. II a III) sú približne rovnaké ako pri polohovej regulácii, čo je napokon zrejmé z grafického znázornenia (obr. 6 a 7).

Z výsledkov dosiahnutých pri skúškach silovej regulácie (tab. IV) vyplýva, že pre nastavenú hodnotu zaťažujúcej sily 7300 N je dolná statická regulačná odchýlka 3200 N, čo predstavuje 43,8 % z nastavenej hodnoty. Pri vyšších hodnotách zaťažujúcej sily sa síce statická regulačná odchýlka, vyjadrená percentuálne, vzhľadom na nastavenú silu znižuje (obr. 8), ale aj tak dosahuje v porovnaní s polohovou reguláciou pomerne vysoké hodnoty. Ďalej je treba zdôrazniť tú skutočnosť, že pohybu ovládacej páky v rozsahu 40° (od 50° do 90°) pri silovej re-

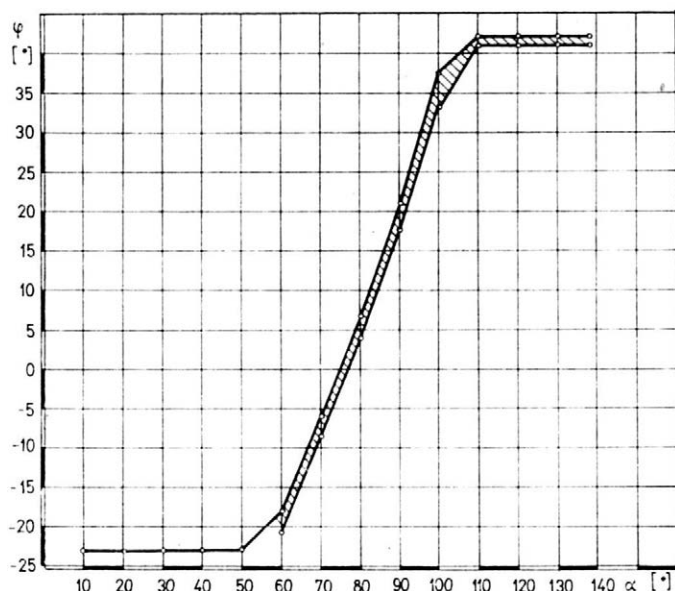
III. Výsledky dosiahnuté pri skúškach zmiešanej regulácie II — Results of the tests for position-and-draft control II

Uhol ovládacej páky α [°]	Uhol natočenia zdvíhacích ramien φ [°]	Statická regulačná odchýlka $\Delta\varphi$ [°]	Výška závesných bodov spodných ťahadiel h [mm]	Statická regulačná odchýlka Δh [mm]
0	-23°	—	215	—
10	-23°	—	215	—
20	-23°	—	215	—
30	-23°	—	215	—
40	-23°	—	215	—
50	-23°	—	215	—
60	-18°	-2°40'	264	29
70	-6°	-2°30'	386	31
80	6°40'	2°40'	520	31
90	21°	3°10'	669	36
100	37°30'	4°10'	826	40
110	42°10'	1°10'	873	10
120	42°10'	1°10'	873	10
130	42°10'	1°10'	873	10
138	42°10'	1°10'	873	10

gulácii zodpovedá rozsah zaťažujúcej sily od nuly až po 32 kN, čo je napokon zrejmé z grafického znázornenia (obr. 8). Táto skutočnosť nepriaznivo vplýva na presnosť nastavenia požadovanej hodnoty zaťažujúcej sily.



6. Závislosť statickej regulačnej odchýlky od polohy ovládacej páky pri zmiešanej regulácii I — Relation of the static control deviation to the position of a control lever in position-and-draft control I



7. Závislosť statickej regulačnej odchýlky od polohy ovládacej páky pri zmiešanej regulácii II — Relation of the static control deviation to the position of a control lever in position-and-draft control II

IV. Výsledky dosiahnuté pri skúškach silovej regulácie — Results of the tests for draft control

Uhol ovládacej páky α [°]	Uhol natočenia zdvíhacích ramien φ [°]	Nastavená zaťažujúca sila F [N]	Statická regulačná odchýlka (horná) ΔF		Statická regulačná odchýlka (dolná) ΔF	
			[N]	[%]	[N]	[%]
80	26°	7 300	+2630	36,03	-3200	43,8
70	14°	18 000	+2060	11,44	-4670	25,9
60	-1°	26 300	+1730	6,45	-6500	24,2
50	-18°	32 000	+2970	9,28	-5970	18,6

Ako vyplýva z grafického záznamu prechodového deja pri skokovej zmene polohy ovládacej páky (obr. 9), čas potrebný na dosiahnutie plného zdvihu trojbodového závesu trvá dlhšie než päť sekúnd. Možno ho však skrátiť použitím výkonnejšieho hydrogenerátora.

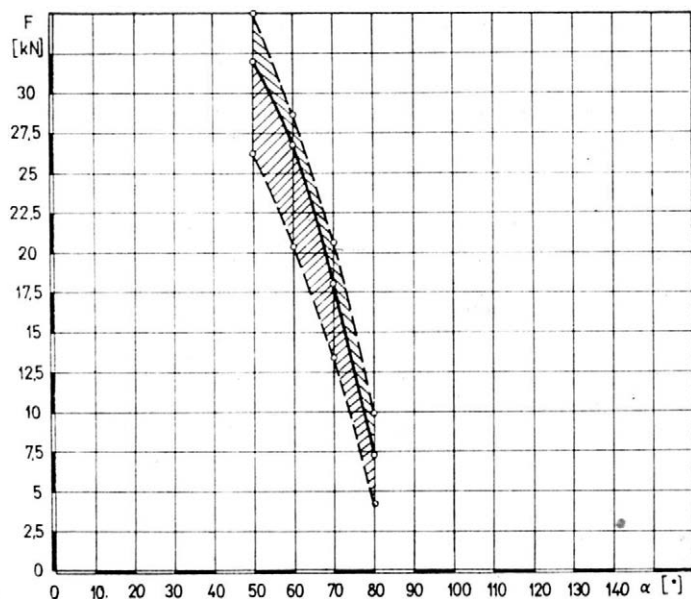
ZÁVER

Zo stručného zhodnotenia výsledkov dosiahnutých pri laboratórnych skúškach regulačnej hydrauliky vyplývajú dôležité závery a návrhy pre ďalšie riešenie regulačného systému.

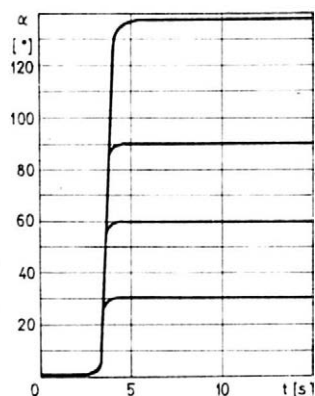
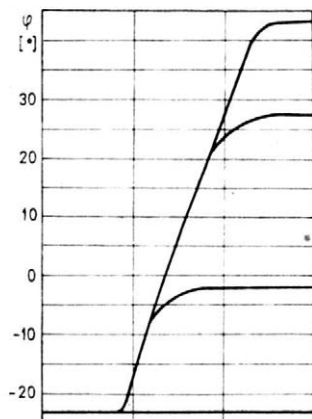
Aby bolo možné podrobnejšie zhodnotiť celý regulačný systém a tiež jednotlivé druhy regulácií, hlavne z pohľadu agrotechnických požiadaviek, je potrebné ďalej uskutočniť:

— prevádzkové skúšky regulačnej hydrauliky,

8. Závislost statickej regulačnej odchýlky od polohy ovládacej páky pri silovej regulácii — Relation of the static control deviation to the position of a control lever in draft control



9. Záznam prechodového deja pri skokovej zmene polohy ovládacej páky z nulovej hodnoty v rozsahu 25 %, 50 %, 75 % a 100 % menovitej hodnoty zdvihu pri polohovej regulácii — Record of the transition process at a jump change of the position of a control lever from the zero position within the range of 25 %, 50 %, 75 % and 100 % of the rated lift value in position control



— laboratórne skúšky pri rôznych rýchlostiach zdvihu a rôznom zaťažení trojbodového závesu,

— porovnávacie skúšky štandardnej hydrauliky s elektrohydraulickou reguláciou.

Došlo dňa 17. 2. 1987

ЖИКЛА, А. — ДРАБАНТ, Ш. (Сельскохозяйственный институт, Нитра): **Определение основных параметров регулировочной гидравлики в лабораторных условиях.** Zeměd. Techn., 33, 1987 (8) : 465-474.

В статье приводятся основные параметры регулировочной гидравлики, установленные в ходе лабораторных испытаний. Для испытания силового регулирования служили особые нагрузочные установки. Результаты подтвердили сходство основных параметров позиционной и смешанной регулировки. Разные результаты показали испытания силовой регулировки, у которой величины статистического регулировочного отклонения

в несколько раз больше, чем по упомянутым видам регулировки. Худшие результаты получены в области пониженных величин нагрузочного усилия. Эти данные будут служить для испытаний электрогидравлической регулировки.

нагрузочные устройства; основные параметры позиционной и смешанной регулировки; статистическое регулировочное отклонение

ŽIKLA, A. — DRABANT, Š. (University of Agriculture, Nitra): *Determining the Basic Parameters of Control Hydraulics under Laboratory Conditions*. Zeměd. Techn., 33, 1987 (8) : 465-474.

The basic parameters of control hydraulics determined in laboratory tests are shown. A special loading equipment was used for the tests of draft control. The results confirmed that the basic parameters of position and position-and-draft control were about the same. Substantial differences in the results were recorded during the tests of draft control. In draft control the values of static control deviation are several times higher than in position and position-and-draft control. The worst results were obtained in the range of lower values of loading force. The results will be further used during the tests of electrohydraulic control.

loading equipment; basic parameters of position and position-and-draft control; static control deviation

ŽIKLA, A. — DRABANT, Š. (Landwirtschaftliche Hochschule, Nitra): *Erfassung der Grundparameter der Regelungshydraulik unter Laborbedingungen*. Zeměd. Techn., 33, 1987 (8) : 465-474.

Die vorliegende Arbeit führt die wichtigsten Parameter der Regelungshydraulik an, die im Rahmen von Laborprüfungen festgestellt worden sind. Für die Tests der Kraftregelung wurden besondere Belastungseinrichtungen benutzt. Die ermittelten Ergebnisse bestätigen, daß die wichtigsten Parameter der Lage- und Mischregelung annähernd gleich sind. Wesentlich unterschiedliche Ergebnisse wurden im Rahmen der Kraftregelungstests beobachtet. Bei der Kraftregelung sind die Werte der statischen Regelungsabweichung um ein Mehrfaches höher als bei der Lage- und Mischregelung. Die schlechtesten Ergebnisse wurden in der Zone der niedrigeren Werte der belastenden Kraft ermittelt. Die ermittelten Ergebnisse werden bei weiteren Prüfungen der elektrohydraulischen Regelung genutzt.

Belastungseinrichtung; wichtigste Parameter der Lage- und Mischregelung; statische Regelungsabweichung

Adresa autorov:

Doc. ing. Anton Žikla, CSc., doc. ing. Štefan Drabant, CSc., Vysoká škola poľnohospodárska, 949 76 Nitra

RIEŠENIE REGULAČNEJ HYDRAULIKY ZÁVESNÝCH ZARIADENÍ TRAKTOROV VYŠŠÍCH VÝKONOVÝCH TRIED

E. Pisár

PISÁR, E. (Vysoká škola poľnohospodárska, Nitra): *Riešenie regulačnej hydrauliky závesných zariadení traktorov vyšších výkonových tried*. Zeměd. Techn., 33, 1987 (8) : 475-482.

Na výkonných energetických prostriedkoch a ich súpravách sa zatiaľ neriešila regulácia hĺbkového spracovania pôdy — kontrola náradia — v kabíne vodiča pri pracovnom procese. Regulačné systémy súčasných traktorov nedávajú záruku zvyšovania kvality práce a sú v protiklade s agrotechnickými požiadavkami, ktoré sú kladené na spracovanie pôdy. Z týchto dôvodov podávame v príspevku výsledky výskumu, ktoré sme dosiahli pri riešení danej problematiky.

odber signálov k regulácii; návrh elektrohydraulickej regulácie

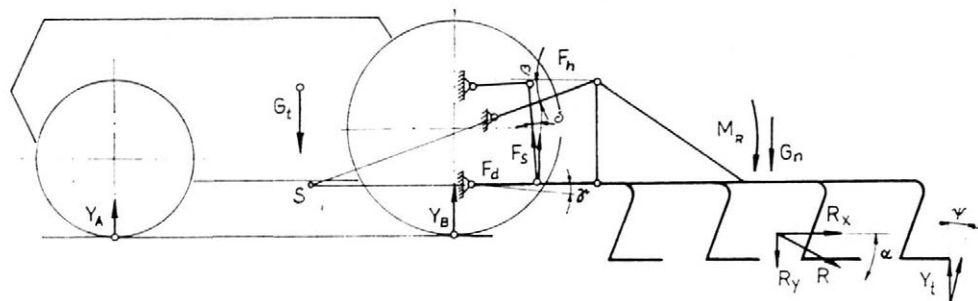
Nové konštrukčné riešenia výkonných energetických prostriedkov a ich súprav budú vyžadovať, aby boli výrazne zavádzané regulačné a automatizačné prvky s využitím pri automatickej kontrole hĺbkového spracovania pôdy, automatického pripojovania náradia na trojbodový záves, riadenia a kontroly mechanizmov priamo v kabíne operátora. Technické riešenia vedú k použitiu elektrohydraulických systémov bez zásahu operátora, kde by sa signály z monitorov viedli priamo do mikroprocesora, ktorého povely urobia zásahy potrebné pre zmenu polohy náradia, alebo pri zmene silového signálu zabezpečia zmenu prevodového pomeru (bez nadvihovania náradia).

V oblasti konštrukcie regulačných systémov sa Hoffman a Bönghoff (1972), Horst a i. (1972) a Höffer (1972) zamerali na použitie elektrohydraulickej regulácie pri využití indukčných, resp. odporových snímačov na meranie síl a polôh náradia. Hesse (1982) vo svojej práci porovnával mechanický, hydraulický a elektrický spôsob prenosu signálov. V poslednom období vyrobila firma Bosch elektrohydraulickú reguláciu na traktoroch s odberom signálov pomocou snímačov umiestnených v čapoch spodných ťahadiel.

ROZBOR SÍL PÔSOBIACICH NA NÁRADIE A TROJBODOVÝ ZÁVES

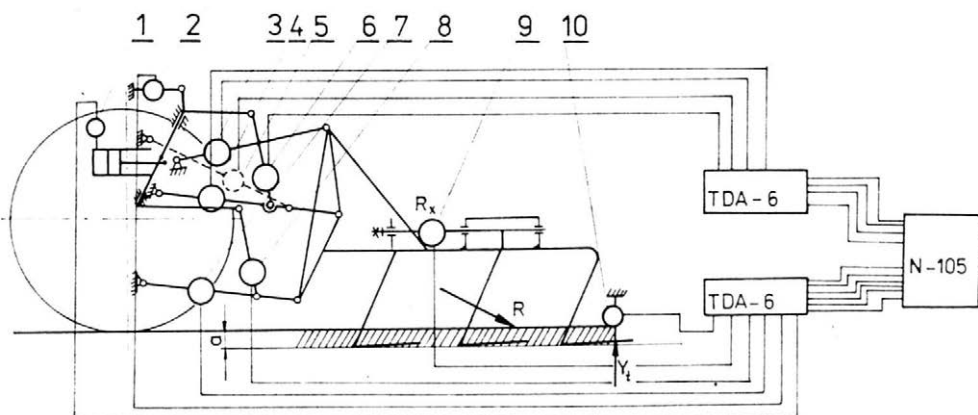
Na posúdenie jednotlivých regulácií používaných v traktoroch pri energeticky náročných prácach nám poslúži analýza síl, ktoré pôsobia na náradie a trojbodový záves vo vzťahu k zmenám fyzikálno-mechanických vlastností pôdy, vyjadrených odporom pôdy R .

Zo síl, ktoré nás pri pluhu zaujímajú, je predovšetkým jeho odpor R



1. Schéma síl pôsobiacich pri orbovej súprave (F_h — sila v treťom bode hydrauliky, F_d — sily v spodných ťahadlách, F_s — sily v spojovacích ťahadlách, R — odpor pôdy, G_n — tiaž náradia) — Diagram of the forces active in the tillage combination set (F_h — force acting at the third point of the hydraulic system, F_d — forces in the lower drawbars, F_s — forces in the connecting drawbars, R — soil resistance, G_n — the gravity of the implement)

(obr. 1) pôsobiaci pod uhlom $\alpha = 2-8^\circ$ od vodorovnej roviny a od steny brázdy vo vzdialenosti 0,466 m šírky záberu orbového telesa a 0,315 m hĺbky orby, od dna brázdy (Haselbach, 1967). Tento odpor spôsobuje točivý moment $\pm M_R$, ktorý vplýva na veľkosť silových signálov odoberaných od spodných ťahadiel F_{dp} a F_{dl} alebo od horného tretieho bodu hydrauliky F_h . Veľmi dôležitým ukazovateľom, ktorý vplýva na regulačný proces, sú reakcie Y_t , ktoré pôsobia na plazové dosky orbových dosiek.



2. Schéma umiestnenia tenzometrických snímačov síl trojbodového závesu (1 — snímač tlaku oleja, 2 — snímač natočenia zdvíhacích ramien, 3 — snímač sily v treťom bode hydrauliky F_h , 4 — snímač sily v pravom spodnom ťahadle F_{dp} , 5 — snímač sily vo vymedzovacej reťazi, 6, 8 — snímače v spojovacích ťahadlách, 7 — snímač sily v ľavom spodnom ťahadle F_{dl} , 9 — snímač odporu pôdy, 10 — snímač merania reakcií Y_t orbových telies, R — odpor pôdy, TDA-6, N-108 — použitá meracia aparátúra) — Diagram of the location of tensometric sensors of forces in the three-point hitch (1 — sensor of oil pressure, 2 — sensor of the swinging of lift links, 3 — sensor of force at the third point of the hydraulic system F_h , 4 — sensor of force in the right lower drawbar F_{dp} , 5 — sensor of force in the sway chain, 6, 8 — sensors in the connecting drawbars, 7 — sensor of force in the left lower drawbar F_{dl} , 9 — sensor of soil resistance, 10 — sensor for measurement of the reactions Y_t of plough bottoms, R — soil resistance, TDA-6, N-108 — measuring kit)

Súprava	Číslo merania	Namerané hodnoty parametrov — silová regulácia								
		sily v ťahadlách trojbodového závesu [N]					namerané hodnoty súpravy			
		F_{dt}	F_{dp}	F_h	F_{st}	F_{sp}	R [N]	k_a [MPa]	a [m]	σ [%]
Z-5511 s pluhom	9 c-s silová regulácia	14 000	— 500	4000	4500	7600	7 800	0,047	0,21	22,00
		13 300	— 2500	6900	5000	8600	13 800	0,084	0,20	25,99
		13 000	— 500	5400	7500	7250	12 000	0,073	0,21	25,02
		13 200	— 2200	5900	6600	7350	9 000	0,043	0,26	20,01
		12 100	— 1000	6600	8650	7000	12 600	0,068	0,22	25,97
		13 500	— 3000	5800	6450	7600	12 600	0,069	0,22	25,90
		13 450	— 1200	5000	5600	8400	14 400	0,077	0,25	26,05
		13 000	— 1000	4400	5600	8250	17 100	0,091	0,22	26,00
		12 300	— 1300	5200	5500	8250	10 200	0,050	0,24	18,40
		14 000	— 2900	5400	7400	7000	9 900	0,051	0,23	15,02
Z-8011 s pluhom	19 b	8 830	— 5280	5360			3 550	0,058	21,15	26,00
		12 057	— 4915	5630			7 142	0,092	20,30	25,05
		10 612	— 6760	5677			3 852	0,081	20,15	20,08
		9 914	— 6417	6662			3 497	0,065	20,90	22,58
		9 712	— 6980	6612			2 432	0,050	20,40	27,25

METÓDA

Z rozboru danej problematiky vyplýva, že experimentálnymi meraniami bolo potrebné zhodnotiť spôsoby odberu signálov pri práci orbových súprav v poľných podmienkach.

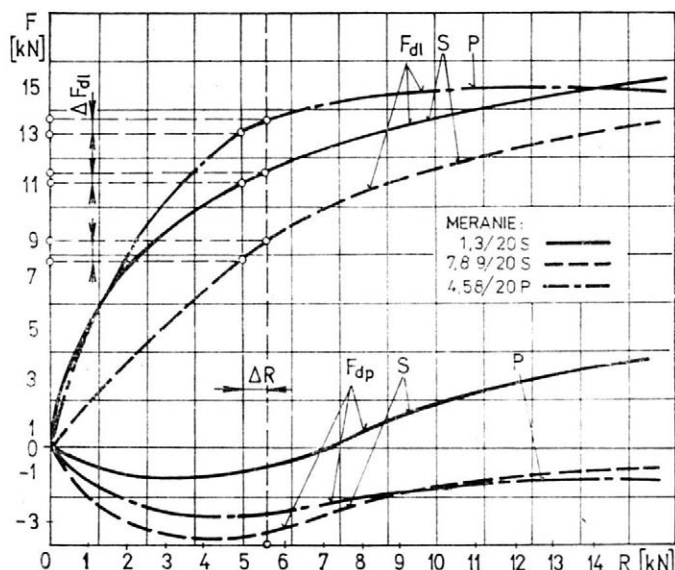
CHARAKTERISTIKA SKÚŠOBNÝCH PODMIENOK

Merania sme robili na parcelách po zbere obilovín na pôde ílovito-hlinitej a hlinitej s vlhkosťou 24,22 % a mernou hmotnosťou 2,48 až 2,68 t. m⁻³. Meraniam boli podrobené dve etalónové súpravy orbové: Z-5511 s pluhom 3 PN-30 M a Z-8011 s návesným pluhom 4-PX-35.

Osové sily pri traktore Z-5511 sme sledovali trojbodovým dynamometrom so zabudovanými prstencovými tenzometrickými meracími článkami priamo v ťahadlách trojbodového závesu (obr. 2). Pri traktore Z-8011 sme použili trojzložkové tenzometrické snímače, ktoré boli pripevnené na konci spodných ťahadiel. Záznam nameraných hodnôt sme robili slučkovými oscilografmi 8-SO-4 a N-105.

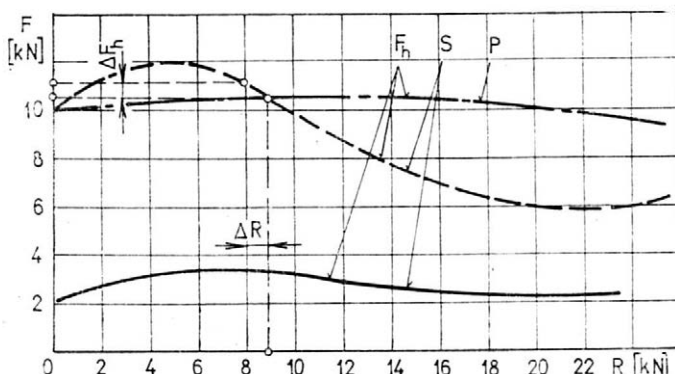
ROZBOR DOSIAHNUTÝCH VÝSLEDKOV

Rozborom výsledkov v poľných podmienkach sme zistili, že všetky tri sily v hornom bode hydrauliky F_h , spodnom pravom ťahadle F_{dp} a spodnom ľavom ťahadle F_{dt} vykazujú nelineárnu závislosť vzhľadom na zmenu odporu pôdy R , čo poukazuje na teoretickú možnosť použiť každú z nich na prenášanie signálov. Pre dokumentovanie názorov uvedieme len časť výsledkov síl nameraných pri skúšaných súpravách (tab. I).



3. Grafický priebeh síl v závislosti od odporu pôdy R (traktory Z-I UR) — Diagram of the pattern of forces as depending on soil resistance R (tractors Z-I UR)

S — silová regulácia
P — polohová regulácia
 F_{dl} — ľavé dolné ťahadlo
 F_{dp} — pravé dolné ťahadlo

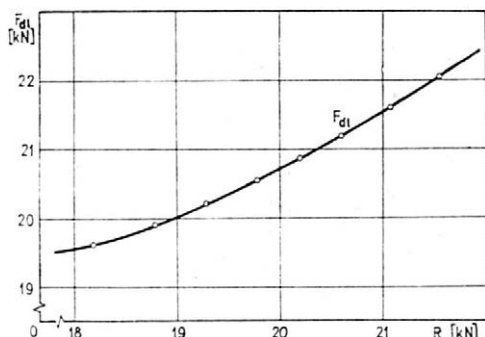


4. Grafický priebeh síl v závislosti od odporu pôdy R (traktory Z-I UR) — Diagram of the pattern of forces as depending on soil resistance R (tractors Z-I UR)

F_h — sila v hornom ťahadle
S — silová regulácia
P — polohová regulácia

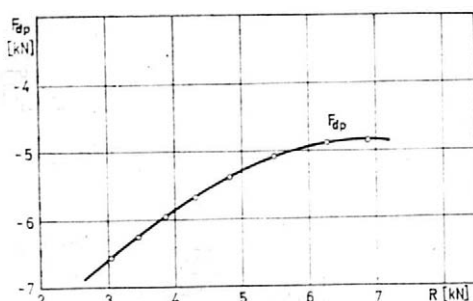
Po zhodnotení síl, ktoré prichádzajú do úvahy pre odber signálov pri traktoroch, môžeme konštatovať, že spodné ľavé ťahadlo F_{dl} (obr. 3, 5, 6) vykazuje najlepšiu korelačnú závislosť od odporu pôdy R s indexom korelácie 0,958 pri všetkých nastavených hĺbkach orby (odporu pôdy). Relatívny vzostup síl pri zmenách smeru pôsobenia odporu pôdy R alebo zmenách reakcií pôdy Y_t na plazy orbových telies prebiehajú plynule, bez skokových zmien. Veľkosti síl v pravom ťahadle F_{dp} sa menia, nakoľko vymedzovacou refazou (zarážkami) dochádza k zamedzeniu vybočenia náradia s pravostrannou odhrňovačkou. To spôsobuje, že sily oscilujú okolo nuly a prechádzajú do záporných hodnôt. Koeficient korelácie je oproti ľavému ťahadlu nižší a má hodnotu 0,624, čo ovplyvňuje veľkosť výsledného signálu, ktorý odoberáme pre reguláciu spodnými ťahadlami. Pri hornom ťahadle F_h vykazujú namerané sily najnižší korelačný koeficient 0,524 (obr. 4) a ich veľkosť je do značnej miery ovplyvňovaná hmotnosťou náradia, výškou stojana a reakciami pôsobiacimi na pätky plazov orebných telies.

Z meraní odporu pôdy v závislosti od hĺbky orby a merného odporu, ktoré sme uskutočnili pomocou stredného orbového telesa pluhu uchytaného v tenzometrických snímačoch (obr. 2), a z výpočtov vyplýva, že medzi odporom a hĺbkou orby je lineárna závislosť s indexom korelácie 0,994. Snímaný signál nepodlieha transformácii a je odrazom fyzikálno-mechanických vlastností pôdy, ktorých variabilita je pri hĺbkovom spracovaní pôdy značná. Pri meraniach silovej regulácie



5. Grafický priebeh síl v závislosti od odporu pôdy R (traktor Z-II UR) — Diagram of the pattern of forces as depending on soil resistance R (tractor Z-II UR)

F_{dl} — ľavé dolné ťahadlo



6. Grafický priebeh síl v závislosti od odporu pôdy R (traktor Z-II UR) — Diagram of the pattern of forces as depending on soil resistance R (tractor Z-II UR)

F_{dp} — pravé dolné ťahadlo

sme zistili, že z celkového meracieho času 52,10 s trval regulačný čas 20,23 s, čo čini 38,8 %. Táto hodnota je vysoká a nie je odrazom požiadaviek na zmenu odporu R . Prejavilo sa to v nerovnomernosti hĺbky orby, ktorá sa pohybovala od 8 do 21 %, čo je v rozpore s agrotechnickými požiadavkami.

Priemerný čas trvania regulačného procesu sa pohyboval od 0,23 do 0,25 s pri traktore Z-5511 a od 0,45 do 1,32 s pri traktore Z-8011. Tieto hodnoty nasvedčujú, že regulačný obvod pracuje s časovým oneskorením a nie je odrazom zmeny skutočných fyzikálno-mechanických vlastností pôdy.

VÝSLEDKY

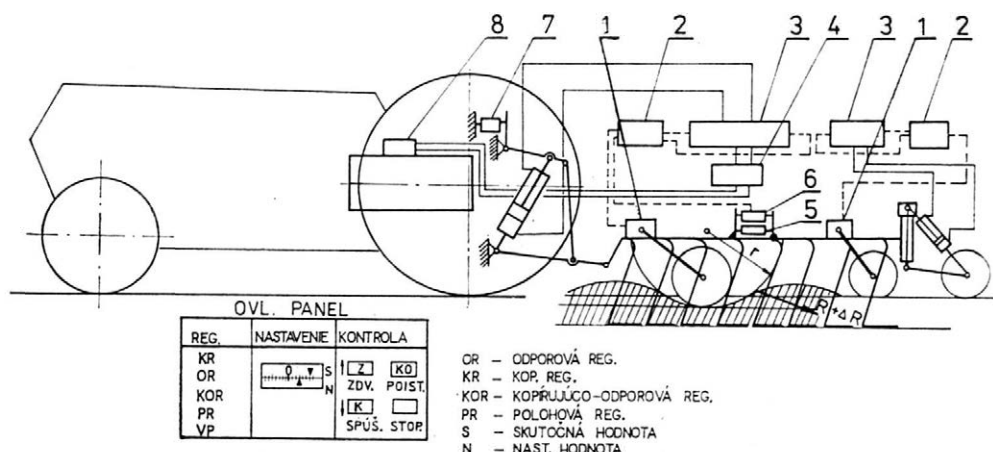
NÁVRH REGULAČNÝCH SYSTÉMOV VÝKONNÝCH ENERGETICKÝCH PROSTRIEDKOV

Regulačné systémy traktorov vyšších výkonových tried by mali stavebníctvom konštrukčným riešením nadväzovať na regulačné systémy samohybných strojov a špeciálnych nákladných automobilov.

Výsledky dosiahnuté rozborom síl v ťahadlách trojbodového závesu, u ktorých je prenos signálov cez mechanický prevod nepresný a doterajšie výsledky s regulačnou hydraulikou v oblasti dodržiavania hĺbky orby sú v protiklade s agrotechnickými požiadavkami, nás vedú k novým riešeniam regulačných systémov pri výrobe výkonných energetických prostriedkov. Predovšetkým by malo ísť o snímanie signálov z pracovných mechanizmov poľnohospodárskeho náradia s využitím:

1. kopírujúcej regulácie,
2. polohovej regulácie,
3. odporovej regulácie,
4. kombinácie uvedených regulácií.

Pri riešení hydraulických a elektrických obvodov je potrebné pamätať na sledovanie viacporuchových veličín. Na obr. 7 je uvedený návrh elektrohydraulickej regulácie pre súpravy na orbu. Skladá sa zo snímačov (1) na kopírovanie povrchu poľa, zosilovačov (2), elektrohydraulických rozvádzačov (servoventilov) (3), regulačných prvkov (4) sníma-



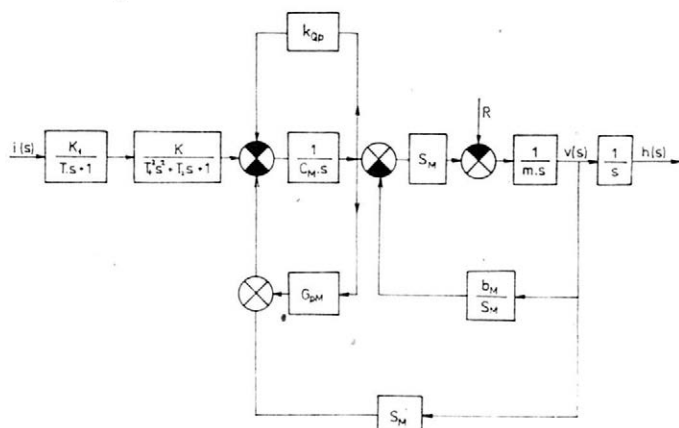
7. Schéma elektrohydraulickej regulácie orbových súprav — Diagram of the electrohydraulic control of tillage combination sets

ča odporu pôdy [5] s tlmičom [6], snímača polohy [7] a elektronického bloku [8].

MATEMATICKÝ MODEL ELEKTROHYDRAULICKEJ REGULÁCIE SPRACOVANIA PÔDY

Pri riešení návrhu regulačných systémov elektrohydraulickej regulácie treba pre prácu v dynamických podmienkach okrem poznania statických vlastností riešiť tiež regulačný obvod pri zohľadňovaní tých ukazovateľov, ktoré najviac vplývajú na stabilitu regulačného pochodu. Na zostavenie matematického modelu regulačného obvodu treba určiť jednotlivé členy, ktoré sú vždy podľa vstupu jednosmerné. Na určenie sú potrebné algebraické alebo lineárne diferenciálne rovnice. Väčšina členov sú nelineárne rovnice, resp. vlastnosti celej sústavy v okolí pracovného bodu s požadovanou presnosťou.

Pre ilustráciu uvedieme (zohľadnením určitých zjednodušení) štruktúrnú schému regulačného obvodu (obr. 8).



8. Štruktúrna schéma regulačného obvodu — Scheme of the control circuit

Prenosovú funkciu elektrický prúd — rýchlosť piesta môžeme vyjadriť rovnicou

$$F_v(s) = \frac{v(s)}{i(s)} = \frac{K_v}{(T_s + 1)(T_2^2 \cdot s^2 + T_1 \cdot s + 1)(\alpha_2 s^2 + \alpha_1 \cdot s + \alpha_0)} \quad (1)$$

kde: $\alpha_2, \alpha_1, \alpha_0$ — koeficienty prenosovej funkcie

$$\alpha_2 = C_M^2 m^2$$

$$\alpha_1 = C_M^2 m$$

$$\alpha_0 = C_M m$$

$$K_v = k_1 \cdot K_1 S_M C_M \cdot m$$

T — časové konštanty

K_1 — konštanta vyjadrujúca zosilnenie elektrického prúdu

C_M — hydraulická kapacita motora

p_M — zdvohová priepustnosť motora

S_M — činná plocha motora

Z rovnice (1) môžeme vyjadriť prenos prúd — dráha piesta. Potom po úprave bude prenos:

$$F_h(s) = \frac{h(s)}{i(s)} = F_v(s) \frac{1}{s} \quad (2)$$

Rovnica (2) vyjadruje prenos, v ktorom vstupná veličina je prúd $i(s)$ a výstupná veličina je dráha piesta $h(s)$.

Pri riešení matematického modelu neberieme do úvahy prenosovú funkciu snímača.

ZÁVER

Analýzou výsledkov, ktoré sme získali meraniami, a z výsledkov dosiahnutých zahraničnými autormi sme vypracovali návrh riešenia elektrohydraulickej regulácie pri výkonných mobilných energetických prostriedkoch s odberom signálov z poľnohospodárskych strojov. Zohľadňovali sme aspekt najširšej unifikácie so stavebníkovým spôsobom riešenia regulácií.

Literatúra

- HASELBACH, K.: Kinematik der Kombination Traktor — Anbauschärfpflug. Dtsch. Agrartechn., 1967, č. 8.
- HESSE, M.: Signalverarbeitung in Pflugregelsystemen. Grundl. Landtechn., 1982, č. 2.
- HÖFFER, F. V.: Elektrohydraulischer Regelungssystem für die landwirtschaftlichen Maschinen. Ölhydraulik und Pneumatik, 1972, č. 16.
- HOFFMAN, D. — BÖNGHOFF, O.: Hydrostatik in den landwirtschaftlichen Maschinen. Ölhydraulik und Pneumatik, 1972, č. 11.
- HORST, H. — MÖLLER, R.: Eine elektrohydraulische zwei-größen Tiefenregelung für große Schlepperanbaupflüge. Grundl. Landtechn., 1972, č. 3.

Došlo dňa 17. 2. 1987

ПИСАР, Э. (Сельскохозяйственный институт, Нитра): *Решение регулировочной гидравлики прицепных устройств к тракторам повышенных категорий мощности*. Zeměd. Techn., 33, 1987 (8) : 475-482.

У производительных энергосредств и их агрегатов пока не решался вопрос регулирования глубокой почвообработки — контроль инвентаря — в кабине водителя при выполнении рабочего процесса. Системы регулирования современных тракторов не дают гарантии роста качества труда и противоречат агротехническим требованиям почвообработки. Из этих соображений приводятся в данной статье результаты обследований, которые мы провели, разрабатывая данную проблематику.

отбор сигналов для регулировки; проект электрогидравлического регулирования

PISÁR, E. (University of Agriculture, Nitra): *Designing a Control Hydraulic System of the Hitch Mechanisms in High-power Tractors*. Zeměd. Techn., 33, 1987 (8) : 475-482.

The control of tillage depth (control of the implements) from the driver's cab in high-power tractors and combination sets has not yet been designed. The control systems of tractors used at present do not guarantee further improvement of the quality of work and are in contradiction with the agronomists' requirements for soil cultivation. The results of research on these problems are therefore shown in the paper.

receiving the signals for control; design of electrohydraulic control

PISÁR, E. (Landwirtschaftliche Hochschule, Nitra): *Ein Beitrag zur Lösung der Regelungshydraulik der Anhängervorrichtungen der Traktoren höherer Leistungskategorien*. Zeměd. Techn., 33, 1987 (8) : 475-482.

Auf leistungsstarken energetischen Mitteln und deren Systemen wurde bisher die Regulierung der Bearbeitung der Bodentiefe von der Lenkerkabine — die Gerätekontrolle während des Arbeitsprozesses nicht gelöst. Die Regelungssysteme der gegenwärtigen Traktoren bieten keine Garantie für eine Steigerung der Arbeitsqualität und stehen im Gegensatz zu den an die Bodenbearbeitung gestellten agrotechnischen Anforderungen. Aus diesen Gründen führen wir in der vorliegenden Arbeit die Forschungsergebnisse an, die wir bei der Lösung dieser Problematik erreichten.

Aufnahme der Signale zur Regelung; Vorschlag für eine elektrohydraulische Regelung

Adresa autora:

Doc. ing. Eduard Pisár, CSc., Vysoká škola poľnohospodárska, 949 76 Nitra

J. Semetko

SEMETKO, J. (Vysoká škola poľnohospodárska, Nitra): *Zisťovanie premeny energie v prevádzke*. Zeméd. Techn., 33, 1987 (8) : 483-494.

Premena energie v prevádzke poľnohospodárskych traktorov sa dlhodobo sledovala prístrojmi ELKON SD 303. Tieto zariadenia sa ukázali ako vhodné na sledovanie odoberanej mechanickej energie z motora, na kontrolu účinnosti premeny chemickej energie paliva na energiu mechanickú. Princíp snímania teploty výfukových plynov na tento účel vyhovuje a prístroje boli takmer bezporuchové, až na polovičnú životnosť snímačov teploty výfukových plynov. Bez energomeru odobranú energiu najlepšie definuje množstvo spotrebovaného paliva, treba však korigovať účinnosť premeny energie paliva v priebehu technického života motora. Energetická náročnosť práce a normy spotreby paliva poskytujú len orientačné údaje. Odpracované motohodiny a hodiny práce traktora nevyjadrujú primerane transformáciu energie. Dvojnásobné úspory (až 15%) paliva umožňuje rozšírenie energomeru o ekonometer s priebežnou signalizáciou hospodárnosti zvoleného režimu práce motora pre vodiča. Pre tieto zariadenia je potrebné riešiť aj automatický zber a spracovanie údajov.

palivo; spotrebomer; energomer; ekonometer; mobilný energetický prostriedok; traktor; automobil; samohybný stroj; menič; vodič; merná spotreba; účinnosť

Zaužívaný systém evidencie spotreby energie mobilných energetických prostriedkov nie je vhodný na operatívne usmerňovanie jej spotreby, pre zámery minimalizácie mernej spotreby energie. Vyhovujúco presná je evidencia výdaja pohonných hmôt pre jednotlivé mobilné energetické prostriedky výdajnými stojanmi a skladovou evidenciou.

K týmto množstvám paliva, energie, však nie je možné operatívne priradiť výkonnosti dosiahnuté touto energiou, práce vykonané pri bežnej evidencii poľnohospodárskeho podniku. Ešte vyhovujúca je možnosť priradiť prácu pri automobiloch, v osobnej doprave na najezdené kilometre a v nákladnej doprave na vykonané tonakilometre. Podobne aj pri samohybných strojoch umožňuje denná evidencia priradiť spotrebované palivo na tonu alebo kubický meter spracovanej, pozbieranej hmoty. Najhoršie je to pri traktoroch — najpočetnejšej kategórii z mobilných energetických prostriedkov. Pri týchto sa spracovaná plocha, resp. objem, denne nezisťuje, ale obyčajne sa rozpíše celková výmera honu na jednotlivé dni po jej spracovaní. Pri skupinovom nasadení strojov je rozpis výkonnosti na jednotlivé stroje subjektívne ovplyvňovaný.

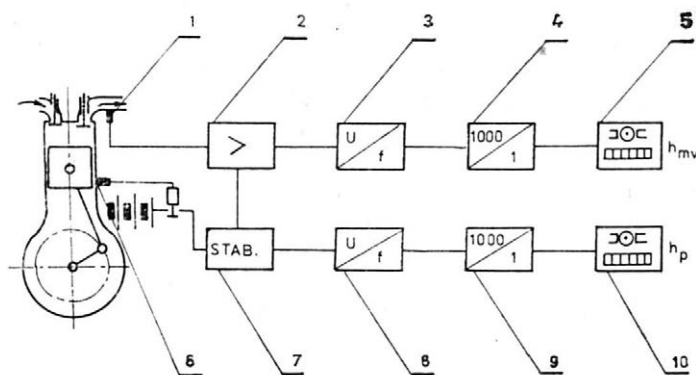
Vybavenie automobilov, samohybných strojov a traktorov len samotnými spotrebomermi paliva neprinieslo očakávaný efekt najmä pri traktoroch. Pri týchto strojoch nemôžeme k relatívne presne odmeranej spotrebe paliva priradiť primerane presne odmeranú prácu vyko-

nanú spotrebovaným palivom. V tomto smere sa zhoduje niekoľko autorov (Komándi, 1981; Stroppel a Schäfer, 1981; Jans a Steinkampf, 1982; Komándi a Laib, 1982; Sitkei, 1983; Glockler, 1985; Strouhal a Volková, 1985 a iní), ktorí zdôvodňujú potrebu energomerov a ekonomerov pre traktory a dokumentujú prínos takýchto zariadení v znížení spotreby paliva.

MATERIÁL A METÓDA

Z dostupných a sériovo vyrábaných zariadení sme v rokoch 1982 až 1986 overovali tri prístroje ELKON SD 303 z MLR na výkonných traktoroch Zetor 16045 v bežnej poľnohospodárskej prevádzke. V týchto prístrojoch sa teplota výfukových plynov spaľovacieho motora (obr. 1) sníma bimetalovým termočlánkom, čím sa dá približne určiť efektívny výkon P_e odoberaný z uvedeného motora. Podľa meraní autorov Komándi a Laib (1982) vzťahy medzi výkonom motora P_e a jemu zodpovedajúcej teplotou výfukových plynov t_v pre nepreplňované motory charakterizuje rad (pre rôzne režimy) úmerne zalomených konvexných kriviek $t_v = f(P_e)$. Pri preplňovaných motoroch sa tieto krivky narovnávajú a s výhodou môžeme využiť ich lineárny priebeh, naopak pri kombinovanom plnení motorov sa tieto krivky prehnú opačne, v konkávne krivky. Na prevádzkové sledovanie aj nepreplňovaných motorov sa dá preložiť priamka (množina bodov vytvorených krivkami), ktorá udáva závislosť teploty výfukových plynov t_v od efektívneho výkonu P_e .

Takéto priblíženia umožnili jednoduchú, menej náročnú stavbu prístroja ELKON SD 303 (obr. 1). Elektronické obvody prístroja po zosilnení menia napätie termočlánku, ktoré je úmerné teplote výfukových plynov, na frekvenciu. Po vydelení tejto frekvencie v pomere 1 : 1000 sa získané impulzy načítávajú na elektromechanických impulzných počítadlách s krokovým motorčekom. Zosilnenie napätia termočlánku je volené tak (dá sa nastaviť trimrom pre jednotlivé typy motorov), že pri menovitom — nominálnom výkone spaľovacieho motora P_n sa každých šesť minút registruje jeden signál vyjadrujúci 0,1 h_{mv} , t. j. desatinu hodiny úmernej menovitému výkonu motora. Za jednu hodinu práce spaľovacieho motora s menovitým výkonom prístroj zaregistruje čísla 1,0 na počítadle h_{mv} . Tento údaj vynásobený menovitým výkonom motora v kilowatoch udáva energiu odobranú z spaľovacieho motora v kilowathodinách. Pri polovičnom výkone spaľovacieho motora 0,5 P_n sa jeden signál zaregistruje v 12-minútových intervaloch. Po hodine práce pri takomto výkone motora bude vykazovaná energia odobraná z motora čísiť 50 % z kilowathodín dosiahnutých pri menovitom výkone. Ďalší obvod prístroja z veľmi presne stabilizovaného napätia analógovo-frekvenčným meničom formuje impulzy, ktoré po vydelení v pomere 1 : 1000 zaregistruje druhé elektromechanické počítadlo



1. Principiálna schéma prístroja ELKON SD 303 (1 — snímač teploty výfukových plynov, 2 — zosilovač, 3 — analógovo-frekvenčný prevodník, 4 — delička, 5 — elektromechanické počítadlo, 6 — tlakový spínač mazacieho oleja, 7 — stabilizátor, 8 — analógovo-frekvenčný prevodník, 9 — delička, 10 — elektromechanické počítadlo) — Diagram of the ELKON SD 303

apparatus (1 — sensor of exhaust gas temperature, 2 — amplifier, 3 — analog-frequency converter, 4 — divider, 5 — electromechanical counter, 6 — pressure switch of lubricating oil, 7 — stabilizer, 8 — analog-frequency converter, 9 — divider, 10 — electromechanical counter)

každých šesť minút ako jeden znak zodpovedajúci desatine skutočnej práce spaľovacieho motora $0,1 h_p$. Toto počítadlo registruje skutočný čas práce spaľovacieho motora a z toho dôvodu je obvod spínaný tlakovým spínačom mazania motora a počítadlo registruje čas, v priebehu ktorého motor pracuje (obr. 1).

Z údajov prístroja, z jeho elektromechanických počítadiel, vypisujú vodiči denne do pracovného výkazu čas skutočne odpracovaný spaľovacím motorom h_p a hodiny úmerné menovitému výkonu motora h_{mv} . Z uvedeného výkazu získame aj množstvo doplneného paliva V_p (kontrolovateľné aj na základe evidencie výdaja v sklade), množstvo vykázané práce — výkonnosť súpravy W , ako aj dĺžku celej pracovnej smeny h_s .

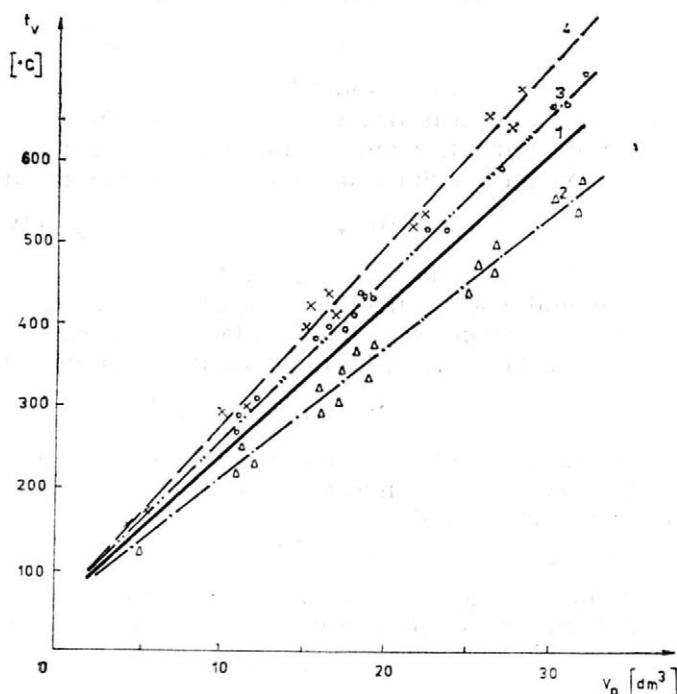
Súbežne s prístrojmi ELKON SD 303 sme na výkonných traktoroch Z-16045 v rokoch 1985 a 1986 sledovali aj spotreby paliva NC-214 z Motorpalu Jihlava. Tieto spotreby boli zapojené podľa odporúčania výrobcu a z ich mechanických počítadiel vodiči denne vypisovali údaje o spotrebe paliva s údajmi prístroja ELKON SD 303. To umožňovalo považovať získané údaje za vzájomne zodpovedajúce.

VLASTNÁ PRÁCA

Z údajov vypisovaných z prístroja ELKON SD 303 a z pracovných výkazov sme získali vhodné podklady na zhodnotenie efektívnosti nasadenia traktorov.

V zmysle odporúčania výrobcu prístrojov ELKON SD 303, vzhľadom na rôzne technické stavy motorov sledovaných traktorov, sme určili osobitne pre každý traktor závislosť teploty výfukových plynov od spotreby paliva pri voľnobežných otáčkach i v ďalších režimoch až po menovitý režim priamo v prevádzke. Výrobca pre tieto režimy práce pri motore s priemerným technickým stavom (po odpracovaní 2000 Mh) odporúča priamkovú charakteristiku prístroja $t_v = f(M_p)$, danú bodmi [1,6;85] a [32;650], ktoré definujú závislosť $t_v = 18,5855 M_p + 55,2632$, zakreslenú na obr. 2.

2. Odporučená a určené charakteristiky prístroja ELKON SD 303 (1 — charakteristika odporúčaná výrobcom, 2 — charakteristika určená pre traktor s výrobným číslom 100221, 3 — pre traktor s výrobným číslom 100222, 4 — pre traktor s výrobným číslom 100223) — The recommended and determined characteristics of the ELKON SD 303 apparatus (1 — characteristics recommended by the manufacturer; 2 — characteristics determined for the tractor with production number 100221, 3 — for the tractor with production number 100222, 4 — for the tractor with production number 100223)



Pri traktore s výrobným číslom 100221, ktorý bol po zábehu, tým istým režimom práce motora zodpovedá nižšia teplota výfukových plynov a tento priebeh je charakterizovaný rovnicou $t_v = 15,7377 M_p + 51,3934$ (obr. 2). Traktor s výrobným číslom 100222 bol už opotrebovaný a režimom práce motora zodpovedali vyššie teploty výfukových plynov, charakterizované rovnicou $t_v = 20,0658 M_p + 57,8947$ (obr. 2). U traktora v zlom technickom stave (s výrobným číslom 100223), ktorý bol v tom období tesne pred strednou opravou, sme zisťovali najvyššie teploty výfukových plynov (obr. 2), čo charakterizuje závislosť $t_v = 21,2461 M_p + 58,8817$. Parametre sledovaných traktorov sa po každých 1200 motohodinách premeriavali aj na motorovej brzde cez vývodový hriadeľ. Pri výpočte efektívnej energie odoberanej z motora na motorovej brzde podľa údajov prístroja ELKON SD 303 bol rozdiel ± 2 až 4 % oproti údajom získaným brzdou. Efektívnu prácu sme tu vyjadrili vzťahom:

$$A_e = h_{mv} \cdot k \cdot P_n = [1 \pm 0,03] P_e \cdot h_b \quad [\text{kWh}] \quad (1)$$

Získanými charakteristikami je daný korekčný koeficient k , ktorým sme korigovali získané údaje prístroja o danom traktore — o technickom stave jeho motora. Z údajov vypisovaných z prístrojov ELKON SD 303 a z pracovných výkazov sme získali vhodné podklady na posúdenie niekoľkých spôsobov hodnotenia efektívnosti, ale najmä hospodárnosti práce traktorov.

TEORETICKÝ ROZBOR

Odobranú efektívnu energiu A_e z motora získame z hodín úmerných menovitému výkonu motora h_{mv} , z tabuľkového menovitého výkonu motora P_n a zisteného korekčného koeficienta opotrebenia motora k :

$$A_e = k \cdot h_{mv} \cdot P_n \quad [\text{kWh}] \quad (2)$$

Priemernú mernú spotrebu paliva m_p vypočítame z množstva paliva doplneného do traktora V_p (systém doplňovania paliva až po nalievacie hrdlo nádrže), z mernej hmotnosti paliva ρ , z času skutočne odpracovaného spaľovacím motorom h_p a z energie odobranej z motora A_e :

$$m_p = 10^5 \cdot V_p \cdot h_p^{-1} \cdot \rho \cdot A_e^{-1} \quad [\text{g} \cdot \text{kW}^{-1} \cdot \text{h}^{-1}] \quad (3)$$

Teoretické množstvo paliva V_{pt} , ktoré podľa odobranej efektívnej energie mal vodič tankovať, vyjadríme z hodinovej spotreby paliva pri menovitom režime M_{pn} podľa údajov výrobcu a z hodín úmerných menovitému výkonu h_{mv} a korekcie opotrebenia motora k :

$$V_{pt} = h_{mv} \cdot M_{pn} \cdot k^{-1} \cdot \rho^{-1} \quad [\text{dm}^3] \quad (4)$$

Využitie výkonu motora určuje pomer dvoch údajov prístroja, a to korigovaných hodín úmerných menovitému výkonu $k \cdot h_{mv}$ a hodín skutočnej práce motora h_p :

$$\eta_e = 10^2 k \cdot h_{mv} \cdot h_p^{-1} \quad [\%] \quad (5)$$

Využitie pracovnej doby η_p na prácu s traktorom udáva pomer času skutočnej práce jeho motora h_p a času trvania smeny h_s :

$$\eta_p = 10^2 h_p \cdot h_s^{-1} \quad [\%] \quad (6)$$

K evidovaným údajom spotrebomera pomocou tabuľkovej spotreby M_{pn} určíme množstvo efektívnej energie A_e , ktoré mal motor dodať, resp. teoretický počet hodín h_{mvt} úmerných menovitému výkonu motora, ktorý má byť na počítadle prístroja ELKON SD 303 za čas zodpovedajúci danej spotrebe paliva:

$$h_{mvt} = V_p \cdot \rho \cdot M_{pn}^{-1} \quad [h] \quad (7)$$

VÝSLEDKY

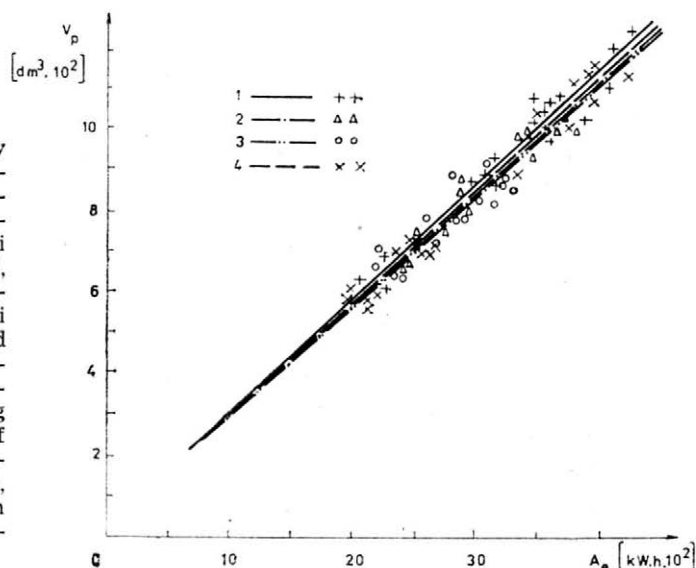
Po namontovaní spotrebomera paliva na sledované traktory, vďaka presnejšej evidencii paliva spotrebovaného na odobraný efektívny výkon motora, sme získali závislosti vyjadrené s menším rozptylom hodnôt. Tieto skutočnosti dovoľujú zovšeobecniť niektoré závislosti pre dané typy traktorov vôbec, umožňujú posúdiť využiteľnosť bežne evidovaných údajov a vymedziť minimum meraných údajov na z hospodárnenie spotreby a premeny energie.

Z bežne evidovaných údajov, bez použitia špeciálnych energomerov, spotreba paliva spoľahlivo vyjadruje (najmä pri použití spotrebomera) spotrebované množstvo energie. Nezohľadňuje však jej účinnosť premeny na mechanickú energiu. Preto je potrebné diagnostikovať technický stav traktorov, napr. sezónne ich odbrzdiť na mobilnej vírivej brzde.

Štvorročné sledovanie prístrojov ELKON SD 303 na troch traktoroch Z-16045 umožnilo (pri korigovaní charakteristiky prístrojov po 1000 motohodinách) nasledovné poradie hodnovernosti závislostí parametrov vyjadrujúcich spotrebu, resp. účinnosť premeny energie.

Pri korigovaní charakteristiky prístroja, závislosti teploty výfukových plynov od technického stavu motora, pre dlhodobé sledovanie najtesnejšie vyjadruje odobranú efektívnu mechanickú energiu z motora spotrebované množstvo paliva $V_p = f(A_e)$. Ide o lineárne závislosti (obr. 3) s malými odchýlkami v sledovaných obdobiach, preto sa uvádzajú len závislosti za celé obdobie sledovania (tab. I).

3. Závislosť premeny paliva V_p na mechanickú energiu A_e pri jednotlivých prácach traktorom Z-16045 (1 — pri orbe, 2 — pri kultivácii, 3 — pri práci s vývodovým hriadeľom, 4 — pri doprave) — The record of fuel energy conversion V_p into mechanical energy A_e during various operations of the Z-16045 tractor (1 — tillage, 2 — cultivation, 3 — operations with PTO shaft, 4 — transport)



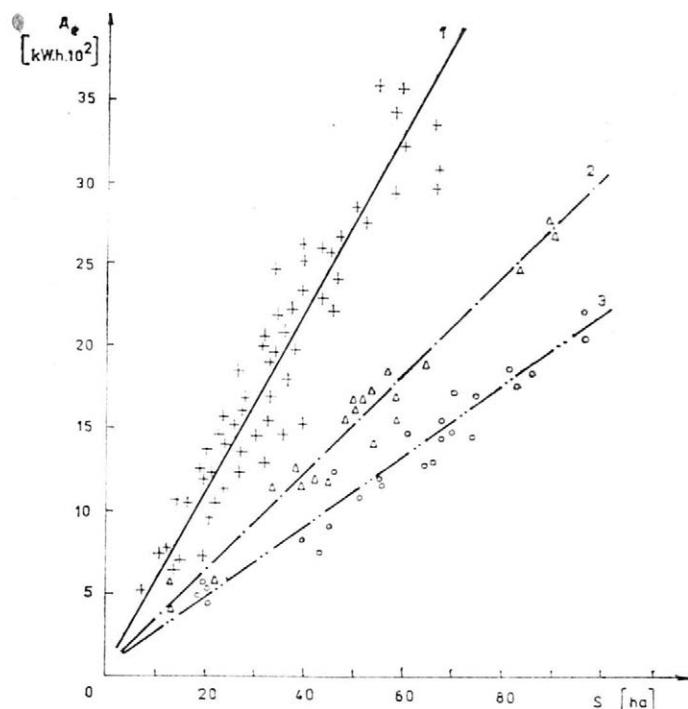
I. Závislosti transformácie energie u traktorov Z-16045 — The dependences of energy conversion of the Z-16045 tractor

Sledovaná závislosť	Druh vykonávanej práce	Výrobné číslo traktora	Vypočítaná závislosť	Korelačný koeficient
$V_p = f(A_e)$	orba	100221	$V_p = 0,88909 A_e + 25,89$	0,987
		100222	$V_p = 0,87901 A_e + 25,91$	0,971
		100223	$V_p = 0,88372 A_e + 25,87$	0,967
	kultivácia	100221	$V_p = 0,85781 A_e + 24,97$	0,972
		100222	$V_p = 0,85636 A_e + 25,03$	0,959
		100223	$V_p = 0,84981 A_e + 24,89$	0,972
	práca s vývodovým hriadeľom	100221	$V_p = 0,85141 A_e + 25,03$	0,966
		100222	$V_p = 0,83991 A_e + 24,88$	0,975
		100223	$V_p = 0,84727 A_e + 24,95$	0,969
	doprava	100221	$V_p = 0,86719 A_e + 25,13$	0,952
		100222	$V_p = 0,87143 A_e + 25,11$	0,959
		100223	$V_p = 0,87818 A_e + 25,08$	0,953
$A_e = f(S)$	orba	100221	$A_e = 1,87415 S + 56,58$	0,945
		100222	$A_e = 1,86541 S + 56,79$	0,951
		100223	$A_e = 1,89913 S + 57,02$	0,931
	kultivácia	100221	$A_e = 1,05347 S + 54,99$	0,906
		100222	$A_e = 0,99205 S + 55,24$	0,894
		100223	$A_e = 1,00782 S + 55,07$	0,863
	práca s vývodovým hriadeľom	100221	$A_e = 0,73288 S + 54,92$	0,899
		100222	$A_e = 0,70753 S + 54,46$	0,902
		100223	$A_e = 0,77387 S + 54,17$	0,895
$V_p = f(S)$	orba	100221	$V_p = 0,87852 S + 26,88$	0,843
		100222	$V_p = 0,80713 S + 26,67$	0,858
		100223	$V_p = 0,87948 S + 27,05$	0,881
	kultivácia	100221	$V_p = 0,41513 S + 24,27$	0,848
		100222	$V_p = 0,42971 S + 24,33$	0,836
		100223	$V_p = 0,46184 S + 24,91$	0,854
	práca s vývodovým hriadeľom	100221	$V_p = 0,29897 S + 20,42$	0,821
		100222	$V_p = 0,31785 S + 20,71$	0,832
		100223	$V_p = 0,34042 S + 20,91$	0,843

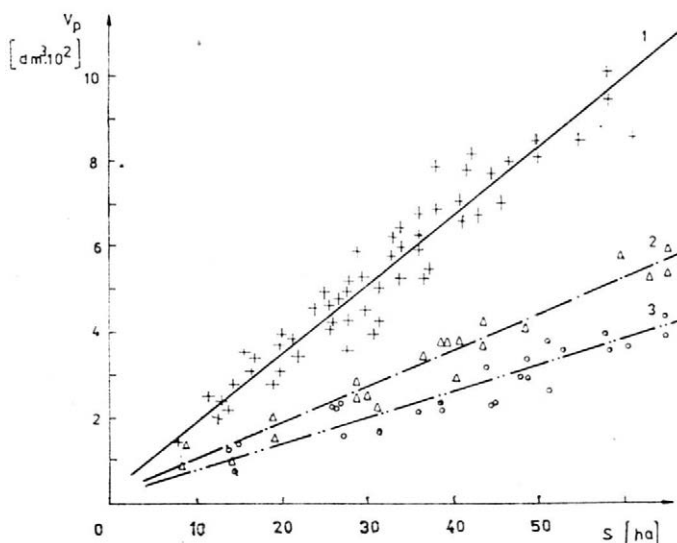
Sledovaná závislosť	Druh vykonávanej práce	Výrobné číslo traktora	Vypočítaná závislosť	Korelačný koeficient
$V_p = f(Mh)$	hlboká orba	100221	$V_p = 0,77567 Mh$	0,633
		100222	$V_p = 0,78094 Mh$	0,684
		100223	$V_p = 0,78213 Mh$	0,714
	stredná orba	100221	$V_p = 0,61621 Mh$	0,786
		100222	$V_p = 0,61992 Mh$	0,742
		100223	$V_p = 0,62486 Mh$	0,697
	kultivácia	100221	$V_p = 0,57502 Mh$	0,608
		100222	$V_p = 0,57987 Mh$	0,713
		100223	$V_p = 0,58132 Mh$	0,684
	doprava	100221	$V_p = 0,47269 Mh$	0,535
		100222	$V_p = 0,47935 Mh$	0,606
		100223	$V_p = 0,48412 Mh$	0,598
$V_p = f(h_p)$	orba	100221	$V_p = 0,7297 h_p$	0,517
		100222	$V_p = 0,7335 h_p$	0,584
		100223	$V_p = 0,7347 h_p$	0,591
	kultivácia	100221	$V_p = 0,5058 h_p$	0,578
		100222	$V_p = 0,5124 h_p$	0,592
		100223	$V_p = 0,5187 h_p$	0,576
	práca s vývodovým hriadeľom	100221	$V_p = 0,4578 h_p$	0,565
		100222	$V_p = 0,4597 h_p$	0,579
		100223	$V_p = 0,4673 h_p$	0,541
	doprava	100221	$V_p = 0,3216 h_p$	0,513
		100222	$V_p = 0,3298 h_p$	0,572
		100223	$V_p = 0,3341 h_p$	0,504

Premena energie paliva na mechanickú prácu je pri jednotlivých prácach s vyššou účinnosťou takmer totožná pri takých prácach, u ktorých prevládal režim čiastočného zaťaženia motora (kultivácia, práca s vývodovým hriadeľom a pod.). Tu prevažuje práca motora v režime jej minimálnej spotreby paliva.

Dobre preukazné sú lineárne závislosti pre jednotlivé druhy prác medzi odobranou efektívnou mechanickou prácou z motora traktora A_e a spracovanou výmerou — plochou S (obr. 4, tab. I). Obdobne preukazná je lineárna závislosť pre jednotlivé druhy prác medzi spotrebovaným objemom paliva V_p a spracovanou výmerou — plochou S (obr. 5).



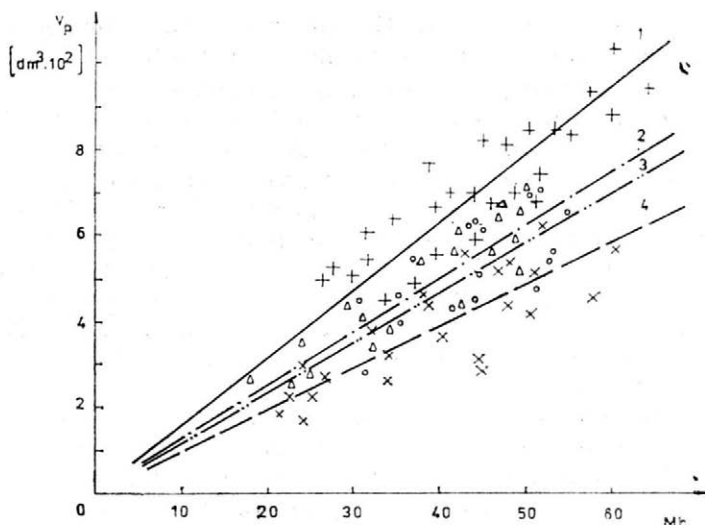
4. Závislosť spotreby mechanickej energie A_e od spracovanej plochy S traktorom Z-16045 (1 — pri orbe, 2 — pri kultivácii, 3 — pri prácach s vývodovým hriadeľom) — The record of the consumption of mechanical energy A_e for the working of area S by the Z-16045 tractor (1 — tillage, 2 — cultivation, 3 — operations with PTO shaft)



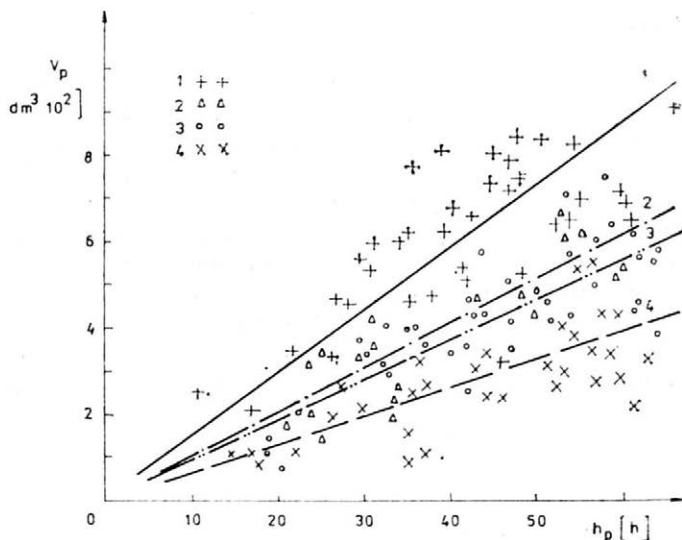
5. Závislosť spotrebovaného množstva paliva V_p od spracovanej plochy S traktorom Z-16045 (1 — pri orbe, 2 — pri kultivácii, 3 — pri prácach s vývodovým hriadeľom) — The record of fuel consumption V_p for the working of area S by the Z-16045 tractor (1 — tillage, 2 — cultivation, 3 — operations with PTO shaft)

Menej preukazná je závislosť medzi spotrebovaným množstvom paliva V_p a odpracovanými motohodinami Mh . Rozptyl hodnôt je najmenší pre energeticky rovnako náročné práce, pre hlbokú orbu, pre strednú orbu, pre kultiváciu a pod. (obr. 6, tab. I). Najmenej preukazná je závislosť medzi spotrebovaným palivom V_p a skutočne odpracovaným časom motora h_p (obr. 7). Rozptyl hodnôt je pomerne veľký aj pri rovna-

6. Závislosť spotrebovaného množstva paliva V_p od odpracovaných motohodín Mh (1 — hlboká orba, 2 — stredná orba, 3 — plošná kultivácia, 4 — doprava) — The dependence of fuel consumption V_p on the engine-hours Mh of the tractor (1 — deep tillage, 2 — medium tillage, 3 — cultivation, 4 — transport)



7. Závislosť spotrebovaného paliva V_p od hodín práce motora h_p (1 — pri orbe, 2 — pri kultivácii, 3 — pri prácach s vývodovým hriadeľom) — The dependence of fuel consumption V_p on the hours of engine work h_p (1 — tillage, 2 — cultivation, 3 — operations with the PTO shaft)



kých druhoch prác, vzhľadom na rôznorodosť využitia výkonu motora. Najmenší rozptyl je tu pri energeticky náročných prácach, ako je napr. orba.

DISKUSIA

Technický stav motorov evidentne ovplyvňoval teplotu výfukových plynov. Po zábehu motorov klesala teplota o 15 až 20 % do 500 až 700 motohodín. Strednú hodnotu dosiahla pri cca 1900 motohodinách a pri 3600 až 4000 motohodinách, t. zn., že pred strednou opravou sa táto teplota zvyšuje o 15 až 20 %. To odpovedá hodnotám, ktoré uviedol Komáňdi (1981). Teplota výfukových plynov motorov sa významne mení v priebehu ich životnosti i pri tom istom režime, preto je žiadúce

určovať korekčný koeficient tejto zmeny priebežne, poprípade i jednorázovo minimálne po 1000 motohodinách.

Spotrebu pohonnej hmoty môžeme využiť na vykázanie mechanickej energie vloženéj do technologickej operácie výrobného procesu len pri korekcii účinnosti tejto premeny motorom, vzhľadom na jej zmenu v priebehu životnosti motora, ako to uvádza aj použitá literatúra. Samotný prietokomer paliva ani prístroj ELKON SD 303 však nedávajú vodičovi traktora operatívne informácie o hospodárnosti, popr. nehospodárnosti režimu, v ktorom s ním pracuje. Umožňujú však riadiacemu pracovníkovi podniku denne zhodnocovať hospodárnosť premeny energie paliva na mechanickú prácu a operatívnymi zásahmi zabrániť nehospodárnej prevádzke. Pri sledovaní zariadení ELKON SD 303 sa u týchto traktorov ušetrilo priemerne 5 až 8 % paliva v porovnaní s ostatnými traktormi rovnakého typu bez uvedených zariadení. Energia spotrebovaná na jednotlivé operácie je v rozmedziach, ako to uvádza literatúra. Širšie využitie takýchto prístrojov zafažuje riadiacich pracovníkov a je žiadúce riešiť automatický zber a spracovanie údajov.

ZÁVER

Prístroje ELKON SD 303 sa ukázali ako vhodné na dlhodobé sledovanie spotreby mechanickej energie odoberanej z motora. Nedávajú však vodičovi informácie o hospodárnosti zvoleného režimu práce motora. Z ostatných bežne evidovaných údajov odobranú energiu najlepšie definuje spotrebované množstvo paliva pri známej účinnosti premeny energie paliva. Orientačné údaje poskytuje aj energetická náročnosť jednotlivých prác a normy spotreby paliva na jednotky výkonnosti. Menej preukazné sú závislosti spotreby paliva od odpracovaných motohodín a ešte menej od hodín práce motora. Náročný program minimalizácie mernej spotreby energie vyžaduje priamoukazujúce energomery, ekonometre priebežne vykazujúce hospodárnosť zvoleného režimu práce aspoň pri motore, ako aj operatívne určovanie mernej spotreby energie a jej priebežné znižovanie účinnými zásahmi.

Použité označenia

- A_e — efektívna práca (energia) odobraná zo spaľovacieho motora, kWh
- Mh — motohodiny odpracované spaľovacím motorom, —
- M_p — hodinová spotreba paliva, $\text{kg} \cdot \text{h}^{-1}$
- M_{pn} — hodinová spotreba paliva pri menovitom režime spaľovacieho motora, $\text{kg} \cdot \text{h}^{-1}$
- P_e — efektívny výkon spaľovacieho motora, kW
- P_n — menovitý výkon spaľovacieho motora, kW
- S — spracovaná výmera (plocha), ha
- V_p — spotrebovaný objem paliva, dm^3
- V_{pt} — teoretický objem spotrebovaného paliva, dm^3
- h_b — čas (trvanie) brzdenia motora na motorovej brzde, h
- h_{mv} — čas úmerný menovitému výkonu motora, h
- h_{mvt} — teoretický čas úmerný menovitému výkonu motora, h
- h_p — čas skutočnej práce spaľovacieho motora, h
- h_s — čas celej pracovnej smeny, h
- k — korekčný koeficient zohľadňujúci opotrebenie motora, —
- m_p — merná spotreba paliva, $\text{g} \cdot \text{kW}^{-1} \cdot \text{h}^{-1}$

- t_v — teplota výfukových plynů, °C
 η_e — využití výkonu motoru, %
 η_p — využití pracovní doby, %
 ρ — měrná hmotnost paliva, kg . m⁻³

Literatúra

- GOCKLER, L.: Műszerek a fogyasztás csökkentése és kihasználás érdekében. Mezőgazd. Techn., 1985, č. 9.
 JANS, G. — STEINKAMPF, H.: Einflussgrößen auf Flächenleistung und Energieaufwand beim Schleppereinsatz. Grundl. Landtechn., 32, 1982, č. 1.
 KOMÁNDI, G.: Az ELKON SD-303 üzemórászámláló gyakorlati alkalmazása. Gödöllő, ATE 1981.
 KOMÁNDI, G. — LAIB, L.: Az ELKON SD-303 üzemórászámláló használata. In: Műszaki fejlesztési eredmények. Budapest, MÉM 1982. 170 s.
 SITKEI, G.: Einsparen von Energie durch Optimierung des Systems Boden-Schlepper-Gerät. Grundl. Landtechn., 33, 1983, č. 3.
 STROPPEL, A. — SCHÄFER, W.: Arbeitszeit und Energiebedarf beim Pflügen in Abhängigkeit vom Getriebeengang, der Arbeitsbreite des Pfluges und der Schlepper-masse. Grundl. Landtechn., 31, 1981, č. 5.
 STROUHAL, E. — VOLKOVÁ, D.: Ako a kde ušetríť naftu pri prevádzke traktora. Nitra, Inštitút výchovy a vzdelávania MPVŽ SSR 1985.

Došlo dňa 17. 2. 1987

CEMETKO, J. (Сельскохозяйственный институт, Нитра): **Определение превращения энергии в производстве.** Zeměd. Techn., 33, 1987 (8) : 483-494.

Превращение энергии в ходе эксплуатации тракторов длительное время определялось с помощью аппаратуры ЭЛКОН СД 303, которая хорошо себя оправдывает при установлении отбора механ. энергии из двигателя, при контроле действенности превращения химической энергии топлива в механическую. Принцип измерения температур отработанных газов для данной цели удовлетворителен, и аппараты почти безаварийно работают, по срок действия термодатчиков наполовину короче. Без энергомера потребленную энергию лучше всего дефинирует затраченное количество топлива, но надо корректировать эффективность энергопревращения топлива в ходе технического срока действия двигателя. Энергоемкость работ и нормы топлива дают лишь ориентировочные данные. Отработанные моточасы и часы работы трактора не отражают соразмерно трансформацию энергии. Удвоенная экономия (до 15 %) топлива дана расширенным энергомером за счет эконометра с текущей сигнализацией экономичности выбранного режима работы двигателя. По этим устройствам необходимо решить вопрос автоматического сбора и обработки данных.

топливо; расходомер; энергометр; эконометр; мобильное энергосредство; трактор; автомобиль; самоходная машина; обменник; проводник; удельный расход; действие

SEMETKO, J. (University of Agriculture, Nitra): **Determining the Conversion of Energy under Operational Conditions.** Zeměd. Techn., 33, 1987 (8) : 483-494.

The ELKON SD 303 apparatuses were used for a long-continued monitoring of energy conversion in farm tractors under operational conditions. The ELKON SD 303 apparatuses were found to be suitable for the monitoring of mechanical energy taken from the engine, for the control of the efficiency of fuel chemical energy conversion into mechanical energy. The principle of monitoring the temperature of exhaust gases is suitable for this purpose and the apparatuses worked almost without failure, with the only exception of the service life of the sensors of exhaust gas temperature, which was shorter by a half than expected. If no energy meter is used, the fuel consumption provides the best determination of energy consumption, but it is necessary to adjust the efficiency of fuel energy conversion during the service life of the engine. The energy requirement of work and the standards of fuel consumption provide only general data. The engine-hours

and the hours of tractor work do not offer any adequate expression of the energy conversion. Twofold savings (up to 15 %) of fuel are achieved if the energy meter is combined with an econometer with a current signalling of the economy of the engine work regime to the driver. An automatic system of data collection and processing should be added to these equipments.

fuel; consumption meter; energy meter; econometer; mobile power unit; tractor; truck; self-propelled machine; converter; driver; specific consumption; efficiency

SEMETKO, J. (Landwirtschaftliche Hochschule, Nitra): *Ermittlung der Energieumwandlung während des Betriebes*. Zeméd. Techn., 33, 1987 (8) : 483-494.

Die Energieumwandlung bei laufendem Traktoren-Motor wurde langfristig mit Hilfe von Geräten des Typs ELKON SD 303 verfolgt. Diese Geräte waren gut geeignet für die Verfolgung der Entnahme der mechanischen Energie vom Motor, für die Kontrolle der Wirksamkeit der Umwandlung der chemischen Energie des Brennstoffes zu mechanischer Energie. Das Prinzip der Messung der Auspuffgastemperatur ist für diesen Zweck vollkommen geeignet und die Geräte arbeiteten fast störungsfrei bis zur halben Lebensdauer der Abnehmer der Auspuffgastemperatur. Die ohne Energometer entnommene Energie kann am besten anhand der verbrauchten Brennstoffmenge ermittelt werden, es muß aber die Wirksamkeit der Umwandlung der Brennstoffenergie im Verlauf der technischen Standzeit des Motors korrigiert werden. Der Energie-Bedarf der Arbeit und die Brennstoffnormen bieten nur Orientierungsangaben. Die geleisteten Motostunden und Arbeitsstunden des Traktors drücken keinesfalls die entsprechende Energietransformation aus. Doppelbrennstoffeinsparungen (bis 15 %) werden von der Erweiterung des Energometers um den Ekonometer mit einer durchlaufenden Signalisierung der Wirtschaftlichkeit des angewendeten Regimes der Motorarbeit für den Traktoristen ermöglicht. Dazu muß auch die automatische Entnahme und Verarbeitung der Angaben gelöst werden.

Brennstoff; Energometer; Verbrauchsmeter; Ekonometer; mobiles energetisches Mittel; Traktor; Automobil; selbstfahrende Maschine; Wandler; Leiter; spezifischer Verbrauch; Wirksamkeit

Adresa autora:

Doc. ing. Jozef Semetko, CSc., Vysoká škola poľnohospodárska, 949 76 Nitra

J. Meleg, B. Procházka

MELEG, J. — PROCHÁZKA, B. (GR STS a OPS, Rovinka; Vysoká škola poľnohospodárska, Nitra): *Kvalita práce jednolištového mláčacieho mechanizmu*. Zeměd. Techn., 33, 1987 (8) : 495-500.

V laboratórnych podmienkach sme hľadali možnosti intenzifikácie výmlatu hustosiatych obilnín na špeciálnom modeli viacfázového mláčaco-separačného mechanizmu s rozšírenou zónou separácie. Skúmali sme vplyv jednolištového mlatkového mláčacieho mechanizmu na uvoľňovanie — výmlat a poškodenie zrna jačmeňa jarného v závislosti od sklonu mláčacej lišty γ , smeru úderu mlatky po obilnej hmote β a mláčacej medzery Δ . Zväčšenie sklonu mláčacej lišty, väčší uhol úderu mlatky po obilnej hmote a väčšia mláčacia medzera znižujú intenzitu výmlatu, ako aj poškodenie. Za najvhodnejší variant nastavenia mláčacieho mechanizmu možno považovať sklon osi mlatiek $\beta = 0$ rad pri sklone mláčacej lišty $\gamma = 0 \div 1$ rad a s mláčacou medzerou 12 mm.

sklon mláčacej lišty; smer úderu mlatky; mláčacia medzera; výmlat; poškodenie zrna

Pri výskume racionalizácie výmlatu hustosiatych obilnín sme hľadali možnosti intenzifikácie uvoľňovania zrna z klasov, pri znižovaní jeho poškodzovania, viacfázovým mláčacím mechanizmom pozostávajúcim z jednolištového mláčacieho mechanizmu, pásového lištového separátora a normálneho mláčacieho mechanizmu, ako je uvedené v práci autorov Meleg a Procházka (1985).

Predmetom pozorovania bol jednolištový mláčací mechanizmus.

Model mláčacieho mechanizmu (obr. 1) pozostáva zo šikmého dopravníka obilnej hmoty, vkladacích valcov (1), mláčacej lišty (2) a mláčacieho bubna (3).

Obilná hmota sa dopravovala šikmým dopravníkom rýchlosťou $4,2 \text{ m} \cdot \text{s}^{-1}$ medzi vkladacie valce, ktoré ju rovnomerne posúvali na mláčaciu lištu. Sklon lišty γ sa môže meniť v rozsahu $0,0 \div 0,35$ rad voči ose x zmenou jej upevnenia skrutkami na ráme modelu.

Mláčací bubon uvoľňoval zrno z klasov úderom mlatiek, konštrukcie SK-5, na obilnú hmotu pri lište. V tomto príspevku sú uvedené výsledky zo sledovania bubna šírky 700 mm, s priemerom 300 mm a šiestimi mlatkami, pri jeho otáčkach $5,3 \div 36,9$ za sekundu.

Uhol sklonu mlatiek β voči osi x sa v čase úderu mlatky na obilnú hmotu pohyboval v rozsahu $0,0 \div 0,78$ rad a menil sa presunom osi mláčacieho bubna.

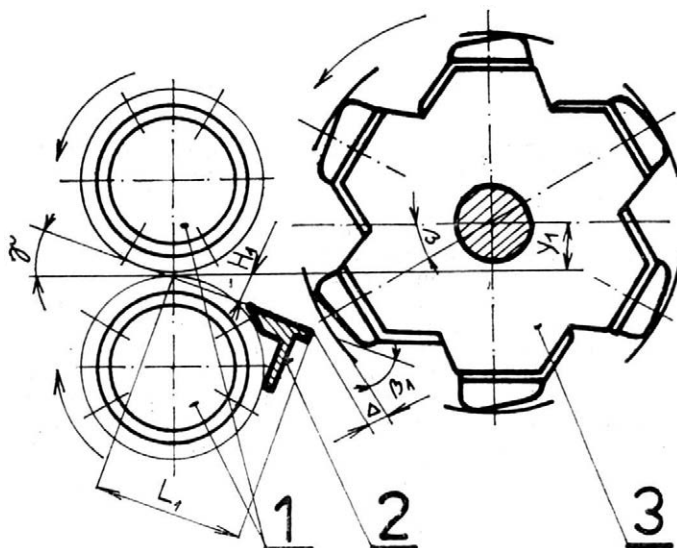
Medzera medzi mláčacou lištou a mlatkou bubna Δ sa menila premiestňovaním osi mláčacieho bubna v rozsahu 4 až 20 mm.

Pokusy sme robili s jačmeňom jarným o vlhkosti zrna 16,2 % a slamy 16,5 %. Priechodnosť q_e sme regulovali v rozsahu $4,3 \div 7,1 \text{ kg} \cdot \text{s}^{-1} \cdot \text{m}^{-1}$ obilnej hmoty.

Pri pokusoch sme sledovali kvalitu práce, t. j. množstvo zrna uvoľneného z klasov — výmlat d , makropoškodenie a mikropoškodenie zrna, podľa metodiky

v zmysle ČSN 46 1011, upravenej na našom pracovisku. Jednotlivé merania sme opakovali trikrát a spracovali základnými štatistickými metódami na počítači EC 1030.

So zmenou uhla sklonu mláfacej lišty γ sa mení aj charakter pohybu obilnej hmoty v priestore mlátenia v dôsledku podmienok pôsobenia mlatiek bubna na vrstvu obilnej hmoty podávanéj vkladacími valcami.



1. Jednolištový mláfací mechanizmus (1 — vkladacie valce, 2 — mláfacia lišta, 3 — mláfací bubon, H_1 — hrúbka vrstvy obilnej hmoty, L_1 — vzdialenosť osi vkladacích valcov po hranu mlatky, y_1 — vzdialenosť osi mláfacieho bubna od horizontály sústavy, β — poloha mlatky voči osi bubna v čase jej úderu na obilnú hmotu, β_1 — uhol smeru úderu mlatky na obilnú hmotu, γ — uhol sklonu mláfacej lišty voči horizontále, Δ — mláfacia medzera) — The threshing mechanism with a single rasp bar (1 — feeding cylinders, 2 — rasp bar, 3 — threshing cylinder, H_1 — layer thickness of threshed material, L_1 — distance between the axis of the feeding cylinders and the edge of the rasp bar, y_1 — distance between the axis of the threshing cylinder and the horizontal set, β — position of the rasp bar in relation to the threshing cylinder axis at the moment of its impact on the threshed material, β_1 — angle of the direction of rasp bar impacts on the threshed material, γ — angle of rasp bar inclination in relation to horizontal line, Δ — clearance)

Uhol smeru úderu mlatky po vrstve obilnej hmoty β_1 je možné vyjadriť takto:

$$\beta_1 = 0,5\pi - \beta - \gamma \quad (1)$$

Ako vidieť z obr. 1

$$\beta = \arctg \frac{y_1 + (L_1 \cdot \sin \gamma)}{x} \quad (2)$$

Keď dosadíme rovnicu (2) do rovnice (1), dostaneme:

$$\beta_1 = \frac{\pi}{2} - \gamma - \arctg \frac{y_1 + (L_1 \cdot \sin \gamma)}{x} \quad (3)$$

Zmenu smeru úderu mlatky β_1 je možné docieľiť polohou lišty (uhol γ) alebo mláfacieho bubna. V pokusoch sme menili sklon mláfacej lišty aj polohu bubna.

Zmena uhla β aj γ vplýva na dobu pôsobenia mlatky na obilnú hmotu, a tým aj na uvoľnenie zrna z klasov a jeho poškodenia. Súčasne vplýva aj na rýchlosť častíc obilnej hmoty vychádzajúcej z mláfacieho mechanizmu.

$v_0 = 20 \text{ m} \cdot \text{s}^{-1}$; $\Delta = 12 \text{ mm}$; $\gamma = 0 \text{ rad}$; $q_e = 5,8 \text{ kg} \cdot \text{s}^{-1} \cdot \text{m}^{-1}$

Uhol β [rad]	Výmlat d [%]	Poškodenie [%]	
		makro	mikro
0,00	78	0,3	10,9
0,26	68	0,2	8,4
0,52	59	0,2	7,7
0,78	45	0,2	7,5

VÝSLEDKY

SMER ÚDERU MLATKY PO OBILNEJ HMOTE

Pozorovania ukázali, že zmena uhla β vedie k zmene intenzity úderov mlatiek a výmlat d sa mení (tab. I).

Závislosť d (β) je vyjadrená rovnicou

$$d = A \{1 - [\delta_1 (1 + 1,8 \sin \gamma)]\} \quad (4)$$

Analýza výsledkov ukazuje, že pri malých uhloch β je pôsobenie mlatiek na obilnú hmotu intenzívnejšie, čo spôsobuje vysoký výmlatok. Pri $\beta = 0 \text{ rad}$ je výmlatok 78 % a pri $\beta = 0,26 \text{ rad}$ sa znižuje na 68 %; podobne sa mení aj makropoškodenie zrna z 0,32 % na 0,24 %.

Príčinou je zmena rýchlosti pohybu mláteného materiálu v mláťacom priestore mlatka — lišta. Kinematografickými snímkami sme zistili, že so zväčšovaním uhla β sa zväčšuje rýchlosť mláteného materiálu v priestore výmlatu. Napr. pri $\beta = 0 \text{ rad}$ bola rýchlosť $v_m = 1,9 \text{ m} \cdot \text{s}^{-1}$ a pri $\beta = 0,35 \text{ rad}$ vzrástla na $5,5 \text{ m} \cdot \text{s}^{-1}$.

Zvýšenie rýchlosti pohybu mlátenej hmoty spôsobuje zníženie počtu úderov po klase, čo vedie k zníženiu výmlatu zrna.

Poškodenie zrna v experimentálnom mláťacom mechanizme sa znižuje s rastom uhla β . Rast uhla β o 0,1 rad spôsobuje zníženie makropoškodenia cca o 0,05 % a mikropoškodenia o 0,5 % pri znížení výmlatku cca o 4,2 %.

UHOL SKLONU MLÁŤACEJ LIŠTY

Poloha mláťacej lišty γ v mláťacom priestore má podobný vplyv ako zmena uhla β .

Výsledky experimentu sú uvedené v tab. II.

Rast uhla γ vedie k zníženiu výmlatu d . Na základe pokusov je možné vyjadriť závislosť d (γ) takto:

$$d = 10^3 \cdot [1 - \delta_1 \cdot (1 - \sin \gamma)] \quad (5)$$

So zväčšovaním sklonu mláťacej lišty o 0,1 rad sa výmlatok znižuje cca o 5,7 %, makropoškodenie cca o 0,05 % a mikropoškodenie o 2 %.

II. Vplyv uhla γ na výmlat a poškodenie zrna — The effect of angle γ on the threshing and damage of grain

$v_b = 20 \text{ m.s}^{-1}$; $\Delta = 12 \text{ mm}$; $\beta = 0 \text{ rad}$; $q_e = 5,7 \text{ kg.s}^{-1}.\text{m}^{-1}$

Uhol γ [rad]	Výmlat d [%]	Poškodenie [%]	
		makro	mikro
0,00	78	0,3	11,1
0,09	76	0,2	9,5
0,18	68	0,2	7,2
0,27	64	0,1	5,0
0,35	58	0,1	4,1

III. Vplyv mlátovej medzery Δ na výmlat a poškodenie zrna — The effect of threshing clearance Δ on the threshing and damage of grain

$v_b = 20 \text{ m.s}^{-1}$; $\beta = 0 \text{ rad}$; $\gamma = 0 \text{ rad}$; $q_e = 5,7 \text{ kg.s}^{-1}.\text{m}^{-1}$

Medzera Δ [mm]	Výmlat d [%]	Poškodenie [%]	
		makro	mikro
4	90,3	0,76	22,5
8	82,8	0,51	16,2
12	78,1	0,34	11,3
16	74,2	0,22	8,1
20	73,1	0,17	6,2

MLÁŤACIA MEDZERA

Veľkosť mlátovej medzery medzi mlatkami bubna a mlátočou lištou Δ vplýva na výmlat a poškodenie zrna (tab. III).

Menšia medzera zvyšuje výmlatok aj poškodenie.

Závislosť výmlatu d je možné vyjadriť takto:

$$d = a - b \cdot \Delta \quad (6)$$

Veľkosť súčiniteľov a , b pre uvádzaný experiment je: $a = 92,7$; $b = 0,92$.

V sledovanom rozsahu mlátočích medzier (4 ÷ 20 mm) sa výmlat zmenil cca o 17 %, makropoškodenie o 0,6 % a mikropoškodenie o 16,3 %.

ZÁVER

Skúmané konštrukčné riešenie mlátoacieho mechanizmu zabezpečuje vyššiu kvalitu produktov mlátenia, vytvára predpoklady pre intenzifikáciu procesu mlátenia vo viacfázovom mlátoacom mechanizme.

Za najvhodnejší variant nastavenia mláfacieho mechanizmu možno považovať sklon osi mlatiek v čase úderu na obilnú hmotu $\beta = 0$ rad pri sklone mláfacej lišty $\gamma = 0 \div 1$ rad a mláfacej medzere 12 mm. Pri takomto nastavení sa dosiahne $76 \div 78\%$ uvoľnenia zrna z klasov pri jeho makropoškodení $0,2 \div 0,3\%$ a mikropoškodení okolo 11 %.

Použité označenia

- A — celková hmotnosť zrna vchádzajúceho do mláfacieho mechanizmu
- H_1 — hrúbka vrstvy obilnej hmoty
- L_1 — vzdialenosť osi vkladacích valcov po hranu mlatky
- a, b — súčinitele
- d — výmlat — uvoľnenie zrna z klasov
- q_r — priechodnosť obilnej hmoty
- v_b — rýchlosť mláfacieho bubna
- v_m — rýchlosť obilnej hmoty vychádzajúcej z mláfacieho mechanizmu
- y_1 — vzdialenosť osi mláfacieho bubna od horizontály sústavy
- β — poloha mlatky voči osi bubna v čase jej úderu na obilnú hmotu
- β_1 — uhol smeru úderu mlatky na obilnú hmotu
- γ — uhol sklonu mláfacej lišty voči horizontále
- δ_1 — nedomlatok prvým mláfacím mechanizmom
- Δ — mláfacia medzera

Literatúra

ČSN 46 1011. Zkoušení obilovin, luštěnin a olejnin. 1973.

MELEG, J. J PROCHÁZKA, B.: Sledovanie kvality práce mláfacieho a separačného systému s rozšírenou zónou separácie. Zeměd. Techn., 31, 1985, č. 7, s. 385-391.

Došlo dňa 17. 2. 1987

МЕЛЕГ, Я. — ПРОХАЗКА, Б. (ГД МТС и Ремонт сельскохозяйственных машин, Ровинка; Сельскохозяйственный институт, Нитра): Качество работы однопланчатого молотильного механизма. Земед. Techn., 33, 1987 (8) : 495-500.

V laboratorných podmienkach išli o zvýšenie výkonnosti obilného zrna na špeciálnom stene molotilno-separujúcej sústavy s rozšírenou zónou separácie. My určovali vplyv jednoplanчатого molotilného mechanizmu na obmolu a poškodenie zrna jrového jačmeňa v závislosti od sklonu planky γ , smeru údaru bicia po zrnovej hmote β a molotilného zozoru Δ . Pri zväčšení všetkých troch parametrov znižujú sa ako intenzita obmoly, tak i poškodenie. Najlepším variantom nastavenia molotilného mechanizmu možno považovať úder bicia pod uhlom $\beta = 0$ rad, pri sklone planky $\gamma = 0 \div 1$ rad a s molotilným zozorom 12 mm.

sklon planky podbárania; smer údaru bicia; molotilný zazor; obmola; poškodenie zrna

MELEG, J. — PROCHÁZKA, B. (General Directorate of Machine and Tractor Stations and Farm Machine Repair Shops, Rovinka; University of Agriculture, Nitra): The Quality of Work of a Threshing Mechanism with a Single Rasp Bar. Zeméd. Techn., 33, 1987 (8) : 495-500.

Possibilities of increasing the intensity of threshing of dense-sown cereals were investigated on a special model of a multi-stage threshing and separating mechanism with an extended separation zone. The effect of the threshing mechanism with a single rasp bar was studied as exerted on the separation (threshing) and damaging of spring barley grains in relation to the inclination of the rasp bar γ , direction of the rasp bar impacts on the threshed material β and the clearance space Δ . The

increased inclination of the rasp bar, greater angle of rasp bar impacts on the threshed material and wider clearance reduce the intensity of threshing and the damage of the grains. The best adjustment of the threshing mechanism is when the inclination of the rasp bar axis is $\beta = 0$ rad, the angle of the rasp bar being $\gamma = 0 \div 1$ rad and the clearance being 12 mm.

inclination of rasp bar; direction of rasp bar impacts; clearance space; grain damage

MELEG, J. — PROCHÁZKA, B. (GR STS und OPS Rovinka; Landwirtschaftliche Hochschule, Nitra): *Arbeitsqualität des Mähdreschmechanismus mit einem Mähbalken*. Zeměd. Techn., 33, 1987 (8) : 495-500.

Unter Laborbedingungen suchten wir Möglichkeiten zur Intensivierung des Drusches von dicht gesäeten Getreidearten am speziellen Modell eines mehrphasigen Mähdresch-Separationsmechanismus mit erweiterter Separationszone. Wir untersuchten den Einfluß des Mähdreschmechanismus mit einem Mähbalken auf die Freisetzung — auf den Drusch und die Beschädigung des Sommergerstenkornes in Abhängigkeit von der Neigung des Mähbalkens γ , der Schlagrichtung des Schlägels auf der Getreidemasse β und der Schlaglücke Δ . Die Vergrößerung der Neigung des Mähbalkens, ein größerer Schlagwinkel des Schlägels auf der Getreidemasse und eine größere Schlaglücke senken die Druschintensität als auch die Beschädigungsrate. Als günstigste Variante der Einstellung des Mähdreschmechanismus kann die Neigung der Schlägelachse $\beta = 0$ Reihe bei einer Neigung des Mähbalkens $\gamma = 0 \div 1$ Reihe und mit einer Schlaglücke von 12 mm angesehen werden.

Neigung des Mähbalkens; Schlagrichtung des Schlägels; Schlaglücke; Drusch; Beschädigung des Kornes

Adresy autorov:

Ing. Ján Meleg, CSc., GR STS a OPS Rovinka, 900 42 Dunajská Lužná
Prof. ing. Bohumil Procházka, CSc., Vysoká škola poľnohospodárska, 949 76 Nitra

ŠPECIFICKÉ RYSY ABRÁZÍVNEHO OPOTREBOVANIA UHLÍKOVÝCH OCELÍ

J. Balla

BALLA, J. (Vysoká škola poľnohospodárska, Nitra): *Špecifické rysy abrazívneho opotrebovania uhlíkových ocelí*. Zeméd. Techn., 33, 1987 (8) : 501-509.

Uhlíkové ocele s obsahom 0,5 až 0,7 % uhlíka sa často používajú na funkčné časti poľnohospodárskych strojov vystavené abrazívnemu opotrebovaniu. V príspevku ukazujeme vplyv tepelného spracovania na rast odolnosti proti opotrebovaniu ocele. Štúdium opotrebovaných povrchov poukazuje na špecifické prejavy interakcie opotrebovávaného povrchu s abrazívnymi časticami pri laboratórnej skúške na brúsnom plátne i v prevádzkových podmienkach. Na hrubozrnnnej perliticko-feritickej štruktúre sa prejavil mechanizmus vylamovania perlitických zŕn, čo urýchľuje proces opotrebovania. Vhodná voľba tepelného spracovania môže výrazne ovplyvniť mechanizmus i intenzitu procesu opotrebovania.

abrazívne opotrebovanie; odolnosť proti opotrebovaniu; mechanizmus opotrebovania

Z početných zobecnení výsledkov výskumu abrazívneho opotrebovania je známe, že odolnosť proti abrazívnemu opotrebovaniu ocelí je závislá od ich zloženia a mikroštruktúry. Pre určitú skupinu materiálov je odolnosť proti abrazívnemu opotrebovaniu priamo úmerná ich tvrdosti (Moore, 1974). Vo všetkých stavoch ocele je najúčinnnejším legujúcim prvkom uhlík.

Richardson (1957) i rad ďalších autorov zistili, že odolnosť proti opotrebovaniu perlitických ocelí rastie s obsahom uhlíka pri súčasnom raste tvrdosti. Rast tvrdosti ocelí je daný zmenou podielu objemu feritu a perlitu, resp. cementitu v štruktúre. Každá štruktúrna zložka v procese opotrebovania určuje svojím podielom úroveň odolnosti proti opotrebovaniu ocele ako celku.

V procese abrazívneho opotrebovania možno rozlíšiť dve rozhodujúce štádiá, a to vnikanie abrazíva do povrchu, kde limitujúcim faktorom je vnikacia tvrdosť, a proces rozrušovania povrchu pri relatívnom pohybe, kde rozhodujúcu úlohu majú väzobné sily medzi štruktúrnymi zložkami i vlastnosti štruktúrnych zložiek samotných. Veľmi často používanou skupinou materiálov pre funkčné časti poľnohospodárskych strojov podliehajúcich abrazívnemu opotrebovaniu sú uhlíkové ocele s obsahom 0,5 až 0,7 % uhlíka. V poľnohospodárstve sú to napr. lemeše, plazy pluhy, radličky a mnohé ďalšie funkčné časti pracujúce v styku s pôdou, kde intenzita abrazívneho opotrebovania je veľmi vysoká. Dôsledkom je nízka životnosť týchto častí a veľké straty kovov.

MATERIÁL A METÓDY

POUŽITÉ MATERIÁLY

Abrazívne opotrebovanie sme študovali na uhlíkovej oceli s obsahom 0,56 % uhlíka, použitej na výrobu lemeša.

a) Pre laboratórne skúšky sme túto oceľ použili v troch stavoch, a to:

- stav po valcovaní bez následného tepelného spracovania,
- normalizačne vyžihaná pri teplote 780 °C, vzduch,
- kalená z teploty 850 °C do vody.

Z materiálu boli vyrobené skúšobné vzorky tvaru valčeka $\varnothing 10 \times 30$ mm.

b) Pre prevádzkové hodnotenie sme použili lemeš zaradený do bežnej prevádzky pri orbe. Jeho chemické zloženie i stav boli zhodné so stavom vzoriek pre laboratórne skúšky bez následného tepelného spracovania.

METÓDY SKÚŠOK

V laboratórnych skúškach sme overovali odolnosť proti abrazívnemu opotrebovaniu na brúsnom plátne za podmienok stanovených ČSN 01 5084 (1973). Skúšky sme vykonali na korundovom brusnom plátne zrnitosti 100 pri zatažení silou 22 N.

Dĺžka trecej dráhy	50 m
Maximálna klzná rýchlosť	0,638 m.s ⁻¹
Minimálna klzná rýchlosť	0,236 m.s ⁻¹

METÓDY VYHODNOCOVANIA

a) Kvantitatívne metódy

Kvantitatívne sme vyhodnocovali pomernú odolnosť proti opotrebovaniu. Pri skúškach sme vyhodnocovali úbytok hmotnosti vzoriek s presnosťou 10^{-4} g. Pre každý stav materiálu sme vykonali tri merania. Z priemernej hodnoty úbytku hmotnosti sme určovali pomernú odolnosť proti abrazívnemu opotrebovaniu podľa vzťahu

$$\varphi_{abr} = \frac{\Delta G_E}{\Delta G_V}$$

kde: ΔG_E — úbytok hmotnosti etalonu

ΔG_V — úbytok hmotnosti vzorky

Za etalon sa považoval stav ocele po valcovaní bez následného tepelného spracovania.

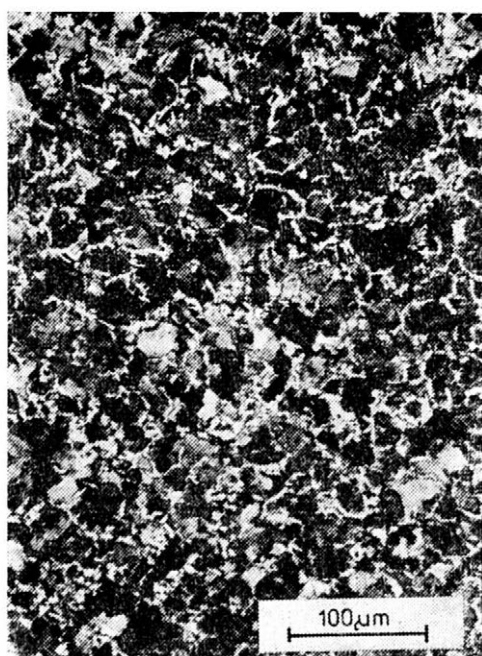
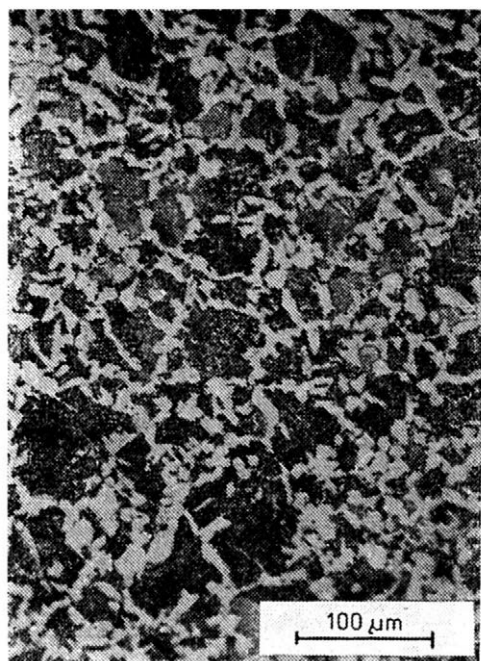
b) Kvalitatívne vyhodnocovanie

Štruktúru materiálu sme hodnotili bežnými postupmi metalografickej fázovej analýzy.

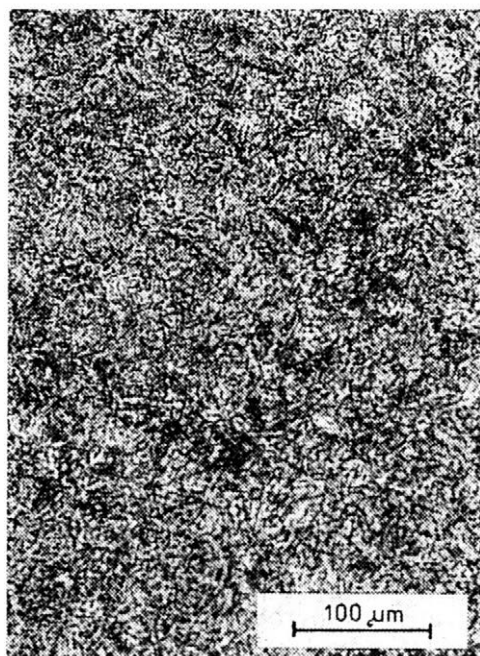
Opotrebované povrchy sme vyhodnocovali na základe pozorovaní zo svetelného mikroskopu a elektrónového scanning mikroskopu (SEM).

I. Výsledky tvrdosti, opotrebenia a pomernej odolnosti proti opotrebeniu skúšanej ocele — Data on the hardness, wear and relative resistance wear of the tested steel

Poradové číslo	Stav	Tvrdosť [HV]	Úbytok hmotnosti [mg]	φ_{abr}
1	po valcovaní bez následného tepelného spracovania	176	277,8	1,00
2	normalizovaná 700 °C/vzduch	261	234,1	1,19
3	kalená 850 °C/voda	715	256,3	1,78



a b
c

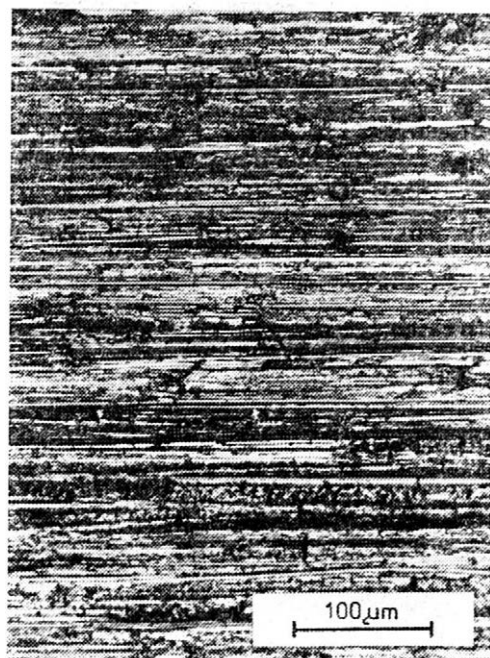


1. Štruktúra skúšaných ocelí (a — bez tepelného spracovania, b — normalizačne žíhaný, c — kalený) — Structure of the tested steels (a — no thermal treatment, b — normalizing, c — quenching)

VÝSLEDKY A ZHODNOTENIE

Dosiahnuté výsledky pomernej odolnosti ocele skúšanej proti opotrebovaniu, zisťované z úbytkov hmotnosti, sú uvedené v tab. I.

Výsledky názorne dokumentujú rast pomernej odolnosti proti opotrebovaniu s tvrdosťou.



a

b

2. Opatrebované povrchy ocele po skúške na brusnom plátne, pozorované na svetelnom mikroskope (a — bez tepelného spracovania, b — normalizačne žihanej) — Worn steel surfaces after testing on abrasive cloth as observed under light microscope (a — no thermal treatment, b — normalizing)

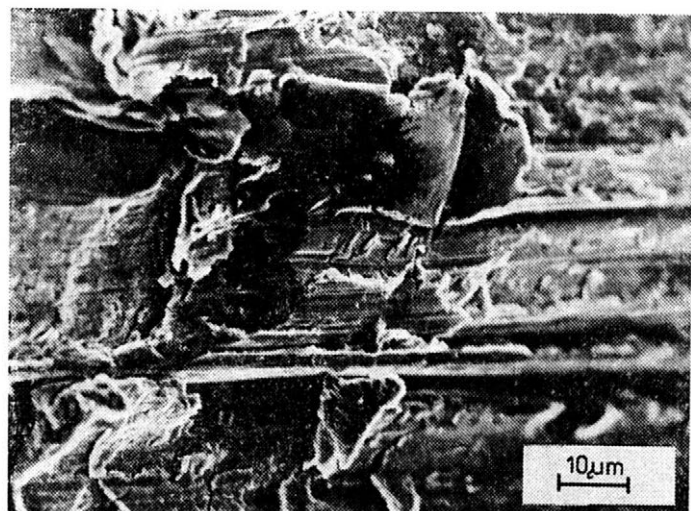
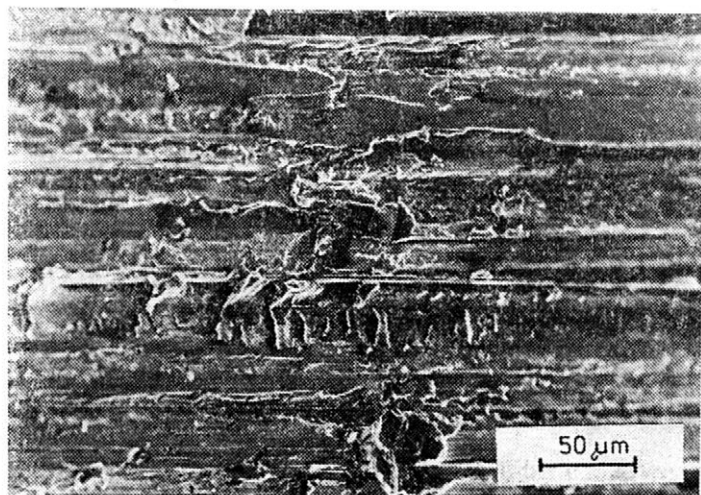
Výsledky fázovej analýzy a štúdia opotrebovaných povrchov sú na obr. 1 až 7.

Fázová analýza na obr. 1 ukazuje pomerne hrubú a nerovnomernú perliticko-feritickú štruktúru ocele bez tepelného spracovania. Normalizáciou sa táto štruktúra zreteľne zjemnila a zároveň je aj rovnomernejšia. Štruktúra zakalenej ocele je tvorená martenzitom.

Snímky opotrebovaných povrchov (obr. 2), získané na svetelnom mikroskope, neodhaľujú reliéfne detaily, ale o to viac vystupujú charakteristické rozdiely v narušení perliticko-feritickej štruktúry rôznej rovnorodosti. Na oceli bez tepelného spracovania vidno veľmi výrazné nepravidelnosti v ryhovanom povrchu, ktorých veľkosť zodpovedá veľkosti perlitických zŕn. To naznačuje, že pri náraze abrazívnej častice na perlitické zrno došlo k jeho krehkému rozrušeniu a vylúpnutiu zo základnej feritickej hmoty. V prípade normalizačne žihanej ocele sú tieto prejavy značne potlačené. Ešte názornejšie to dokresľujú snímky opotrebovaných povrchov zo SEM (obr. 3, 4 a 5). Na týchto obrázkoch už možno detailnejšie vidieť výsledok procesu rozrušovania povrchu pri opotrebovaní. Na obr. 3 je okrem plastických procesov dokumentovaný aj detail krehšieho vyštiepenia perlitického zrna pri interakcii s abrazívnou časticou.

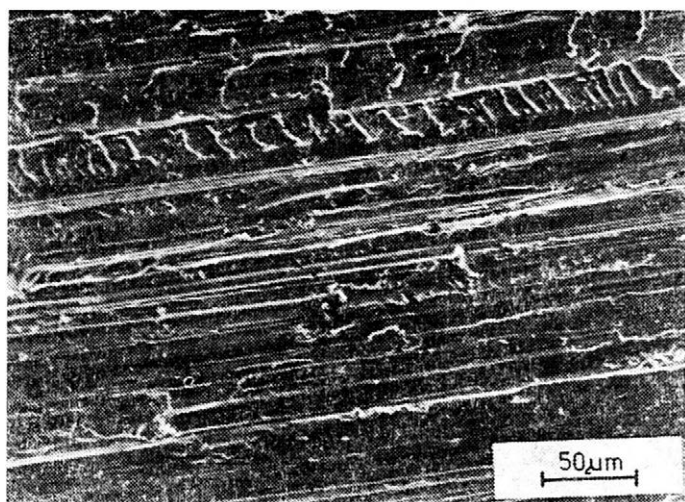
Na obr. 4 jasne prevažuje charakter mikrerezania a plastického tečenia v okolí rýh pri obrusovaní. Na obr. 5 vidno pomerne hladké zrezávanie rovnorodej martenzitickej štruktúry s menšou hĺbkou rýh.

3. Opatrebovaný povrch ocele bez tepelného spracovania po skúške na brusnom plátne pri rôznom zväčšení (SEM) — Worn steel surface without thermal treatment after testing on abrasive cloth as observed at different magnifications (SEM)

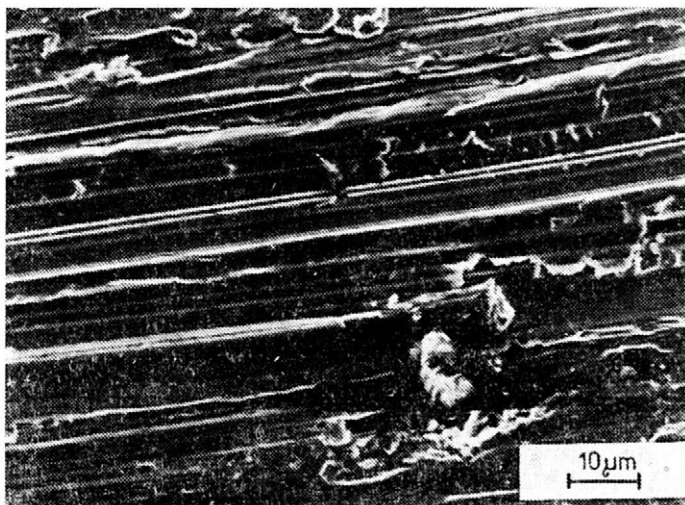


Veľmi zaujímavé a významné je porovnanie charakteru opotrebovaného povrchu ocele bez tepelného spracovania (obr. 3) po skúške na brúsnom platne a povrchu toho istého materiálu opotrebovaného pôdou (obr. 6). Spoločným znakom sú krátery, kde došlo k vylúpnutiu perlitického zrna. Na povrchu opotrebovanom pôdou je okolie týchto miest zahladené a celkove na opotrebovanej ploche nie sú tak zjavné stopy ryhovacích procesov. Ukazuje sa však veľká podobnosť v spôsobe narušovania perlitu v štruktúre, čo nasvedčuje tomu, že základný mechanizmus opotrebovania pri skúške na brúsnom platne pomerne dobre simuloval za daných podmienok reálny proces. Na dokreslenie mechanizmu rozrušovania povrchu pri skúške na brúsnom plátne môže poslúžiť snímka častice opotrebovania (obr. 7).

Predložené analytické materiály nadväzujú na výsledky, ku ktorým došli Balla (1975) a Balla a Tolnai (1977), a potvrdzujú vý-



4. Opotrebovaný povrch normalizačne žihanej ocele po skúške na brusnom plátne pri rôznom zväčšení (SEM) — Worn surface of steel subjected to normalizing as observed after testing on abrasive cloth at different magnifications (SEM)

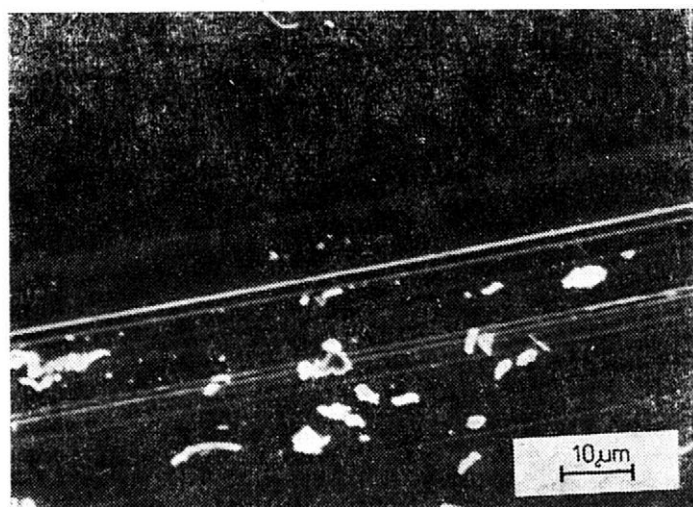
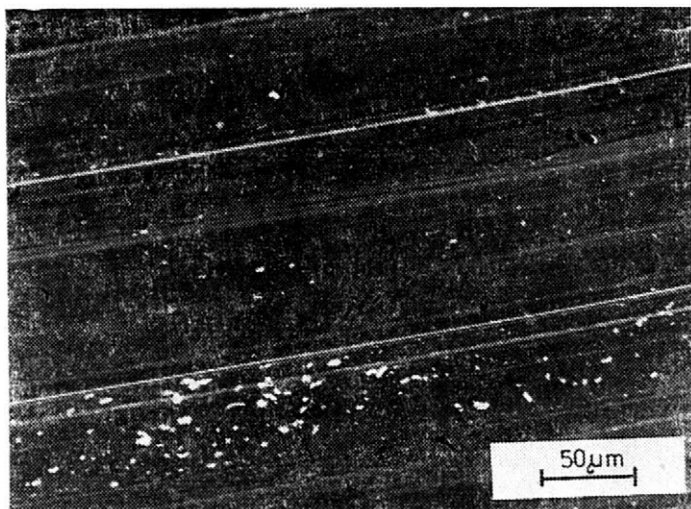


sledky o vplyve chemického zloženia štruktúry na odolnosť proti opotrebovaniu, ktoré uverejnili Moore [1974]. Vzhľadom na využívanie týchto ocelí na prácu s pôdou však vyplýva, že aj pri zachovaní chemického zloženia je veľmi významný štruktúrny stav konkrétnej súčiastky. Dôcenenie a premietnutie tejto skutočnosti do konkrétnych opatrení vo výrobe i využití strojov by malo významný národohospodársky efekt.

ZÁVER

Skupina uhlíkových ocelí s obsahom 0,5 až 0,7 % uhlíka patrí medzi konštrukčné materiály, ktoré sa veľmi často využívajú na výrobu rôznych častí strojov. Pri ich využívaní sa často vychádza iba zo znalostí ich mechanických vlastností. Ich voľba podľa podmienok namáhania ich funkčných povrchov sa však mnohokrát opomína. Typickým prípadom sú

5. Opotrebovaný povrch kalenej ocele po skúške na brusnom plátne pri rôznom zväčšení (SEM) — Worn surface of hardened steel after testing on abrasive cloth as observed at different magnifications (SEM)

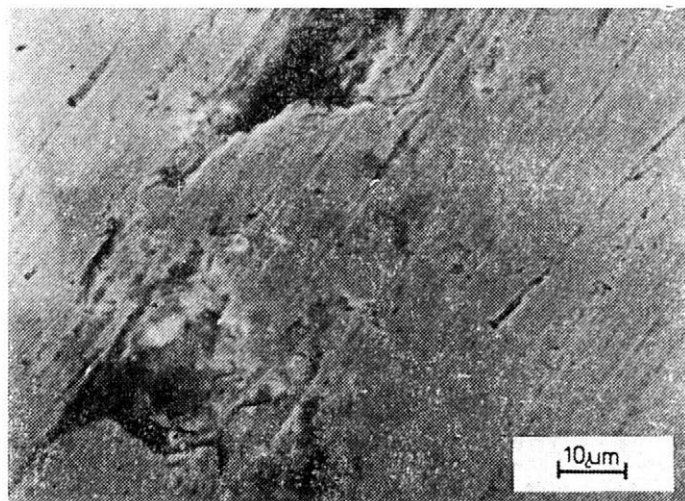


použitia, pri ktorých dochádza k intenzívnemu abrazívnemu účinku na súčiastku. Získané poznatky ukázali, že vhodnou voľbou tepelného spracovania možno dosiahnuť ich lepšie využitie. Podľa výsledkov laboratórnych skúšok normalizačným žiňaním sa zvýšila odolnosť proti opotrebovaniu o 19 % a kalením o 78 %.

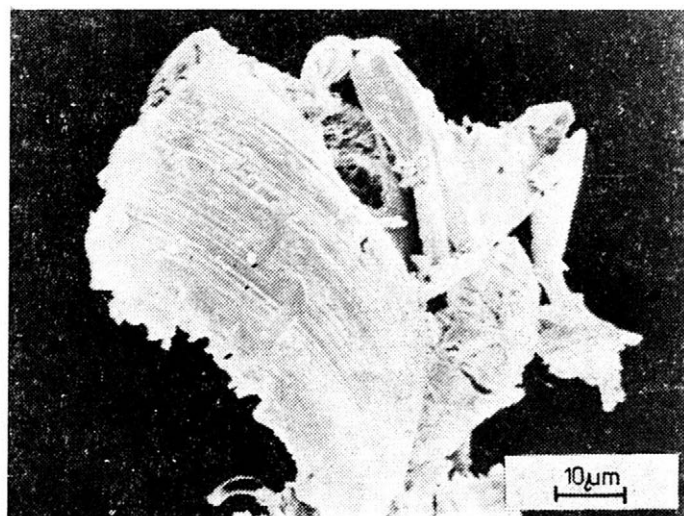
Skutočný prínos bude rozdielny a bude závisieť od konkrétnych podmienok namáhania (v pôdnych podmienkach napr. od typu pôdy a pod.).

Z analýzy opotrebovaných povrchov vyplynulo:

- značné narušovanie hrubozrnnej perliticko-feritickej štruktúry vylamovaním perlitických zŕn;
- podobnosť typických rysov narušovania opotrebovávaného povrchu v laboratórnych podmienkach brúsnym plátnom a v prevádzkových podmienkach účinkom pôdy.



6. Opotrebovaný povrch lemeša (SEM) — Worn surface of a ploughshare (SEM)



7. Charakteristický tvar častice opotrebovania ocele bez tepelného spracovania zo skúšky na brusnom plátne (SEM) — Characteristic shape of a particle of worn steel left without thermal treatment as observed after testing on abrasive cloth (SEM)

Literatúra

- BALLA, J.: Mechanizmus abrazívneho opotrebenia súčiastok poľnohospodárskych strojov. Zeměd. Techn., 21, 1975, č. 8, s. 499-504.
- BALLA, J. — TOLNAI, R.: Some experimental items of knowledge about the influence of chemical factor on greatness of abrasive wear. In: Eurotrib 77, Düsseldorf 1977.
- ČSN 01 5084. Stanovení odolnosti kovových materiálů proti abrazivnímu opotřebení na brusném plátně. 1973.
- MOORE, M. A.: The relationship between the abrasive wear resistance, hardness and microstructure of ferritic materials. Wear, 28, 1974, s. 59-68.
- RICHARDSON, R. C. D.: The wear of metals by hard abrasives. Wear, 10, 1957, s. 291-309.

Došlo dňa 17. 2. 1987

БАЛЛА, Й. (Сельскохозяйственный институт, Нитра): Специфические признаки абразивного износа углеродистой стали. *Zeměd. Techn.*, 33, 1987 (8) : 501-509.

Углеродистые стали, содержащие 0,5—0,7 % С, часто используются для функциональных частей сельскохозяйственных машин, подвергающихся абразивному износу. В статье приводится влияние температурной обработки на рост устойчивости к изнашиванию стали. Изучение износа поверхностей показывает специфическое проявление взаимодействия между изнашивающейся поверхностью и абразивными частицами, что отмечено на лабораторном испытании как на абразивном полотне, так и в производственных условиях. У крупнозернистой перлитноферритной структуры отмечен механизм выламывания перлитных зерен, что и ускоряет процесс износа. Подходящая термообработка может заметно повлиять на механизм и интенсивность процесса износа.

износостойкость; механизм износа; изношенная поверхность

BALLA, J. (University of Agriculture, Nitra): *Specific Features of the Abrasive Wear of Carbon Steel*. *Zeměd. Techn.*, 33, 1987 (8) : 501-509.

Carbon steels containing 0.5 to 0.7 % of carbon are often used as material for the functional parts of farm machines exposed to abrasive wear. We explain the effect of thermal treatment on the growth of resistance to the wear of steel. Attention is drawn to the specific manifestations of the interaction between the worn surface and the abrasive particles during laboratory tests on abrasive cloth and under the conditions of operation. The mechanism of the crumbling of pearlitic grains, accelerating the process of wear, was observed in the coarse pearlitic-ferritic structure. The use of an adequate thermal treatment can markedly influence the mechanism and intensity of the process of wear.

resistance wear; wear mechanism; worn surface

BALLA, J. (Landwirtschaftliche Hochschule, Nitra): *Spezifische Charakteristiken der abrasiven Abnutzung von Kohlenstoffstählen*. *Zeměd. Techn.*, 33, 1987 (8) : 501-509.

Die Kohlenstoffstähle mit einem Gehalt von 0,5 bis 0,7 % C werden sehr oft für funktionelle Teile von Landmaschinen benutzt, die der sog. abrasiven Abnutzung ausgesetzt werden. In der vorliegenden Arbeit betonen wir den Einfluß der Wärmebehandlung auf den Anstieg der Resistenz gegen den Stahlverschleiß. Das Studium der abgenutzten Oberflächen deutet auf spezifische Merkmale der Wechselwirkung der abgenutzten Oberfläche mit den sog. abrasiven Teilchen bei Laborprüfungen auf dem Schleifleinen als auch unter Betriebsbedingungen hin. Bei der grobkörnigen perlitisch-ferritischen Struktur zeigte sich der Mechanismus des Ausbrechens der perlitischen Körner, was den Abnutzungsprozess beschleunigt. Eine geeignete Wahl der Wärmebehandlung kann den Mechanismus als auch die Intensität des Abnutzungsprozesses bedeutend beeinflussen.

Abnutzungsresistenz; Abnutzungsmechanismus; abgenutzte Oberfläche

Adresa autora:

Doc. ing. Jozef Balla, CSc., Vysoká škola poľnohospodárska, 949 76 Nitra

Upozorňujeme čtenáře, že v čísle 10 časopisu

ZEMĚDĚLSKÁ TECHNIKA

mají být uveřejněny články:

- Z. Pastorek: Výsledky vědeckovýzkumné činnosti Výzkumného ústavu zemědělské techniky v Praze-Řepích
- V. Mayer: Rozbor činnosti řádkovačů kamene
- J. Maleř: Adaptace sklízecí mlátičky pro sklizeň řepky ozimé
- P. Kroupa: Věžové zásobníky pro uskladňování 2000 tun zrna
- P. Hutla, I. Čištíňová, S. Haš: Použití umělých světelných zdrojů pro přisvětlování sadby brukve
- F. Novotný: Zemědělská technika v podmínkách vědeckotechnického pokroku

**ZOZNAM REALIZAČNÝCH VÝSTUPOV Z VYRIEŠENÝCH VÝSKUMNÝCH ÚLOH
NA MECHANIZAČNEJ FAKULTE VYSOKEJ ŠKOLY POĽNOHOSPODÁRSKEJ
V NITRE V ROKOCH 1981 AŽ 1985**

1. *Stanovenie životnosti základných prvkov traktora Z 120-45*
Autori: doc. ing. Michal Marko, CSc., a kol.
2. *Energetická racionalizácia pri kŕmení hovädzieho dobytku*
Autori: doc. ing. Jozef Lobotka, CSc., a kol.
3. *Automatika dávkovača jadrového krmiva*
Autori: ing. Milan Motaj, CSc., a kol.
4. *Spôsob a zariadenie pre indikáciu kvapalín, najmä mlieka*
Autori: ing. Anton Izakovič, CSc., a kol.
5. *Snímač prietoku kvapalín, hlavne mlieka*
Autori: ing. Anton Izakovič, CSc., a kol.
6. *Systém na reguláciu konštantnej výkonnosti sústavy dopravníkov*
Autori: doc. ing. Ján Krčula, CSc., a kol.
7. *Rotačné zariadenie na vyrovnávanie výšky vrstvy objemového stebelnatého materiálu*
Autori: doc. ing. Ján Krčula, CSc., a kol.
8. *Súbor mechanických a elektrických vlastností obilnín*
Autori: doc. RNDr. František Hanzelík, CSc., a kol.
9. *Určenie agrotechnickej lehoty zberu jarného jačmeňa*
Autori: doc. ing. Jozef Turček, CSc., a kol.
10. *Určenie agrotechnickej lehoty zberu ozimnej pšenice*
Autori: doc. ing. Jozef Turček, CSc., a kol.
11. *Vlastnosti zrna kukurice z hľadiska zberu a výmlatu*
Autori: prof. ing. Bohumil Procházka, CSc., a kol.
12. *Vlastnosti obilnín z hľadiska zberu a výmlatu*
Autori: prof. ing. Bohumil Procházka, CSc., a kol.
13. *Metodika hodnotenia využívania poľnej strojovej techniky*
Autori: prof. ing. Marko Ďuriš, CSc., a kol.
14. *Optimálne technologické systémy a ich stavebné aplikácie v špecializovanej výrobnjej jednotke pre dojnice v nížinných oblastiach SSR*
Autori: doc. ing. et ing. Ján Hubinský, CSc., a kol.
15. *Realizácia komplexnej prúdovej žatvy cestou dispečingu*
Autori: prof. ing. Marko Ďuriš, CSc., a kol.
16. *Výber optimálneho variantu nasadenia techniky pri komplexnej prúdovej žatve*
Autor: prof. ing. Marko Ďuriš, CSc.
17. *Návrh kooperácie obilných kombajnov v žatve*
Autori: prof. ing. Marko Ďuriš, CSc., a kol.
18. *Návrh na elektronickú reguláciu radového vstrekovacieho čerpadla spaľovacieho motora*
Autor: doc. ing. Anton Podolák, CSc.
19. *Signalizácia pracovného režimu spaľovacieho motora, dopravného vozidla a traktora*
Autor: doc. ing. Josef Semetko, CSc.

20. *Matematický model tahovej súpravy traktora a jeho overenie*
Autor: doc. ing. Štefan Drabant, CSc., a kol.
21. *Viacúrovňový energometer mobilného energetického prostriedku*
Autor: doc. ing. Jozef Semetko, CSc.
22. *Hydrostatický simulátor dynamického zaťažovania MEP a ich uzlov*
Autori: doc. ing. Ivan Petranský, CSc., a kol.
23. *Vypracovanie požiadaviek na pojazdný mechanizmus kolesových traktorov a určovanie stupňa deštruktívneho pôsobenia na pôdu*
Autori: doc. ing. Eduard Pisár, CSc., a kol.
24. *Aplikácia technicko-technologických opatrení na farmách pre výkrm hovädzieho dobytku*
Autori: doc. ing. Ľubomír Kubina, CSc., a kol.
25. *Poznatky zo sledovania technologických liniek na modelových farmách pre hovädzi dobytok prevádzkovaných v SSR*
Autori: prof. ing. Imrich Minárik, CSc., a kol.
26. *Metodika úpravy osiva cukrovej repy*
Autori: doc. ing. Jaroslav Páltik, CSc., a kol.
27. *Stanovenie statickej stability samohybných strojov*
Autori: doc. ing. Jozef Šesták, CSc., a kol.
28. *Zariadenie pre meranie odporu penetrácie*
Autor: doc. ing. Jozef Bajla, CSc.
29. *Stanovenie penetrometrov pre technológiu pozberovej úpravy strukovín*
Autor: ing. Juraj Havelka, CSc.
30. *Tribologické údajové listy klukových hriadelov traktorových motorov*
Autori: doc. ing. Michal Marko, CSc., a kol.
31. *Úprava technologického postupu renovácie vložiek valcov traktorových motorov UR I a UR II*
Autori: doc. ing. Michal Marko, CSc., a kol.
32. *Návrh metrologického strediska a systému kontroly v OPS Vráble*
Autori: doc. ing. Michal Marko, CSc., a kol.

CONTENTS

Petranský I., Šoka I., Orgoník P.: Possibilities of Using Czechoslovak-made Hydrostatic Gearboxes in Tractors	462
Žikla A., Drabant Š.: Determining the Basic Parameters of Control Hydraulics under Laboratory Conditions	474
Pisár E.: Designing a Control Hydraulic System of the Hitch Mechanisms in High-power Tractors	482
Semetko J.: Determining the Conversion of Energy under Operational Conditions	493
Meleg J., Procházka B.: The Quality of Work of a Threshing Mechanism with a Single Rasp Bar	499
Balla J.: Specific Features of the Abrasive Wear of Carbon Steel	509

INHALT

Petranský I., Šoka I., Orgoník P.: Möglichkeiten zum Einsatz hydrostatischer Getriebe tschechoslowakischer Produktion bei Traktoren	463
Žikla A., Drabant Š.: Erfassung der Grundparameter der Regelungshydraulik unter Laborbedingungen	474
Pisár E.: Ein Beitrag zur Lösung der Regelungshydraulik der Anhängavorrichtungen der Traktoren höherer Leistungskategorien	482
Semetko J.: Ermittlung der Energieumwandlung während des Betriebes	494
Meleg J., Procházka B.: Arbeitsqualität des mähdreschmechanismus mit einem Mähbalken	500
Balla J.: Spezifische Charakteristiken der abrasiven Abnutzung von Kohlenstoffstählen	509



Rukopisy odevzdány k tisku 25. 4. 1987 — Podepsáno k tisku 7. 7. 1987

Vědecký časopis ZEMĚDĚLSKÁ TECHNIKA • Vydává Československá akademie zemědělská — Ústav vědeckotechnických informací pro zemědělství • Vychází měsíčně • Redaktorka ing. Jovanka Václavíčková • Redakce: 120 56 Praha 2, Slezská 7, telefon 257541 • Vytiskl MÍR, Novinářské závody, n. p., závod 6, tř. Lidových milicí 22, 120 00 Praha 2 • © Ústav vědeckotechnických informací pro zemědělství, Praha 1987

Rozšiřuje PNS. Informace o předplatném podá a objednávky přijímá každá administrace PNS, pošta, doručovatel a PNS-ÚED Praha, závod 01 — AOT, Kafkova 19, 160 00 Praha 6; PNS-ÚED Praha, závod 02, Obránců míru 2, 656 07 Brno; PNS-ÚED Praha, závod 03, Kubánská 1539, 708 72 Ostrava-Poruba. Objednávky do zahraničí vyřizuje PNS — ústřední expedice a dovoz tisku Praha, závod 01, administrace vývozu tisku, Kafkova 19, 160 00 Praha 6.