

VĚDECKÝ ČASOPIS



ZEMĚDĚLSKÁ TECHNIKA

7

ROČNÍK 26 (LIII)
PRAHA
ČERVENEC 1980
CENA 10 Kčs
CS ISSN 0044-3883

ČESKOSLOVENSKÁ AKADEMIE ZEMĚDĚLSKÁ
ÚSTAV VĚDECKOTECHNICKÝCH INFORMACÍ
PRO ZEMĚDĚLSTVÍ

ZEMĚDĚLSKÁ TECHNIKA

Rídí redakční rada

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

Za vedení časopisu odpovídá ing. Jiří Fiala, CSc.

Redaktorka ing. Jovanka Václavíčková

© Ústav vědeckotechnických informací pro zemědělství,
Praha 1980

■

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

■

Научный журнал ZEMĚDĚLSKÁ TECHNIKA публикует обзоры, анализы и научные статьи о разрешенных заданиях по научному исследованию в области сельскохозяйственной техники. Издает Чехословацкая сельскохозяйственная академия — Институт научно-технической информации по сельскому хозяйству. Выход в свет ежемесячно. Редакция 120 56 Прага 2, Слезска 7.

■

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

■

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

J. Maleř

MALÉŘ, J. (Výzkumný ústav zemědělské techniky, Praha - Řepy): *Počítač hektarů sklízecích mlátiček*. Zeměd. Techn., 26, 1980 (7) : 385-394.

V práci je hodnocen počítač hektarů u sklízecích mlátiček, který byl sestaven tak, aby umožňoval měření a indikaci zpracované plochy bez dalšího přepočtu. Pro indikaci zpracovávané plochy jsme použili elektromechanické počítadlo, které je vybaveno dvojím počítacím ústrojím. Jedno ústrojí je bez možnosti nulování, pro měření celkové zpracované plochy a druhé s možností nulování údajů pro měření zpracovaných ploch na jednotlivých parcelách. Pro přesnost přístroje má rozhodující význam správně nastavený korekční faktor. Korekční faktor udává velikost zpracované plochy v m² za jednu otáčku hnaného kola. Teoretický korekční faktor je dán obvodem hnaného kola a teoretickým záběrem sklízňového stroje. Prakticky zjištěný korekční faktor zahrnuje ještě další prvky, mající vliv na výslednou přesnost, především prokluz v daných podmínkách. Z toho vyplývá nutnost vyšetření skutečného korekčního faktoru v polních podmínkách, čímž se dosáhne přijatelné přesnosti měření. Počítač hektarů se zdá jako zařízení účelné a potřebné, a to jak pro kontrolu dosažovaných výnosů, tak i pro potřeby správné evidence vykonané práce.

sklízecí mlátička; počítač hektarů; korekční faktor; evidence práce

Mezi nové mikroelektronické přístroje patří počítač hektarů, jemuž předcházela počítač mechanický. U mechanického počítače byl zpravidla kuželový váleček přitlačován k ráfku kola a pomocí bowdenového lan-ka byly otáčky přenášeny na mechanické sčítací zařízení. Vynásobením konečného stavu indikovaných otáček, pracovního záběru a obvodu kola jsme dostali velikost obdělání plochy. Největším problémem u tohoto typu bylo vypínání počítače otáček při jízdách naprázdno.

Od mechanických počítačů se přechází na počítače mikroelektronické. Werkhoven (1975) rozlišuje tři typy přístrojů:

a) Počítač zaznamenává impulzy kola během vlastního poježdění stroje při práci a ty potom musí být přepočteny na daný stroj (šířka záběru X obvod kola).

b) Počítač opět zaznamenává impulzy během vlastního poježdění stroje při práci, avšak od výrobce je přístroj elektronicky nastaven na určitou šířku záběru a obvod kola. Zařízení pak ukazuje obdělání plo-

chu v plošných jednotkách. Tento přístroj je využitelný u jednoho typu stroje, protože počítač je pevně namontován na stroji.

c) Programovatelný, univerzální počítač, zaznamenávající impulzy kola během vlastního poježdění stroje při práci. Při jízdách naprázdno druhé čidlo (spínač) spíná počítací zařízení. Kontrola přístroje umožňuje uživateli rychlé přemístění z jednoho stroje na druhý, stejně jako umožňuje nastavit různou šířku záběru a obvod kola.

Na programovatelný, univerzální počítač jsou kladeny následující požadavky (Werkhoven, 1975):

- jednoduchost a provozní spolehlivost i v nepříznivých pracovních podmínkách;
- univerzálnost přístroje musí být zajištěna přemístitelností a seřizitelností pro nejrozličnější typy mechanizačních prostředků;
- zpracovaná, tj. obdělávaná plocha musí být evidována přímo v hektarech, bez doplňující výpočetní práce;
- přístroj musí spolehlivě rozlišovat pracovní jízdy od jízd naprázdno (např. při jízdách na souvratích apod.);
- monitor přístroje musí být umístěn v kabině stroje tak, aby jej mohl řidič soustavně sledovat.

Programovatelný, univerzální počítač je vhodný pro podmínky socialistické velkovýroby ke kontrole množství (sklízecí mlátičky a jiné sklízecí) i kvality (postřikovače, secí stroje, rozmetadla) vykonané práce. Proto bylo rozhodnuto toto zařízení vyvinout a ověřit ve Výzkumném ústavu zemědělské techniky (Maleř, 1979).

METODY

Funkční model univerzálního počítače hektarů byl postaven ve spolupráci VÚZT, Praha-Řepy a OZS, n. p. Dašice.

Funkční model počítače byl v srpnu 1978 instalován na Státním statku okresu Praha-západ na sklízecí mlátičce E-512. Na základě získaných poznatků jsme přikročili ke stavbě funkčního modelu II, který byl ověřen v srpnu 1979 na JZD Chýně, okres Praha-západ na sklízecí mlátičce KOLOS.

Při zkouškách byla věnována pozornost jednak umístění spínače v prostoru žacího stolu, jednak měření přesnosti přístroje.

VLASTNÍ PRÁCE

NÁVRH PŘÍSTROJE

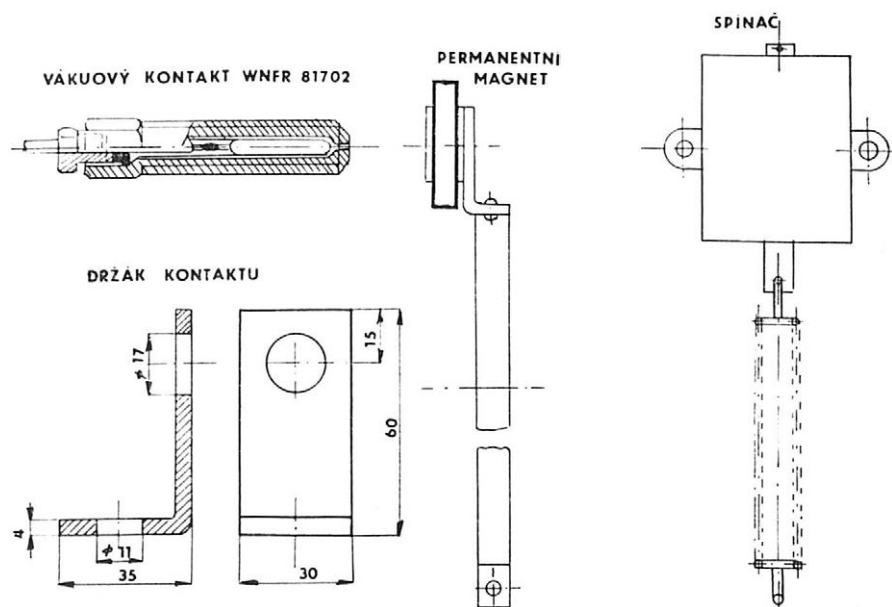
Počítač hektarů byl vyvinut tak, aby umožňoval měření a indikaci zpracované plochy bez dalšího přepočtu. Zařízení pracuje zcela digitálně, takže jeho přesnost není negativně ovlivňována změnami teploty nebo kolísáním napájecího napětí.

POPIS PŘÍSTROJE

a) čidlo počítače — snímač otáček (obr. 1)

Počet otáček hnaného kola je snímán pomocí vakuového kontaktu WNFR 817.02, který je ovládán permanentním magnetem, upevněným

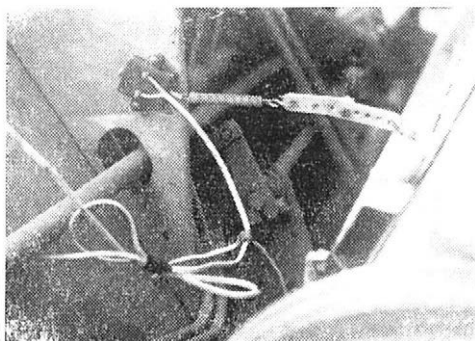
na disku kola. Vakuový kontakt je umístěn v kovovém magneticky nevodivém pouzdru, které je konstruováno tak, aby umožňovalo snadnou montáž celého snímače, chránilo kontakt před klimatickými vlivy a zejména před přímým mechanickým poškozením.



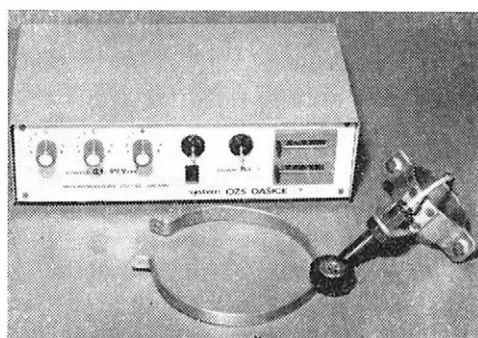
1. Snímače počítáče hektaru — Sensors of the hectare counter

b) blokovací elementy (obr. 1 a 2)

Konstrukce přístroje umožňuje připojení až čtyř blokovacích elementů, které lze vnějším propojením řadit v sérii, paralelně nebo sério-paralelně. Úkolem blokovacích prvků (spínačů) je blokovat činnost počítáče během nepracovních jízd. Při provozních zkouškách na sklízecí mlátičce se osvědčil spínač indukující polohu žacího stolu.



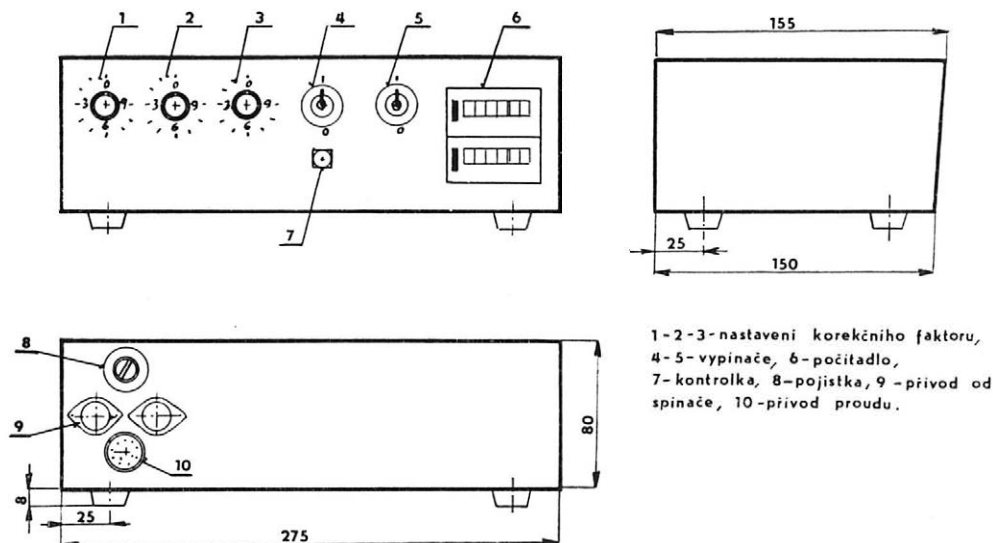
2. Spínač počítáče hektarů — A switch of the hectare counter



4. Počítač hektarů — Hectare counter

c) elektrická část přístroje (obr. 3 a 4)

Tato část je uložena v celokovové skříni. Logická jednotka na desce s tištěnými spoji je opatřena řadovým nožovým korektorem, kterým je propojena s vnějšími ovládacími prvky.



3. Monitor počítáče hektarů — A monitor of the hectare counter

Jednotlivými kontaktními dvojicemi je dále propojena se zdrojem napětí, vstupními a blokovacími konektory a indikačními jednotkami. Tím je zaručeno, že po odejmutí horního krycího víka přístroje lze celou elektronickou část snadno vyjmout. Na vnitřní straně bočního krytu přístroje je upevněn výkonový tranzistor stabilizovaného zdroje.

d) ovládací prvky

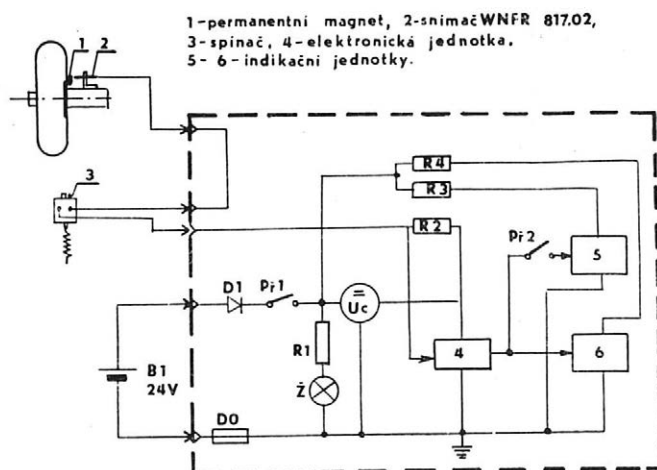
Všechny ovládací prvky přístroje jsou umístěny na čelním panelu. V levé části panelu jsou umístěny přepínače pro nastavení korekčního faktoru, v pravé části hlavní vypínač se signální žárovkou a dvě indikační jednotky — počítadla hektarů (honové a sumarizační) s příslušnými prvky pro nulování a vypínání. Monitor je propojen se snímačem otáček a s elektrickou instalací prostřednictvím pětipólového konektoru, který je umístěn na zadním panelu přístroje. Na zadním krytu přístroje jsou také umístěny konektory pro připojení blokovacích elementů.

Po připojení přístroje k palubní síti 24 V a při správné polarizaci napájecího napětí je spuštění přístroje indikováno kontrolní žárovkou.

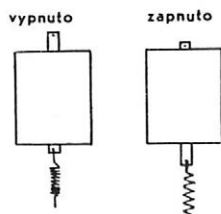
FUNKCE POČÍTAČE HEKTARŮ — TEORETICKÉ ŘEŠENÍ (OBR. 5)

Princip činnosti spočívá v násobení tzv. korekčního faktoru (K) počtem otáček hnaného kola. Korekční faktor vyjadřuje zpracovanou —

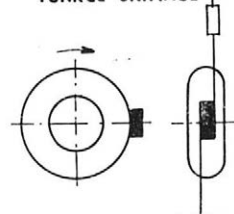
5. Blokové schéma počítače hektarů — A block diagram of the hectare counter



FUNKCE SPÍNAČE



FUNKCE SNÍMAČE



— obdělanou plochu za jednu otáčku hnaného kola. Hodnotu korekčního faktoru stanovíme když po 10 otáčkách hnaného kola, na kterém je umístěn snímač, změříme ujetou dráhu, kterou vynásobíme šířkou pracovního záběru.

$$K = \frac{s \cdot l}{10}$$

kde: K — korekční faktor
l — šířka pracovního záběru v m
s — ujetá dráha po 10 otáčkách kola v m

Impulsy od snímače otáček jsou přes tvarovací obvod přivedeny na vstup pro ovládání klopného obvodu KO 1. Při každém impulsu se KO 1 nastaví tak, že se otevře i blokovací hrdlo H 1 (obr. 5) a impuls od astabilního multivibrátoru může dojít ke vstupu čítače CT 1 a CT 2. Nyní oba čítače mohou synchronně čítat. Je-li stav čítače CT i v binární formě v daném okamžiku shodný s dekadickým ekvivalentem, který je nastaven jako hodnota korekčního faktoru, impuls z komparátoru shodnosti nastaví obvod KO 1 tak, že jeho výstup uzavře hrdlo H 1 a současně vynuluje čítač CT 1. Stav čítače CT 2 se nemění, tzn. že čítač není nulován. Po příchodu dalšího impulsu od snímače otáček se celý cyklus opakuje. Čítač CT 1 je vynulován a čítač CT 2 vykazuje součet prošlých impulsů z prvního a druhého cyklu. Tento součet po druhém cyklu v binární formě je ekvivalentní dvojnásobku korekčního faktoru. Teprve

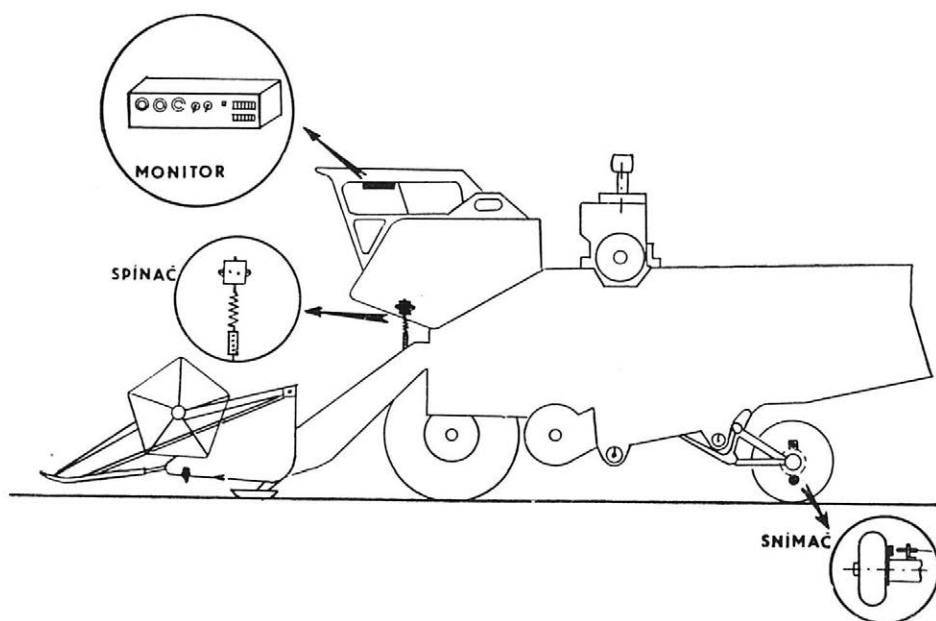
tisící impuls, který znamená plochu 100 m², zaplní čítač CT 2, který je automaticky nulován a současně je předána informace do tvarovacího a časového obvodu, jehož výstup ovládá indikační jednotky. Celé zařízení je vybaveno obvodem pro automatické vynulování na začátku pracovního cyklu, tedy okamžitě po přepojení přístroje k napájecímu napětí a jeho uvedení do chodu. Obvod zabraňuje zejména náhodnému nastavení čítačů při zapnutí.

LABORATORNÍ ZKOUŠKY POČÍTAČE HEKTARŮ

Laboratorní zkoušky přístroje byly omezeny na zkoušky elektronické jednotky na desce plošných spojů, a to zejména na její odolnost vůči otřesům. Jelikož při konstrukci elektroniky bylo přihlédnuto ke specifickým podmínkám zemědělského provozu, nedošlo ani při dlouhodobém cyklickém namáhání, modelovaném na vibrační stoličce, k poruchám v elektronické části. Většina závad způsobená otřesy vzniká ulomením těžších součástek, obsažených v elektronické jednotce v bodech pájení.

Elektronická jednotka a plošné spoje jsou chráněny proti povrchové korozi, způsobené zejména vlhkostí, několika vrstvami laku. Tato odolnost nebyla prověřena vzhledem k tomu, že jde o zkoušky s dlouhodobým charakterem.

Přístroj pracuje zcela digitálně. Nebylo tedy nutné zjišťovat rozsah provozních teplot, neboť teplotní závislost použitých prvků nebo celých funkčních bloků nemá žádný vliv na přesnost přístroje.



6. Umístění počítáče hektarů na sklízecí mlátičce — Position of the hectare counter on the harvester-thresher

PROVOZNÍ ZKOUŠKY POČÍTAČE HEKTARŮ (OBR. 6)

Zkoušky byly zaměřeny především na stanovení přesnosti. Nejprve byla při nich zjištěna hodnota korelačního faktoru [obr. 7 a tab. I].

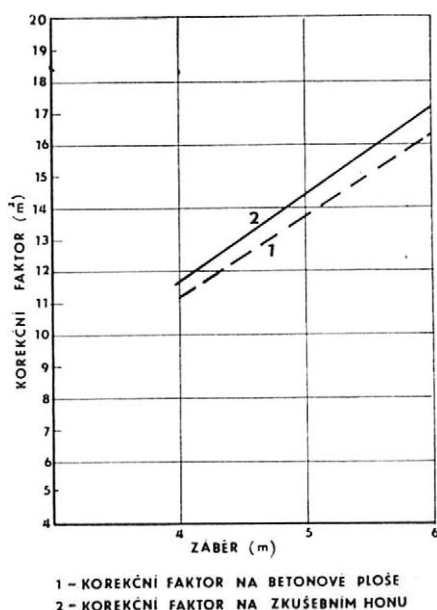
I. Korekční faktor počítací hektarů — Correction factor of the hectare counter

Číslo měření	Dráha po 10 otáčkách hnaného kola (m)	Skutečná šířka pracovního záběru (m)	Korelační faktor
1	28,8	5	14,4
2	28,9	5	14,45
3	28,65	5	14,325
4	28,70	5	14,35
5	28,68	5	14,34

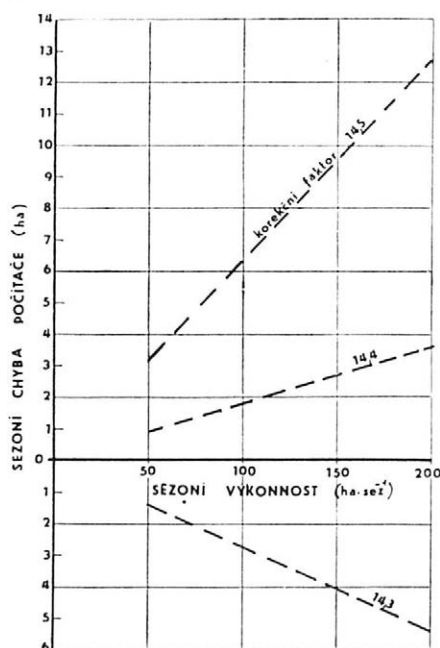
Ujetá dráha po 10 otáčkách hnaného kola byla měřena pětkrát a pro výpočet korekčního faktoru byl vzat průměr těchto měření. Sklízecí mlátička byla v plném záběru, takže pro výpočet jsme použili záběr 5 m.

Pro další měření přesnosti přístroje jsme použili hodnoty průměrného korekčního faktoru. Nedostatkem funkčního modelu počítací hektarů bylo, že možnost nastavení korekčního faktoru byla pouze na tři hodnoty (u sériových výrobků se předpokládá pět hodnot). Proto jsme měření přesnosti dělali při třech nastaveních korekčního faktoru, a to 14,3, 14,4 a 14,5.

Po nastavení korekčního faktoru (pomocí přepínačů 10^0 , 10^1 a 10^{-1}) se změřila délka honu (432 m). Přesnost jsme potom zjišťovali na dráze o této délce.



7. Korekční faktor počítací hektarů — Correction factor of the hectare counter



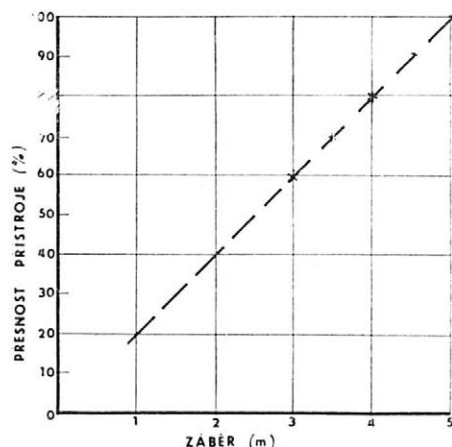
8. Vliv korekčního faktoru na přesnost počítací hektarů — The effect of the correction factor on the accuracy of the hectare counter

Sklízecí mlátička se zastavila na začátku zkušební dráhy, počítadlo přístroje se vynulovalo, korekční faktor jsme nastavili na jednu z výše uvedených hodnot. Vliv korekčního faktoru na přesnost přístroje dokumentuje obr. 8 a tab. II.

Z tab. II vyplývá, že počítač hektarů musí být upraven tak, aby korekční faktor byl nastavitelný na pět hodnot. Touto úpravou lze předpokládat podstatné zvýšení přesnosti přístroje. Pokud vycházíme ze zkušenosti s ověřovaným přístrojem, umožňujícím nastavení korekčního faktoru pouze na tři hodnoty, je nezbytná konečná korekce zjištěných hektarů pomocí procenta přesnosti.

II. Přesnost počítače hektarů — The accuracy of the hectare counter

Číslo měření	Korekční faktor	Záznam na počítadle	Sklizená plocha		Rozdíl (m ²)	Přesnost (%)
			skutečná (m ²)	zjištěná počítacem (m ²)		
1	14,3	0,21	2160	2100	− 60	−2,8
2		0,21		2100	− 60	−2,8
3		0,21		2100	− 60	−2,8
4		0,21		2100	− 60	−2,8
5		0,21		2100	− 60	−2,8
1	14,4	0,22	2160	2200	+ 40	+1,8
2		0,22		2200	+ 40	+1,8
3		0,22		2200	+ 40	+1,8
4		0,22		2200	+ 40	+1,8
5		0,22		2200	+ 40	+1,8
1	14,5	0,23	2160	2300	+140	+6,4
2		0,23		2300	+140	+6,4
3		0,23		2300	+140	+6,4
4		0,23		2300	+140	+6,4
5		0,23		2300	+140	+6,4



9. Vliv využití záběru sklízecí mlátičky na přesnost počítače hektarů — The relationship of the utilization of slip and thrust properties of the harvester-thresher and the accuracy of the hectare counter

ODLIŠNOST TEORETICKÉHO A PRAKTICKY ZJIŠTĚNÉHO KOREKČNÍHO FAKTORU

Pro přesnost přístroje má rozhodující význam správně nastavený korekční faktor. Teoretický korekční faktor je daný obvodem kola a teoretickým záběrem stroje (obr. 9). Prakticky zjištěný korekční faktor v sobě zahrnuje další prvky, které mají vliv na výslednou přesnost, především prokluz v daných podmínkách.

Porovnáme-li korekční faktor teoretický (tab. III) u sklízecí mlátičky KOLOS s korekčním faktorem skutečně zjištěným, nalezneme značnou odlišnost: 14,2 a 14,34. Z tohoto rozdílu vyplývá i nutnost cejchování počítače hektarů, resp. zjištění skutečného korekčního faktoru v polních podmínkách. Jen tak se dosáhne přijatelné přesnosti měření.

III. Teoretický korekční faktor u sklízecích mlátiček — Theoretical correction factor of harvester-threshers

Typ sklízecí mlátičky	Záběr žacího ústrojí (m)	Obvod hnaného kola (m)	Teoretický korekční faktor (m ²)
SK-5 Niva	4,1	2,73	11,20
SK-6 Kolos	5,0	2,73	13,65
	6,0	2,73	16,38
E-512	4,3	2,17	9,24
	5,7	2,17	12,37
E-516	6,7	2,83	18,92
	7,6	2,83	21,51

DISKUSE

Počítač hektarů umožňuje přesnou evidenci práce vykonané sklízecí mlátičkou. To má značný význam jak při kooperačních výpomocích sklízecích mlátiček, tak i při výpočtu mezd jednotlivých kombajnérů.

Význam počítače hektarů se zvyšuje zejména při komplexně proudové sklizni, kdy na jednom pozemku pracují komplexy deseti i více strojů. Přesná evidence vykonané práce jednotlivých kombajnérů umožňuje diferencovat odměnu i při komplexně proudovém nasazení, a tím zvyšovat zájem kombajnérů na dosažení maximální výkonnosti při současně nejlepší kvalitě práce. Počítače hektarů dále umožňují přesné sledování výkonnosti jednotlivých strojů, což má značný význam při využívání matematických metod a počítačích strojů.

Dá se předpokládat, že ekonomický přínos počítače hektarů bude značný zejména v důsledku zvýšení celkové výkonnosti sklízecích mlátiček. Navíc je počítač hektarů zařízení lehce odpojitelné od sklízecí mlátičky a lze využívat i u dalších mobilních strojů v rostlinné výrobě.

Literatura

MALEŘ, J.: Indikátor poklesu otáček a počítač hektarů sklízecích mlátiček. [Dílčí zpráva Z-15.61.] Praha, Výzk. úst. zeměd. tech. 1979, 43 s.

WERHOVEN, C.: De ontwikkeling van een programmeerbare hectarenteller voor het meten van het meten van het bewerkte oppervlak. Institut voor mechanisatie, arbeid en gebouwen, Wageningen, 1975, č. 37, s. 3-24.

Došlo dne 4. 2. 1980

МАЛЕРЖ, Й. (Научно-исследовательский институт сельскохозяйственной техники, Прага - Ржепы): Счетчик гектаров у зернового комбайна. Zeměd. Techn., 26, 1980 (7) : 385-394.

В статье описывается счетчик гектаров у зерновых комбайнов, сконструированный так, чтобы он позволял мерить и определять обработанные площади без дальнейшего пересчета. Для определения обработанной площади нами применялся электромеханический счетчик, оборудованный двойным вычислительным устройством. Одно устройство работает без установки «в ноль» при измерении общей обработанной площади, второе — с установкой «в ноль» данных при измерении обработанных площадей на отдельных делянках. Для точности прибора решающее значение имеет правильно отрегулированный поправочный множитель. Поправочный множитель определяет размер обработанной площади в m^2 за один оборот ведущего колеса. Теоретический поправочный множитель задан контуром ведущего колеса и теоретической шириной захвата зернового комбайна. Практически установленный поправочный множитель еще включает другие элементы, оказывающие влияние на результирующую точность, прежде всего буксование в данных условиях. Отсюда вытекает необходимость исследования фактического поправочного множителя в полевых условиях, в результате чего можно достичь приемлемой точности измерения. Счетчик гектаров может быть целесообразным и необходимым, а именно как при контроле достигаемых урожаев, так при правильном учете выполненной работы.

зерновой комбайн; счетчик гектаров; поправочный множитель; учет выполненной работы

MALEŘ, J. (Research Institute for Agricultural Engineering, Praha - Řepý): A Hectare Counter of Harvester-threshers. Zeměd. Techn., 26, 1980 (7) : 385-394.

A hectare counter of harvester-threshers is being evaluated which was constructed so as to measure and indicate the harvested area without further conversion. To indicate the harvested area an electromechanical counter was used equipped with two counting mechanisms. Data on one mechanism indicating the total harvested area cannot be cleared, and data on the other mechanism indicating the harvested areas of different plots can be cleared. In view of the accuracy of the instrument, properly adjusted correction factor plays an important role. The correction factor stands for the harvested area in m^2 per revolution of driven wheel. The theoretical correction factor is given by a circumference of the driven wheel and by theoretical slip and thrust properties of the harvester-thresher. The practically determined correction factor comprises other properties influencing the resultant accuracy, especially the slip under the given conditions. Therefore it is necessary to find out the actual correction factor under the field conditions, which will bring about the acceptable accuracy of measurement. The hectare counter seems to be an expedient instrument in view of the checking of the yields obtained and as well as in view of registering the output of labor.

harvester-thresher; hectare counter; correction factor; labor records

Adresa autora:

Doc. ing. Josef Maleř, CSc., Výzkumný ústav zemědělské techniky, K šancím 50, 163 07 Praha 6 - Řepý

EXPERIMENTÁLNÍ OVĚŘOVÁNÍ ŘEZNÝCH NOŽŮ U ČISTIČŮ PŘÍKOPŮ A OTEVŘENÝCH ODPADŮ

V. Mašek

MAŠEK, V. (Vysoká škola zemědělská, Praha-Suchdol): *Experimentální ověřování řezných nožů a čističů příkopů a otevřených odpadů*. Zeměd. Techn., 26, 1980 (7) : 395-405.

V práci jsou uvedeny výsledky a rozbor experimentálního měření řezných nožů používaných u čističe příkopů HM-100. Při zkouškách byly zkoušeny rovné, zahnuté a vyhnuté čtvercové nože, a to v počtu 96 a 48 kusů na jednom těžebním kole. Byla ověřena i kombinace rovných a zahnutých nožů. Sledování bylo zaměřeno na velikost průměrného krouticího momentu dynamického činitele, otáček vývodového hřídele a dynamického cyklu. Závěrem byl stanoven nejvýhodnější tvar nožů a provedeno doporučení pro výrobu.

čistič HM 100; krouticí moment; dynamický cyklus; převodový stupeň

Na mechanizační fakultě Vysoké školy zemědělské v Praze jsme experimentálně ověřovali vliv tvaru řezných nožů na velikost krouticího momentu [M_k] u rotačních kolesových čističů příkopů HM 100. Ověřování různých řezných nožů mělo dát podklady pro konečné konstrukční řešení čističů a dále ověřit nejmenší potřebnou energetickou náročnost čističe a jeho klidný chod bez značného kmitání a chvění.

Průběh tahové síly a krouticího momentu jsme ověřovali na funkčním modelu, u něhož se projevilo značné kmitání M_k .

Vzhledem k značnému rozsahu měření a vyhodnocení výsledků uvádíme v tomto článku pouze některá vybraná měření a závěry pro další vývoj a používání čističů.

METODIKA MĚŘENÍ

Pro měření krouticího momentu M_k by použit torzní dynamometr, vyrobený ve Výzkumném ústavu zemědělských strojů v Praze-Chodově. Dynamometr je určen pro měření krouticího momentu v rozsahu 1300 Nm s možností přetížení o 300 Nm.

Čistič HM 100 byl agregován s traktorem Z 120 opatřeným speciální redukcí skříní pro plazivé rychlosti. Torzní dynamometr byl zapojen mezi vývodový hřídel traktoru a kloubový hřídel čističe HM 100. Měřicí přístroj umožňuje současně s měřením M_k i měření otáček vývodového hřídele.

Dynamický průběh M_k , střední hodnoty $M_{k\bar{}}$ a otáčky vývodového hřídele n_v byly registrovány na oscilografu N 105 č. 3064 ze SSSR za použití můstku TDA 3.

Měření probíhalo při optimálním zahloubení stroje a plném záběru řezných jednotek tak, aby byl zajištěn konstantní odpor řezání. Dále bylo provedeno měření otáček těžebních kol bez zatížení (naprázdno). Rozsah měření byl dán volbou převodových stupňů I až III, výjimečně byl zařazen IV. převodový stupeň. Do zkoušek byly zahrnuty tři základní typy řezných nožů. Počet nožů na těžebním mechanismu byl 48 a 96 kusů.

Dále jsme měli požadavek, aby na oscilografickém záznamu byla vyznačena časová základna signálním generátorem o kmitočtu 50 Hz (tzn. 1 dílek = 0,2 s).

Při vyhodnocení naměřených veličin byly stanoveny:

a) střední hodnoty krouticích momentů

$$M_{k\bar{\varnothing}} = \frac{\sum_1^m M'_{ki}}{m} \quad (\text{Nm})$$

b) dynamické činitele

$$\pm \Delta \varnothing = \frac{\sum_1^m (M_{kidmax} - M_{kidmin})}{m} \quad (\text{Nm})$$

c) otáčky vývodového hřídele

$$n_{v\bar{\varnothing}} = \frac{\sum_1^m n_{vi}}{m} \quad (1 \text{ s}^{-1})$$

d) vzhledem k značnému kmitání krouticího momentu M_{kd} byl stanoven průměrný počet cyklů za sekundu

$$n_{c\bar{\varnothing}} = \frac{\sum_1^m n_{ci}}{m}$$

I. Rozbor vzorků zeminy podle ČSN 72 1001 — Analysis of earth samples according to Czechoslovak State Standard ČSN 72 1001

Velikost zrn	Procentuální rozdělení pro hloubku (v cm)			
	30	60	30*	60*
16 — 32	—	—	12,0	—
8 — 16	—	2,5	4,8	0,1
4 — 8	—	1,0	2,7	0,8
2 — 4	—	1,0	2,6	2,0
1 — 2	1,3	1,2	2,6	4,4
0,63 — 1	8,6	8,3	8,8	11,4
0,32 — 0,63	26,8	27,3	19,4	16,3
0,20 — 0,32	26,0	25,8	23,7	17,1
0,10 — 0,20	4,9	4,2	4,3	5,7
0,05 — 0,10	1,8	1,3	1,1	2,5
0,013 — 0,05	10,0	6,0	4,3	7,5
0,07 — 0,013	4,8	2,9	1,1	4,7
0,037 — 0,007	5,8	4,2	3,3	5,4
0,0016 — 0,0037	4,6	2,8	2,0	6,2
< 0,0016	5,4	11,5	7,3	15,9
+ 1 kámen 50 — 80	—	12,0	—	10,0
Klasifikace podle ČSN	hP	hP	hP + š	hP

Pozn.: * lokalita u lesa; vlhkost zeminy: hloubka (cm) vlhkost (%)

30	21,9
60	17,4
30 od lesa	12,2
60 od lesa	20,0

VÝSLEDKY

Na lokalitách, kde se měření provádělo, byly odebrány vzorky pro zjištění druhu a vlhkosti zeminy. Rozbory byly dělány laboratoří zemín VŠZ podle ČSN 72 1001 (tab. I). Zeminy byly charakterizovány jako hlinitý písek se šterkem.

Sady řezných nožů dodaných Výzkumným ústavem meliorací, pracoviště Č. Budějovice, jsme podrobili řadě měření. Pro názornost jsou v článku pouze příklady oscilografických záznamů (obr. 1 a 2) a vyhodnocení záznamů v tab. II a III.

Podobná měření jsme dělali pro každý tvar nožů a převodový stupeň. V tab. IV jsou uvedeny průměrné hodnoty krouticího momentu $M_{k\varnothing}$ a dynamického činitele ($\pm \Delta\varnothing$).

II. Průměrný krouticí moment, kmitání krouticího momentu a dynamický činitel pro čtvercové nože při běhu naprázdno — Average torsional moment, oscillation of the torsional moment and the dynamic factor for square knives at idle running

$M_{k\varnothing}$ (Nm)	M_{kd} (Nm)	2Δ (dyn.)	$M_{k\varnothing}$ (Nm)	M_{kd} (Nm)	2Δ (dyn.)	Poznámka
176	638	638	111	0		m = 52
154	0		111	484	484	
132	550	550	121	0		
143	0		110	396	374	
143	528	572	121	22		$K_{k\varnothing} = 141,5 \text{ Nm}$
154	-44		165	484	484	
132	506	528	175	0		
121	-22		198	440	440	
132	528	528	242	0		m ₁ = 26
154	0		253	396	324	
132	506	462	253	22		
154	44		231	616	616	
132	506	462	198	0		$\pm \Delta\varnothing = 253,0 \text{ Nm}$
143	44		176	616	616	
132	506	484	154	0		
121	22		121	704	704	
143	484	484	88	0		594
143	0		88	660		
143	506	506	77	66		
132	0					
121	528	528				484
121	0					
110	484	484				
121	0					
132	418	418				462
121	0					
121	462	462				
132	0					
110	440	440				460
110	0					
121	460	460				
110	0					
121	462	462				

hloubka příkopu: 75 cm

počet nožů: 96

$\varnothing$ otáčky vývodového hřídele: 15,26 s⁻¹

III. Průměrný kroutcí moment, kmitání kroutcího momentu a dynamický činitel pro čtvercové nože při zařazení I. převodového stupně — Average torsional moment, oscillation of the torsional moment and the dynamic factor for square knives at gear I

$M_{k\varnothing}$ (Nm)	M_{kd} (Nm)	2Δ (dyn.)	$M_{k\varnothing}$ (Nm)	M_{kd} (Nm)	2Δ (dyn.)	Poznámka
770	946	528	781	880	286	
770	418	—	781	594		
748	924	572	770	1078	616	
737	352		770	462		
748	1056	616	770	990	594	
748	440		759	396		
737	770	286	770	1232	924	$m = 52$
748	484		770	308		
748	1078	594	770	1056	638	$M_{k\varnothing} = 756,4 \text{ Nm}$
748	484		781	418		
748	990	550	781	1034	594	$m_1 = 26$
748	440		770	440		
726	1078	638	759	1100	616	
726	440		748	484		$\pm \Delta_{\varnothing} = 292,7 \text{ Nm}$
726	968	506	748	1012	462	
748	462		759	550		
748	990	440	748	1078	660	
748	550		737	418		
748	1122	616	748	990	572	
770	506		759	418		
770	924	528				
770	396					
748	1188	814				
748	374					
770	1166	814				
748	352					
748	1144	770				
748	374					
759	990	594				
770	396					
770	946	396				
770	550					

hloubka příkopu: 75 cm

počet nožů: 96

$\varnothing$ otáčky vývodového hřídele: $13,4 \text{ s}^{-1}$

DISKUSE

Uváděné výsledky platí pouze pro půdní poměry uvedené v tab. I a pro dané hloubky příkopů. Proto nelze vyslovit obecné závěry, neboť měření na jedné lokalitě nedává dostatečné podklady. Zobecnění závěrů si vyžaduje opakování měření pro různé hloubky a druhy zemí.

Průměrný kroutcí moment v závislosti na tvaru a počtu řezacích nožů a zařazeném převodovém stupni uvádí tab. V.

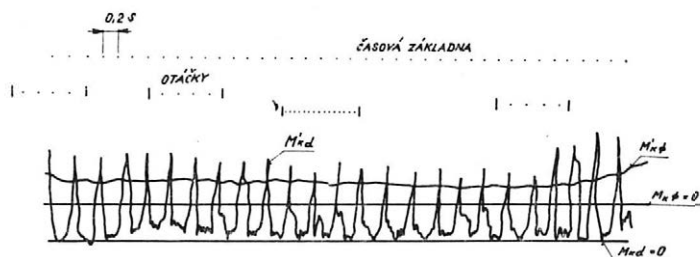
Porovnáme-li průměrné hodnoty $M_{k\varnothing}$ v závislosti na zařazeném převodovém stupni, mají stoupající tendenci s vyšším převodovým stupněm. Tyto výsledky jsou logické a pro danou půdní lokalitu by bylo možné proložit naměřenými hodnotami křivky a stanovit jejich rovnice s příslušným statistickým vyhodnocením. Pro názornost jsou naměřené veličiny vyneseny do grafu (obr. 3) a body vzájemně spojeny.

IV. Průměrné hodnoty krouticího momentu a dynamického činitele — Average values of the torsional moment and dynamic factor

Tvar nože	Počet nožů	Hloubka příkopů	Převodový stupeň	Počet mě- ření	Krouticí moment	Počet mě- ření	Dynamic- ký činitel	Otáčky vývodo- vého hřídele
		h (cm)		m	$M_{k\varnothing}$ (Nm)	m_1	$2A_{\varnothing}$ (Nm)	n_p (s ⁻¹)
Čtvercový rovný	92	75	naprázdno	52	141,5	26	253,0	15,26
Čtvercový rovný	92	75	I	52	781,0	25	292,1	14,40
Čtvercový rovný	96	75	I	52	754,4	26	292,7	13,40
Čtvercový rovný	96	75	II	52	851,6	26	212,6	8,45
Čtvercový rovný	96	69	I	52	566,0	26	220,5	15,0
Čtvercový rovný	96	69	II	52	715,0	25	243,5	13,4
Čtvercový rovný	96	69	III	52	823,0	26	184,0	11,5
Čtvercový rovný	96	69	naprázdno	48	78,0	25	67	14,6
Čtvercový rovný	48	76	naprázdno	48	39,0	25	82	14,75
Čtvercový rovný	48	76	I	49	202,0	25	175	14,16
Čtvercový rovný	48	76	II	50	416,7	23	155,6	14,50
Čtvercový rovný	48	76	III	50	605,2	25	185,0	15,1
Čtvercový rovný	48	68	naprázdno	50	46,4	26	78,8	15,55
Čtvercový rovný	48	68	I	51	264,4	26	178,0	15,6
Čtvercový rovný	48	68	II	51	388,6	26	204,5	15,43
Čtvercový rovný	48	68	III	51	513,1	26	190,8	14,86
Čtvercový vyhnutý	48	74	naprázdno	51	49,6	26	49,7	15,1
Čtvercový vyhnutý	48	74	I	51	281,0	25	207,4	14,83
Čtvercový zahnutý	48	74	II	52	399,8	26	231,4	14,83
Čtvercový zahnutý	48	74	III	51	557,1	26	328,0	14,53
Čtvercový vyhnutý	96	68	naprázdno	51	53,7	26	86,0	16,13
Čtvercový vyhnutý	96	68	I	51	213,9	26	320	14,63
Čtvercový vyhnutý	96	68	II	51	261,8	26	228	15,03
Čtvercový vyhnutý	96	68	III	51	330,0	26	304,6	14,83
Čtvercový vyhnutý	96	68	IV	52	417,7	26	323,6	14,46

V. Průměrný krouticí moment (v Nm) při různých podmínkách — Average torsional moment (in Nm) under diverse conditions

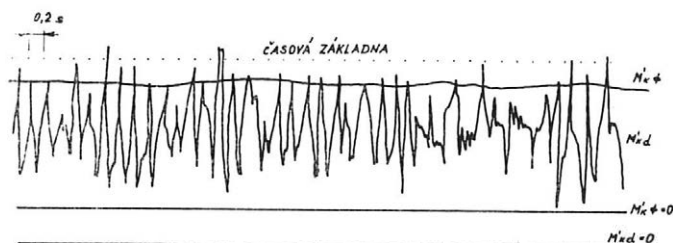
Tvar nožů	Počet nožů	Zařazený převodový stupeň					Poznámka
		na prázdko	I	II	III	IV	
Čtvercové rovné nože	96	—	756,4	851,6	—	—	u lesa
	96	78,0	566,0	715,0	823,0	—	u cesty
	48	39,0	202,0	461,7	605,2	—	u cesty
Čtvercové rovné a zahnuté	48	46,4	264,4	388,6	531,1	—	u cesty
	48						
Čtvercové vyhnuté	48	49,6	281,0	399,8	557,1	—	u cesty
	96	53,7	213,9	261,8	330,0	417,7	u cesty



1. Oscilografický záznam měření krouticího momentu pro čtvercové nože při chodu naprázdno — Oscillographic record of the torsional moment for square knives at idle running

ČTVERCOVÉ NOŽE ; $n_1 = 75 \text{ cm}$; POČET NOŽŮ 96 ; OTÁČ VÝVOD NŘÍDELE $15,26^\circ$; BEZ ZATÍŽENÍ (NAPRÁZDKO)

2. Oscilografický záznam měření krouticího momentu pro čtvercové nože při zařazení I. převodového stupně — Oscillographic record of the torsional moment for square knives at gear I



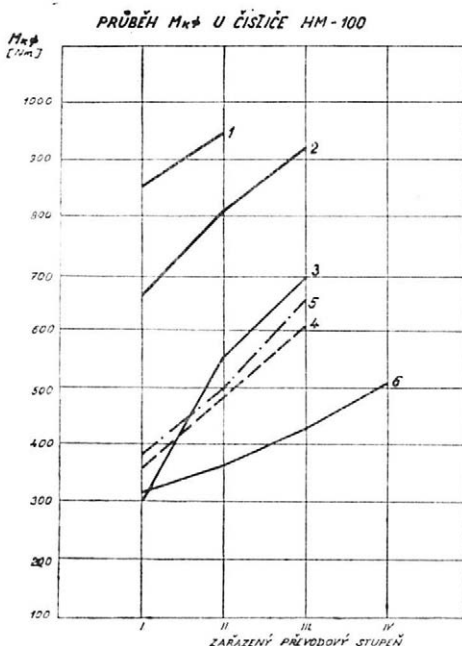
ČTVERCOVÉ NOŽE ; $n_1 = 75 \text{ cm}$; POČET NOŽŮ 96 ; OTÁČ VÝVOD NŘÍDELE $13,4^\circ$; PŘEVODOVÝ STUPĚŇ I

Při sledování hodnoty $M_{k\delta}$ v závislosti na tvaru nožů můžeme konstatovat, že největší příkon si vyžadují čtvercové rovné nože. Nejlepší výsledky vykázaly čtvercové vyhnuté nože vyrobené z plužního ostří. Položíme-li hodnoty $M_{k\delta}$ pro 96 čtvercových rovných nožů za 100%, potom u stejného počtu čtvercových vyhnutých nožů došlo k snížení $M_{k\delta}$ při zařazení I. převodového stupně o 37,7 %, při II. převodovém stupni o 36,6 % a při III. převodovém stupni o 40,4 %. Čtvercové vyhnuté nože umožňovaly pracovat i při zařazeném IV. převodovém stupni, zatímco u rovných nožů docházelo k přetěžování a zastavování těžebních kol.

Pokles krouticího momentu nastává i při kombinaci čtvercových rovných a zahnutých nožů. Zde došlo při zařazeném I. převodovém stup-

3. Závislost průměrného krouticího momentu na zařazeném převodovém stupni
— A dependence of the average torsional moment on the gear

1. 96 ks čtvercové nože rovné (u lesa)
2. 96 ks čtvercové nože rovné (u cesty)
3. 48 ks čtvercové nože rovné (u cesty)
4. 48 ks čtvercové nože rovné + (u cesty)
5. 48 ks čtvercové nože zahnuté
6. 96 ks čtvercové nože vyhnuté (u cesty)



ni k snížení o 50,2 %, u II. stupně o 45,6 % a při zařazení III. převodového stupně o 43,8 % ve srovnání s rovnými čtvercovými noži.

Porovnáme-li závislost $M_{k\varnothing}$ na počtu nožů, nedocházíme k jednoznačným výsledkům. Např. hodnota $M_{k\varnothing}$ při zařazeném I. převodovém stupni [48 čtvercových rovných nožů] je značně nízká ve srovnání s ostatními hodnotami. To je pravděpodobně ovlivněno postupným záběrem těžebních kol. Výsledek si vyžaduje další ověření při plném zatížení těžebních kol.

Naproti tomu u vyhnutých nožů vyžaduje menší počet nožů (48) větší potřebný příkon než při zapojení 96 nožů. To lze vysvětlit tím, že při menším počtu nožů dochází ke styku drážek, na kterých nejsou upevněny nože, se zeminou a tím stoupá odpor při těžbě.

VI. Vypočítaný průměrný dynamický činitel (v Nm) — Calculated average dynamic factor (in Nm)

Tvar nožů	Počet nožů	Zařazený převodový stupeň					Poznámka
		na prázdko	I	II	III	IV	
Čtvercové rovné	96	—	292,7	212,6	—	—	u lesa
	96	67,0	220,5	243,5	184,0	—	u cesty
	48	82,0	175,0	155,6	185,0	—	u cesty
Čtvercové rovné + zahnuté	48	78,8	178,0	204,5	190,8	—	u cesty
	48						
Čtvercové vyhnuté	48	49,7	207,4	231,4	328,0	—	u cesty
	96	86,0	320,0	228,0	304,6	323,6	u cesty

Při zkouškách byl dále sledován dynamický činitel Δ , který ovlivňuje průběh M_k . Vypočtený průměrný dynamický činitel v závislosti na tvaru nožů, zařazeném převodovém stupni a počtu nožů je uveden v tab. VI.

Porovnáme-li průměrné hodnoty dynamického činitele v závislosti na zařazeném převodovém stupni, nemůžeme konstatovat výraznou vzestupnou nebo klesající tendenci. Vypočteme-li $\pm \Delta_\emptyset$ bez ohledu na tvar nožů a jejich počet, můžeme pozorovat nepatrný pokles se zařazeným vyšším převodovým stupněm (I. — 232,2; II. — 212,6; III. — 198,7 Nm). Pokles mezi I. a III. převodovým stupněm činí pouze 13,5 %. Vzhledem k přesnosti měření a vyhodnocování se domníváme, že toto snížení nelze považovat za podstatné.

Při sledování závislosti hodnoty dynamického činitele Δ na tvaru nožů, můžeme konstatovat, že k vyšším hodnotám dochází při použití čtvercových vyhnutých nožů. Průměrná hodnota dynamického činitele pro rovné nože bez ohledu na počet nožů je 208,6 Nm a pro vyhnuté nože 269,9 Nm. U čtvercových vyhnutých nožů došlo ke zvýšení o 29,3 %, což je již výraznější zvýšení.

Při otáčkách naprázdno nepozorujeme podstatné zvýšení průměrného dynamického činitele u čtvercových vyhnutých nožů, naopak u průměrných hodnot se jeví určitý pokles. Z tohoto poklesu můžeme předpokládat, že tvar nožů a jejich hmotnost nejsou příčinou zvyšování dynamického činitele, ale že k zvýšení dochází při práci nožů v zemině.

Porovnáme-li $\Delta_\emptyset$ v závislosti na počtu nožů, můžeme v obou případech konstatovat pokles jeho hodnot. U čtvercových rovných nožů je při zapojení 48 nožů ve srovnání s 96 noži pokles o 21,5 %. U zahnutých nožů je pokles pouze 10,7 %. Vzhledem k malému počtu měření lze považovat toto snížení (uvedené hodnoty) pouze za informativní a vyžadují další ověření.

Uvažujeme-li, že dynamický činitel při protáčení těžebních kol naprázdno (bez zatížení) nám udává nerovnoměrnosti vzniklé nevyvážením hmotnosti obou těžebních kol, je průměrná hodnota $\Delta_\emptyset$ bez ohledu na tvar a počet nožů 72,3 Nm. Porovnáme-li tuto hodnotu s průměrnou hodnotou $\Delta_\emptyset$ při práci v zemině, která činí 214,5 Nm, vzniká rozdíl 142,2 Nm, který připadá na práci nožů v zemině. Prakticky se jedná o dvojnásobné zvýšení proti nevyváženosti kol. Na základě uvedených skutečností lze vyslovit závěr, že na velikost dynamického činitele bude mít rozhodující vliv nerovnoměrnost odporu řezání v zemině.

Sledujeme-li dynamický činitel během zkoušky (tab. II a III, obr. 1), musíme konstatovat, že během zkoušky dochází k zvyšování a snižování jeho hodnot. Máme-li tento jev vysvětlit, domníváme se, že během práce nastává ucpávání nebo pěchování zeminy u těžebního kola (nastává útlum), což nepříznivě ovlivňuje vyhazování zeminy i celou práci těžebních kol. Správnost naší domněnky může potvrdit nebo vyvrátit další měření.

Současně s krouticím momentem byly sledovány otáčky vývodového hřídele. Vypočtené průměrné otáčky za sekundu jsou uvedeny v tab. VII.

Při sledování 96 čtvercových rovných nožů zjistíme, že při zařazení vyšších převodových stupňů došlo ke snížení otáček o 23,4 %. Při sníženém počtu nožů (na 48) nedochází při zařazování vyšších převodových stupňů k snižování otáček. K nepodstatným rozdílům v otáčkách (4,5 %

VII. Vypočítané průměrné otáčky vývodového hřídele za sekundu při různých podmínkách měření — Calculated average revolutions of the power take-off shaft per second for diverse conditions of measurement

Tvar nožů	Počet nožů	Zařazený převodový stupeň					Poznámka
		na prázdko	I	II	III	IV	
Čtvercové rovné	96	—	13,4	8,45	—	—	u lesa
	96	14,6	15,0	13,4	11,5	—	u cesty
	48	14,75	14,16	14,50	15,13	—	u cesty
Čtvercové rovné + zahnuté	48	15,55	15,60	15,43	14,86	—	u cesty
	48						
Čtvercové vyhnuté	48	15,1	14,83	14,83	14,53	—	u cesty
	96	16,13	14,63	15,07	14,83	14,16	u cesty

při III. převodovém stupni) dochází i při kombinaci rovných a zahnutých nožů.

U čtvercových vyhnutých nožů (při hloubce těžby 68 cm) nenastal pokles otáček při zařazení I. až III. převodového stupně. Nepatrný pokles nastal až při IV. převodovém stupni, a to pouze o 2,3 %. Obdobné výsledky jsme dosáhli i při snížení počtu vyhnutých nožů z 96 na 48. Maximální pokles činil 2,1 %.

Uvážíme-li že maximální chyba měření a čtení je ± 5 %, můžeme konstatovat, že u kombinace nožů a nožů čtvercových vyhnutých prakticky nedošlo ke snížení otáček vývodového hřídele. K výraznějšímu poklesu došlo u čtvercových rovných nožů. Vzhledem k tomu, že zkouška pro tyto nože byla třikrát opakována na různých lokalitách a ve značném časovém rozmezí, lze předpokládat, že použití 96 kusů těchto nožů je problematické. Obecnější posouzení by si vyžádalo další měření a hodnocení.

VIII. Kmitání krouticího momentu pro různé podmínky měření (počet cyklů za sekundu — Oscillation of the torsional moment for diverse conditions of measurement (number of cycles per second)

Tvar nožů	Počet nožů	Zařazený převodový stupeň					Poznámka
		na prázdko	I	II	III	IV	
Čtvercové rovné	96	—	5,2	5,25	—	—	u lesa
	96	—	6,25	8,4	9,8	—	u cesty
	48	—	4,25	4,50	7,5	—	u cesty
Čtvercové rovné + zahnuté	48	8,5	8,8	7,4	7,8	—	u cesty
	48						
Čtvercové vyhnuté	48	—	6,5	7,75	7,25	—	u cesty
	96	—	4,0	7,50	8,75	6,25	u cesty

Při zkouškách docházelo k značnému kmitání krouticího momentu, a proto byl orientačně zjišťován počet cyklů za časovou jednotku (tab. VIII). Vzhledem k volenému malému posuvu oscilografického pásku byly čteny pouze maximální vrcholy. Proto uvedené výsledky mohou sloužit jako orientační a nelze z nich dělat závěry.

Z hodnot uvedených v tab. VIII vyplývá, že počet cyklů za sekundu je vysoký, avšak vzhledem k dříve uvedeným skutečnostem nelze dělat závěry. Vysoký počet cyklů za časovou jednotku nás vede k doporučení, že je potřebné podrobněji sledovat tento činitel a stanovit jeho vliv na převodové mechanismy nejen čističe HM 100, ale i traktoru.

ZÁVĚR

Z uvedených rozborů lze učinit tyto závěry a doporučení:

1. Při hodnocení $M_{k\emptyset}$ pro jednotlivé typy nožů jsme zjistili, že čtvercové rovné nože potřebují největší potřebný příkon. Nejvýhodnější z tohoto hlediska se jeví čtvercové vyhnuté nože při plném osazení 96 kusů. Tyto nože doporučujeme používat u čističe HM 100.

Poloviční počet nožů (48 ks) nevykazoval z hlediska $M_{k\emptyset}$ jednoznačné výsledky v poklesu potřebného příkonu. Výsledky byly ovlivněny držáky nožů, neboť těžební kola byla řešena pro 96 nožů.

S vyšším zařazeným převodovým stupněm dochází u všech typů nožů k zvýšení $M_{k\emptyset}$.

2. Dynamický činitel $\Delta_{\emptyset}$ je pro všechny typy nožů a pro jejich různý počet značně vysoký. Pro čistič HM 100 je nutné hodnotu tohoto činitele snížit, neboť nepříznivě ovlivňuje pevnost stroje (spoje) a přenáší se na traktor.

Při bližším posouzení průběhu krouticího momentu se projevuje určité kolísání v závislosti na čase. Domníváme se, že během práce dochází k ucpávání těžebního mechanismu. Tuto domněnku je třeba potvrdit nebo vyvrátit dalším měřením a sledováním při provozu.

Z rozboru $\Delta_{\emptyset}$ vyplývá, že 1/3 je zaviněna nevyvážeností těžebních kol a 2/3 připadají na nerovnoměrnost odporu řezání v zemině.

Jedna z možností snížení dynamického činitele je použití setrvačníku, což je pro čistič HM 100 značně obtížné.

3. Při sledování otáček vývodového hřídele n_v docházelo při použití 96 čtvercových rovných nožů k snižování otáček při zařazení vyšších převodových stupňů. Zmenší-li se počet nožů na polovinu nebo použijí-li se nože zahnuté nebo vyhnuté, je toto snížení odstraněno.

Z hlediska otáček se jeví osazení těžebních kol plným počtem čtvercových rovných nožů (96 kusů) ve srovnání s ostatními typy jako méně vhodné.

4. Počet cyklů za časovou jednotku je uveden pouze orientačně a na základě uvedených výsledků nelze činit obecné závěry. Vzhledem k vysokým hodnotám cyklů za sekundu doporučujeme tomuto činiteli věnovat zvýšenou pozornost, neboť může nepříznivě ovlivňovat práci čističe i opotřebení převodových mechanismů u stroje i traktoru.

Došlo dne 4. 3. 1980

МАШЕК, В. (Сельскохозяйственный институт, Прага - Сухдол): Экспериментальная проверка режущих ножей у каналоочистителей. Zeměd. Tech., 26, 1980 (7) : 395-405.

В статье приводятся результаты и анализы экспериментального измерения режущих ножей, применяемых у каналоочистителей HM-100. Во время испытания проверялись ровные, загнутые, выгнутые квадратные ножи, а именно 96 и 48 штук на одном рабочем колесе. Также проверялась комбинация ровных и загнутых ножей. Испытания были направлены на размер среднего крутящего момента динамического фактора, оборотов вала отбора мощности (вом) и динамического цикла. В заключение была установлена и предложена к производству наиболее оптимальная форма ножей.

каналоочиститель HM-100; крутящий момент; динамический цикл; передача

MAŠEK, V. (University of Agriculture, Praha-Suchdol): *Experimental Testing of Cutting Knives Used in Cleaners of Ditches and Open Drains*. Zeměd. Techn., 26, 1980 (7) : 395-405.

The results and analyses of experimental measurements of cutting knives used in the ditch cleaner HM-100 are given. In the course of the tests, straight, bent and swan-necked square knives were used, 96 and 48 knives per digging wheel. A combination of straight and bent knives was also tested. The value of the average torsional moment of the dynamic factor, the speed of the power take-off shaft and the dynamic cycle was observed. Finally the most fitting form of the knives was determined and recommended to be manufactured.

ditch cleaner; torsional moment; dynamic cycle; gear

MAŠEK, V. (Hochschule für Landwirtschaft, Praha - Suchdol): *Experimentelle Überprüfung der Schneidmesser bei den Grabenreinigern, und offener Abfälle*. Zeměd. Techn., 26, 1980 (7) : 395-405.

In der Arbeit werden die Ergebnisse und Analysen einer experimentellen Messung der Schneidmesser des Grabenreinigers HM-100 angeführt. Bei den Prüfungen wurden die geraden, gebogenen und gekröpften Quadratmesser, und zwar in einer Anzahl von 96 und 48 Stück je ein Förderungsrad geprüft. Man überprüfte auch die Kombination der geraden und gebogenen Messer. Die Untersuchung wurde auf die Größe des durchschnittlichen Drehmoments des dynamischen Faktors, der Drehanzahl der Zapfwelle und des dynamischen Zyklus gerichtet. Zum Schluß legte man die günstigste Form der Messer fest und führte die Empfehlungen für die Produktion durch.

Grabenreiniger HM-100; Drehmoment; dynamischer Zyklus; Geschwindigkeitsstufe des Getriebes

Adresa autora:

Doc. ing. Václav Mašek, CSc., Vysoká škola zemědělská, 160 21 Praha 6 - Suchdol

Výběr z přírůstků
Ústřední zemědělské a lesnické knihovny ÚVTIZ
z úseku zemědělská technika

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

ALGENŠTEDT, K. D 69.853/7
Problemy i zadači povyšenija gotovnosti tehniki, jeje efektivnoj eks-pluatacii i ispolzovaniija dlja obespečenija sobljudenija agrotehničeskich srokov.

Lejpcig, n. vl. 1979. 26 s. (Mechanizační konference — mezinárodní — Lipsko — 1979 — sborník mezinárodní / Zemědělská technika — úkoly a využití — sborník mezinárodní)

LISA, L. D 68.921
Attività scientifica svolta nel quadriennio 1973—1976.

Torino, Labor. per la meccanizzazione agric. 1977. 31 s. (Mechanizace zemědělství — výzkum — Itálie — ročenka)

Reflexions sur la mecanisation de l'agriculture. D 69.092

Gembloux, CRA 1977. 58 s., tab. (Mechanizace zemědělství — sborník — Belgie)

Annual report of the Swedish Institute of agricultural engineering. D 68.254

Uppsala, Swedish Institute of agricultural engineering No 366. 1975/76.; 370. 1976/77.; 375. 1977/78. (Mechanizace zemědělství — Švédsko — ročenka / Uppsala — Výzkumný ústav mechanizace zemědělství — ročenka)

Mechanizacija tehnologičeskich processov v sel'skom chozjajstve. E 35.130/150

Jelgava, LSCHA 1978. 75 s., obr., tab. (Mechanizace zemědělství — použití — sborník — SSSR)

BUBNOV, V. Z. E 39.599

Kak pravilno ispolzovat techniku.

Moskva, Kolos 1979. 239 s., tab. (Zemědělská technika — využití — příručka)

KRUMMENACHER, R. C 19.978/155
Überbetrieblicher Maschineneinsatz-Ergebnisse einer Umfrage im Kanton Bern.

Tänikon, Eidg. Forschungsanstalt f. Betriebswirtschaft und Landtechnik 1979. 9 s. tab. Blätter f. Landtechnik 155. (Zemědělské stroje — použití — Švýcarsko — oblast Bern — přehled / Zemědělské stroje — poptávka — oblast Bern — přehled)

E. Strouhal

STROUHAL, E. (Výzkumný ústav zemědělské techniky, Praha - Řepy): *Vztah vozidel a samojízdných řezaček*. Zeměd. Techn., 26, 1980 (7): 407–418.

Nová generace samojízdných řezaček pro období po r. 1980 klade specifické nároky na dopravu. Při přímém odvozu je třeba u těchto nejvýkonnějších řezaček vidět vzájemný a obousměrný vliv na exploataci řezačky i vozidla. Stávající dopravní technika zpravidla nároky těchto sklizečů nesplňuje. Analyzovali jsme proto vhodnost nejnovějších typů vozidel s ohledem na specifické požadavky nové generace samojízdných řezaček. Při požadované výkonnosti řezačky podle agrotechnických požadavků je třeba přímou dopravu zajišťovat vozidly o užitečné hmotnosti 10 až 20 t při ložném objemu 30 až 60 m³; vyšší hodnoty platí zejména pro dopravní vzdálenosti nad 2,5 až 3 km. Přednost je třeba dávat návěsovým velkoobjemovým soupravám. dopravní technika; návěsové velkoobjemové soupravy; užitečná hmotnost

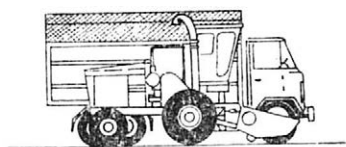
V posledním desetiletí se z traktorových závěsných řezaček přešlo k výkonným samojízdným typům, u kterých lze vidět vedle vzrůstající výkonnosti i rozdílná řešení vazby sklizeč – vozidlo.

Kromě nejrozšířenějšího provedení, kdy samojízdnou řezačku sleduje vedle jedoucí vozidlo, nelze přehlédnout i další typy, a to samojízdné řezačky s neseným či zavěšeným zásobníkem, který nahrazuje vedle jedoucí vozidlo. Při práci řezačka plní zásobník a obsah zásobníku je na okraji pole překládán do stojícího vozidla. Další konstrukční provedení řezačky přesouvá veškeré pracovní orgány nad její přední nápravu, zadní náprava je opatřena točnicí pro napojení automobilního, velkoobjemového návěsu. Další technické řešení využívá výhod kontejnerizace, tzn. podvozek řezačky je i nosičem kontejneru, který po naplnění vlastním neseným zařízením spouští a předává zpravidla automobilnímu, ale i traktorovému kontejnerovému nosiči (obr. 1).

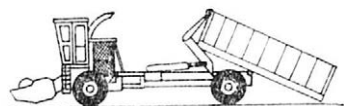
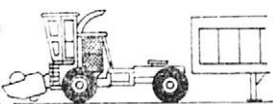
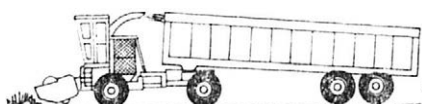
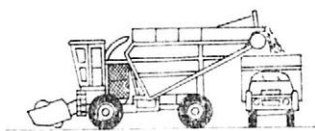
V současné době je nejrozšířenější varianta, kdy samojízdná řezačka předává sklizený materiál na vedle jedoucí vozidlo. Základní požadavky na vývoj nových typů sklizečích řezaček vychází z agrotechnických požadavků (tab. I, Mikulík, 1973), tj. požadavků pro období po roce 1980.

Pro zajištění odvozu od těchto sklizečích řezaček jsou analyzována tato vozidla:

- automobil IFA W 50 LA s nástavbou SHA 16 (obr. 2),
- zemědělský automobil Tatra 815 Agro s nástavbou V 1010, ev. v agregaci s automobilním přívěsem PS 1010 H s nástavbou V 1010 (obr. 3),
- automobil LIAZ MTSP 27 s nástavbou KA 17 ev. v agregaci s automobilovým přívěsem HW 60.11 s nástavbou KB 18 (obr. 4),
- návěsová souprava Tatra T 148 NTH s návěsem s podlahovým dopravníkem SR 19 (obr. 5).



1. Různé varianty samojízdných řezaček ve vazbě na odvoz sklizeného materiálu — Different variants of self-propelled chopper harvesters in relation with the transport of harvested material



I. Požadovaná výkonnost samojízdných sklízecích řezaček při sklizni silážní kukuřice — The rate of work of self-propelled chopper harvesters as required for the harvest of silage corn

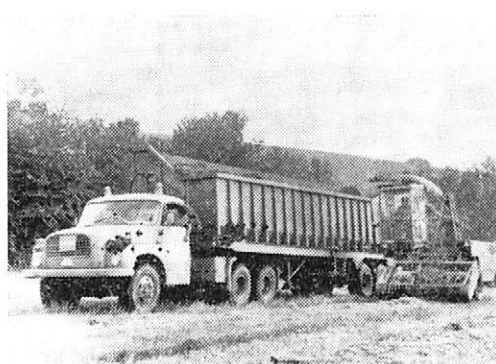
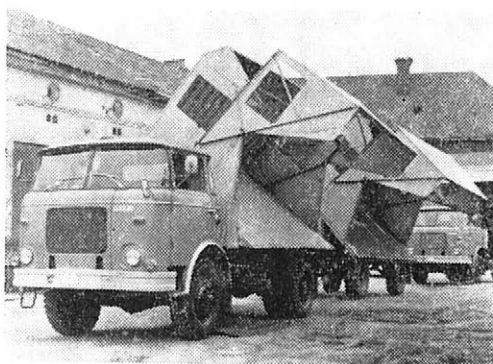
Ukazatele	Průchodnost W' (kg s^{-1})	Výkonnost W_1 (t h^{-1})	Výkonnost W_{01} (t h^{-1})
Pro období do r. 1980	15–24	54–86	35–56
Pro období po r. 1980	25–33	90–120	58–78



2. Automobil IFA W 50 LA s nástavbou SHA 16 — IFA W 50 LA truck with SHA 16 container



3. Zemědělský automobil Tatra 815 Agro v agregaci s přívěsem PS 1010 H se základní sklápěčkou — The farm truck Tatra 815 Agro combined with the PS 1010 H trailer with a basic tipper



4. Automobil LIAZ MTSP 27 s nástavbou KA 17 v agregaci s přívěsem HW 60.11 s nástavbou KB 18 — The LIAZ MTSP 27 truck with the KA 17 container combined with the HW 60.11 trailer with the KB 18 container

5. Návěsová souprava Tatra T 148 NTH s návěsem s podlahovým dopravníkem SR 19 — The semi-trailer Tatra T 148 NTH truck, the SR 19 semi-trailer has a floor conveyor

II. Parametry vozidel a souprav pro odvoz od samojízdných řezaček — Parameters of trucks and trucks combined with containers used for the transport of harvested material from chopper harvesters

Vozidlo nebo souprava	Hmotnost			Ložný objem nástavby V (m^3)	Poměr ložného ob- jemu k hmotnosti	
	vlastní G_v (t)	užitečná N (t)	celková G_c (t)		užitečné k_n ($m^3 t^{-1}$)	vlastní k_v ($m^3 t^{-1}$)
IFA W 50 LA + SHA 16	5,82	4,6	10,5	16	3,5	2,7
T 815 Agro + V 1010	11,2	10,5	21,7	29	2,8	2,6
T 815 Agro + V 1010						
s přívěsem PS 1010 H +						
+ V 1010	16,4	21	37,4	58	2,8	3,5
LIAZ MTSP 27 + KA 17	8,25	7,75	16,0	17	2,2	2,0
LIAZ MTSP 27 + KA 17						
s přívěsem HW 6011 +						
+ KB 18	11,25	12,65	23,9	35	2,8	3,1
T 148 NTH s návěsem						
SR 19	18,28	21,97	40,25	62	2,8	3,4

Parametry těchto vozidel, resp. souprav jsou uvedeny v tab. II (Kroupa, 1978; Anonym, 1970, 1975; Čech, 1976).

VLIV ŘEZAČKY NA EXPLOATACI VOZIDEL

Posudme nejprve součinitel využití užitečné hmotnosti K_N : platí, že

$$K_N = \frac{G}{N} \quad (-) \quad (1)$$

Požadavkem je, aby $K_N \approx 1$ (při $K_N > 1$ je vozidlo přetíženo, při $K_N < 1$ není užitečná hmotnost využita).

III. Využití užitečné hmotnosti (nosnosti) u jednotlivých vozidel nebo souprav — The exploitation of the useful mass (carrying capacity) in different trucks or in trucks combined with containers

Vozidlo nebo souprava	Ložný objem V (m^3)	Hmotnost nákladu při $\gamma =$		Užitečná hmotnost N (t)	Součinitel využití nosnosti K_N (—)
		280 $kg\ m^{-3}$ G (t)	350 $kg\ m^{-3}$ G (t)		
IFA W 50 LA + SHA 16	16	4,48	5,60	4,60	0,97—1,21
T 815 Agro + V 1010	29	8,12	10,15	10,5	0,77—0,96
T 815 Agro + V 1010 s přívěsem					
PS 1010 H + V 1010	58	16,24 (17,86)	20,30 (22,33)	21	0,77—0,96 (0,85—1,06)
LIAZ MTSP 27 + KA 17	17	4,76	5,95	7,75	0,57—0,76
LIAZ MTSP 27 + KA 17 s přívěsem					
HW 60.11 + KB 18	35	9,8 (10,78)	12,25 (13,47)	12,65	0,77—0,96 (0,85—1,06)
T 148 NTH s návěsem SR 19	62	17,36 (19,09)	21,7 (23,9)	21,97	0,79—0,98 (0,86—1,08)

Poznámka: Hodnoty v závorkách 10 % zvýšení pro soupravy (viz text v části nakládací časy)

Hmotnost nákladu G můžeme vyjádřit pomocí součinu ložného objemu V a objemové hmotnosti materiálu γ :

$$G = V \cdot \gamma \quad (\text{kg}) \quad (2)$$

pak

$$K_N = \frac{V \cdot \gamma}{N} \quad (-) \quad (3)$$

Konkrétní vyjádření součinitele K_N pro jednotlivá vozidla či soupravy podle tab. II je uvedeno v tab. III.

Čas nakládky je dán vztahem

$$t_n = \frac{60 \cdot G}{W_i} \quad (\text{min}) \quad (4)$$

Pro analýzu uvažujeme $W_i = W_1$ z tab. I pro období po roce 1980, tj. 90 až 120 t h⁻¹. Výsledky zkoušek prototypů této generace řezaček nás opravňují k tomu, abychom v dalším uvažovali horní hranici tohoto rozmezí. Souhrnné výsledky jsou uvedeny v tab. IV.

IV. Souhrn analýzy vybraných vozidel nebo souprav — Summarized results of the analysis of some trucks or trucks with containers

Vozidlo nebo souprava	Doba					Výkon- nost do- pravního prostřed- ku ¹⁾ ²⁾ W_d (t h ⁻¹)	Počet vozi- del ¹⁾ n (—)
	naklá- dání ¹⁾ t_n (min)	jízdy t_j (min)	vážení t_v (min)	vykládání t_s (min)	oběhu t_o (min)		
IFA W 50 LA + SHA 16	2,8	20	2,5	2,0	27,3	12,30	9,70
T 815 Agro + V 1010	5,0	20	2,5	2,0	29,5	20,64	5,81
T 815 Agro + V 1010 s pří- věsem PS 1010 H + V 1010	11,2	22	5,0	3,0	41,2	32,51	3,69
LIAZ MTSP 27 + KA 17	3,0	20	2,5	2,0	27,5	12,98	9,24
LIAZ MTSP 27 + KA 17 s přívěsem HW 60.11 + + KB 18	6,7	22	5,0	3,0	36,7	22,02	5,44
T 148 NTH s návěsem SR 19	12,0	22	2,5	3,0	39,5	36,30	3,30

¹⁾ z hodnot pro G uváděných v závorce v tab. III

²⁾ pro G z tab. III (pro $\gamma = 350 \text{ kg} \cdot \text{m}^{-3}$)

Praktický provoz ukázal, že nakládací časy se ve srovnání se samostatnými vozidly u souprav prodlužují asi o 10 %, a to zejména u návěsu s podlahovým dopravníkem SR 19 (obr. 5), protože delší dobou nakládky a tedy i delší jízdou po poli se řezaný materiál více setřeše, má vyšší objemovou hmotnost a je tedy i vyšší hmotnost nákladu. Tato skutečnost je uvedena hodnotami v závorce v tab. III.

ANALÝZA DOPRAVNÍHO CYKLU

Dalším faktorem analýzy jsou jízdní časy. Obecně je doba jízdy t_j závislá na rychlosti dopravního prostředku a na vzdálenosti:

$$t_j = \frac{60 \cdot L}{v} \quad (\text{min}) \quad (5)$$

Základním činitelem jsou tedy vzdálenost přepravy a rychlost, která je ovšem ovlivněna řadou činitelů, a to zejména jízdními poměry, hmotností nákladu, hustotou provozu, povětrnostními vlivy, kondicí a kvalifikací řidiče.

Podle přepravních rychlostí odpovídajících skupinám vozovek I až III* (Mührel, 1974) je možné počítat dobu jízdy pro automobily a jejich soupravy podle tab. V.

V. Přibližné časy jízdy pro různé skupiny vozovek — Approximate times of rides for different groups of roads

Skupina vozovek	Rozmezí rychlosti automobilů (km h ⁻¹)	Pro vzdálenost L (km)				
		2	4	10	15	20
		jsou jízdní časy t_j (min)				
I.	8–15	8 – 15	16 – 30	40–75	60–112,5	80–150
II.	15–20	6 – 8	12 – 16	30–40	45– 60	60– 80
III.	30–50	2,4– 4	4,8– 8	12–20	18– 30	24– 40

VI. Průběžné časy na vážení (t_v) — Times of weighing (t_v)

Vozidlo (souprava)	Počet vozidel k vážení	Čas vážení t_v (min)
Nákladní automobil	1	1,5
Nákladní automobil s přívěsem	2	3,0
Vážení prázdného vozidla (soupravy)	1	1,0
Je třeba počítat pro	2	2,0
U návěsové soupravy se počítá souprava		
u vah s váživostí do 30 t jako	2	—
přes 30 t	1	—

*) Skupina I: velmi špatné polní cesty s výtluky, rozježděné pole a polní, popř. lesní terén, kamenité horské cesty s řadou těsně navazujících zatáček apod., rychlost jízdy dopravních prostředků je do 12 až 15 km h⁻¹.

Skupina II: neudržované polní cesty, suchý polní, popř. lesní terén, vyhovující horské cesty, veřejné komunikace špatně udržované s výtluky apod., max. rychlost automobilů a jejich souprav se pohybuje v rozmezí 15 až 20 (30) km h⁻¹; jsou to úseky, kde je z různých důvodů příslušnou dopravní značkou omezena rychlost jízdy do 30 km h⁻¹.

Skupina III: velmi dobré rovné polní cesty a zemědělské komunikace, uježděné rovné pole, zpevněné podnikové a veřejné rovné komunikace; z hlediska povrchu a zakřivení vozovky se nemusí omezovat rychlost vozidel a jejich souprav.

Praktický provoz ukázal, že průměrné rychlosti souprav jsou proti samostatným vozidlům nižší, resp. jízdní časy jsou vyšší, rozdíl je 5 až 15 % (podle skupin vozovek I až III).

Údaje uváděné v tab. IV odpovídají horní hranici rychlosti skupiny vozovek III s tím, že se soupravám připočítává pro odpovídající čas jízdy na danou vzdálenost 10 %.

Vážení vozidel je nezbytné pro přesnou evidenci pohybu materiálu v daném materiálovém toku. Konkrétní údaje (Mührel, 1974) uvádí tab. VI.

Časy vykládky t_s jsou ovlivněny těmito činiteli:

- technicko-konstrukčními
 - vlastního vozidla (řešení bočnic a jejich ovládání u sklápěčů, rychlosti podlahového dopravníku apod.),
 - samotného vykládacího zařízení (např. systému složišť všeho druhu);
- organizačně-provozními (koncentrace vozidel na skládce apod.);
- ostatními (klimatické podmínky, provozní spolehlivost apod.).

U skupiny vozidel a souprav, které jsou předmětem analýzy, jde o moderní konstrukce nástaveb se samočinným otevíráním bočnic u sklápěčů, a proto jsou dále uvažovány tyto časy:

- pro samostatná vozidla $t_s = 2$ min,
- pro přívěsové soupravy $t_s = 3$ min,
- pro návěs s podlahovým dopravníkem s plynulou vykládkou s bezstupňovou regulací v rozmezí 2 až 20 min $t_s = 3$ min.

Doba potřebná k jednomu oběhu dopravního prostředku t_o je pak dána vztahem

$$t_o = t_n + t_j' + t_s + t_j'' + t_v + t_z \quad (\text{min}) \quad (6)$$

přičemž

$$t_j = \frac{60 \cdot L}{v} \quad (\text{min}) \quad (7)$$

Vzhledem k širokému rozsahu hodnot t_j podle tab. V pro skupiny vozovek I až III můžeme vyjádřit

$$t_j = t_j' = t_j \quad (\text{min}) \quad (8)$$

resp.

$$v' = v'' = v \quad (\text{km h}^{-1}) \quad (9)$$

a konečně

$$t_z = 0 \quad (\text{min}) \quad (10)$$

V našem případě je vzdálenost přepravy $L = 5$ km, tedy pro cestu tam i zpět $2L = 10$ km (tab. IV).

Pak platí, že

$$W_d = \frac{60 \cdot G}{t_o} \quad (\text{t h}^{-1}) \quad (11)$$

VÝKONNOST ŘEZAČKY VE VAZBĚ NA VÝKONNOST VOZIDLA

Výkonnost řezačky musí být v souladu s výkonností dané skupiny vozidel, tzn.

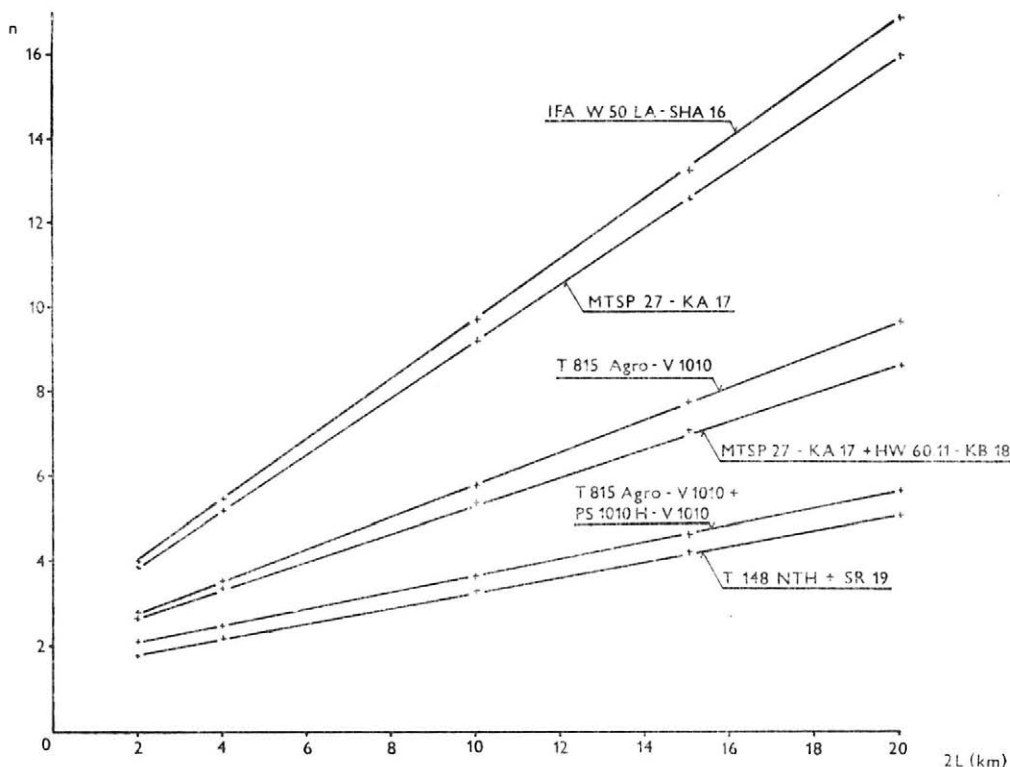
$$W_f = n \cdot W_d \quad (\text{t h}^{-1}) \quad (12)$$

a tedy

$$n = \frac{W_f}{W_d} \quad (-) \quad (13)$$

Souhrn jednotlivých časů včetně výkonnosti vozidel, resp. souprav W_d a jejich potřebného počtu k dané řezačce o $W_f = 120 \text{ t h}^{-1}$ je uveden v tab. IV.

Platí však, že výkonnost dopravního prostředku je mimo jiné funkcí vzdálenosti L ; pro různá L jsou počty vozidel uvedeny na obr. 6.



6. Vliv dopravní vzdálenosti na počty vozidel k řezačce o průchodnosti $w = 33 \text{ kg s}^{-1}$ — A relationship of the transport distance and the number of vehicles operating with the chopper harvester with the throughput $w = 33 \text{ kg per s}$

Z obr. 6 vyplývají tři skupiny vozidel, přičemž první skupina zahrnuje neúměrně vysoký počet nutných vozidel o užitečné hmotnosti do 8 t, resp. ložného objemu do 17 m^3 , druhá, příznivější, sestává z vozu T 815 Agro s nástavbou V 1010 a z přívesové soupravy vozu LIAZ MTSP 27 — KA 17 spolu s přívěsem HW 60.11-KB a třetí, s nejnižšími nutnými počty vozidel, jsou soupravy Tatra.

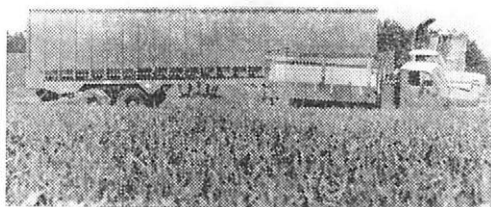
Shrneme-li výsledky této analýzy, můžeme konstatovat:

- Perspektivním samojízdňým řezačkám podle ATP pro období po roce 1980 nelze přiřazovat stávající vozidla do užitečné hmotnosti 8 t, a to ani automobilového typu.
- Obsluha těchto samojízdňých řezaček je příznivější při použití vozu T 815 Agro s nástavbou V 1010 nebo soupravy vozu LIAZ MTSP 27-KA 17 s přívěsem HW 60.11-KB 18, a to zejména pro ujetou vzdálenost při t_0 do 5 až 6 km (tj. vzdálenost místa nakládky a vykládky 2,5 až 3 km).

- Rozdíly mezi uvedenými třemi skupinami vozidel se významně zvyšují při narůstajících dopravních vzdálenostech (obr. 6).
- V dané oblasti vozidel je optimální řešení v soupravách Tatra, kde rozdíl v počtech souprav návěsu SR 19 proti přívěsové soupravě Tatra 815 Agro V 1010 s přívěsem PS 1010 H + 1010 v daných podmínkách není podstatný, návěsovým soupravám proti přívěsovým však dáváme přednost zejména pro jejich snazší manévrovatelnost (např. couvání). Jednotnost návěsové nástavby proti rozdělené přívěsové soupravě je výhodnější (významně snižuje procento úletu materiálu); některé nástavby v návěsovém provedení jsou snadněji realizovatelné (sklápěče, cisterny apod.), někdy je lze pro soupravu řešit pouze v návěsovém provedení (podlahový dopravník, přepravník strojů apod.).

Z uvedené analýzy vyplývá, že návěsová souprava s podlahovým dopravníkem, realizovaná ve funkčním modelu SR 19, vykazuje nejvhodnější parametry z uvedeného souboru vozidel a je z hlediska perspektivního použití ve vazbě na vhodnou sklizňovou techniku v dané době optimálním řešením. Zatímco ostatní vozidla uváděná v této práci jsou odborné veřejnosti více či méně známá (obr. 2 až 4), je třeba u návěsu s podlahovým dopravníkem SR 19 doplnit, že se jedná o funkční model, který dodala do ČSSR francouzská firma M. A. M. — Strager Trappez. Ve Francii se tato vozidla o užitečné hmotnosti až 23 t začínají rozšiřovat právě ve vazbě na nejvýkonnější typy samojízdných řezaček, a to v některých optimálních případech jako přímo nesené na řezačce při plnění (obr. 1), zpravidla však jako vedle jedoucí. Obr. 7 srovnává tento návěs v soupravě s tahačem Tatra 148 NTH (6×6) s automobilem Praga S5T. V podstatě lze konstatovat, že výkonost těchto dvou vozidel ve vazbě na řezačku je v poměru k jejich ložným objemům.

7. Souprava Tatra T 148 NTH s návěsem SR 19 v porovnání s automobilem Praga S5T — The semi-trailer Tatra T 148 NTH truck with the SR 19 semi-trailer compared with the truck Praga S5T

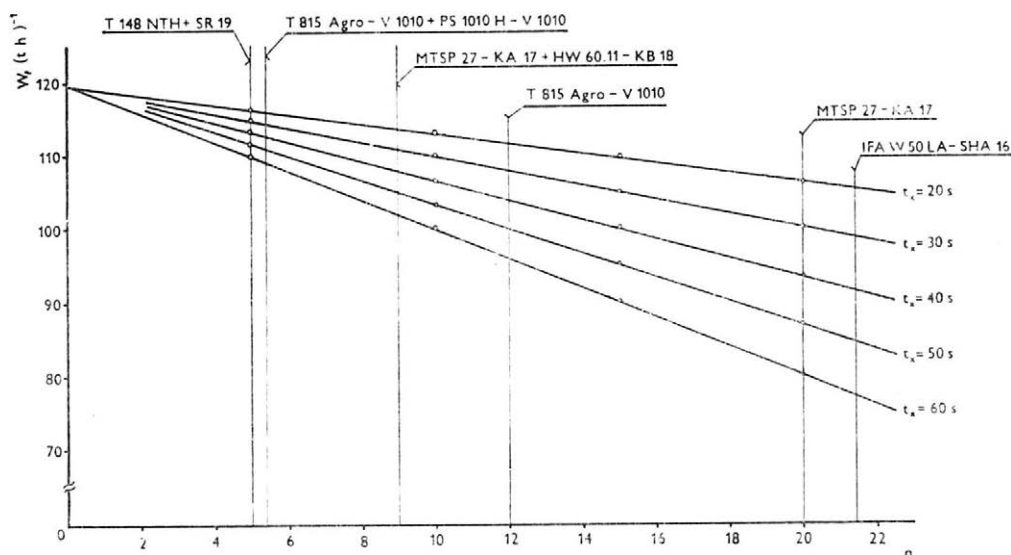


Pro úplnost uvádíme první zkušenosti při ověřování sklápěcích návěsových souprav k nové generaci samojízdných řezaček v NDR. Exploatační vhodnost těchto sklápěcích návěsů je podobná jako u návěsu s podlahovým dopravníkem, snižuje se však čas vykládky. Pokud je splněna podmínka samočinného ovládání bočnic, tzn. vykládací místo je dostatečně veliké a souprava je v přímém směru, pak lze sklápěcí soupravu na rozdíl od návěsu s podlahovým dopravníkem vyprázdnit v kratším čase a při zručnosti řidiče dokonce za pomalé jízdy.

VLIV VOZIDEL NA EXPLOATACI ŘEZAČKY

Dále jsme se zabývali typem, resp. užitečnou hmotností (nosností), a zejména ložným objemem vozidla (soupravy) na exploataci, tzn. na využití výkonnosti samotné řezačky.

V předchozí části práce jsme vycházeli z maximální výkonnosti řezačky podle ATP pro období po roce 1980, tj. $W_f = 120 \text{ t h}^{-1}$ (podle tab. I). Tato výkonnost je v podstatě pouze teoretická, resp. lze ji dosáhnout jen v krátkém časovém intervalu. Řezačka plní s danou výkonností vedle jedoucí vozidlo, po jeho naplnění však musí dojít k výměně vozidla při zastavení řezačky. V určitém časovém intervalu dochází tedy u dané řezačky k výměně vozidel, která je tím častější, čím je užitečná hmotnost, resp. ložný objem vozidla menší, a naopak.



8. Vliv doby výměny vozidla a počtu obsluhovaných vozidel na výkonnost řezačky při průchodnosti $w = 33 \text{ kg s}^{-1}$ — The influence of the time of the change of a vehicle and of the number of operating vehicles on the work rate of the chopper harvester with the throughput $w = 33 \text{ kg per s}$

Čas potřebný na výměnu vozidla t_x se pohybuje od 20 do 60 s, hodnoty snížení výkonnosti řezačky v závislosti na počtu obsluhovaných vozidel jsou uvedeny na obr. 8. Tak např. při vozidle IFA W 50 LA s nástavbou SHA 16 je nutné uskutečnit 21,4 výměny za hodinu, což snižuje výkonnost řezačky ze 120 t h^{-1} o 11,3 % (při $t_x = 20 \text{ s}$) až 37,5 % (při $t_x = 60 \text{ s}$). U návěsové soupravy Tatra 148 NTH s návěsem s podlahovým dopravníkem je naproti tomu třeba uskutečnit jen pět výměn za hodinu, které snižují výkonnost řezačky pouze o 2,75 % (při $t_x = 20 \text{ s}$) až 8,25 % (při $t_x = 60 \text{ s}$). Všechna ostatní vozidla (soupravy) leží mezi těmito hodnotami (obr. 8).

ZÁVĚR

Vývoj a exploatace nové generace samojízdných sklízecích řezaček pro období po roce 1980 musí být v souladu se stejnou generací odvozných vozidel. V opačném případě není zemědělský provoz schopen efektivně využít nových a progresivních parametrů těchto sklízeců. Pro sklízecí řezačky o průchodnosti 25 až 33 kg s^{-1} zelené hmoty je třeba současně zabezpečit pro přímý odvoz vozidla v kategorii nosnosti minimálně 10 t, optimálně však kolem 20 t, resp. s ložným objemem minimálně 30 m^3 , optimálně však kolem 60 m^3 , a to zejména pro takové vzdálenosti přepravy, které existují u specializovaných

a integrovaných socialistických podniků. Vyšší hodnoty užitečné hmotnosti, resp. ložného objemu jsou nejsnadněji dosažitelné u automobilních souprav, přičemž je třeba dávat přednost návěsovým soupravám před přívěsovými.

Seznam použitých označení

G (t)	hmotnost nákladu
G_c (t)	celková hmotnost vozidla
G_v (t)	vlastní hmotnost vozidla
k_u (—)	poměr ložného objemu k užitečné hmotnosti vozidla
k_v (—)	poměr ložného objemu k vlastní hmotnosti vozidla
K_N (—)	koeficient využití nosnosti
L (km)	vzdálenost přepravy
n (ks)	počet vozidel
N (t)	užitečná hmotnost vozidla (nosnost)
t_j (min)	doba jízdy obecně
t_j' (min)	doba jízdy s nákladem
t_j'' (min)	doba jízdy bez nákladu
t_n (min)	doba nakládání
t_o (min)	doba oběhu vozidla (soupravy)
t_s (min)	doba vykládání
t_v (min)	doba vážení
t_x (min)	doba výměny vozidla u sklizeče
t_z (min)	ztrátové časy
v (km h ⁻¹)	přepavní rychlost obecně
v' (km h ⁻¹)	přepavní rychlost s nákladem
v'' (km h ⁻¹)	přepavní rychlost bez nákladu
V (m ³)	ložný objem vozidla
w (kg s ⁻¹)	průchodnost
W_1 (t h ⁻¹)	výkonnost v čase T_{01} (v čase hlavním)
W_{04} (t h ⁻¹)	výkonnost v čase T_{04} (v čase produktivním)
W_d (t h ⁻¹)	výkonnost dopravního prostředku
W_f (t h ⁻¹)	výkonnost řezačky
γ (kg m ⁻³)	objemová hmotnost materiálu

Literatura

ANONYM: Prüfbericht Nr 557. Potsdam-Bornim, ZPfL 1970.

ANONYM: Test č. 579. Praha, SZZLS 1975.

ČECH, A.: Zemědělský nákladní automobil včetně nástaveb a přívěsu. [Závěrečná zpráva.] Praha, VÚZS 1976.

KROUPA, J.: Organizace, technologie a řízení nákladní dopravy. [Zpráva V-26-78.] Praha, Ústav silniční a městské dopravy 1978.

MIKULÍK, J.: ATP na stroje na sklizeň pícnin. [Zpráva Z 986.] Praha, VÚZT 1973.

MÜHREL, K.: Landwirtschaftliche Transporte und Fördertechnik. Berlin, Verlag Technik 1974.

Došlo dne 5. 3. 1980

СТРОУГАЛ, Е. (Научно-исследовательский институт сельскохозяйственной техники, Прага - Ржепы): Соотношение транспортных машин и самоходных жаток. Земед. Тех., 26, 1980 (7) : 407-418.

Новая генерация самоходных машин после 1980 г. возлагает специфические требования к транспорту. При прямом свозе необходимо у этих наиболее производительных жаток отметить взаимное и двухстороннее влияние на эксплуатацию жатки и транспортной машины. Как правило, современная транспортная техника не выполняет требований этих комбайнов. Поэтому мы проанализировали пригодность новейших типов транспортных средств с учетом специфических требований новой генерации самоходных жаток. При требуемой производительности жатки согласно агротехническим требованиям необходимо перевозку обеспечивать средствами с полезной массой 10—20 т при грузоподъемности 30—60 м³;

высшие значения главным образом относятся к транспортному расстоянию свыше 2,5—3 км. Необходимо отдавать предпочтение навесным крупнообъемным агрегатам.

транспортная техника; навесные крупнообъемные агрегаты; полезная масса

STROUHAL, E. (Research Institute for Agricultural Engineering, Praha - Řepý): *A Relationship of Vehicles and Self-propelled Chopper Harvesters*. Zeměd. Techn., 26, 1980 (7) : 407-418.

A new generation of self-propelled chopper harvesters to be used in the period after 1980 has specific requirements for transport. At direct transport reciprocal effects on the exploitation of the chopper harvester and vehicle should be considered in these highest-performance chopper harvesters. The current means of transport do not usually correspond to the requirements of these harvesters. Therefore a suitability of the latest types of vehicles was analyzed in view of the specific requirements of the new generation of self-propelled chopper harvesters. For the throughput of the chopper harvester as required by the agrotechnical principles vehicles of a useful mass of 10 to 20 t and with a loading capacity of 30 to 60 m³ should be used for direct transport; the upper values pertain to the transport distances higher than 2.5—3 km. Especially large-capacity semi-trailers should be used.

means of transport; large-capacity semi-trailers; useful mass

STROUHAL, E. (Forschungsinstitut für Landtechnik, Praha - Řepý): *Beziehungen zwischen den Fahrzeugen und selbstfahrenden Häckslern*. Zeměd. Techn., 26, 1980 (7) : 407-418.

Die neue Generation der selbstfahrenden Feldhäcksler für den Zeitabschnitt nach dem Jahre 1980 stellt spezifische Ansprüche an den Transport. Bei einer direkten Abfuhr muß man bei diesen leistungsfähigsten Feldhäckslern den gegenseitigen und den von beiden Seiten gerichteten Einfluß auf die Exploitation des Häckslers und Fahrzeuges betrachtet werden. Die bestehende Transporttechnik erfüllt in der Regel die Ansprüche dieser Häcksler nicht. Wir analysierten deshalb die Eignung der neuesten Typen der Fahrzeuge mit Rücksicht auf die spezifischen Anforderungen der neuen Generation der selbstfahrenden Feldhäcksler. Bei der erforderlichen Leistungsfähigkeit der Feldhäcksler nach den agrotechnischen Anforderungen muß der direkte Transport mit den Fahrzeugen mit einer Nutzbelastung von 10 bis 20 t bei einem Ladevolumen von 30 bis 60 m³ gesichert werden; höhere Werte gelten vor allem für die Transportentfernungen über 2,5—3 km. Die Sattelzüge mit großem Volumen sind zu bevorzugen.

Transporttechnik; Sattelzüge mit großem Volumen; Nutzbelastung

Adresa autora:

Ing. Emil Strouhal, CSc., Výzkumný ústav zemědělské techniky, K šancím 50, 163 07 Praha 6 - Řepý

SIMULOVANIE ZATAŽENIA SÚSTAVY SPALOVACÍ MOTOR — — HYDROSTATICKÁ PREVODOVKA

I. Petranský, J. Semetko, Š. Drabant

PETRANSKÝ, J. — SEMETKO, J. — DRABANT, Š. (Vysoká škola poľnohospodárska, Nitra): *Simulovanie zataženia sústavy spalovací motor — hydrostatická prevodovka*. Zeměd. Techn., 26, 1980 (7): 419—428.

Základným cieľom práce bolo navrhnúť, zostaviť a overiť simulátor dynamických zatažení sústavy spalovací motor Z-8001 — hydrostatická prevodovka v kombinácii prvkov SPV 23 — SMV 25. Navrhnutý simulátor sme merali laboratórne. V práci je opísaná použitá technika a spôsoby merania sledovaných veličín, vyhodnotenie meraných veličín, grafické spracovanie a zhodnotenie dosiahnutých výsledkov.

simulátor; hydrostatická prevodovka; hydrogenerátor; hydromotor

Jednu zo základných oblastí výskumno-vývojových činností v oblasti mobilných energetických prostriedkov v poľnohospodárstve predstavuje tvorivá činnosť v problematike riešenia systémov pohybového a pracovného ústrojenstva.

Predložený príspevok rieši problematiku dynamického zatažovania sústavy spalovací motor — hydrostatická prevodovka (HSP) s reguláciou na konštantný výkon v laboratórnych podmienkach.

PODMIENKY PRÁCE POĽNOHOSPODÁRSKEHO TRAKTORA

Proces práce poľnohospodárskeho traktora v súprave s poľnohospodárskymi strojmi alebo náradím môžeme rozdeliť na tieto časti (Anochin, 1972):

- rozbeh mobilnej súpravy,
- rovnomerný pohyb mobilnej súpravy,
- prekonávanie prechodného zväčšenia odporov pôsobiacich na mobilnú súpravu,
- zastavovanie mobilnej súpravy.

Z výsledkov meraní je známe, že pri práci traktora v súprave s poľnohospodárskymi strojmi a náradím nie sú hnacie sily na hnacích kolesách vplyvom mnohých faktorov stále, ale menia svoju hodnotu podľa zložitej funkcie. Vplyv premenlivých odporov na prácu motora a traktora podrobne experimentálne zisťoval Boltinskij (1949).

Zmeny pracovných odporov môžeme rozdeliť do dvoch skupín: periodické zmeny a cyklické zmeny. Periodické zmeny krútiaceho momentu na hriadeľi hnacích kolies môžeme charakterizovať stupňom nerovnomernosti krútiaceho momentu δ_z a periódou krútiaceho momentu T_z . Stupeň nerovnomernosti δ_z určíme zo vzťahu:

$$\delta_z = \frac{M_{kz \max} - M_{kz \min}}{M_{kzs}} \quad (1)$$

Na základe práce Boltinského (1949) je možné zložitú funkciu priebehu krútiaceho momentu od vonkajších síl pôsobiacich na mobilnú súpravu nahradiť funkciou, ktorá má sínusový charakter:

$$M_{kz} = M_{kzs} \left(1 + \frac{\delta_z}{2} \cdot \sin \frac{2\pi}{T_z} \cdot t \right) \quad (2)$$

Potom krútiaci moment na kľukovom hriadieli spaľovacieho motora, prípadne na danom hriadieli prevodového mechanizmu od vonkajších odporov je možné určiť zo vzťahu:

$$M_{kzx} = \frac{M_{kzs} \left(1 + \frac{\delta_z}{2} \cdot \sin \frac{2\pi}{T_z} \cdot t \right)}{\eta_m \cdot i} \quad (3)$$

Cyklické zmeny momentov na hriadieli hnacích kolies sú vyvolané napríklad makroreléfom poľa, dlhotrvajúcou zmenou odporu pôdy, spájaním do súprav so strojmi s premenlivou hmotnosťou a ďalšími príčinami. Z uvedených dôvodov sa prechodne zvýši stredný krútiaci moment napr. na hriadieli hnacích kolies z hodnoty M_{kzs1} na hodnotu M_{kzs2} . Cyklické zmeny charakterizujeme súčiniteľom preťaženia v_c a periódou cyklu T_c . Súčiniteľ preťaženia v_c je daný vzťahom:

$$v_c = \frac{M_{kzs2}}{M_{kzs1}} \quad (4)$$

Hodnoty súčiniteľov δ_z , v_c a periód T_c , T_z pre jednotlivé práce uvádza Anilovič (1976).

Uvedené zákonitosti zmien krútiacich momentov na hriadieloch mobilnej súpravy a uvedené ukazovatele charakterizujúce jej periodické a cyklické zmeny sme použili ako podkladový materiál pre návrh zariadenia na simulovanie dynamického zaťaženia v laboratórnych podmienkach.

PODMIENKY KLADENÉ NA SIMULÁTOR Z HLADISKA DYNAMICKÉHO ZATAŽENIA

Základným cieľom bolo navrhnúť, zostaviť a overiť hydrostatický simulátor dynamických zaťažení sústavy spaľovací motor Z-8001 — hydrostatická prevodovka v kombinácii SPV 23 — SMV 25 s aplikáciou na primárnu reguláciu so zameraním na automatické riadenie konštantného výkonu spaľovacieho motora.

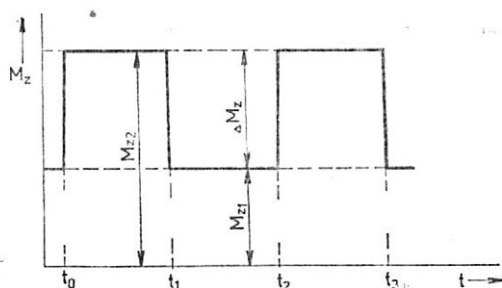
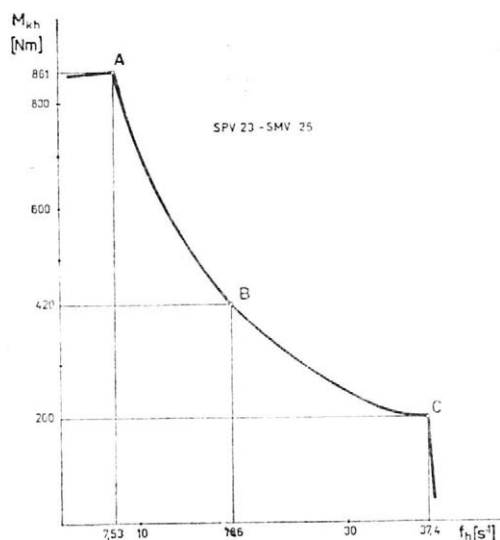
Pri určovaní podmienok kladených na simulátor sme vychádzali zo zákonitostí, ktoré sú uvedené v predchádzajúcej časti a výpočtovej charakteristiky hydrostatickej prevodovky (obr. 1). Na simulátor z hľadiska priebehu zaťažovacieho momentu boli kladené tieto požiadavky:

- zaťažovanie skokom,
- zaťažovanie sínusovým priebehom,
- zaťažovanie priebehom získaným z prevádzkových meraní.

Predpokladajme, že zaťažovací moment M_z má skokový charakter znázornený na obr. 2, t. j.:

$$\left. M_z(t) \right|_{t_K - t_{K-1}} = M_{z2}; \quad \left. M_z(t) \right|_{t_{K+1} - t_K} = M_{z1} \quad (5)$$

kde: $K = 1; 3; 5; \dots$ — číselná postupnosť
 t — čas



1. Výpočtová výstupná charakteristika hydrostatickej prevodovky — Calculated output characteristics of the hydrostatic gearbox

2. Skokový prieber zaťažovacieho momentu — Skip curve of the load moment

Simulátor z hľadiska zmeny zaťažovacích momentov skokom musí spĺňať pre náš prípad tieto podmienky:

$$M_{z1 \min} \leq 420 \text{ N m}$$

$$M_{z2 \min} \geq v_c \cdot M_{z1 \min}$$

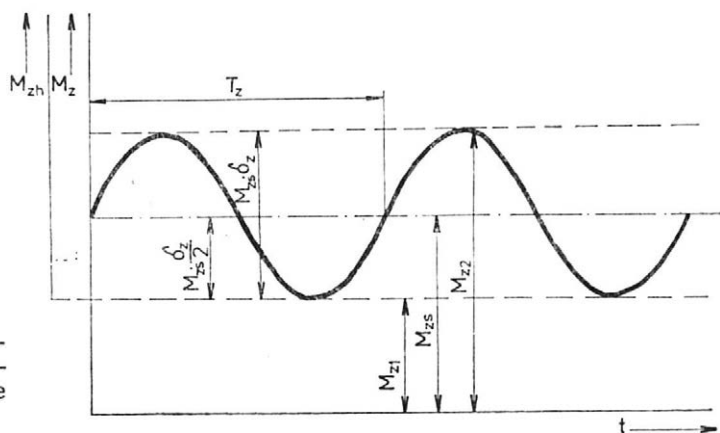
$$M_{z1 \max} \geq \frac{M_{z2 \max}}{v_c}$$

$$M_{z2 \max} = 861 \text{ N m}$$

Zaťažovací moment $\Delta M_{z \max}$ vypočítame zo vzťahu:

$$\Delta M_{z \max} = M_{z2 \max} - \frac{M_{z2 \max}}{v_c} \quad (6)$$

Po dosadení za $v_c = 1,35$ dostaneme, že $\Delta M_{z \max} = 223,22 \text{ N m}$.



3. Sínusový priebeh zaťažovacieho momentu — Sinusoidal curve of the load moment

Pri zaťažovaní sínusovým priebehom predpokladajme, že zaťažovací moment na hriadieli hydromotora hydrostatickej prevodovky M_z má priebeh znázornený na obr. 3. Potom M_z je daný vzťahom:

$$M_z = M_{zs} \left(1 - \frac{\delta_z}{2}\right) + M_{zs} \frac{\delta_z}{2} \left(1 + \sin \frac{2\pi}{T_z} \cdot t\right) \quad (7)$$

Zaťažovací moment M_{z1} je daný vzťahom:

$$M_{z1} = M_{zs} \left(1 - \frac{\delta_z}{2}\right) \quad (8)$$

Zaťažovací moment M_{zh} vypočítame zo vzťahu:

$$M_{zh} = M_{zs} \cdot \frac{\delta_z}{2} \left(1 + \sin \frac{2\pi}{T_z} \cdot t\right) \quad (9)$$

Simulátor musí zabezpečovať plynulú zmenu medzi okrajovými podmienkami:

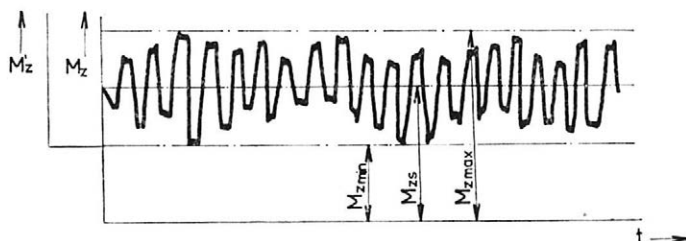
$$M_{z1 \min} \leq 420 \text{ N m} \quad M_{z1 \max} \geq 861 \frac{2 - \delta_z}{2 + \delta_z}$$

Keď použijeme najnepriaznivejšiu hodnotu $\delta_z = 0,3$ dostaneme druhú okrajovú podmienku $M_{z1 \max} = 636 \text{ N m}$.

Pri zaťažovaní sínusovým priebehom je ďalej potrebné, aby simulátor umožňoval simulovať zaťažovací moment M_{zh} , daný vzťahom (9) pre konkrétne pracovné podmienky, t. j. pre daný moment M_{zs} ; δ_z ; T_z . Maximálna hodnota $M_{zh \max}$ je daná vzťahom:

$$M_{zh \max} = \frac{2M_{zs} \delta_z}{2 + \delta_z} \quad (10)$$

Po dosadení do vzťahu (10) za $M_{zs} = 861 \text{ N m}$ (dané výstupnou charakteristikou HSP) a za $\delta_z = 0,3$ (najnepriaznivejšia hodnota pre orbu) dostaneme podmienku, že $M_{zh \max} \geq 225 \text{ N m}$.

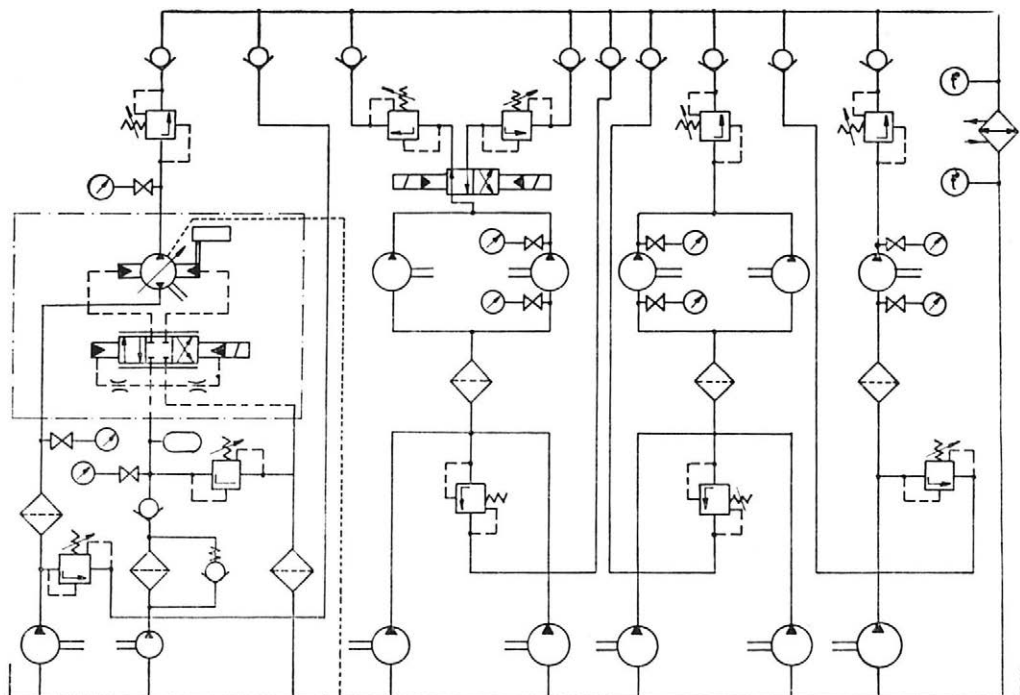


4. Prevádzkový priebeh zaťažovacieho momentu — Operational curve of the load moment

Ďalej predpokladajme, že zaťažovací moment M_z na hriadieli hydromotora má skutočný prevádzkový priebeh znázornený na obr. 4. Zaťaženie konštantným momentom $M_{z \min}$ môžeme uskutočniť nastavením príslušného tlakového spádu pri konštantných hodnotách pracovného objemu hydrogenerátorov simulátora a simulovania priebehu M'_z zmenou vnútorného objemu regulačného hydrogenerátora pri konštantnom tlakovom spáde.

NÁVRH SIMULÁTORA

Vlastný funkčný návrh hydrostatických obvodov simulátora pre dané podmienky je znázornený na obr. 5. Podľa uvedeného návrhu bol simulátor realizovaný na katedre motorov a traktorov VŠP v Nitre. Ako vyplýva z funkčného návrhu hydrostatických obvodov simulátora, mechanická energia hydromotora hydrostatickej prevodovky sa mení v hydrogenerátoroch simulátora na tlakovú energiu a táto v prepúšťacích ventiloch na



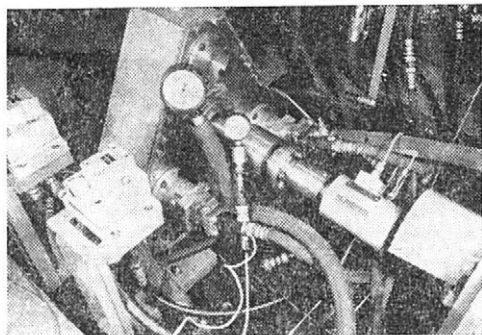
5. Funkčný návrh hydrostatických obvodov simulátora — Functional diagram of the hydrostatic circuits of the simulator

energiu tepelnú. Teplo, ktoré vzniká pri zaťažení je odvádzané stenami nádrže a chladičom. Zariadenie pozostáva z piatich zaťažovacích hydrogenerátorov ACK 16-7 s konštantným vnútorným objemom a z jedného zaťažovacieho hydrogenerátora PPAR 1-63-21 s premenlivým vnútorným objemom, ktoré sú umiestnené na prevodovke simulátora (obr. 6). Vstup zaťažovacích hydrogenerátorov je napojený na výstupy plniacich hydrogenerátorov. Plniaci tlak je nastavený prepúšťacími ventilmi. V doplnovacích obvodoch sú zaradené plnoprietochné čističe. Jednotlivé hydraulické prvky sú prepojené pryžovými hadicami.

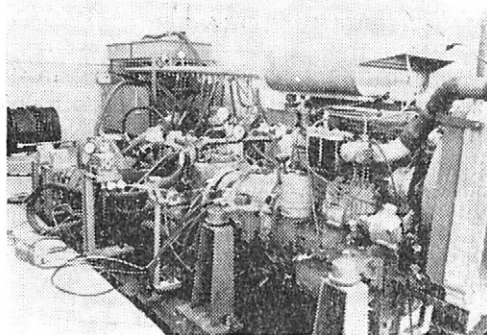
Zaťažovanie konštantnými momentmi je možné realizovať nastavením konštantných tlakových spádov na zaťažovacích hydrogenerátoroch pomocou prepúšťacích ventilov.

Zaťaženie skokom je možné realizovať riadením prietoku pracovnej kvapaliny elektrohydraulickým dvojpohovým rozvádzačom cez prepúšťacie ventily, ktoré sú nastavené na rôzne tlaky.

Simulovanie sínusového a prevádzkového priebehu zaťaženia je možné uskutočňovať zmenou vnútorného geometrického objemu regulačného hydrogenerátora, na ktorom je prepúšťacími ventilmi nastavený konštantný tlakový spád.

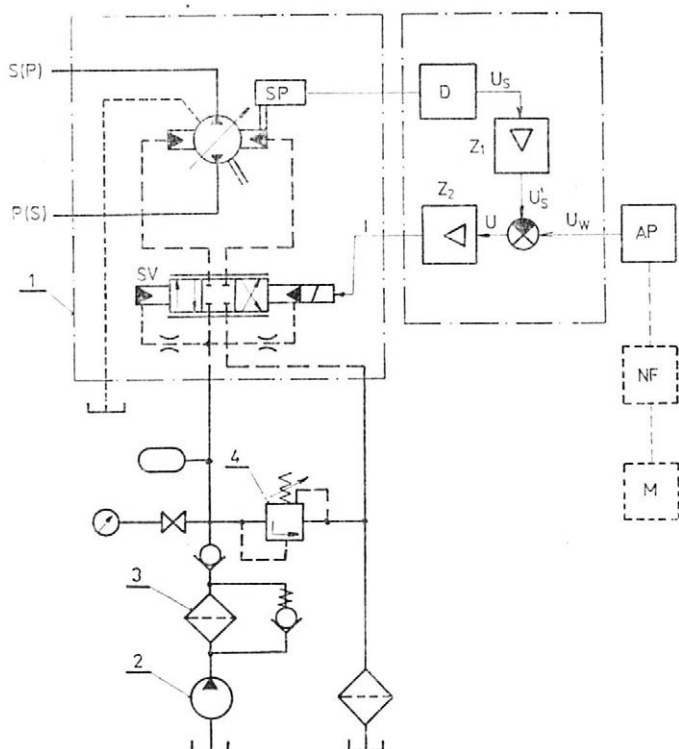


6. Prevodovka simulátora s hydrogenerátormi — Gearbox of the simulator with hydraulic generators



8. Celkový pohľad na sústavu spaľovací motor — hydrostatická prevodovka — simulátor — The system internal-combustion engine — hydrostatic gearbox — simulator

Funkčný návrh ovládacích obvodov hydrogenerátora 1 pre vytváranie sínusového zaťaženia je znázornený na obr. 7. Pozostáva z axiálneho piestového hydrogenerátora 1 s elektrohydraulickým ovládaním a zo snímača polohy *SP*. Riadenie prúdu kvapaliny do hydraulických valcov hydrogenerátora 1 zabezpečuje elektrohydraulický ventil *SV* napájaný zo zdroja konštantného tlaku 2 cez filter 3. Veľkosť napájacieho tlaku je možné nastaviť prepúšťacím ventilom 4.



7. Funkčný návrh ovládacích obvodov hydrogenerátora pre vytváranie sínusového zaťaženia — Functional diagram of the control circuits of the hydraulic generator to produce the sinusoidal load

Elektronická časť ovládacieho servomechanizmu pozostáva z fázového detektora D a elektronických zosilňovačov Z_1, Z_2 . Vstupné riadiace napätie do elektronickej časti je privádzané z analógového počítača AP .

Funkčný návrh ovládacích obvodov simulátora pre vytváranie prevádzkového zaťaženia je zhodný so schémou na obr. 7, s prídavkom meracieho magnetofónu a nízko-frekvenčného filtra. Vstupné riadiace napätie do elektronickej časti je privádzané z meracieho magnetofónu M cez nízko-frekvenčný filter NF a analógový počítač AP .

Celkový pohľad na sústavu spaľovací motor — hydrostatická prevodovka — simulátor je na obr. 8.

EXPERIMENTÁLNE OVERENIE

Laboratórne skúšky sme uskutočnili na zostavenom meracom zariadení na KMT.

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

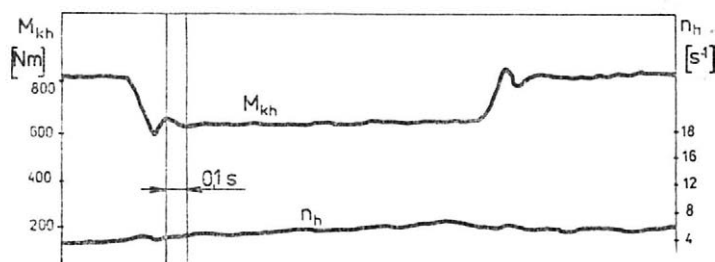
Na meranie krútiaceho momentu hydromotora M_{kh} sme použili rotačný tenzometrický dynamometer T 1/100 a na meranie otáčok hriadeľa hydromotora n_h fotoelektrický snímač BP 3620 a prevodník, kmitočet napätia HM 913, ktorého výstup sme napojili na slučkový oscilograf N-105 a elektrický merací magnetofón EMM-140.

Pre priame odčítanie M_{kh} sme použili číslicový voltmeter MT-100 a pre n_h univerzálny čítač BM-520.

VÝSLEDKY A DISKUSIA

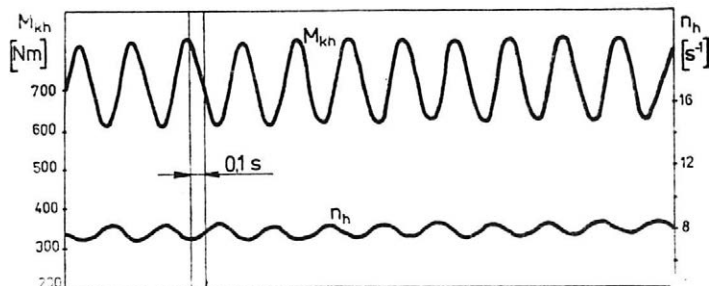
Meranie skokom sme uskutočnili takmer v celom rozsahu činnosti hydrostatickej prevodovky pri rôznych skokových zmenách ΔM_{kh} . Vybraný grafický záznam časových priebehov meraných veličín je na obr. 9. Minimálny moment na hriadeľi hydromotora

9. Grafický záznam časových priebehov meraných veličín pri zatažovaní skokom — Graphical record of the time courses of the quantities measured at skip load



vyvolaný záťažou od simulátora v ustálenom stave dosahuje hodnotu 100 N m. Simulátor je schopný pri tlakovom spáde na zaťažovacích hydrogenerátoroch 20 MPa vyvolať moment $\Delta M_{kh} = 500$ N m. Krútiaci moment na hriadeľi hydromotora v okamžiku zmeny zaťažovacieho momentu skokom dosahuje minimálne, resp. maximálne hodnoty. Po dosiahnutí tejto hodnoty nastáva plynulé tlmené kmitanie. Maximálny čas prechodového javu pri odľahčení je 0,4 s a pri zatažení 0,42 s. Po dosiahnutí ustáleného stavu má krútiaci moment na hriadeľi hydromotora konštantnú hodnotu aj pri premenlivých otáčkach hydromotora HSP. Namerané hodnoty pre v_c vyhovujú požiadavkám.

Z výsledkov meraní, ktoré sme uskutočnili pri zatažovaní hydromotora HSP sínusovým priebehom, sme vybrali priebeh meraných veličín (obr. 10). Z výsledkov meraní vyplynulo, že simulátor spĺňa požiadavky z hľadiska požadovaných hodnôt zaťažovacích momentov, stupňa nerovnomernosti δ_z a periódy zmeny krútiaceho momentu T_z .

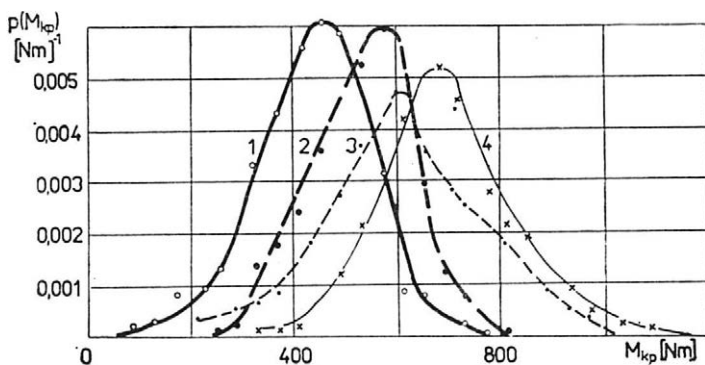
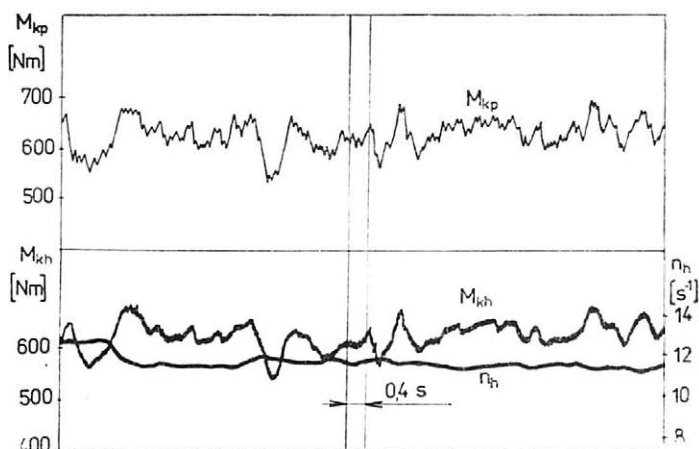


10. Grafický záznam časových priebehov meraných veličín pri zaťažovaní sínusovým priebehom — Graphical record of the time courses of the quantities measured at sinusoidal load

Priebeh momentu pre simulovanie prevádzkového zaťaženia v laboratórnych podmienkach sme získali meraním v teréne pri štyroch jazdách. Meranie bolo uskutočnené na traktorovej orebnej súprave pozostávajúcej z traktora Z-8011 a pluhu 4-PX-30. Krútiaci moment sme merali na výstupnom hriadieli prevodovky a registrovali na meracom magnetofóne. Grafický záznam časových priebehov meraných veličín M_{kh} , n_h v laboratórnych podmienkach a momentu M_{kp} nameraného v prevádzkových podmienkach je na obr. 11.

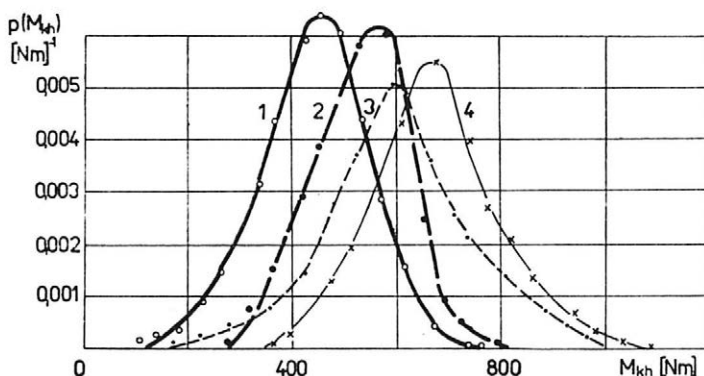
Pre posúdenie nameraného priebehu momentu M_{kp} a K_{kh} sme zostrojili krivky hustoty pravdepodobnosti $p(M_{kp})$ a $p(M_{kh})$. Výsledky vyhodnotených priebehov pre všetky štyri jazdy z prevádzky sú znázornené na obr. 12 a simulovaných priebehov na obr. 13.

11. Grafický záznam časových priebehov meraných veličín a momentu M_{kp} nameraného v prevádzkových podmienkach — Graphical record of the time courses of the quantities and moment M_{kp} measured under operational conditions



12. Krivky hustoty pravdepodobnosti $p(M_{kp})$ — Curves of the probability density $p(M_{kp})$

13. Krivky hustoty pravdepodobnosti $p(M_{kh})$ — Curves of the probability density $p(M_{kh})$



Ako vyplýva zo vzájomného porovnania kriviek hustôt pravdepodobností odpovedajúcich jázd, sú rozdiely nepatrné. Najväčšie rozdiely sú v maximách kriviek hustôt pravdepodobností (max. 3,75 %). U simulovaných priebehov je rozptyl hodnôt menší v porovnaní s prevádzkovými (max. 9,6 %).

ZÁVER

Na základe výsledkov, ktoré sme získali laboratórnym meraním simulátora, možno konštatovať, že navrhnutý simulátor vyhovuje pre simulovanie zaťaženia sústavy spaľovací motor — hydrostatická prevodovka z hľadiska prevádzky poľnohospodárskych traktorov. Táto skutočnosť potvrdzuje, že pre dynamické zaťažovanie energetických zdrojov je možné používať simulátory využívajúce vhodne volené hydraulické prvky.

Použité označenia

- M_{kz} — krútiaci moment na hriadeli hnacích kolies od vonkajších odporov
- M_{kzs} — stredný krútiaci moment na hriadeli hnacích kolies od vonkajších odporov
- M_{kzx} — krútiaci moment od vonkajších odporov
- M_z — krútiaci moment na hriadeli simulátora
- $\Delta M_{z \max}$ — maximálna hodnota skokovej zmeny krútiaceho momentu
- M_{zh} — krútiaci moment harmonického priebehu
- M_{kh} — krútiaci moment na hriadeli hydromotora HSP
- M_{kp} — krútiaci moment na výstupnom hriadeli prevodovky traktora
- t — čas
- T_z — perióda zmeny
- T_c — perióda cyklu
- n_h — otáčky hydromotora
- δ_z — súčiniteľ charakterizujúci stupeň nerovnomernosti
- ν_c — súčiniteľ preťaženia
- η_m — mechanická účinnosť
- i — prevodový stupeň

Literatúra

- ANILOVIČ, V. J. — VODOLAŽČENKO, J. T.: Konstruovanie i rasčet sel'skochozjajstvennych traktorov. Moskva 1976.
- ANOCHIN, V. I.: Primenenie gidrotransformátorov na skorostnyh guseničnyh sel'skochozjajstvennych traktorach. Moskva 1972.
- BOLTINSKIJ, V. N.: Rabota traktornogo dvigatelja pri neustanovivšejsja nagruzke. Moskva 1949.

Došlo dňa 14. 2. 1990

ПЕТРАНСКИЙ, Й. — СЕМЕТКО, Й. — ДРАБАНТ, Ш. (Сельскохозяйственный институт, Нитра): Симулирование загрузки системы двигатель внутреннего сгорания — гидростатическая коробка передач. *Zeměd. Techn.*, 26, 1980 (7) : 419-428.

Основная цель — предложить, составить и проверить симулятор динамических нагрузок системы двигатель внутреннего сгорания Zet-8001 — гидростатическая коробка передач в сочетании элементов SPV 23 — SMV 5. Испытания симулятора проходили в лабораторных условиях. В статье описываются техника и способы измерения изучаемых величин, обработка измеренных величин, графическая обработка и оценка полученных результатов.

симулятор; гидростатическая коробка передач; гидрогенератор; гидродвигатель

PETRANSKÝ, J. — SEMETKO, J. — DRABANT, Š. (University of Agriculture, Nitra): *Simulating of the Load of the Internal-combustion Engine — Hydrostatic Gearbox System*. *Zeměd. Techn.*, 26, 1980 (7) : 419-428.

The objective of the study was to design, construct and test a simulator of dynamic loads of the system internal-combustion engine Z-8001 — hydrostatic gearbox with the combined elements SPV 23 — SMV 25. The proposed simulator was tested in a laboratory. The used instruments and methods of measurement of the studied quantities are described, evaluation of the obtained quantities, graphical representation and assessment of the results are presented.

simulator; hydrostatic gearbox; hydraulic generator; hydraulic motor

PETRANSKÝ, J. — SEMETKO, J. — DRABANT, Š. (Hochschule für Landwirtschaft, Nitra): *Nachbildung der Belastung des Systems Verbrennungsmotor — hydrostatisches Getriebe*. *Zeměd. Techn.*, 26, 1980 (7) : 419-428.

Das Hauptziel der Arbeit war es, den Simulator der dynamischen Belastungen des Systems Verbrennungsmotor Z-8001 — hydrostatisches Getriebe in der Kombination der Elemente SPV 23 — SMV 25 vorzuschlagen, zusammenzustellen und zu überprüfen. Den vorgeschlagenen Simulator maßen wir im Laboratorium. In der Arbeit wird die benutzte Technik und das Meßverfahren der untersuchten Größen, die Auswertung der gemessenen Größen, die graphische Verarbeitung und die Auswertung der erzielten Ergebnisse beschrieben.

Simulator; hydrostatisches Getriebe; Hydrogenerator; Hydromotor

Adresa autorov:

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

VYUŽITIE ODPADOVÉHO TEPLA SPAĽOVACÍCH MOTOROV NA SUŠENIE NIEKTORÝCH POĽNOHOSPODÁRSKÝCH PRODUKTOV

Z. Dlabaja

DLABAJA, Z. (Výskumný ústav poľnohospodárskej techniky, Rovinka): *Využitie odpadového tepla spaľovacích motorov na sušenie niektorých poľnohospodárskych produktov*. Zeměd. Techn., 26, 1980 (7) : 429-434.

Zvyšovanie poľnohospodárskej výroby vyžaduje súčasné zvyšovanie sušiarenských kapacít v poľnohospodárstve. Rastie spotreba palív a elektrickej energie. Práca hodnotí možnosti využitia odpadového tepla spaľovacích motorov pri sušení niektorých poľnohospodárskych produktov. Boli navrhnuté, realizované a pri výskume sušenia overené zariadenia, ktoré využívajú pre pohon ventilátora spaľovací motor, z ktorého sa prevažná časť odpadového tepla využíva na prihrievanie vzduchu. Z výsledkov pokusov sú urobené závery o vhodnosti agregátov pre poľnohospodársku prax.

spaľovací motor; sušenie zrnovín; sušenie osív; sušenie sena

Využitie energie z pohonných hmôt spaľovacími motormi je stále nízke. Prevažná časť energie odchádza nevyužitá chladením motora a s výfukovými plynmi. Naopak, pre sušenie niektorých poľnohospodárskych produktov musíme sušiace médium — vzduch — prihrievať. Pri spôsobe sušenia na princípe využitia rovnovážneho stavu medzi vlhkosťou sušeného materiálu a relatívnou vlhkosťou vzduchu je potreba prihriať vzduch len o niekoľko stupňov. Ukázalo sa, že použitím spaľovacieho motora pre pohon ventilátora dodávajúceho vzduch do zariadení pre sušenie niektorých poľnohospodárskych produktov, napr. zrnovín a sena, je možné prevažnú časť odpadového tepla využiť pre prihrievanie vzduchu na sušenie bez dodávky elektrickej energie. To znamená, že týmto spôsobom je možné sušiť poľnohospodárske produkty aj tam, kde nie je zavedený elektrický prúd, napr. pri sušení sena v stohoch na poli, pri sušení zrnovín v objektoch pre uskladnenie strojov, kde nie je silový rozvod elektrickej energie, a pod. Riešenie je jednou z možností zariadenia pre dodávku sušiaceho média pri sušení aktívnym prevetrávaním.

METÓDA

V zahraničí je pohon ventilátorov na sušenie poľnohospodárskych produktov spaľovacími motormi známy. Nedostatočne sa však využíva

odpadové teplo z motora, hlavne z výfukových plynov. V rámci štátnej úlohy C-11-329-103-03-05/2 „Progresívne metódy sušenia sóje“ bolo vyriešené zariadenie, ktoré dodáva mierne prihriaty vzduch a z veľkej časti využíva aj teplo z výfukových plynov.

Zariadenie dostalo pracovný názov „dieselventilátor“ a v priebehu výskumných prác bolo nutné riešiť tieto problémy:

1. Stanovenie pracovných podmienok zariadenia.
2. Stanovenie najvhodnejšieho druhu spaľovacieho motora.
3. Spojenie výkonnosti spaľovacieho motora s potrebným príkonom na ventilátor.
4. Vyriešenie tepelného výmenníka na výfuk motora.
5. Vyriešenie kapotáže zariadenia tak, aby sa odpadové teplo maximálne využilo, aby zariadenie mohlo dodávať vzduch prihriaty len motorom, vzduch prihrievaný prídavným tepelným agregátom, vzduch studený pre chladenie poľnohospodárskych produktov a aby bolo možné zmeniť smer vzduchu, t. j. aby bolo možné vzduch zo sušiaceho priestoru odsávať.
6. Vyriešiť úplnú nezávislosť práce zariadenia od elektrickej siete tak, aby zariadenie mohlo byť použité na ktoromkoľvek pracovisku.
7. Vzájomne zladit' príkon motora s ventilátorom tak, aby množstvo odpadového tepla dostatočne prihrievalo vzduch a aby toto prihriatie bolo v súlade s potrebou úpravy vzduchu pre sušenie daného poľnohospodárskeho produktu, t. j. zrnovín, osív tráv, sena a pod. Pritom musel byť braný do úvahy odpor produktov proti filtrácii vzduchu a z toho vyplývajúce prihriatie vzduchu vplyvom kompresie.

VÝSLEDKY

Výskum a meranie sme vykonali na zariadení vyrobenom v spolupráci s VÚPT na ŠM Filakovo. Overili sme ho pri sušení sóje na boxovej linke. Pri stavbe sme použili úplný motor s rámom, spojku, chladičom a remenicou z obilného kombajnu SK-4, ktorý poháňal ventilátor RSA-1250. Motor aj ventilátor sme upevnili na spoločnom ráme. Na výfuku motora sme umiestnili adaptovaný výmenník tepla tak, že výfukové plyny boli po ochladení odvádzané mimo priestoru nasávania vzduchu ventilátorom. Pred nasávacím otvorom ventilátora sme urobili vhodnú kapotáž, ktorá zaistovala nasávanie vzduchu tak, aby prúdil okolo motora a chladiča motora. Otáčky ventilátora sme upravili voľbou remenic a zmenou otáčok motora. Súčasťou bola aj nádrž na naftu a akumulátorové batérie pre štartovanie motora.

Na rozdiel od zahraničných zariadení sme zvolili motor chladený kvapalinou (vodou), pretože je zaručený väčší odvod odpadového tepla chladičom a nižšia teplota výfukových plynov.

Dieselventilátor sme použili na sušenie sóje v boxoch, uloženej na vrstve 3,2 a 3,5 m hrubej. Z rýchlosti prúdenia vzduchu za ventilátorom sme vypočítali množstvo dodávaného vzduchu ventilátorom, ktoré bolo:

$$Q = 17,24 \text{ m}^3 \cdot \text{s}^{-1}$$

Z hodnôt nameraných za ventilátorom sme vypočítali

$$P_{cv} = 1570 \text{ Pa} = 1,57 \text{ kPa}$$

Potrebný príkon k ventilátoru a v našom prípade výkon motora sme vypočítali zo vzťahu

$$N_{kW} = \frac{P_{cv} \cdot Q}{\eta} = 38,666 \text{ kW}$$

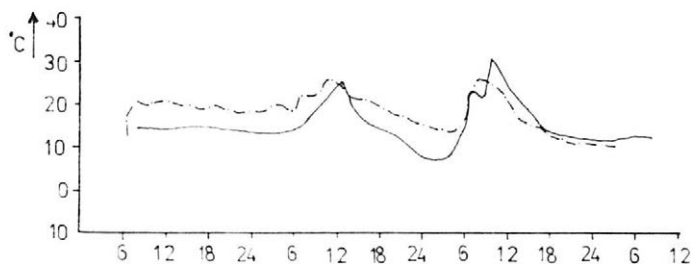
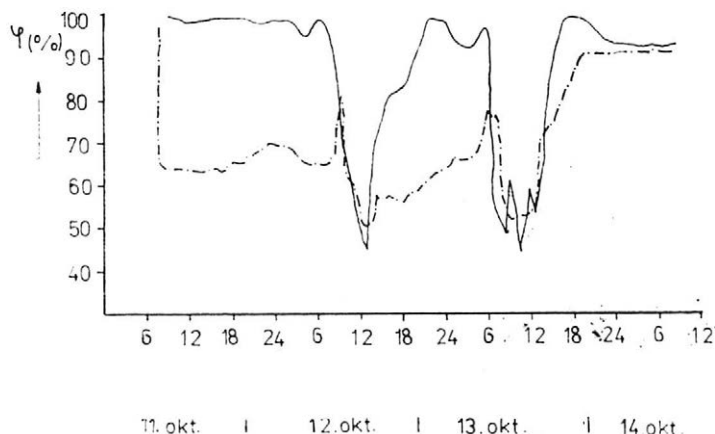
kde: P_{cv} je udané v kPa
 Q je udané v $\text{m}^3 \cdot \text{s}^{-1}$
 η (z diagramu) = 0,7

Pri pokusoch bol motor zaťažovaný na 72 % z maximálnej výkonnosti udanej výrobcom. Vyššie výkony sme pri pokusoch neoverovali, nakoľko motor bol po generálnej oprave zabehnutý. Z tejto skutočnosti vyplynula aj vyššia spotreba pohonných hmôt oproti údajom výrobcu, ktorá bola $10,93 \text{ kg} \cdot \text{h}^{-1}$, čo je $268,8 \text{ g} \cdot \text{kWh}^{-1}$.

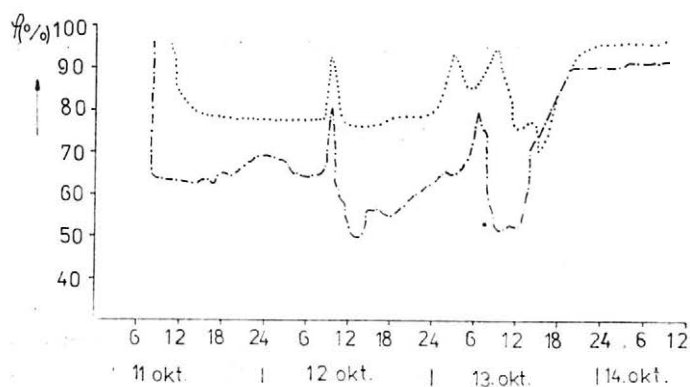
Pri daných podmienkach, t. j. množstve a tlaku dodávaného vzduchu, bolo priemerné prihriatie vzduchu za dieselventilátorom o $5,58^\circ\text{C}$. Ďalším výpočtom sme zistili prihrievanie vzduchu od kompresie o $1,88^\circ\text{C}$, teda prihriatie vzduchu odpadovým teplom bolo $5,58^\circ\text{C} - 1,88^\circ\text{C} = 3,70^\circ\text{C}$. Celková účinnosť po prepočtoch v danom prípade je cca 81 %.

1. Zmena kvality vonkajšieho vzduchu po prechode cez dieselventilátor — The change in the quality of outdoor air after passing through the Diesel fan

..... odpadový vzduch
 (35 cm nad vrstvou sóje)
 - - - upravený vzduch
 pod boxom

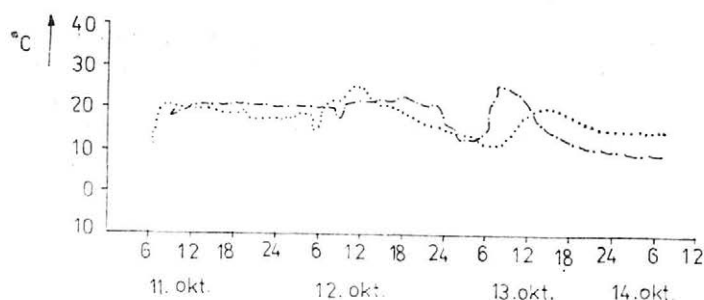


Na obr. 1 je v hornom grafe zaznamenaná zmena relatívnej vlhkosti vzduchu po prechode dieselventilátorom a v dolnom grafe je znázornená zmena teploty vzduchu po prechode dieselventilátorom. Tieto hodnoty boli merané hydrotermografmi. Výkyvy v grafoch znázorňujú prerušenie sušenia z titulu poruchy spojky motora, ktorá bola v zakreslených časových intervaloch opravená.



2. Zmena kvality vzduchu po prechode vrstvou sóje (box 4) — The change in the quality of air after passing through a layer of soybeans (chamber 4)

— vonkajší neupravený vzduch (7 m od ventilátora)
 - - - upravený vzduch pod boxom



Na údaje obr. 1 nadväzujú grafy zmeny kvality vzduchu po prechode cez násyp sóje o hrúbke 3,5 m (obr. 2).

Pri pokusoch bolo usušených 100 t sóje (hmotnosť pri $w_1 = 15,9\%$ rozloženej v troch boxoch linky). Celková výkonnosť uvedená v tab. I je skreslená aj tým, že v každom boxe bola rozdielna rýchlosť filtrácie vzduchu cez násyp sóje daná hrúbkou násypu, umiestnením boxu a otvorením prívodových klapiek pod jednotlivé boxy. Množstvo odsušenej vody je tiež nutné posudzovať tak, že pri danej počiatkovej vlhkosti $w_1 = 15,9\%$ po konečnej vlhkosti w_2 je už sušenie značne spomalené a ťažké. Tento spôsob, pri ktorom je celkové priemerné množstvo odparenej vody za 1 h 116 kg, pri priemernej spotrebe 10,93 kg nafty za 1 h, je oproti ostatným spôsobom sušenia mimoriadne ekonomický (náklady

I. Celková výkonnosť dieselventilátora — The over-all performance of the Diesel fan

Číslo boxu	Hrúbka vrstvy sóje	Objem zrna sóje v boxe	Hmotnosť zrna sóje v boxe pred sušením pri $w_1 = 15,9\%$	Konečná vlhkosť sóje po vysušení w_2	Hmotnosť odparenej vody zo sóje
	(m)	(m ³)	(t)	(%)	(t)
1	3,2	42,2	32	11,6	1,556
4	3,5	44,8	34	11,9	1,544
5	3,5	44,8	34	12,6	1,284
Celkom		131,8	100		4,384

na platenú energiu). Pritom, ako je zrejmé z grafov na obr. 2, prebiehalo sušenie z veľkej časti v krajne nepriaznivých poveternostných podmienkach.

Na základe výsledkov výskumu sme vypracovali úplnú výkresovú dokumentáciu na výrobu prototypov dieselventilátora, ktorý spĺňa všetky požiadavky uvedené v „Metóde“. Táto dokumentácia je na VÚPT v Rovinke a je k dispozícii záujemcom o výrobu dieselventilátorov.

Ekonomický a energetický význam riešenia vynikne napr. pri porovnaní sušenia v sušiarňi z NDR typ Petkus T-663, ktorá pri výkonnosti sušenia napr. obilnín pri znížení vlhkosti z 18 % na 14 % má výkonnosť 3 t vysušeného obilia za 1 h, pričom zo zrnovín odsuší 139,74 kg vody. Pritom spotrebuje (z prospektov):

a. elektrický príkon	
ventilátory	12 kW . h ⁻¹
dopravníky	3 kW . h ⁻¹
celkom	15 kW . h ⁻¹
b. ľahký topný olej	15—30 kg . h ⁻¹

Po prepočte na 1 kg odparenej vody spotrebuje T-663 približne o 20 až 122 % dodanej a zaplatenej energie viac oproti systému prevetrávania s použitím dieselventilátora. Toto porovnanie bude však pre dieselventilátor ešte výhodnejšie, ak sa zoberú do úvahy sušiarenské vlastnosti obilnín a sóje a skutočnosť, že pre porovnanie boli zobrať údaje zo sušenia sóje pri jej $w_1 = 15,9 \%$ a obilnín pri $w_1 = 18 \%$.

ZÁVER

Z výsledkov výskumu je možné urobiť tieto závery:

1. Bola dokázaná možnosť využitia odpadového tepla spaľovacích motorov pre sušenie zrnovín a iných poľnohospodárskych produktov.
2. Na základe výskumu je možné riešiť zariadenia rôznych výkonností — podľa možností a potreby.
3. Uvedené zariadenie v spojení so sušením zrnovín a iných poľnohospodárskych materiálov aktívnym prevetrávaním sú použiteľné na ktoromkoľvek mieste, bez potreby napojenia na elektrickú sieť, a sú vysoko ekonomické.
4. Zariadenie je možné odporučiť do vývoja a výroby.

Literatúra

- DLABAJA, Z.: Progresívne metódy sušenia sóje. [Záverečná správa S-080.] Rovinka, Výskumný ústav poľnohospodárskej techniky 1978.
- DLABAJA, Z.: Perspektívy vývoja a požiadavky na výstavbu pozberových úpravárenských liniek pre osivá a sadbu v podnikoch OR Slovosivo, Bratislava. Štúdia 1968—1970.
- LISTER, R. A. & Comp. Limit.: Patent Specification (Austrália) 244042.

Došlo dňa 19. 3. 1980

ДЛАБАЯ, З. (Научно-исследовательский институт сельскохозяйственной техники, Ровинка): Использование отработанного тепла двигателей внутреннего сгорания для сушки некоторых сельскохозяйственных продуктов. *Zeměd. Tech.*, 26, 1980 (7) : 429-434.

Повышение сельскохозяйственного производства одновременно требует повышения мощностей сушилок в сельском хозяйстве, в результате чего растет потребление топлива и электрической энергии. В данной статье обсуждаются возможности использования отработанного тепла от двигателей внутреннего сгорания при сушке некоторых сельскохозяйственных продуктов. Были предложены, реализованы и при сушке в опытном порядке проверены устройства, которые для привода вентилятора используют двигатель внутреннего сгорания, преобладающая часть отработанного тепла которого идет на подогрев воздуха. Результаты опытов свидетельствуют о пригодности агрегатов для сельскохозяйственного производства.

двигатель внутреннего сгорания; сушка зерновых; сушка семян; сушка сена

DLABAJA, Z. (Research Institute of Agricultural Engineering, Rovinka): *The Use of Waste Heat from Internal-combustion Engines for Drying some Farm Products.* *Zeměd. Techn.*, 26, 1980 (7) : 429-434.

Increasing farm outputs requires greater capacities for drying in agriculture. The consumption of fuels and electricity increases. The use of waste heat is evaluated in relation to the drying of some farm products. Equipments in which an internal-combustion engine is used for driving the fan and at the same time, for the supplementary heating of air by the waste heat, are proposed, constructed, and tested in the course of research on drying technology. Conclusions concerning the suitability of aggregates for farming practice are drawn from the results.

internal-combustion engine; grain drying; seed drying; hay drying

DLABAJA, Z. (Forschungsinstitut für Landtechnik, Rovinka): *Ausnutzung der Abfallwärme von Verbrennungsmotoren zum Trocknen einiger landwirtschaftlichen Produkte.* *Zeměd. Techn.*, 26, 1980 (7) : 429-434.

Die Steigerung der landwirtschaftlichen Produktion erfordert gleichzeitig auch eine Erhöhung der Trockenanlagenkapazitäten in der Landwirtschaft. Der Verbrauch an Brennstoffen und elektrischen Energie wächst andauernd. Die vorliegende Arbeit bewertet Möglichkeiten einer Ausnutzung der Abfallwärme von Verbrennungsmotoren beim Trocknen einiger landwirtschaftlichen Produkte. Es wurde Vorrichtungen entworfen, realisiert und bei Untersuchungen des Trocknungsverfahrens überprüft, bei welchen zum Ventilatorantrieb ein Verbrennungsmotor angewendet wird, von dem der überwiegende Teil der Abfallwärmung ausgenutzt wird. Aus den Ergebnissen der Versuche werden Schlußfolgerungen über die Anwendbarkeit solcher Aggregate in der landwirtschaftlichen Praxis gezogen.

Verbrennungsmotor; Getreidetrocknung; Saatgutrocknung; Heutrocknung

Adresa autora:

Ing. Zdeněk Dlabaja, CSc., Výskumný ústav poľnohospodárskej techniky, 900 42 Rovinka

VÝPOČET A STANOVENIE POČTU SERVISNÝCH VOZIDIEL NA ZABEZPEČENIE PREVÁDZKYSCHOPNOSTI STROJOV V ŽIVOČÍŠNEJ VÝROBE

V zmysle trojstupňového systému starostlivosti o poľnohospodársku techniku v živočíšnej výrobe a z toho vyplývajúcej delby práce medzi podnikmi prvovýroby a podnikmi služieb majú poľnohospodárske podniky (I. stupeň) zabezpečovať prevenciu v starostlivosti o SPZ v mechanizácii živočíšnej výroby (MŽV), t. j. vykonávať technickú údržbu (TÚ). Súčasné organizačné zabezpečenie technických údržieb má dva varianty:

1. budovať údržbárske kapacity v každom poľnohospodárskom závode (hospodárstve);
2. budovať údržbárske kapacity centralizovane pri poľnohospodárskom podniku a údržbu v oblasti mechanizácie živočíšnej výroby vykonávať v jednotlivých závodoch (hospodárstvach) pomocou servisných vozidiel.

Svojím vybavením sú účelové vozidlá pre servis MŽV a elektro predurčené pre vykonávanie TÚ a diagnostiku, t. j. pre I. a II. stupeň starostlivosti.

Cieľom práce bolo overiť možnosť výpočtu a obecné stanovenie počtu servisných vozidiel na zabezpečenie prevádzkovej spoľahlivosti strojov a zariadení v živočíšnej výrobe v určitej vymedzenej oblasti.

Pri výpočte sme vychádzali z využitia doby práce servisného vozidla a využitia pracovnej smeny.

VÝPOČET A STANOVENIE POČTU SERVISNÝCH VOZIDIEL (SV)

Využitie doby práce SV

Priemernú celkovú dobu práce SV za deň práce je možné stanoviť podľa vzorca:

$$B_p = \frac{\sum b_p}{n} \quad (\text{h deň}^{-1}) \quad (1)$$

a ďalej platí vzťah:

$$B_p = B_s + B_u \quad (\text{h deň}^{-1}) \quad (2)$$

kde: B_p — priemerná doba pracovnej smeny SV vynaloženej na prácu (h d⁻¹)

B_s — priemerná doba práce SV za deň vynaložená na údržbu, opravy strojov a zariadení MŽV (h d⁻¹)

B_u — priemerná doba práce vynaložená na údržbu SV (h d⁻¹)

b_p — doba pracovnej smeny SV vynaloženej na prácu za deň (h d⁻¹)

b_s — doba práce SV za deň vynaložená na údržbu a opravy strojov a zariadení MŽV (h d⁻¹)

b_u — doba práce vynaložená na údržbu SV (h d⁻¹)

n — počet dní za dané obdobie

Pre vzájomné porovnanie viacerých meraní na SV môžeme stanoviť súčiniteľ:

$$\beta_s = \frac{B_s}{B_p} \quad (-) \quad (3)$$

$$\beta_u = \frac{B_u}{B_p} \quad (-) \quad (4)$$

kde: β_s — súčiniteľ doby práce SV vynaloženej na údržbu a opravy strojov a zariadení MŽV

β_u — súčiniteľ pre údržbu SV

Využitie pracovnej smeny

Priemernú celkovú dobu jazdy SV za deň práce sme stanovili:

$$B_j = \frac{\sum b_j}{n} \quad (\text{h d}^{-1}) \quad (5)$$

a ďalej platí:

$$A_f = B_j + B_p + B_q \quad (\text{h d}^{-1}) \quad (6)$$

kde: A_f — priemerná dĺžka pracovnej smeny SV za deň (h d⁻¹)
 B_j — priemerná doba pracovnej smeny SV vynaloženej na jazdu (h d⁻¹)
 B_q — priemerná doba pracovnej smeny SV vynaloženej na preстоje (h d⁻¹)
 n — počet dní za obdobie (h d⁻¹)
 b_j — doba pracovnej smeny SV vynaloženej na jazdu (h d⁻¹)

Súčinitele stanovujeme zo vzťahov:

$$\alpha_j = \frac{B_j}{A_f} \quad (-) \quad (7)$$

$$\alpha_p = \frac{B_p}{A_f} \quad (-) \quad (8)$$

$$\alpha_q = \frac{B_q}{A_f} \quad (-) \quad (9)$$

kde: α_j — súčiniteľ doby pracovnej smeny SV vynaloženej na jazdu
 α_p — súčiniteľ pre prácu SV
 α_q — súčiniteľ pre preстоje SV

Stanovenie potrebného množstva SV

Potrebný počet SV stanovíme zo vzťahu:

$$p = \frac{N \cdot O \cdot e \cdot c}{q \cdot F \cdot \alpha_p \cdot \beta_s} \quad (\text{ks}) \quad (10)$$

pričom: $F = M \cdot n_o \cdot A_o$

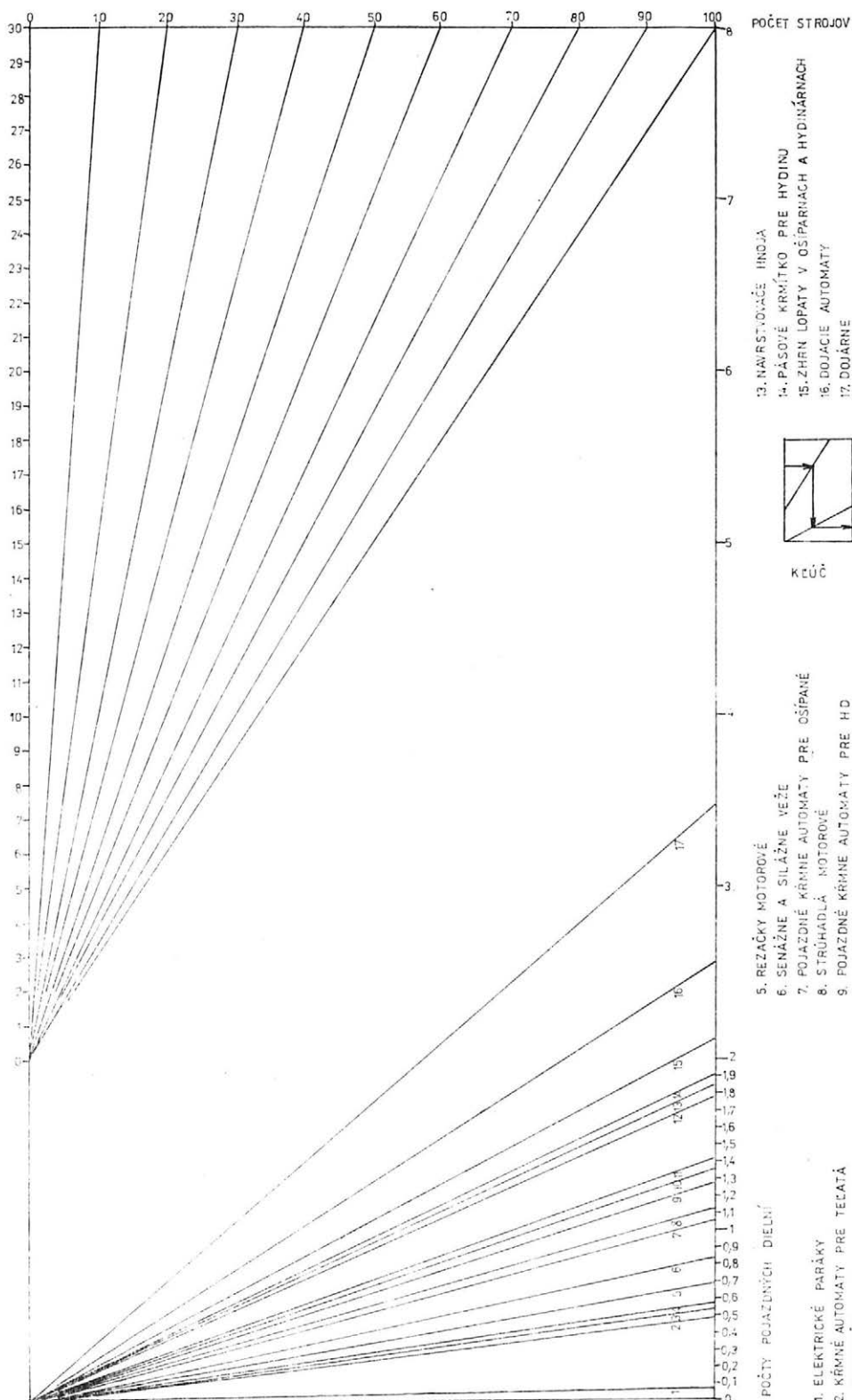
kde: p — počet SV (ks)
 N — plánované ročné pracovné nasadenie jedného stroja určitého typu (h rok⁻¹)
 O — počet strojov určitého typu (ks)
 e — súčiniteľ náročnosti strojov určitého typu pre technickú údržbu (h rok⁻¹)
 c — počet opravárov tvoriacich posádku SV (ks)
 q — súčiniteľ skrátenia doby potrebnej na TÚ pri súčasnej údržbe niekoľkých strojov naraz
 F — ročný fond pracovného času SV (h rok⁻¹)
 β_s — súčiniteľ doby práce SV vynaloženej na údržbu a opravy strojov a zariadení pre MŽV
 α_p — súčiniteľ doby pracovnej smeny SV vynaloženej na prácu (d mes⁻¹)
 n_o — kalendárny fond pracovných dní (h d⁻¹)
 A_o — priemerná dĺžka pracovnej smeny za deň (h d⁻¹)
 e — súčiniteľ náročnosti na TÚ — podiel práce potrebnej na TÚ a na priemerné ročné nasadenie stroja (h rok⁻¹)

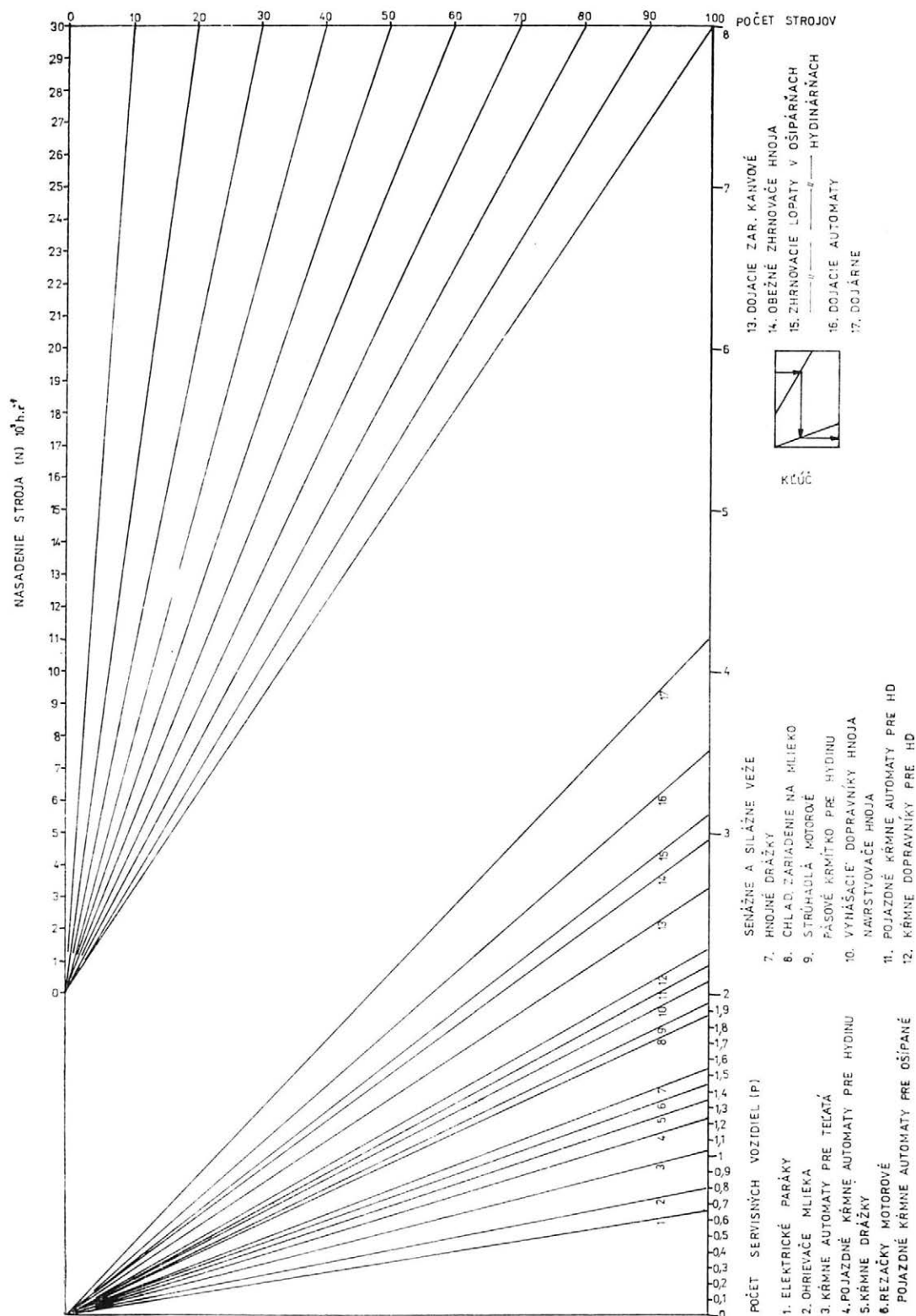
Po dosadení do vzorca (10) dostaneme počet servisných vozidiel potrebných na vykonanie TÚ:

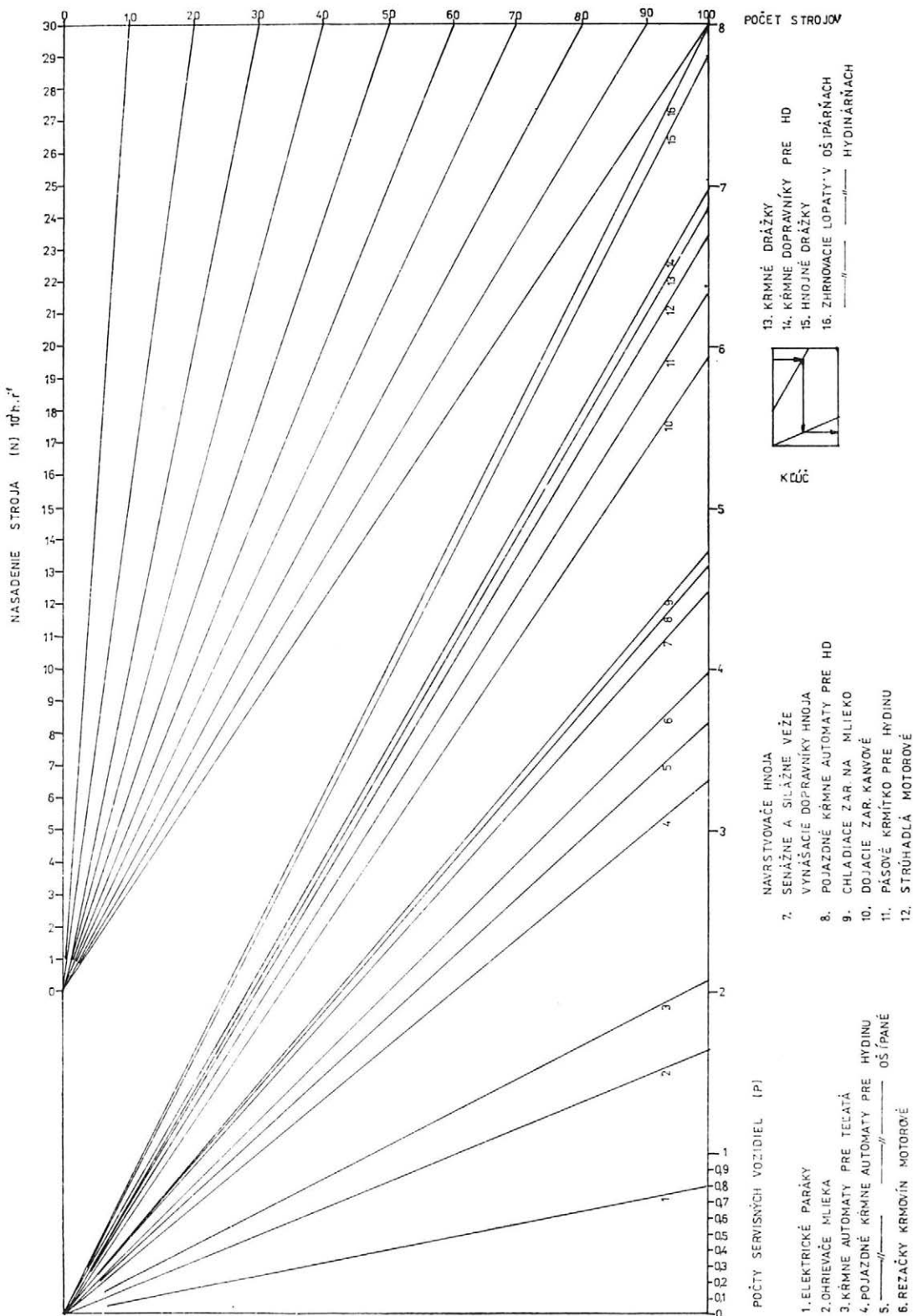
$$p = \frac{c}{q \cdot M \cdot n_o \cdot A_o \cdot \alpha_p \cdot \beta_s} \cdot N \cdot O \cdot e = 4,10$$

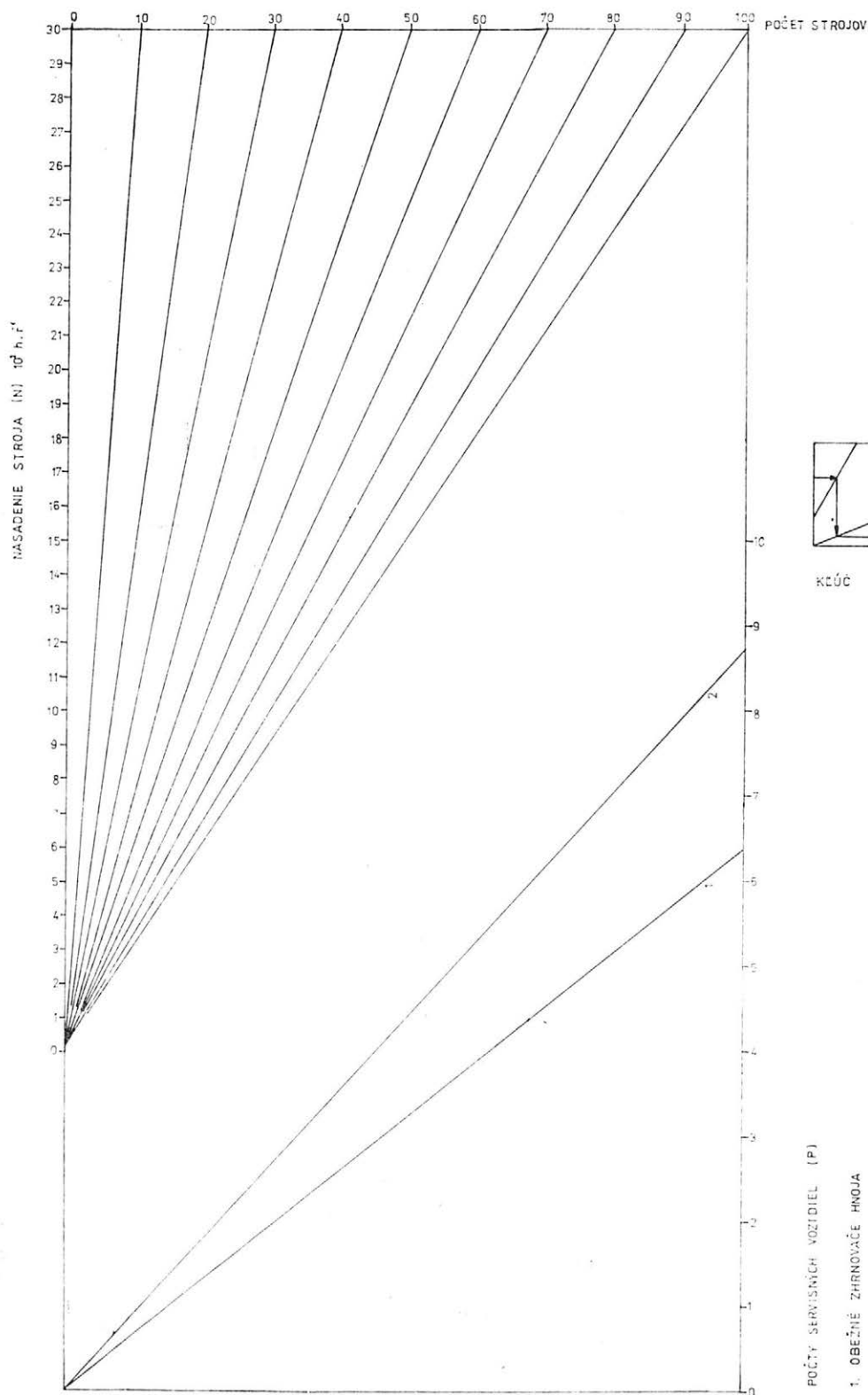
Na zabezpečenie prevádzkyschopnosti strojov a zariadení MŽV pri dodržaní zásad cykličnosti jednotlivých stupňov TÚ sú potrebné štyri servisné vozidlá.

Pre jednoduchosť určovania počtu servisných vozidiel na zabezpečenie TÚ, prevádzkových opráv a diagnostiky sme zostrojili nomogramy, ktoré uvádzame na obr. 1 až 4. Príklad stanovenia počtu servisných vozidiel je uvedený v tab. I.









4. Technické údržby

I. Príklad stanovenia počtu servisných vozidiel na JRD Úsvit Dunajská Lužná

a) hodnoty veličín potrebných pre výpočet počtu SV na zabezpečenie technických údržieb v JRD Úsvit

Názov stroja — zariadenia	Počet strojov	Výkon stroja	Potreba práce na TÚ	Súčiniteľ náročnosti
	O (ks)	N (h rok ⁻¹)	(h rok ⁻¹)	e (h rok ⁻¹)
Šrotovník	10	365	114	0,1561
Strúhadlo motorové	12	365	84	0,1462
Rezačka krmív motorová	33	730	69	0,0630
Parák elektrický	33	1460	74	0,0405
Drážka krmná	32	730	144	0,1315
Drážka hnojná	36	730	158	0,1332
Dojacie zariadenie kanvové	17	1460	152	0,0832
Dojací automat	3	1277,5	204	0,1229
Chladič mlieka	8	1095	144	0,0789
Pojazdný kŕmny automat				
KPSK-1000	4	730	117	0,1068

b) hodnota ostatných veličín

Veličina	Hodnota	Rozmer	Poznámka
c	0,75	—	Vávra (1956)
p	0,70	—	Vávra (1956)
s	0,60	—	Vávra (1956)
M	12	mes rok ⁻¹	od 11. do 31. 12.
n_o	21,08	deň mes ⁻¹	podľa kalendára (253 dni)
A_o	8,5	h deň ⁻¹	42,5 h — prac. týždeň
q	3	pracovníci	posádka pojazdnej dielne

Literatúra

VÁVRA, A.: Výzkum technické údržby agregátorovým spôsobom v rámci STS. [Zpráva 437.] Praha - Řepy, VÚZT 1956.

Došlo dňa 30. 5. 1979

Jozef B u d a,
Výskumný ústav poľnohospodárskej techniky
Rovinka

**Výběr z přírůstků
Ústřední zemědělské a lesnické knihovny ÚVTIZ
z úseku zemědělská technika**

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

C 24.954/1977/sec. fr.

Facteurs de production agricole décembre 77.

Ottawa, Agriculture 1977. 92 s., tab. (Mechanizace zemědělství — Kanada — sborník)

WHITE, R. C.

C 33.791/1216

Determining capacities of farm machines.

East Lansing, Michigan State univ. 1978. 5 s., tab. Extension Bulletin 1216. (Zemědělské stroje — kapacita — farmy — USA — určování)

D 69.389

Maschinenprüfungen 1969—1978.

Wieselburg, Bundesversuchs- und Prüfungsanstalt für landw. Maschinen u. Geräte 1979. 21 s. (Zemědělské stroje — zkoušení — přehledy — Rakousko — zprávy)

E 38.142/218

Mechanisierung und Instandhaltung.

Markkleeberg, AGRA 1979. 14 s. (Mechanizace zemědělství — NDR — stroje — zkoušení — zprávy)

CASINI-ROPA, G.

C 22.975/193

Attrezzatura e metodo per il rilievo dell'altezza da terra del baricentro delle macchine agricole.

Bologna, Ist. di meccanica agraria 1976. S. 82-86., obr. (Zemědělské stroje — těžiště — zjišťování — zařízení — výzkum — Itálie)

ADE, G.

C 22.975/188

S. I. M. A. 1978: novità ed impressioni.

Bologna, Gruppo giornalistica edagricola 1978. 4 s., obr. Estratto da „Macchine & motori agricoli“ anno 36-n. 6 1978. (Zemědělské stroje — výstavy — Itálie — S. I. M. A.)

D 57.021/39

Is a lorry warthwhile on the farm?

Aberdeen, North of Scotland College of agriculture 1979. Nestr. College leaflet 39. (Automobily nákladní — zemědělství — použití — vhodnost)

ZEMĚDĚLSKÁ TECHNIKA V ZAHRANIČÍ

DNI NOVEJ TECHNIKY V POĽNOHOSPODÁRSKOM KOMBINÁTE BÁBOLNA

Každoročne na začiatku zberu kukurice usporiada Poľnohospodársky kombinát (PK) v Bábolne (MLR) výstavu Priemyselné pestovanie kukurice spojenú s praktickým predvádzaním strojových liniek počnúc spracovaním pôdy v jeseni a na jar až po zber a pozberové spracovanie kukurice na zrno a spracovanie kukuričnej slamy.

V roku 1979 sa tieto dni predvádzania najnovšej techniky pre pestovanie kukurice konali v dňoch 10.—12. októbra. Tohoročnou zvláštnosťou bolo, že výstava novej techniky i predvádzanie sa konali v jednom areáli v centre kukuričných polí. Prijazdová asfaltová cesta, ľahké prenosné stánky pre firmy a vedeckovýskumné inštitúcie a pripravené záhony kukurice pre predvádzanie strojov dokresľovali dokonalú organizáciu dní novej techniky.

Na výstave sa zúčastnili všetky domáce firmy zaoberajúce sa výrobou poľnohospodárskych strojov, chemických prípravkov a hnojív na čele s Agrotrosz-tom. Zo zahraničia sa zúčastnili popredné firmy ako napr. Traktorový závod Minsk a Charkov — ZSSR, International Harvester Co — USA, New Idea — USA, Hesston Corporation — USA, Massey Ferguson Ltd. — Anglicko, Howard — NSR, RAU Maschinenfabrik OHG. — NSR, Värtsilä — Fínsko, VEB Fortschritt Maschinenfabrik — NDR, Zbrojovka Brno a ďalšie.

Z vedeckovýskumných inštitúcií MLR sa zúčastnili všetky popredné pracoviská ako napr. Poľnohospodárska univerzita Gödöllo, Výskumný ústav poľnohospodárskej techniky Gödöllo, Výskumno-vývojový ústav poľnohospodárskych strojov Budapešť, Výskumný ústav závlahový Szarvaš, MTA — Výskumný ústav poľnohospodársky Martonvásár, Výskumný ústav ťažkej chémie Veszprém, Výskumný ústav obilnársky Szeged a ďalšie. Tieto inštitúcie predvádzali vo svojich stáňkoch výsledky svojich vedeckovýskumných prác, realizované v praxi, a podávali výklad k jednotlivým úsekom pracovných postupov pri výrobe a skladovaní kukurice.

Na výstave sa zúčastnilo celkom 36 domácich podnikov a 76 zahraničných firiem z 15 krajín sveta. Technológii práce a kvalitu strojov si mohol návštevník prezrieť na praktických ukážkach, ktoré sa konali tri razy denne. V ďalšej časti sú uvedené významnejšie prevádzkové stroje.

TRAKTORY

Kolesový traktor T - 150K

Výrobok charkovského traktorového závodu. Má šesťvalcový štvortaktný mo-

tor s usporiadaním do V o výkone 121 kW. Prevodovka má 12 rýchlostí dopredu v rozsahu 1,8 až 29,12 km h⁻¹ a štyri dozadu. Riadenie je hydraulické, náhon na všetky štyri kolesá. Špecifická spotreba nafty 17,3 kg h⁻¹. Má klimatizovanú kabínu.

Kolesové traktory Rába - Steiger

Vyrábajú strojárne a vagónka RÁBA v Győri v licencií americkej firmy STEIGER o výkonovej triede 132 kW, 180 kW, 202 kW. Sú určené predovšetkým na spracovanie a prípravu pôdy pri použití ťažkých náradí. Náhon je riešený na všetky štyri kolesá. Spojka je hydro-pneumatická a prevodovka hydraulická s 8 rýchlosťami dopredu a jednou dozadu.

Traktor s motorom 202 kW je typu Rába MAN D šesťvalcový o obsahu 10,35 l. Najnovšie účelným spojením dvoch motorov 180 kW vyvinuli silný ťahač Rába 360 kW.

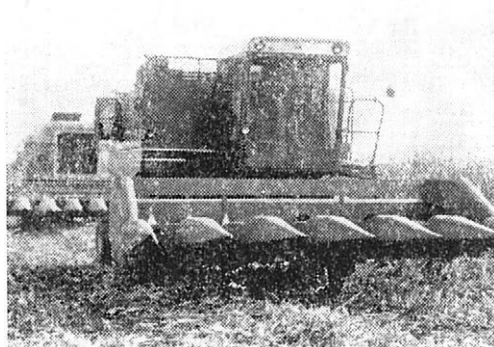


1. Kolesový traktor firmy Steiger typ TIGER III, ST-450 o výkone motora 330 kW

Firma Steiger z USA vystavovala a predvádzala v orbe najnovší model traktora TIGER III, ST-450 (obr. 1). Šesťvalcový motor o obsahu 18,9 l má výkon 330 kW a na háku 285 kW. Riadenie má hydraulické, náhon je riešený na všetky štyri kolesá. Prevodovka má štyri rýchlosti dopredu a jednu dozadu. Klimatizovaná kabína je odhlučnená a je vybavená farebnými sklami.

OBILNÉ KOMBAJNY

V kategórii obilných kombajnov vzbudili najväčšiu pozornosť návštevníkov americké kombajny firmy IHS (International Harvester Company) s axiálnym bubnom typu IH 1460 (obr. 2) a typ IH 1480 o výkone motorov 125 kW, resp. 140 kW.



2. Kombajn IH 1460 s axiálnym bubnom pri zbere kukurice so šesťriadkovým adaptérom

Kombajny sú určené na výmlat obilnín, kukurice a drobných semien. Jeho zvláštnosťou je axiálne uložený bubon so špeciálnym košom. Výmlat sa deje tak, že zobratá hmota postupuje do bubna v smere jeho pozdĺžnej osi rotácie. Týmto výmlat prebieha podstatne na dlhšej dráhe a je dokonalejší. Šírku žacieho mechanizmu možno regulovať v rozmedzí 5,2 až 7,3 m. Zásobník má obsah 6,6 m³. Pre výmlat kukurice je vybavený šesť alebo osemriadkovým olamovačom súľkov. Má luxusne vybavenú klimatizovanú kabínu.

Kombajn CLAAS Dominátor 105

Priechodnosť je 10 kg s⁻¹. Vybavený je motorom Rába - Man o výkone 132 kW. Obsah zásobníka je 5,5 m³ a plocha sít 4,2 m². Výkonnosť pri výmlate kukurice s šesťriadkovým adaptérom FKA-601 dosahuje 6 až 10 t h⁻¹. Má automatické

riadenie. Otáčky bubna možno regulovať v rozmedzí 650 až 1500 ot. za min. Vyrába firma CLAAS v NSR. Na tento kombajn sa dodáva aj adaptér so súčasným drvením stebiel kukurice. V závode Mezögép v Békéscsabe vyrábajú k tomuto kombajnu päťriadkový adaptér CLAAS-5. Jeho ďalší vývojový stupeň je kombajn D-106 s motorom Mercedes OM-360 o výkone 125 kW. Výkonnosť plošín pri zbere obilnín sa pohybuje v rozmedzí 1,5 až 2,0 ha h⁻¹.

ZBERACIE REZAČKY

Hesston 7650

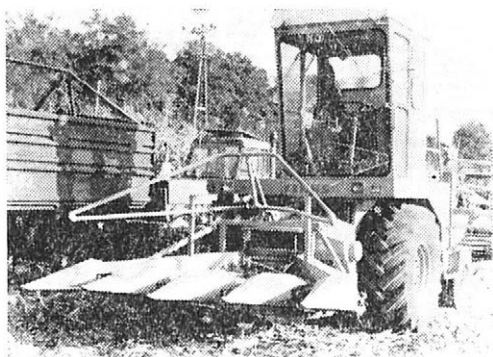
Je vybavená štvorriadkovým adaptérom na zber silážnej kukurice, ktorý vyrába Mezögép Békéscsaba. Možno ním osobitne olamovať a drviť súľky alebo aj celú hmotu. Priechodnosť rezačky je 7 až 10 kg s⁻¹. Dĺžka rezanky je nastavitelná v rozmedzí 6,35 až 19,05 mm v piatich stupňoch. Rezačka je vhodná na zber kukurice vo voskovej alebo plnej zrelosti a výmenou adaptérov aj na zber jemnostebelných krmovín.

Hesston 7600

Je určená na tzv. zelený program. Výkonnosť motora 145 kW. Možno ju vybaviť týmito adaptérmí:

- zberací stôl s lištou o šírke 3,66 m,
- trojriadkový silážny adaptér,
- zberacie zariadenie o šírke 2,1 m,
- adaptér na zber kukuričnej slamy o šírke 2,5 m.

Zaujímavý je posledne menovaný adaptér na zber kukuričnej slamy, ktorý bol predvádzaný v linke na zber kukurice.



3. Samohybná rezačka Claas JAGUÁR so štvorriadkovým adaptérom na zber silážnej kukurice

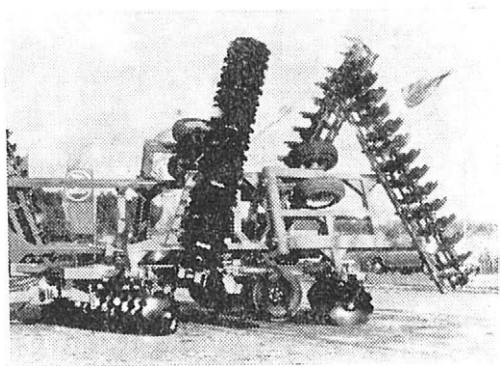
CLAAS Jaguar 85 SF (obr. 3)

Rezačka je určená na zber jemnostebelných krmovín a silážnej kukurice. Rezačka pre zber kukurice má lištový zberací stôl o šírke 3,3 m a trojriadkový adaptér o rozstupe 60 až 85 cm. Je vybavený motorom Rába - Man o výkone 180 kW. Teoretická dĺžka rezanky sa pohybuje v rozmedzí 3,6 až 48,4 m.

STROJE NA SPRACOVANIE PÔDY

Ťažké diskové brány Rába IH 10-770 (obr. 4)

Disky sú určené na orbu do maximálnej hĺbky 20 cm, ale hlavne na podmiatku, rezanie a drvenie stebelnej hmoty. Stroj pracuje dobre aj vtedy, keď je plocha poľa zaburinená alebo je pole pokryté zbytkami stebiel kukurice. Optimálna pracovná rýchlosť 8 až 9 km h⁻¹ a výkonnosť 5 až 6 ha h⁻¹. Agregátuje sa za traktory triedy 176 kW. Vhodne sa uplatňuje v linke strojov na zaorávanie kukuričnej slamy s následným zaoraním (výrobca Vagon és Gépgyár Győr).



4. Ťažké diskové brány Rába IH 10-770 vhodné na zaorávanie kukuričných zbytkov v transportnej polohe

Vibrolaz WA-80 hĺbkový kyprič

Je určený pre špeciálne pôdy na hĺbkové vibračné kyprenie bez prevracania pôdy. Pracuje až do hĺbky 80 cm. Výkonnosť je 0,5 až 0,8 ha h⁻¹. Agregátuje sa za traktor Rába Steiger. Stroj vyrába MG Felsőbagod v MLR.

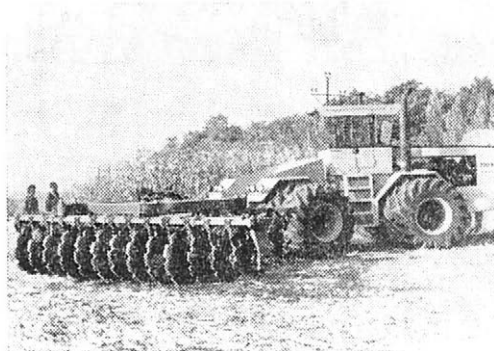
MURRAY 37 S hĺbkový kyprič

Vyrába: Murray Manuf. CO, California — USA. Pracuje až do hĺbky 91 cm. Je závesný za traktor triedy 240 až 260 kW. Používa sa na hĺbkové kyprenie hlavne na zavlažovaných pozemkoch.

MILLER HDS 14 ťažké disky (obr. 5)

Spracovávajú pôdu bez orby. Dobre zapracujú zbytky stebiel do pôdy a sú vhodné aj na jarnú prípravu pôdy v ťaž-

kých podmienkach. Pracuje až do hĺbky 30 cm. Potreba ťažnej sily 220 až 250 kW. Záber 427 cm. Stroj vyrába Miller Manuf. CO, Nebraska — USA.



5. Ťažké diskové brány MILLER HDS-14 (USA)

Rabewerk Grubber AGRF-212

Je to typ ťažkého kultivátora, ktorého radličky majú srdcovitý tvar. Spracováva pôdu bez orby na stredných a ťažkých pôdach. Dobre zapracováva aj stebelné zbytky. Pracuje do hĺbky 26 až 35 cm, pracovná rýchlosť 7 až 9 km h⁻¹ o výkonnosti 1,8 až 2,1 ha h⁻¹. Stroj vyrába Rabewerk — NSR.

PLUHY

Rába IH 10-720

Polonesený pluh určený na strednú orbu v stredných a ťažkých pôdach a na zaorávanie rastlinných zbytkov. Je päťradličný o zábere radlice 40 cm. Výkonnosť 1,0 až 1,2 ha h⁻¹. Maximálna pracovná hĺbka 30 cm, ktorá je staviteľná. Agregátuje sa za traktor triedy 150 až 180 kW. Stroj vyrába Rába Vagon és Gépgyár GYŐR.

Šesťradličný pluh

Vyrába sa aj v šesťradličnom variante o šírke radlice 45 cm. Potreba ťažnej sily je 200 až 245 k a výkonnosť 1,5 až 2 ha h⁻¹. V tomto variante je vhodný pre strednú orbu do maximálnej hĺbky 30 cm.

Sedemradličný pluh

Záber radlice 40 cm. Určený na strednú orbu do hĺbky 30 cm. Výkonnosť 1,8 až 2,2 ha h⁻¹. Agregátuje sa za traktor 240 kW.

Smyky HS-12.

Sú vhodné najmä na smykovanie okamžite po orbe alebo na jar. Záber majú 11,5 m. Výkonnosť 5 až 8 ha h⁻¹. Agregátujú sa za traktory triedy 66 až 110 kW. Vyrába Környei MGK — MLR.

Brány HANKMO-252

Kypriace brány v sebe dobre spájajú prácu kombinátora a diskov. Aj po zle vykonanej orbe vykonávajú dobrú prípravu pôdneho lôžka. Dobre kypria pôdu, ale nespôsobujú také vysychanie pôdy ako po diskoch. Vhodné sú aj na spracovanie pôdy v jeseni pod obilniny. Pracovná rýchlosť 10 až 12 km h⁻¹. Pracovná hĺbka 12 až 15 cm. Výkonnosť 5 až 7 ha h⁻¹. Vyrába WÄRTSILÄ, Fínsko.

Kombinátor RAU KOMBIMAT-8,4

Je vhodný na jesenné spracovanie pôdy pod sejbou ozimín v stredných pôdach. Povrch pôdy jemne skyprí, urovná a vytvorí pod povrchom vhodné pôdne lôžko. Je polonesený, hydraulicky sklápací. Záber 8,4 m. Výkonnosť 5 až 7 ha h⁻¹. Agregátuje sa za traktor 118 až 147 kW. Optimálna pracovná rýchlosť je 10 až 12 km h⁻¹.

Na stroj možno montovať dva typy radličiek:

- lyžicové radličky vhodné na prípravu pôdy pod cukrovú repu. Pracovná hĺbka je 3 až 12 cm.
- pérové radličky dlátovitého typu vhodné na prípravu pôdneho lôžka pre kukuricu.

Zbytky kukuričných stebiel nie sú na prekážku v práci. Pracovná hĺbka do 15 cm. Stroj vyrába v licencií RAU závod MEZOGÉP Kecskemét — MLR.

Lahké diskové brány Rába - IR 10-490-00

Sú určené na rozpracovanie pôdy po orbe, na kyprenie a jarnú prípravu pôdy pod sejbou. Sú usporiadané do tvaru X. Pracovná šírka 9,76 m, maximálna pracovná hĺbka 15 cm. Optimálna pracovná rýchlosť 8 až 9 km h⁻¹. Plošná výkonnosť 7,8 až 8,7 ha h⁻¹. Agregátuje sa za traktor triedy 132 až 180 kW. Vyrába Rába Vagon és Gépgyár GYÖR — MLR.

SEJAČKY

Rába IH CYCLO-400

12-riadková pneumatická sejačka s pretlakovým výsevným systémom je určená na jednozrnkový výsev predovšetkým kukurice a obalovaného osiva cukrovej repy. Má centrálny zásobník na osivo o obsahu 380 l. Šírka medziradičiek je nastaviteľná na 550 mm a 762 mm. Je vybavená adaptérmí na aplikáciu priemyselných hnojív a graulovaných pesticídov. Pracovná rýchlosť je 8 až 10 km h⁻¹. Vyrába v licencií závod Rába

MMG Mosonmagyaróvár v MLR. Stroj vyrába aj vo variante na súčasnú aplikáciu tekutých štartovacích hnojív. Dosahuje výkonnosť 5 až 6 ha h⁻¹.

Zavlažovacie zariadenia

RAIN - STAR

Vysokovýkonné pásové postrekovacie zariadenie s rozstrekovacou hlaviceou. Pracovný tlak 0,8 až 0,25 MPa. Z jedného postavenia zavlaží plochu 80×300 m. Premiestňuje sa traktorom.

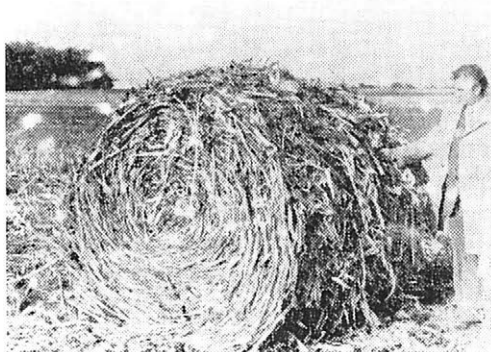
Typ Regengigant má pracovný tlak 0,2 až 0,3 MPa — a z jedného postavenia zavlaží plochu 80×430 m. Stroj vyrába Rakúsko.

Körös 70-K

Je samochodné zavlažovacie zariadenie poháňané turbínou. Zavlažovanie sa deje podmokom, čím sa snižujú straty vody

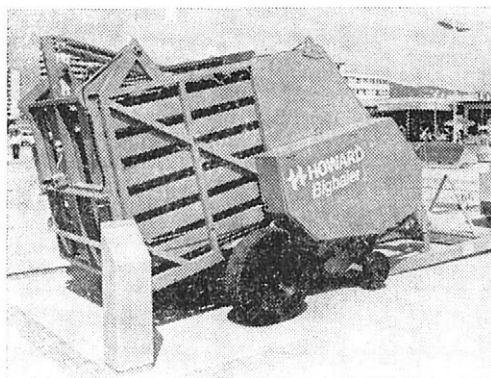


6. Samohybná rezačka Field QUEEN na zber a drvenie šúlkov, opatrená štvorriadkovým adaptérom FKA-406M



7. Pohľad na zvinutý balík kukuričnej slamy zberacím veľkolisom Howard Big-baler

odparením na minimum. Záber jednotky je 70 m, pracovná rýchlosť 15 m h⁻¹. Vyrába Szekszárdi MEZŐGÉP — MLR.



8. Zvinovací veľkolis Howard Bigbaler

*Ing. František Fortuník, CSc.,
Výskumný ústav poľnohospodárskej, techniky,
Rovinka*

Okrem uvedených strojov sme mali možnosť pri praktickom predvážaní vidieť linku HESSTON na zber kukuričnej slamy STAK-HAND a STAK-MOVER 60A, samohybnú rezačku Field QVEEN (obr. 6), veľkolis Howard Bigbaler (obr. 7 a 8), ďalej stroje na rozhadzovanie maštaľných a priemyselných hnojív ako TORNÁDO 11-T z MLR, PNEUGRAN ES-3,5 pneumatický rozhadzovač priemyselných hnojív vyrábaný vo francúzskej licencií v Mezögép Debrecén — MLR, NODET-DTP-12 — pneumatický rozhadzovač priemyselných hnojív z Francúzska a SZF-5 — rozhadzovač maštaľného hnoja, z MLR.

Výstava vzbudila neobyčajný záujem odborníkov, ktorí si na pomerne malej ploche mohli prezrieť všetky stroje na spracovanie pôdy, pestovanie a zber kukurice v súvislých linkách.

Výběr z přírůstků
Ústřední zemědělské a lesnické knihovny ÚVTIZ
z úseku zemědělská technika

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

GORDON, D. J. C 4.159/1665
Hydraulic systems.

Ottawa, Min. of supply and services Canada 1979. 25 s., 32 obr., 2 tab. Publication 1665. (Zemědělské stroje — hydraulická zařízení — výzkum — Kanada

D 57.021/38

Brakes for farm trailers.

Aberdeen, North of Scotland — College of agric. 1979. Nestr. College leaflet 38. (Přívěsy zemědělské — brzdy)

E 38.142/229

Bodenfruchtbarkeit (1).

Markkleeberg, Akademie der Landwirtschaftswissenschaften d. DDR 1979. Nestr., obr., tab. (Pěstování hospodářských rostlin — mechanizace — použití — praktické návody)

OSTAPOV, V. I. — GRIN', A. L. E 39.526

Kniga mehanizatora orošajemogo zemledelija.

Simferopol', Tavrija 1978. 143 s., tab., obr. (Zavlažování — mechanizace — příručka)

E 38.142/205

Einsatz der sowjetischen Kreisberechnungsmaschine FREGAT zum Verregnen von Schmutzwasser in der Pflanzenproduktion.

Markkleeberg, Akademie der Landwirtschaftswissenschaften der DDR 1978. 21 s., 11 obr., 4 tab. (Zadešřovací zařízení — FREGAT — použití — vody odpadní)

D 64.961/113

Merkenonderzoek haspelinstallaties.

Wageningen, IMAG 1978. 104 s., grafy. Publikatie 113. (Postřikovače pásové — zkoušení — Holandsko — zprávy)

D 51.898/1013

Vattenville 3-sadetuskone. Vattenville — 3 irrigation machine.

Helsinki, Vakola 1979. 7 s., tab. Koetusselostus test report 1013. (Postřikovače pásové — zkoušení — Finsko — zprávy)

OBSAH

Maleř J.: Počítač hektarů sklízecích mlátiček	385
Mašek V.: Experimentální ověřování řezných nožů u čističů příkopů a otevřených odpadů	395
Strouhal E.: Vztah vozidel a samojízdných řezaček	407
Petranský J., Semetko J., Drabant Š.: Simulovanie zafazenia sústav spaľovací motor — hydrostatická prevodovka	419
Dlabaja Z.: Využitie odpadového tepla spaľovacích motorov na sušenie niektorých poľnohospodárskych produktov	429
ZEMĚDĚLSKÁ TECHNIKA V PRAXI	
Buda J.: Výpočet a stanovenie počtu servisných vozidiel na zabezpečenie prevádzkyschopnosti strojov v živočišnej výrobe	435
ZEMĚDĚLSKÁ TECHNIKA V ZAHRANIČÍ	
Fortuník F.: Dni novéj techniky v poľnohospodárskom kombináte Bábolna	443

СОДЕРЖАНИЕ

Малерж Й.: Счетчик гектаров у зернового комбайна	394
Машек В.: Экспериментальная проверка режущих ножей у каналоочистителей	405
Строугал Е.: Соотношение транспортных машин и самоходных жаток	417
Петранский Й., Семетко Й., Драбант Ш.: Симулирование загрузки системы двигатель внутреннего сгорания — гидростатическая коробка передач	428
Длабая З.: Использование отработанного тепла двигателей внутреннего сгорания для сушки некоторых сельскохозяйственных продуктов	434

CONTENTS

Maleř J.: A Hectare Counter of Harvester-threshers	394
Mašek V.: Experimental Testing of Cutting Knives Used in Cleaners of Ditches and Open Drains	405
Strouhal E.: A Relationship of Vehicles and Self-propelled Chopper Harvesters	418
Petranský J., Semetko J., Drabant Š.: Simulating of the Load of the Internal-combustion Engine — Hydrostatic Gearbox System	428
Dlabaja Z.: The Use of Waste Heat from Internab combustion Engines for Drying some Farm Products	434

INHALT

Maleř J.: Hektarzähler bei den Mähdreschern (E)	394
Mašek V.: Experimentelle Überprüfung der Schneidmesser bei den Grabenreinigern und offener Abfälle	405
Strouhal E.: Beziehungen zwischen den Fahrzeugen und selbstfahrenden Häckslern	418
Petranský J., Semetko J., Drabant Š.: Nachbildung der Belastung des Systems Verbrennungsmotor — hydrostatisches Getriebe	428
Dlabaja Z.: Ausnutzung der Abfallwärme von Verbrennungsmotoren zum Trocken einiger landwirtschaftlichen Produkte	434

Rukopis odevzdán k tisku 8. 4. 1980 — Podepsáno k tisku 12. 6. 1980

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