VĚDECKÝ ČASOPIS

ZEMĚDĚLSKÁ TECHNIKA

10
ROČNÍK 32 (LIX)
PRAHA
ŘÍJEN 1986
CENA 10 Kčs
CS ISSN 0044-3883

ČESKOSLOVENSKÁ AKADEMIE ZEMĚDĚLSKÁ
ÚSTAV VĚDECKOTECHNICKÝCH INFORMACÍ
PRO ZEMĚDĚLSTVÍ

Vědecký časopis

ZEMĚDĚLSKÁ TECHNIKA

Řídí redakční rada

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

Za vedení časopisu odpovídá ing. Jiří Fiala, DrSc.

Redaktorka ing. Jovanka Václavíčková

© Ústav vědeckotechnických informací pro zemědělství, Praha 1986

■

Vědecký časopis ZEMĚDĚLSKÁ TECHNIKA uveřejňuje studie, rozbory a vědecká pojednání o vyřešených úkolech výzkumu v oboru zemědělská technika. 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 решенных 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 Prague 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.

10

METODA URČOVÁNÍ SVAHOVÉ DOSTUPNOSTI ZEMĚDĚLSKÝCH VOZIDEL

A. Grečenko

GREČENKO, A. (Agrozet, koncernový výzkumný ústav zemědělských strojů, Praha-Chodov): *Metoda určování svahové dostupnosti zemědělských vozidel.* Zeměd. Techn., *32*, 1986 (10) : 577-598.

Na zemědělských vozidlech má být z důvodu bezpečnosti vyznačena svahová dostupnost (*SD*). Podle dosavadních čs. pravidel se *SD* určovala jako stanovený díl nejmenší statické stability ve stupních. Výzkum této záležitosti však ukázal, že *SD* je mimo jiné významnou funkcí rychlosti pohybu a má být určena jako nejmenší velikost svahu pro danou rychlost podle specifikovaných kritérií za podmínky, že buď odolnost proti skluzu, odolnost proti převržení, nebo funkce komponent vozidla dosáhne definované meze. Skluz je brán v úvahu na suchém a mokrém svahu porostlém trávou. Podle dílčích kritérií se svahy počítají z běžných technických údajů, ale v případě potřeby lze provést rovnocenné experimentální ověření. Tato práce je uspořádána tak, aby mohla sloužit k vytvoření normy.

bezpečnost zemědělských vozidel; skluz; stabilita

Zemědělská půda na svazích do sklonu 10 až 15° mívá podle agrotechniky zejména tři druhy povrchu: volnou půdu, strniště, nízkou pícninu. Svahy o sklonu přes 15° jsou zpravidla pokryty trvalými travními porosty (TTP), které se buď sklízejí nebo spásají. Z hlediska průjezdnosti jsou náročné především vlhké a mokré travní porosty. Travní porost a drn však umožňují určitou standardizaci a srovnatelnost jízdních vlastností různých zemědělských vozidel.

U TTP na svazích do 35° mívá půda nad tvrdým podložím hloubku 2—15 cm, přičemž základní drn (kořeny trávy) zasahuje do hloubky 2 až cca 10 cm. Obvyklé druhy půdy jsou hlinité písky se štěrkem nebo prachovité písky se štěrkem (podle ČSN 72 1001, 1970).

Průjezdnost terénem se výrazně zhoršuje při nadměrné vlhkosti půdy a při zamokření porostu. Pro trakci se za normální půdu považuje půda s vlhkostí do 45 % v hloubce 0—5 cm (vzorky půdy včetně kořenů), za špatnou půda s vlhkostí přes 50 % nebo s vlhkostí přes 30 % a s mokrým povrchem.

Příčinou kritických situací vozidel na svahu bývá především skluz, který může druhotně vést k nehodě — vozidlo se převrhne, dále prvotní překlopení z důvodu nedostatečné stability a konečně funkční nedostatky stroje. Podmínkou bezpečnosti je přizpůsobení rychlosti vozidla stavu terénu a vhodný způsob řízení.

Svahová dostupnost (*SD*) je především bezpečnostním údajem: její dodržení má výrazně omezit vznik kritických situací.

Krátkou informaci o svahové dostupnosti podává ČSN 47 0132 z roku 1974 o zkoušení zemědělských strojů z hlediska bezpečnosti (čl. 10):

Svahová dostupnost se zjišťuje na základě statické stability; stanoví se v základních technických podmínkách. Statická stabilita se zjišťuje vážením a výpočtem, nebo se zjišťuje na naklápěcím můstku, kde statická stabilita podélná i příčná je charakterizována velikostí mezních úhlů naklápění.

Měření statické stability upřesňuje norma ST SEV 3921-82.

Problém vazby mezi stabilitou a svahovou dostupností byl u nás koncem 50. let řešen tím, že do agrotechnických podmínek byl zaveden stupeň (součinitel) bezpečnosti *SB*

$$SB = \frac{\text{úhel statické stability}}{\text{úhel svahové dostupnosti}}$$

Původně byly dohodnuty hodnoty *SB* pro univerzální traktory — 3,0 a pro horské traktory — 4,0. Na začátku 70. let přibyly další, a to pro samojízdné stroje — 2,5 a pro automobily a tahače — 3,0.

Provozní zkušenosti a výzkum jízdy na svazích však ukázaly, že svahová dostupnost je výrazně omezena skluzem stroje.

V NDR byla v roce 1970 vydána norma TGL 80-24626, která definuje svahovou dostupnost a její vyhodnocení ze statické stability. Svahová dostupnost (v procentech sklonu svahu) je minimální hodnota pro sjízdný svah po vrstevnici a po spádnici vzhůru i dolů, zjišťovaná na základě příčné a podélné statické stability, řiditelnosti a kvality práce.

Zavádí se pojem dynamické stability: dynamická příčná stabilita (%) = 0,5 × statická příčná stabilita (%); dynamická podélná stabilita (%) = 0,6 × statická podélná stabilita (%).

Mez svahové dostupnosti (v procentech sklonu svahu) zkoušeného objektu odpovídá stanovené dynamické stabilitě (v procentech sklonu svahu), pokud není při srovnávací zkoušce na svahu zjištěna jiná svahová dostupnost.

Hodnocení statické stability zemědělských mechanizačních prostředků pomocí polárních diagramů bylo propracováno zejména v Rakousku (Reichmann, 1972) a Bulharsku (Daskalov, 1971).

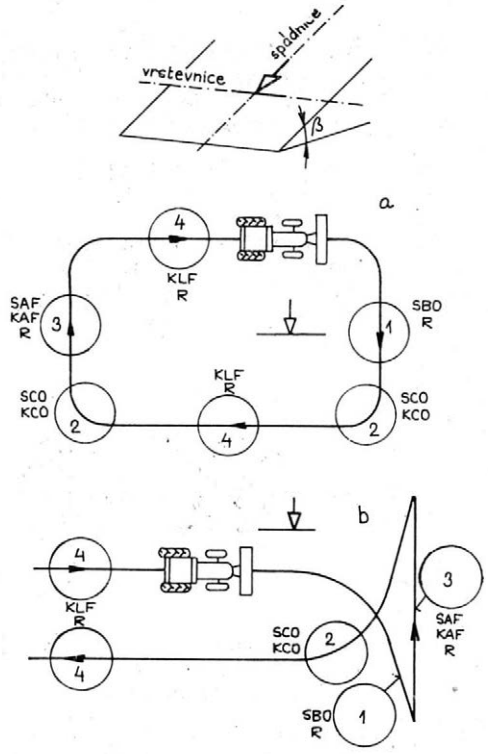
Ve Velké Británii byla vyvinuta metoda určení bezpečného svahu pro jízdu po spádnici svahu podle velikosti zpoždění, dosaženého při brzdné zkoušce na rovině (Spencer a Owen, 1981).

Kritérium s použitím součinitele bezpečnosti *SB* se vyznačuje jednoduchostí, ale nelze je označit za nadále vyhovující, jelikož nebere v úvahu alespoň to, že bezpečná jízda na svahu souvisí s druhem agregace a s rychlostí jízdy.

Nová metoda hodnocení svahové dostupnosti *SD*, která je předmětem této práce, vychází z hodnocení pohybu agregátu na svahu podle obr. 1. Oba způsoby jízdy zahrnují tyto náročné situace, které agregát musí zvládnout:

1 — zabrzdění při jízdě ze svahu;
2 — zatočení při jízdě ze spádnice na vrstevnici a opět do spádnice;
3 — rozjezd do spádnice svahu vpřed nebo vzad;
4 — jízda podél vrstevnice — další typická situace, při níž jde o boční sjíždění a stabilitu.

1. Způsoby jízdy na svahu: a — obvodový, b — článkový — Modes of travel on a slope: a — around the land, b — contour passes



Z toho vyplývá, že upřesněné hodnocení *SD* se musí skládat z dílčích kritérií, která oceňují závažné jízdní situace; nejnižší dílčí hodnota *SD* je hodnotou určující, protože takto je zásadně pojištěna bezpečnost jízdy při libovolném manévrování na svahu.

Rozbor směrodatných jízdních situací 1, 2, popř. 4, doložený četnými experimenty a praxí, prokazuje, že *SD* je v těchto případech výrazně ovlivněna rychlostí jízdy. Svahová dostupnost se tak stává závislostí mezi přípustným svahem a rychlostí, přičemž nejvyšší velikost svahu může být ještě korigována dalšími kritérii.

DEFINICE ZÁKLADNÍCH POJMŮ

Svahová dostupnost je mezní úhel svahu ve stupních pro jízdu vozidla (traktoru, samojízdného stroje, přípojného stroje, vleku), při němž se buď odolnost proti skluzu, odolnost proti převržení, nebo funkce komponent vozidla dostanou do určeného mezního stavu.

Svahová použitelnost je mezní úhel pro nasazení stroje, při němž se buď kvalita či výkonnost práce, agrotechnické parametry nebo svahová dostupnost dostanou do určeného mezního stavu.

Úhel svahu (β) je úhel mezi spádnicí svahu a vodorovnou rovinou.

Spádnice svahu je myšlená povrchová přímka svahu s největším gradientem.

Vrstevnice svahu je myšlená povrchová čára, kolmá ke spádnici svahu (nulový gradient).

Skluz je pohybový stav, při němž dochází v celé styčné ploše pojezdového ústrojí s povrchem terénu k výraznému relativnímu pohybu.

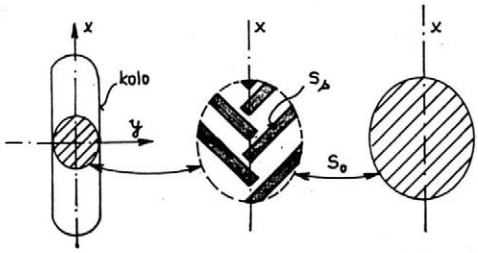
Statická stabilita vozidla je odolnost proti převržení, je-li vozidlo v klidu nebo v rovnoměrném přímočarém pohybu.

Dynamická stabilita vozidla je odolnost proti převržení za pohybu vozidla při působení setrvačných účinků (existenci zrychlení).

Vlhkost půdy je procentuální poměr hmotnosti fyzikálně vázané vody ve vzorku půdy k hmotnosti bezvodé (vysušené) půdy z téhož vzorku, obsahujícího rovněž kořeny rostlin.

Střední kontaktní tlak (q_s) ve styčné ploše pojezdového ústrojí vozidla s podložkou je poměr součtu složek zatížení kolmých ke styčné ploše k součtu velikostí styčných ploch.

Styčná plocha (S_s) pneumatiky s podložkou je plocha kolmého průmětu vtisků figur dezénu nebo koruny pláště, které vyznačují styk, do roviny neporušené podložky (obr. 2). V souvislosti s přenosem smykové síly kolem v libovolném směru se styčná plocha ztotožňuje s plochou obvodu otisku.



2. Styčná plocha S_s a plocha obvodu otisku S_o kola s pneumatikou; plnost dezénu $PD = (S_s/S_o) \cdot 100\ \%$ — The contact area S_s and the perimetric area S_o of a wheel with tyre; tread pattern density $PD = (S_s/S_o) \cdot 100\ \%$

Plocha obvodu otisku (S_o) je plocha omezená čárou opsanou styčné ploše (obr. 2).

Jmenovitá nosnost pneu (Q_j) je katalogová nosnost pro předepsaný tlak huštění.

Maximální součinitel záběru (μ_m) je poměr největší smykové síly v rovině podložky, kterou kolo přenese, k zatížení kola kolmému k rovině podložky, je-li kolo zablokováno, tj. neotáčivé.

Součinitel záběru (μ) je poměr smykové síly u kola v rovině podložky k zatížení kola kolmému k rovině podložky.

Součinitel valení (ψ) je poměr odporu valení vozidla k součtu tlakových sil na kola, kolmých k podložce.

Bezpečnost ($\varkappa$) je poměr charakteristické veličiny příslušné meznímu provoznímu stavu vozidla k téže veličině pro bezpečný provozní stav.

Vnější stopový poloměr (R_s) vozidla je střední hodnota nejmenších poloměrů kružnic opsaných vnějším rejdovým kolem při zatáčení vpravo a vlevo (ČSN 30 0552, 1970).

Poloměr zatáčení (R) nápravy vozidla je vzdálenost od středu nápravy do pólu otáčení vozidla.

Úhel boční statické stability (β_l) je menší hodnota z úhlů změřených při naklápění vozidla napravo a vlevo na příslušném zařízení v případě, že některé z kol vozidla ztratilo silový styk s podložkou.

Zemědělské motorové vozidlo je traktor, samojízdný stroj nebo automobil.

Agregace vzniká spojením zemědělského motorového vozidla s přípojným strojem nebo vlekem.

Náprava pevná vozidla nemá natáčivá kola (neslouží k řízení) a obvykle bývá pevně spojena s rámem nebo trupem vozidla.

ZÁSADY HODNOCENÍ SVAHOVÉ DOSTUPNOSTI

Svahová dostupnost *SD* je klasifikující údaj, jehož hodnota je rovna úhlu svahu (ve stupních), na němž se připouští provoz zemědělského motorového vozidla sólo, s přípojným strojem nebo s vlekem. Určuje se pomocí uvedených kritérií pro stanovenou rychlost jízdy tam, kde to přichází v úvahu. Rychlost jízdy agregace je určena rychlostí středu pevné nápravy motorového vozidla.

Hodnocení *SD* se vztahuje na terén s trvalým travním porostem do výše porostu 15 cm.

Kritéria svahové dostupnosti zdůrazňují náročné jízdní situace (podle obr. 1). Dílčí kritéria jsou označena třemi písmeny, z nichž první znamená skupinu se stejnou příčinou mezního stavu (*S, K, R*), druhé hodnocený případ (*C, B, A,...*) a třetí stupeň důležitosti kritéria (*O, F*). Povinná kritéria s označením *O* do hodnocení musí být zahrnuta, o použití volitelných kritérií s označením *F* rozhodne hodnotící organizace podle účelu a konstrukce vozidla.

SEZNAM DÍLČÍCH KRITÉRIÍ

1. skupina: odolnost proti skluzu — *S*

1.1 průjezd U-zatáčkou ze spádnice do spádnice (funkce rychlosti)	— *SCO*
1.2 brzdění ze spádnice (funkce rychlosti)	— *SBO*
1.3 rozjezd do spádnice svahu	— *SAF*

2. skupina: odolnost proti převržení — *K*

2.1 průjezd U-zatáčkou ze spádnice do spádnice (funkce rychlosti)	— *KCO*
2.2 boční nadhoz na vrstevnici (funkce rychlosti)	— *KLF*
2.3 prudký rozjezd do spádnice svahu	— *KAF*

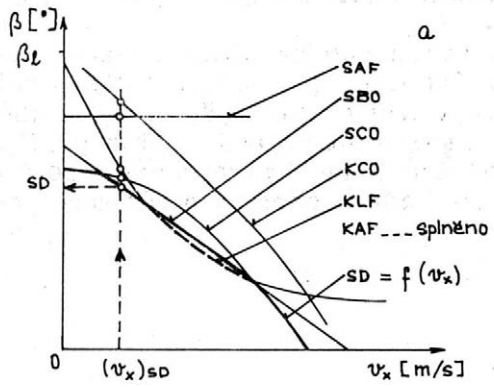
3. skupina: funkční způsobilost pro svah — *R*

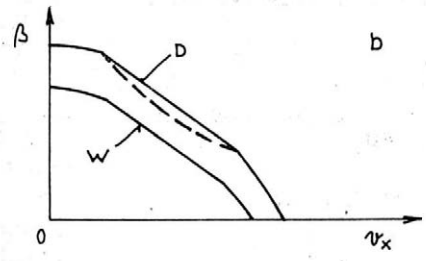
3.1 funkce motoru	— *RMO*
3.2 funkce brzd	— *RBO*
3.3 funkce hydrauliky	— *RHF*
3.4 konstrukční stoupavost	— *RGF*

Agregace s přípojnými stroji se hodnotí v sestavě připravené k vykonávání zemědělské operace, ale v přepravní poloze. Motorová vozidla mají nastaveny minimální předepsané rozchody, pneumatiky nahuštěné na předepsaný tlak a plné náplně kapalin. Vleky jsou naloženy na plnou nosnost nebo na plný objem vhodným materiálem a mají předepsané huštění pneumatik.

Kritéria první skupiny *S* a dílčí kritérium *KAF* jsou výrazně ovlivněna vlhkostí terénu, a proto se celé hodnocení *SD* rozděluje na hodnocení za sucha (*D*) a za mokra (*W*). Za suchý *D* se považuje travnatý terén s vlhkostí do 45 %, za mokrý *W* stejný terén s vlhkostí přes 50 % nebo s vlhkostí přes 30 % a s mokrým povrchem i porostem. Vlhkost se exaktně určuje pomocí vzorků půdy odebraných do odměrných válečků o objemu cca 100 cm^3 (průměr 5,6 až 6,0 cm; výška 4 až 3,5 cm). Odběr půdy má začít v hloubce maximálně 1,5 cm pod neporušeným povrchem. V praxi je třeba vlhkost odhadnout takto: vyrýpne se vzorek a promne se mezi prsty; suchá půda *D* se buď rozpadne, nebo ji lze hníst, aniž by barvila prsty; mokrá půda *W* rozbředává a barví; kromě toho se terén považuje za mokrý *W*, kdykoliv porost při chůzi zamokří boty. V budoucnu budou patrně vyvinuty provozní přenosné měřiče vlhkosti s okamžitým údajem.

Průběhy dílčích *SD* agregace podle kritérií první a druhé skupiny mají charakter znázorněný na obr. 3. Výsledná $SD = f(v_x)$ je tvořena nejnižšími úseky čar (nejnižší mezní úhly svahu). Úplných průběhů výsledné *SD* (pro terén *D* a *W*) bude možné využít tehdy, až řidiči bude indikována přípustná záloha rychlosti jízdy podle velikosti svahu. Pokud





3. Znázornění svahové dostupnosti *SD* pro určitou agregaci: a ... čáry podle dílčích kritérií a výsledná čára *SD* ve funkci rychlosti, hodnota *SD* pro stanovenou rychlost $(v_x)_{SD}$; b ... čáry výsledné *SD* za sucha (*D*) a mokra (*W*) vymezují oblast přípustných svahů a rychlostí — Representing the slope rating *SD* of a motor vehicle — implement combination: a — lines by partial criteria with the resultant *SD* line, the value of the *SD* for the designated velocity $(v_x)_{SD}$; *b* — the resultant *SD* lines for dry (*D*) and wet (*W*) conditions demarcate the zone of maximum slopes and speeds

nebude potřebné vybavení k dispozici, bude se *SD* vyhodnocovat pro stanovenou rychlost $(v_x)_{SD}$ jakožto nejnižší hodnota úhlu β mezi všemi ověřovanými dílčími kritérii.

Nejvyšší hodnota mezního úhlu β podle kritérií první a druhé skupiny je limitována hodnotou mezního úhlu podle kritérií třetí skupiny (*R*) zmenšeného o 3°. Jinak řečeno: aby platil mezní úhel podle kritérií první a druhé skupiny, musí být mezní úhel podle třetí skupiny alespoň o 3° vyšší.

Pro hodnocení *SD* jsou stanoveny tyto rychlosti jízdy v_x (týká se kritérií *SCO, SBO, KCO, KLF*):

suchý terén *D* ... $v_x = 1{,}70\ \mathrm{m \cdot s^{-1}}$ (6,12 km . $\mathrm{h^{-1}}$)
mokrý terén *W* ... $v_x = 1{,}40\ \mathrm{m \cdot s^{-1}}$ (5,04 km . $\mathrm{h^{-1}}$)

Stanovené rychlosti se příliš neliší od pracovních rychlostí, jež přicházejí v úvahu na odpovídajícím svahu a za příslušného stavu terénu.

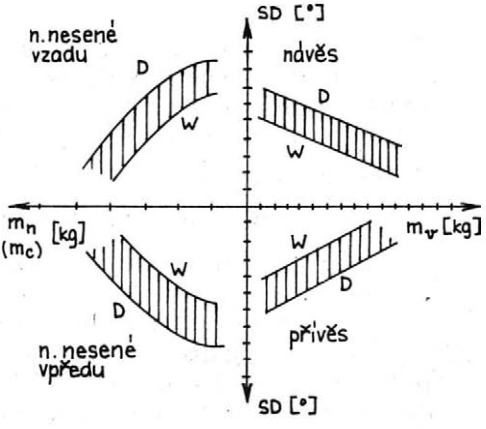
SD se vyhodnotí pro zemědělské motorové vozidlo ve všech požadovaných agregacích, a to pro suchý a mokrý terén. Ve vozidle se umístí tabulka s hodnotami *SD* takto koncipovanými (příklad):

obraceč - shrnovač typ XY *SD* 17/12
návěs typ WZ *SD* 15/9
atd.

První číslo za *SD* značí přípustný úhel svahu za sucha (17; 15°), druhé číslo přípustný úhel za mokra (12; 9°). Obě čísla tedy definují oblast *SD* při různých vlhkostech půdy. Motorové vozidlo má svou vlastní *SD*, přípojný stroj nebo vlek ji nemá.

Při větším počtu agregací je výhodný ještě jiný postup vzhledem k tomu, že agregace z hlediska *SD* tvoří typické skupiny podle toho, jeli nářadí neseno vzadu, vpředu nebo jde-li o návěs (návěsný stroj) či o přívěs. Provedou se příslušné výpočty *SD* v rámci každé agregační skupiny zejména s ohledem na rozsah možných hmotností přípojných strojů a vleků (popřípadě i kvalifikovaným odhadem hmotností a některých parametrů dosud neexistujících typů). Výsledky se vynesou např. do diagramů (obr. 4), v nichž m_n značí hmotnost nářadí, m_v hmotnost vleků. Svahová dostupnost se pak určuje podle způsobu agregace a hmotnosti nářadí či vleku bez ohledu na typ. Hmotnost se snadno ověří vážením. Místo hmotnosti nářadí m_n lze vyznačit přímo celkovou hmotnost agregace m_c (včetně motorového vozidla). Podle diagramu lze pro požadovanou *SD* stanovit přípustnou hmotnost vleku. Diagram je doplněn hodnotami *SD* samotného motorového vozidla.

O některých kritériích druhé skupiny pojednal již dříve Grečenko (1983).



4. Diagram svahové dostupnosti *SD* různých agregací, umístěný v motorovém vozidle (*D* ... suchý, *W* ... mokrý terén) — Diagram of the slope rating *SD* of various combinations as labelled in the motor vehicle (*D* — dry, *W* — wet terrain)

VÝPOČET SVAHOVÉ DOSTUPNOSTI

Tato práce obsahuje výpočty *SD* pro dvounápravová motorová vozidla s řízením předními či zadními koly v běžných agregacích s přípojnými stroji libovolně umístěnými nebo s jedním vlekem. Výpočtů lze použít i pro automobily s více nápravami, pokud zdvojené nápravy mohou být nahrazeny dvěma fiktivními nápravami. Zdvojenou nápravu návěsu lze také nahradit jedinou fiktivní nápravou. Pro traktory s kloubovým řízením nebo s řízením všemi koly je třeba modifikovat dílčí kritéria *SCO, KCO* a *KLF*; ostatní kritéria zůstávají beze změny. U vozidel, která mají alespoň u hnací nápravy stále svislá kola, je zatím nutno dílčí kritéria *SCO* a *KCO* upřesňovat experimentálně, jak bude dále uvedeno.

Výpočty byly přijatelně zjednodušeny a formálně sjednoceny.

Rozdělení mechanizačních prostředků pro účely hodnocení *SD:*

zemědělské motorové vozidlo

— traktor
— samojízdný stroj (SAS) } s neseným nářadím: nosič
— automobil

zemědělské nemotorové vozidlo

— vlek... návěs (jedna jednoduchá nebo zdvojená náprava)
přívěs (dvě nápravy)
návěsný stroj nebo nakladač (jedna náprava, předek podepřen motorovým vozidlem)
— přípojný stroj: nesené nářadí nebo nakladač

Konstrukční uspořádání vozidel:

a) pohon:
K4 pohon čtyřmi (všemi) koly
K2/1 pohon dvěma koly přední nápravy (SAS)
K2/2 pohon dvěma koly zadní nápravy (traktor)

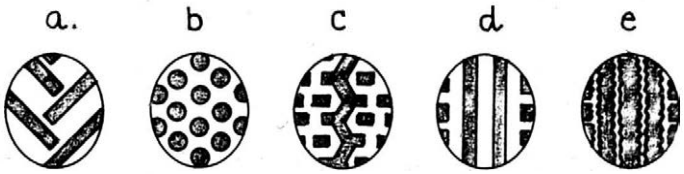
b) brzdění:
BR4 brzdění všemi koly (motorové vozidlo)
BR brzdění všemi koly (vlek)
BR2/1 brzdění dvěma koly přední nápravy (SAS)
BR2/2 brzdění dvěma koly zadní nápravy (traktor)

Příklady konstrukčních uspořádání traktoru:

K2/2-BR4; KBR2/2; KBR4

U všech kritérií *SD* se počítá s bezpečností $\varkappa = 1{,}20$ vzhledem k meznímu provoznímu stavu. U kritérií první skupiny je tato bezpečnost obsažena v hodnotě součinitele α (záloha součinitele záběru), u kritérií *KCO* a *KLF* je vyjádřena zálohou kinetické energie k její mezní hodnotě (energie na mezi převržení) a u kritéria *KAF* je bezpečnost vyjádřena poměrem fiktivního *SZ* k meznímu provoznímu *SZ*.

Předpokládaná provedení plášťů pneumatik jsou: diagonální — Di; radiální — Ra; terra — Te.



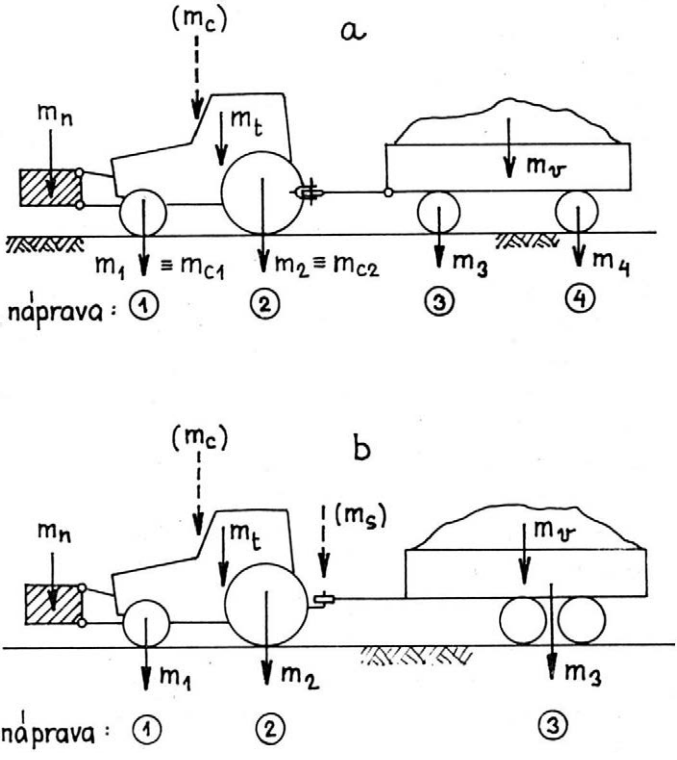
5. Druhy dezénů: trakční (a — zubový, b — golfový, c — kombinovaný), pásový (d), silniční (e) — Kinds of tread pattern: traction type (a — lugs, b — golf, c — combined), ribs (d), road type (e)

Druhy dezénů, obvyklé u plášťů zemědělských mechanizačních prostředků, jsou znázorněny a definovány na obr. 5. Zkratky pro druhy dezénů jsou tyto: (trakční (zubový, golfový, kombinovaný) — Tr; pásový — Pá; silniční — Si.

Plnost dezénu *PD* je v souhlase s obr. 2 definována poměrem $(S_s/S_o) \cdot 100$ %. Pro druhy dezénů Tr a Pá nesmí plnost dezénu přesáhnout 45 %, dezény Si mají naopak plnost větší než 60 %.

Výška figur dezénu nesmí být u dezénů Tr a Pá menší než 15 mm.

Hmotnosti se zásadně zjišťují nebo ověřují vážením. Rozdělení a označení hmotnosti je společně s číslováním pořadí náprav znázorněno na obr. 6.



6. Označení hmotností a číslování náprav: a ... traktor (m_t) s neseným nářadím (m_n) a přívěsem (m_v); b ... traktor s neseným nářadím a návěsem — Notation of masses (weights) and numbering of axles: a — a tractor (m_t) with mounted implement (m_n) and a double-axle trailer (m_v); b — a tractor with mounted implement and a "single axle" (unbalanced) trailer

Traktor s neseným nářadím a přívěsem:

zváží se ... m_t; m_n; $[m_c]$; m_v;

m_1; m_2; m_3; m_4

platí vztahy: $m_1 + m_2 = m_c = m_t + m_n$

$m_3 + m_4 = m_v$

$m_c + m_v = m_d = m_1 + m_2 + m_3 + m_4$

Traktor s neseným nářadím a návěsem:

zváží se ... m_t; m_n; $[m_c]$; m_v;

m_1; m_2; m_3

platí vztahy: $m_1 + m_2 = m_c + m_t + m_n + m_s$

$m_3 + m_s = m_v$

$m_c + m_v = m_d = m_1 + m_2 + m_3$

Rozměry podle obr. 7 se ověřují měřením.

Náležitosti k určení *SD* a vzorce pro výpočet dílčích *SD* podle jednotlivých kritérií jsou sestaveny v tab. I—IX a ve formulářích k tab. I—III.

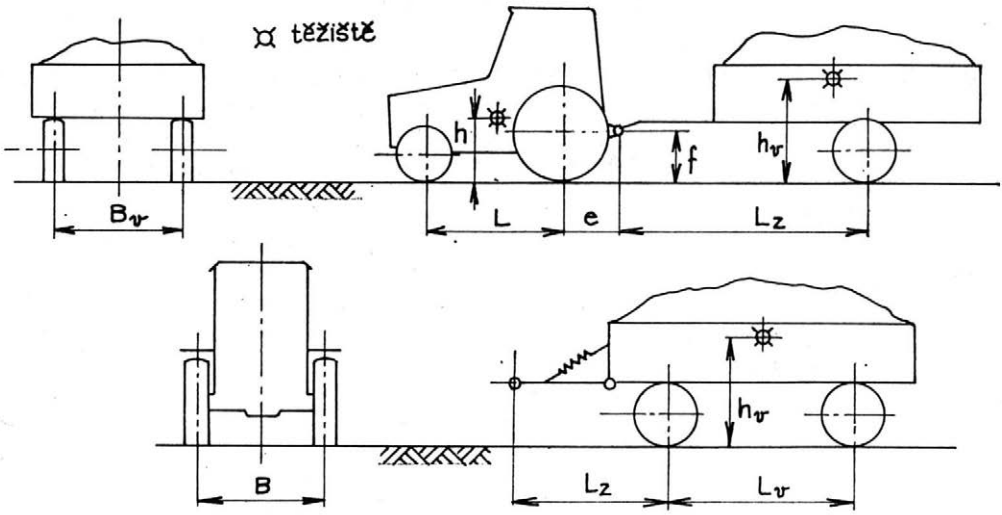
I. Zadávané veličiny a některé výstupní veličiny — Input and some output quantities

Veličina	Symbol	Rozměr	Poznámka
a) Zadávané			
způsob pohonu	K	—	expertíza
způsob brzdění	BR	—	expertíza
pneumatiky:			pro každou nápravu
rozměr	—	—	expertíza
výrobce	—	—	expertíza
druh pláště	—	—	Di, Ra, Te
dezén	—	—	Tr, Pá, Si
počet kol nápravy	n	—	expertíza
tlak huštění	p	kPa	předepsán
jmenovitá nosnost	Q_j	kg	katalog
šířka	b_k	m	katalog
volný průměr	d_k	m	katalog
statický poloměr	r_s	m	katalog
hmotnosti:			
na první nápravě	m_1	kg	vážení
na druhé nápravě	m_2	kg	vážení
na třetí nápravě	m_3	kg	vážení
na čtvrté nápravě	m_4	kg	vážení
celková	m_c	kg	vážení
neseného nářadí	m_n	kg	vážení
vleku	m_v	kg	vážení
soupravy	m_d	kg	výpočet
rozměry motorového vozidla:			
výška těžiště	h	m	měření
rozvor	L	m	měření
rozchod pevné nápravy	B	m	měření
výška závěsu	f	m	měření
vzdálenost závěsu od středu druhé nápravy	e	m	měření
rozměry vleku:			
délka závěsu	L_z	m	měření
výška těžiště	h_v	m	měření
rozvor	L_v	m	měření
rozchod nápravy	E_v	m	měření
úhel boční statické stability	β_l	stupně	měření
vnější stopový poloměr otáčení	R_s	m	měření
b) Výstupní			
střední kontaktní tlak nápravy	q_s	kPa	
maximální součinitel záběru	μ_m	—	SZ max.
provozní součinitel záběru	μ	—	SZ
poloměr otáčení	R	m	
rychlost jízdy	v_x	m/s	
úhel svahu přípustný	β	stupně	SD

Formulář k tab. I Zadávané veličiny — Input values

Údaj			Rozměr	Traktor /SAS T	T- -nesené nářadí	Návěs	T- -návěs	Přívěs	T- -přívěs
pohon (K)			—	×					
brzdění (BR)			—	×		×		×	
Pneumatiky	náprava 1 (3)	rozměr, výrobce		×		×		×	
		druh pláště	—	×		×		×	
		dezén/n	—	×		×		×	
		p	kPa	×	○	×	○	×	○
		Q_j	kg	×	○	×	○	×	○
		b_k	m	×		×		×	
		d_k	m	×		×		×	
		r_s	m	×		×		×	
	náprava 2 (4)	rozměr, výrobce		×				(×)	
		druh pláště	—	×				(×)	
		dezén/n	—	×				(×)	
		p	kPa	×	○		○	(×)	○
		Q_j	kg	×	○		○	(×)	○
		b_k	m	×				(×)	
		d_k	m	×				(×)	
		r_s	m	×				(×)	
m_c			kg	×	×		×		×
m_1			kg	×	×		×		×
m_2			kg	×	×		×		×
m_n			kg		×				
m_v			kg			×		×	
m_3			kg			×		×	
m_4			kg					×	
m_d			kg				×		×
h			m	×	×		×		×
e			m	×			×		×
f			m	×			×		×
B (pevná náprava)			m	×			×		
L			m	×					
B_v (pevná náprava)			m			×			
L_z			m			×		×	
h_v			m			×		×	
L_v			m					×	
β_l			stupně	×	×	×	×	×	×
R_s			m	×			×		×

× vyplňuje se ○ pro traktor



7. Označení rozměrů — Notation of dimensions

II. Skluz — obecná část. **Střední kontaktní tlak a maximální součinitel záběru** — Sliding — general part. **Mean contact pressure and maximum thrust coefficient**

1. Jmenovitý střední kontaktní tlak q_{sj} kola s pneumatikou

Počítají se dvě hodnoty q'_{sj} a q''_{sj}; nejsou-li shodné, považuje se větší z nich za q_{sj}

$$q'_{sj} = c_1 . p + c_2$$

$$q''_{sj} = c_3 . \frac{Q_j}{b_k . d_k}$$

Provedení (druh) pláště pneu	c_1	c_2	c_3
Diagonál	0,62	30	0,036
Radiál	0,62	30	0,033
Terra	0,74	20	0,035

2. Střední kontaktní tlak q_s nápravy vozidla

$$q_s = \left(0{,}39 \frac{m_i}{n_i . Q_j} + 0{,}61\right) . q_{sj}$$

3. Maximální součinitel μ_m nápravy

$$\mu_m = \frac{c_4}{q_s} + c_5$$

Dezén		D — sucho		W — mokro		Určeno pro kritérium
obr. 5	název	c_4	c_5	c_4	c_5	
a b c	trakční	12	0,62	18	0,36	*SCO*; *SBO*; *SAF*; *KAF*
d	pásový	0 12	0,62 0,62	0 18	0,36 0,36	*SBO* (*SAF*) *SCO*
e	silniční	0	0,62	0	0,36	*SCO*; *SBO*; (*SAF*)

Formulář k tab. II

Výpočet středního kontaktního tlaku q_s a maximálního součinitele záběru μ_m — Computation of the mean contact pressure q_s and the maximum thrust coefficient μ_m

Traktor / SAS:

Přípojný stroj / vlek:

Údaj		Rozměr	Náprava			Poznámka
			1	2	3	
m		kg				zadáno
Rozměr pneu		—				
p		kPa				
Q_j		kg				
b_k		m				
d_k		m				
Druh pláště		—				
dezén		—				
n		—				
q'_{sj}		kPa				výpočet
q''_{sj}		kPa				
q_{sj}		kPa				
q_s		kPa				
μ_m	D	—				výpočet
	W	—				

Komentář k tabulkám

Tab. II

bod 1: počítá se pro pneumatiky každé nápravy, pokud mají odlišný rozměr nebo huštění;
nepočítá se pro kola zadní nápravy přívěsu a pro pneumatiky se silničním dezénem;

bod 2: n_i znamená celkový počet kol i-té nápravy nebo také celkový počet kol dvojnápravy;

bod 3: hodnota maximálního součinitele záběru *SZ* se skládá z části závislé na q_s a z části nezávislé — v souhlase s terramechanikou. Předpokládá se plné zaboření dezénu pláště do půdy.

Tab. III

Hodnoty součinitele α u kritéria *SCO* jsou u dezénů Tr a Pá nižší pro agregaci s vlekem než s neseným nářadím, jelikož berou v úvahu zvýšenou náchylnost ke skluzu zejména druhé nápravy traktoru uprostřed prvního půloblouku U-zatáčky.

Tab. IV

Poloměr R_s je stanoven měřením.

Poloměry zatáčení se při zvyšování rychlostí postupně zvětšují. Směrodatná je rychlost v_x středu pevné nápravy. U agregace se postupně kontrolují jednotlivé

III. Skluz — obecná část. **Součinitele záběru (SZ) náprav k určení dílčí svahové dostupnosti** — Sliding general part. **Thrust coefficients of axles for the assessment of the partial slope rating**

Obecný vzorec:

$$\mu = \alpha . \mu_m$$

Bezpečnost vzhledem k meznímu provoznímu $SZ\ \mu_l$:

$$\varkappa = \frac{\mu_l}{\mu} = 1{,}20; \quad \mu_l < \mu_m$$

Hodnoty α

Kritérium	Dezén pneu	Agregace	α		
			D	W	
$SCO\ \mu_y$	trakční	s neseným nářadím	0,58	0,58	α_y
		s vlekem	0,54	0,49	
	pásový	s neseným nářadím	0,60	0,60	
		s vlekem	0,56	0,51	
	silniční	vlek	0,51	0,48	
$SBO\ \mu_{xb}$	trakční	libovolná	0,62	0,52	α_{xb}
	pásový silniční	libovolná	0,52	0,48	
$SAF\ \mu_x$	trakční	libovolná	0,80	0,80	α_x

Směšování hodnot SZ pro traktor /SAS s pohonem, resp. brzděním K4, B4:

Kritérium	Veličina	Agregace	
		s návěsem	ostatní, sólo
SBO	$(\mu_{xb})_c =$	$\frac{m_1}{m_d - m_3} . \mu_{xb1} + \frac{m_2}{m_c} . \mu_{xb2}$	$\frac{m_1}{m_c} . \mu_{xb1} + \frac{m_2}{m_c} . \mu_{xb2}$
SAF	$\mu_{xc} =$	$\frac{m_1}{m_d - m_3} . \mu_{x1} + \frac{m_2}{m_c} . \mu_{x2}$	$\frac{m_1}{m_c} . \mu_{x1} + \frac{m_2}{m_c} . \mu_{x2}$

číselné indexy odpovídají číslu nápravy

nápravy v postavení s osou kolmou k vrstevnici kromě zadní nápravy (4) přívěsu, u níž jsou příznivější záběrové poměry než u nápravy přední (3). Hmotnost m_v se obvykle rozumí pro plně naložený vlek.

Tab. V

Požadavek na brzdnou dráhu s plným brzděním v terénu je formulován takto:

$$s_2 = k . \bar{n} . v_x \quad \text{(m)}$$

Součinitel k (s) představuje korekci na záběrové možnosti vozidla vzhledem k uspořádání brzd. Součinitel $\bar{n}$ je korekcí na **stav terénu.**

Celková brzdná dráha je součtem **prodlevové dráhy** $s_1 = 0{,}54 . v_x$ a dráhy s plným brzděním s_2.

Formulář k tab. III

Výpočet součinitele α (záloha součinitele záběru) a součinitele záběru μ — Computation of the coefficient α and the thrust coefficient μ

Traktor / SAS:

Připojný stroj / vlek:

Údaj		SCO			SBO				SAF (KAF)		
		náprava									
		1	2	3	1	2	3	c	1	2	c
α	D										
	W										
μ	D										
	W										
		μ_y			μ_{xb}				μ_x		

IV. Skluz — dílčí kritéria. **SCO — průjezd U-zatáčkou** — Sliding — partial criteria. **SCO — U-shaped cornering (obligatory)**

Obecný vzorec:

$$\beta = \operatorname{arctg}(\varrho . \mu_y) - \arcsin\left(\frac{\varrho}{9{,}81 . \sqrt{1 + (\varrho . \mu_y)^2}} \cdot \frac{R}{R_p{}^2} \cdot v_x{}^2\right)$$

Mezní hodnoty:

$$v_x = 0 \ldots \beta = \operatorname{arctg}(\varrho . \mu_y)$$

Agregace	Náprava	R	ϱ	Pomocné vzorce
Nosič–nesené nářadí	řídící	R_k	1	$R_k = (1{,}4 + 0{,}1 v_x) . R_s$
	pevná	R_p	1	$R_p = \sqrt{R_k{}^2 - L^2}$
Traktor – návěs/ /návěsný stroj	1	R_k	$\frac{1}{1 - \bar{e} . v . m_v/m_1}$	R_k; R_p ... dtto $R_v = \sqrt{R_p{}^2 + e^2 - L_z{}^2}$ $\bar{e} = e/L$ $\gamma = 180 - \operatorname{arctg}\frac{R_v}{L_z} - \operatorname{arctg}\frac{R_p}{e}$ $v = \left(1 - \frac{m_3}{m_v}\right) . \cos^2\gamma + \sin^2\gamma$
	2	R_p	$\frac{1}{1 + (1 + \bar{e}) . v . m_v/m_2}$	
	3	R_v	1	
Traktor – přívěs	1	R_k	$\frac{1}{1 - \bar{e} v . m_v/m_1}$	R_k; R_p; R_v ... dtto $\bar{e}$; γ ... dtto $\gamma_3 = \arccos\frac{L_v}{R_v}$ $\gamma_5 = \operatorname{arctg}\left(\frac{m_v}{m_3} . \operatorname{tg}\gamma_3\right)$ $v = \frac{\sin\gamma_3}{\sin\gamma_5} . \sin(\gamma_5 - \gamma_3 + \gamma) . \sin\gamma$
	2	R_p	$\frac{1}{1 + (1 + \bar{e}) . v . m_v/m_2}$	
	3	R_v	$\frac{1}{1 + (L_v/R_v)^2 . m_4/m_3}$	

V. Skluz — dílčí kritéria. **SBO — brzdění ze spádnice** — Sliding — partial criteria. **SBO — downslope braking (obligatory)**

Obecný vzorec:

$$\beta = \operatorname{arctg} u_d - \arcsin\left(\frac{0{,}051\, v_x}{k_d \,.\, n \,.\, \sqrt{1 + u_d^2}}\right)$$

Mezní hodnoty:

$$v_x = 0 \ldots \beta = \operatorname{arctg} u_d$$

$$\beta = 0 \ldots v_x = 19{,}62\, k_d . n . u_d$$

Agregace (vozidlo)	Uspořádání brzd	u	k	Poznámka
Nosič – nesené nářadí	BR 4	$(\mu_{xb})_c + \psi$	0,70	$\psi = 0{,}05$
	BR 2/1	$\dfrac{(m_1/m_c).\mu_{xb} + \psi}{1 - \lambda_h.\mu_{xb}}$	0,83	$\lambda_h = \dfrac{h}{L}$
	BR 2/2	$\dfrac{(m_2/m_c).\mu_{xb} + \psi}{1 + \lambda_h.\mu_{xb}}$ (u_c)	1,15 (k_c)	$m_c = m_1 + m_2$ $m_c = m_t + m_n$
Vlek	plně brzděný BR	$\mu_{xb} + \psi$ (u_v)	0,89 (k_v)	$\psi = 0{,}05$ $\mu_{xb} = \mu_{xb3}$
Přívěs	BR 2/1	$\dfrac{(m_3/m_v).\mu_{xb} + \psi}{1 - \lambda_h.\mu_{xb}}$	1,33	$\lambda_h = \dfrac{h_v}{L_v}$ $m_v = m_3 + m_4$
	BR 2/2	$\dfrac{(m_4/m_v).\mu_{xb} + \psi}{1 + \lambda_h.\mu_{xb}}$	1,68	
Traktor/SAS nebrzděný vlek	BR 4	$\dfrac{m_c}{m_d}.(\mu_{xb})_c + \psi$ (u_d)	1,06 (k_v)	$\psi = 0{,}05$
	BR 2/1	$\dfrac{(m_1 - \psi.\lambda_f.m_v).\mu_{xb} + \psi.m_d}{m_d - (\lambda_h.m_c + \lambda_f.m_v).\mu_{xb}}$	1,19	$\lambda_h = \dfrac{h}{L}$ $\lambda_f = \dfrac{f}{L}$
	BR 2/2	$\dfrac{(m_2 + \psi.\lambda_f.m_v).\mu_{xb} + \psi.m_d}{m_d + (\lambda_h.m_c + \lambda_f.m_v).\mu_{xb}}$	1,24	$m_c = m_1 + m_2$ $m_d = m_c + m_v$

Směšovací pravidla:

$$u_d = \frac{m_c}{m_d}.u_c + \frac{m_v}{m_d}.u_v$$

$$k_d = \frac{m_c}{m_d}.k_c + \frac{m_v}{m_d}.k_v$$

Korekce na stav povrchu: $D \ldots n = 1{,}0$

$W \ldots n = 1{,}3$

VI. Skluz — dílčí kritéria. **SAF — rozjezd do spádnice** — Sliding — partial criteria. **SAF — upslope acceleration (facultative)**

Obecný vzorec:

$$\beta = \operatorname{arctg} w - \arcsin\left(\frac{0{,}06}{\sqrt{1 + w^2}}\right)$$

Agregace	Uspořádání pohonu nosiče	w vpřed	w vzad	Poznámka
Nosič – nesené nářadí	K 4	$\mu_{xc} - \psi$	$\mu_{xc} - \psi$	$\psi = 0{,}05$
	K 2/1	$\dfrac{(m_1/m_c)\,\mu_x - \psi}{1 + \lambda_h\,\mu_x}$	$\dfrac{(m_1/m_c)\,\mu_x - \psi}{1 - \lambda_h.\mu_x}$	$\lambda_h = \dfrac{h}{L}$
	K 2/2	$\dfrac{(m_2/m_c)\,\mu_x - \psi}{1 - \lambda_h\,\mu_x}$	$\dfrac{(m_2/m_c)\,\mu_x - \psi}{1 + \lambda_h\,\mu_x}$	$m_c = m_1 + m_2$
				$\lambda_f = \dfrac{f}{L}$
				$\lambda_e = \dfrac{e}{L}$
Traktor – návěs	K 4	$\dfrac{(m_c + y_3.m_v).\mu_{xc} - \psi.m_d}{m_d + y_4.m_v\,\mu_{xc}}$	$y_3 = \dfrac{c_v + \psi\,f}{L_z + \psi\,f}$	$c_v = \left(1 - \dfrac{m_3}{m_v}\right).L_z$
	K 2/2	$\dfrac{(m_{2c} + y_1.m_v)\,\mu_x - \psi.m_d}{m_d - (\lambda_h\,m_c - y_2.m_v)\,\mu_x}$	$y_4 = \dfrac{h_v - f}{L_z + \psi\,f}$	
			$y_1 = \dfrac{\psi\lambda_f(L_z - c_v) + (1 + \lambda_e)\,(c_v + \psi.f)}{L_z + \psi\,f}$	
			$y_2 = \dfrac{(1 + \lambda_e)\,(h_v - f) - \lambda_f.(L_z + \psi.h_v)}{L_z + \psi\,f}$	
Traktor – přívěs	K 4	$\dfrac{m_c}{m_d}.\mu_{xc} - \psi$	$m_c = m_1 + m_2\,(= m_t + m_n)$	
	K 2/2	$\dfrac{(m_2 + \psi.\lambda_f.m_v).\mu_x - \psi.m_d}{m_d - (\lambda_h.m_c + \lambda_f.m_v)\,\mu_x}$	$m_d = m_c + m_v$	

Za těchto podmínek je požadované střední zpoždění při plném brzdění rovno:

$$a = \frac{v_x}{2\,k.\bar{n}} \quad (\mathrm{m/s^2})$$

Při rychlosti větší než udává tab. V pro $\beta = 0$ je požadována brzdná dráha podle vyhlášky FMD č. 41/1984 Sb.

Agregace nosič — nesené nářadí:

$$u_d = u_c \;;\; k_d = k_c$$

agregace motorové vozidlo — brzděný vlek: směšuje se u_c pro nosič s u_v pro vlek a podobně k_c s k_v;

agregace motorové vozidlo — nebrzděný vlek (včetně návěsných strojů): je definováno přímo u_d, ale směšuje se k_c pro nosič s k_v pro vlek.

Tab. VI

Podmínkou je schopnost rozjezdu s poměrným zrychlením $a/g = 0{,}06$.

Rozjezd vzad traktoru s vlekem není uváděn. Ve vzorci pro w traktoru K2/2 s návěsem znamená m_{2c} hmotnost připadající na zadní nápravu odděleného traktoru podle obr. 6 (včetně event. neseného nářadí).

Tab. VII

Podmínky hodnocení odpovídají kritériu *SCO*. Kontrolují se však celé jednotlivé členy agregace (nosič včetně neseného nářadí, vlek) na přípustné odstředivé zrychlení v těžišti; proto jako parametr vystupuje poloměr dráhy těžiště R_t.

Úhel statické boční stability se určí experimentálně, např. naklápěním vozidla.

VII. Převržení — dílčí kritéria. **KCO — průjezd U-zatáčkou** — Overturning — partial criteria. **KCO — U-shaped cornering (obligatory)**

Obecný vzorec:

$$\beta = \beta_l - \arcsin\left(0{,}12 . \cos\beta_l . \frac{R_t}{R_p^2} . v_x^2\right)$$

Mezní hodnoty:

$$v_x = 0 \ldots \beta = \beta_l$$

$$R_p = \sqrt{(1{,}4 + 0{,}1\, v_x)^2 . R_s^2 - L^2}$$

Člen agregace	Řídicí kola traktoru/SAS	R_t
Traktor/SAS (včetně ncs. nářadí)	přední	$\sqrt{R_p^2 + \left(\frac{m_1}{m_c} . L\right)^2}$
SAS	zadní	$\sqrt{R_p^2 + \left(\frac{m_2}{m_c} . L\right)^2}$
Návěs	přední	$\sqrt{R_p^2 + e^2 - L_z^2 . \left[1 - \left(1 - \frac{m_3}{m_v}\right)^2\right]}$
Návěs	zadní	$\sqrt{R_p^2 + (L + e)^2 - L_z^2 \left[1 - \left(1 - \frac{m_3}{m_v}\right)^2\right]}$
Přívěs	přední	$\sqrt{R_p^2 + e^2 - L_z^2 - L_v^2 \left[1 - \left(\frac{m_3}{m_v}\right)^2\right]}$
Přívěs	zadní	$\sqrt{R_p^2 + (L + e)^2 - L_z^2 - L_v^2 \left[1 - \left(\frac{m_3}{m_v}\right)^2\right]}$

VIII. Převržení — dílčí kritéria. **KLF — boční nadhoz** — Overturning — partial criteria. **KLF — lateral bump (facultative)**

Obecný vzorec:

$$\beta = \beta_l - \varphi_1 - \arccos\left[1 - \frac{r\ \omega_o^2}{800\ E^2} \cdot \left(1 - e^{-\frac{3{,}21 . v_x}{x_3 . \omega_o}}\right)^2\right]$$

$$\varphi_1 = \frac{8{,}6}{B} \quad ^{1)}$$

$$r = 0{,}5\sqrt{4h^2 + B^2} \qquad \text{návěs} \ldots h = h_v;\ B = B_v$$

$$\omega_o = 4{,}43\ \frac{B}{r} \cdot \sqrt{\frac{Q_j}{(d_k - 2r_s) . m_{c,v}}} \quad ^{2)}$$

$$x_3 = 0{,}09\ d_k + 0{,}5\sqrt{d_k^2 - 4\ (r_s - 0{,}15)^2} \quad ^{3)}$$

Poznámka:
1) B ... pevná náprava
2) Q_j ... pneu pevné nápravy
3) rozměry pneu pevné nápravy

Tab. VIII

Vzorec vyjadřuje podmínku, aby se vozidlo bočně nepřevrhlo v případě, že kolo na jedné straně pevné nápravy najede na překážku o výšce 15 cm. Vzorec je nepoužitelný, jsou-li nápravy odpérované; v tom případě se *SD* může vyšetřit experimentálně.

Tab. IX

Předpokládá se, že vozidlo při rozjezdu zcela odlehčí horní nápravu při definované fiktivní hodnotě *SZ*. Kritérium *KAF* se v hodnocení *SD* přímo neuplatňuje, protože poskytuje podmínky pro limitní výšku těžiště motorového vozidla, platné na libovolném svahu. Je-li však toto kritérium splněno, potvrzuje bezpečnost, že se vozidlo nepřevrhne např. při náhlém zapnutí motorové spojky.

Hodnoty mezních úhlů svahu pro kritéria třetí skupiny jsou jednak sdělena výrobcem motorového vozidla (*RMO, RHF, RGF*) a ověřena zkušebnou, jednak změřena zkušebnou (*RBO*).

Kritérium *RBO* se týká pouze funkce provozních brzd; požadavky na nouzové brzdění a parkovací brzdy upřesní zkušebna.

Je-li předem znám rozhodující úhel svahu β pro první a druhou skupinu kritérií *SD*, měří se (ověřují) kritéria třetí skupiny pouze na sklonu $\beta + 3°$.

IX. Převržení — dílčí kritéria. **KAF — rozjezd do spádnice** — Overturning — partial criteria. **KAF — upslope jerk (facultative)**

Podmínky pro výšku těžiště traktoru/SAS:

$$\mu_{f1,2} = 1{,}44\,\mu_{x1,2}; \qquad \psi = 0{,}05$$

a) traktor (včetně neseného nářadí) s vlekem, rozjezd vpřed

$$h \leqq \frac{m_1 . m_d . L - m_c . m_v . f . \mu_{f2}}{(m_c . \mu_{f2} - \psi . m_d) . m_c}$$

b) nosič s neseným nářadím, rozjezd vpřed

$$h \leqq \frac{m_1 . L}{(\mu_{f2} - \psi) . m_c}$$

c) nosič s neseným nářadím, rozjezd vzad

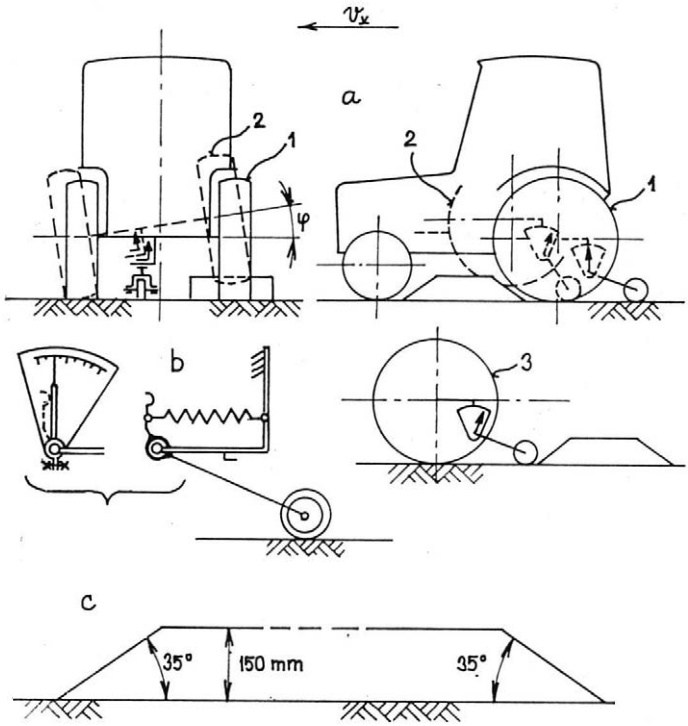
$$h \leqq \frac{m_2 . L}{(\mu_{f1} - \psi) . m_c}$$

Experimentální ověření SD

Závěry dílčích kritérií se experimentálně prošetří v tom případě, kdy je oprávněná domněnka, že agregace je podhodnocena nebo přehodnocena (metoda nemůže postihnout finesy konstrukce), nebo v situaci, kdy známých dílčích kritérií nelze pro neortodoxní koncepci vozidla či speciální agregaci použít. Experimenty jsou často nebezpečené a ničí travnatý porost, proto se doporučuje zkrátit je na minimum a přísně zachovávat bezprostřední předpisy.

Údaje podle vzorců ukazují podle dosavadní zkušenosti správné trendy např. úhlu svahu na rychlosti jízdy. K minimalizaci měření proto stačí ověřit ovladatelnost a stabilitu agregace pouze na jednom svahu a zbytek odpočítat podle vzorců. U kritérií *SCO, KCO* se první jízda uskuteční zhruba rychlostí předepsanou pro svah a příslušným nebo nižším předem nastaveným poloměrem zatáčení. U kritéria *SBO* se rovněž vychází z předepsané rychlosti a ověřuje se celková brzdná dráha $s = s_1 + s_2 = (0{,}54 + k . \bar{n}) . v_x$ nebo střední zpoždění při plném brzdění $a = v_x / 2\,k . \bar{n}$.

U kritéria *KLF* se *SD* vyhodnotí podle nadhozu na překážce znázorněné na obr. 8 a umístěné na tvrdém rovném povrchu. Zkoušené vozidlo musí být vybaveno mechanickým měřičem nadhozu (konstrukce k. VÚZS), který pomocí vlečené ručičky změří největší příčný sklon vozidla φ_2 (ve funkci rychlosti v_x) a sklon φ_1 při statickém najetí kola pevné nápravy na překážku. Příčný sklon φ_2 se musí mě-



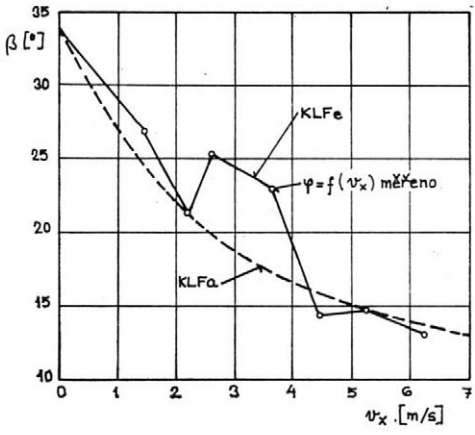
8. Měření úhlu nadhozu vozidla $\varphi = f(v_x)$: a ... situace 1, 2, 3; b ... měřič nadhozu s vlečenou ručičkou; c ... tvar standardní překážky (délka musí být kratší než vnitřní vzdálenost mezi koly podle schématu a) — Measurement of the roll angle $\varphi = f(v_x)$ of a motor vehicle hitting an obstacle: a — situations 1, 2, 3; b — measuring device with a trailed pointer; c — the shape of the standard obstacle (its length must be shorter than the inside distance between the wheels according to the scheme a)

řit při několika rychlostech v rozmezí 1 až 6 $m.s^{-1}$ (zjistí se rezonanční jevy). *SD* se pak vypočte tak, že se dosadí hodnoty $\varphi 2 = f(v_x)$ do vzorce *KLFe*:

$$\beta = \beta 1 - \varphi 1 - \arccos \{1 - 1{,}20 \cos (\beta 1 - \varphi 2) - \cos (\beta 1 - \varphi 1)\} = f(v_x)$$

který je významově rovnocenný se vzorcem *KLFa* z tab. VIII. Typický příklad hodnocení *KLF* podle ověřovacího vzorce *KLFe* a podle standardního vzorce *KLFa* je uveden na obr. 9. Standardní vzorec *KLFa* obvykle poskytuje křivku *SD* $\beta = f(v_x)$ na bezpečné spodní hranici hodnot *KLFe*.

U kritéria *SAF* je možné ověřit schopnost rozjezdu pouze na výsledném svahu podle předchozích kritérií, kritérium *KAF* se ověří na jakémkoliv svahu (i na rovině).



9. Hodnocení dílčí svahové dostupnosti podle kritéria *KLF* pro traktor sólo, bezpečnost $\varkappa = 1{,}20$: standardní výpočet (*KLFa*), výpočet na základě ověřovacího měření úhlu nadhozu (*KLFe*) — Assessment of the partial rated operating slope after the criterion *KLF* for the tractor alone, safety factor $\varkappa = 1.20$: *KLFa* — the standard computation, *KLFe* — the computation based on the data from the check measurement of the roll angle

ZÁVĚR

Navrhovaný způsob hodnocení svahové dostupnosti (*SD*) je příspěvkem k normalizaci a serióznímu usměrnění současné praxe, kdy zemědělská vozidla podle zkušeností řidičů a s odvoláním na instrukci ve Věstníku MZVž ČSR č. 39/1982 jezdí na svazích větších, než jaké jsou přípustné podle zastarávajících údajů v agrotechnických požadavcích. *SD* zůstává i v novém pojetí údajem klasifikujícím možnosti vozidla (agregace) s ohledem na bezpečnost jízdy na svahu, ale navíc umožňuje ocenit okamžitou dostupnost s přihlédnutím ke stavu terénu a hmotnosti agregovaných strojů (vleků). Navrhované hodnocení *SD* dále obsahuje zásady, které podpoří další zvyšování výkonnosti svahové mechanizace, jelikož po uplatnění vhodných prvků (např. svahoměr, rychloměr ve spojení s mikroelektronikou) bude možné jezdit až maximální rychlostí příslušnou určitému svahu, agregaci, stavu terénu a jízdní situaci (manévru). Další perspektivní vlastností navrhovaného hodnocení *SD* je zvýhodnění konstrukcí vozidel, které umožňují provoz se sníženým huštěním pneumatik (přípustná vyšší rychlost, vyšší svah).

Navrhované hodnocení *SD* je podloženo jednak zkušenostmi z výzkumných programů v oblasti stavby a jízdních vlastností svahových strojů od roku 1974, jednak řešením příslušného výzkumného úkolu z let 1981 až 1985 (Grečenko, 1985). Základní elementy metody (např. střední kontaktní tlak, vazba na součinitele záběru, záběrové vlastnosti dezénu v různých směrech, vliv vlhkosti terénu, jízdní situace týkající se dílčích kritérií, teorie a měření nadhozů apod.) byly uvedenou činností dostatečně objasněny a budou vedle odvození vzorců předmětem návazných prací. Hodnocení bylo v plném rozsahu uplatněno např. u základních agregací svahového traktoru a důkladně experimentálně ověřeno (1983—1984). Vzorce uvedené v tab. IV až IX vyplývají z mechaniky vozidel a jsou zváženým kompromisem mezi pofidérní exaktností a nezbytnou jednoduchostí. Nelze pochybovat o tom, že mechanika je schopna zaručit spolehlivost hodnocení i v případech, které dosud nebyla příležitost odzkoušet. Statisticky průkazné ověření spolu s náměty na zdokonalení může zajistit jen dlouhodobé sledování bezpečnosti provozu na svazích u velkého počtu zemědělských vozidel, jejichž *SD* byla stanovena novým způsobem.

Literatura

ČSN 47 0132. Zkoušení zemědělských strojů z hlediska bezpečnosti a ochrany zdraví při práci a požární ochrany. 1974.

ČSN 30 0552. Zjišťování stopových a obrysových průměrů zatáčení a průjezdnosti kruhovým obloukem silničních vozidel pro motorovou dopravu. 1970.

ČSN 72 1001. Pojmenování a popis hornin. 1970.

DASKALOV, A.: O dinamiceskoj ustojcivosti traktorov k oprokidyvaniju. Selskostop. Techn., *8*, 1971, č. 5, s. 3-15.

GREČENKO, A.: Dynamická stabilita jako součást svahové dostupnosti zemědělských strojů. Zeměd. Techn., *29*, 1983, č. 11, s. 643-658.

GREČENKO, A.: Svahová dostupnost traktorů a zemědělských strojů. [Technická zpráva.] Agrozet, k. VÚZS Praha 1985.

REICHMANN, E.: Hangstabilität landwirtschaftlicher Fahrzeuge. Teil I. Forschungsberichte BPLMG., Weiselburg, Heft 1, 1972.

SPENCER, H. B. — OWEN, G. M.: A device for assessing the safe descent slope of agricultural vehicles. J. agric. Enging Res., *26*, 1981, č. 3, s. 277-286.

Došlo dne 4. 6. 1986

ГРЕЧЕНКО, А. (Агрозет, Концерновый научно-исследовательский институт сельскохозяйственных машин, Прага - Ходов): **Метод определения доступа на склонах сельскохозяйственных машин.** Земěд. Tech., *32*, 1986 (10) : 577-598.

На сельскохозяйственных машинах с точки зрения безопасности труда должна быть обозначена степень склона (степень доступа работы на склонах). Согласно существующим чехословацким правилам СД определялась как определенная доля минимальной статической стабильности в ступенях (градусах). Однако исследование показало, что СД (степень доступа) кроме прочего является важной функцией скорости движения и должна определяться как минимальный угол склона для данной скорости согласно специфическим критериям при условии, что будь сопротивление скольжению, или сопротивление опрокидыванию или же функция компонентов машины достигнет определенной границы. Скольжение берется во внимание на сухом и мокром склоне, поросшим травой. Согласно частным критериям склоны вычисляются по нормальным техническим данным, однако в случае необходимости их можно также проверить в экспериментальном порядке. Данная статья оформлена так, что ее можно применить для образования стандарта.

безопасность сельхозмашин; скольжение; стабильность

GREČENKO, A. (Agrozet, Concern Research Institute of Farm Machinery, Praha-Chodov): *A Method of Assessing the Slope Performance of Agricultural Vehicles.* Zeměd. Techn., *32*, 1986 (10) : 577-598.

For safety reasons agricultural vehicles are to be labelled with the slope rating (*SD*). According to the still existing national regulations, the *SD* is expressed as certain portion of the smallest angle of the static stability in degrees. However, the research into this matter has revealed that the *SD* apart from other factors is a significant function of the velocity of motion and should be assessed by finding the smallest value of slope at a given speed by specified criteria on condition that either the resistance to sliding, resistance to overturning or the functional reliability of vehicle components reach the defined limit. The sliding is considered under at least dry and wet conditions on the grass-covered ground. The slopes pertinent to the partial criteria are to be computed from current technical data but equivalent experimental checks are feasible where necessary. This paper has been designed to provide a basis for compiling a standard.

safety of agricultural vehicles; sliding; stability

GREČENKO, A. (AGROZET, Konzern-Forschungsinstitut für Landtechnik, Praha-Chodov): *Methode zur Bestimmung der Hangtauglichkeit landwirtschaftlicher Fahrzeuge.* Zeměd. Techn., *32*, 1986 (10) : 577-598.

Aus Sicherheitsgründen sollten landwirtschaftliche Fahrzeuge die Bezeichnung ihrer Hangtaulichkeit (*SD*) tragen. Den bisherigen tschechoslowakischen Bestimmungen nach wurde die Hangtauglichkeit als ein festgesetzter Teil der minimalen statischen Stabilität in Graden bestimmt. Untersuchungen zu diesem Gegenstand erwiesen jedoch, daß die Hangtauglichkeit unter anderem auch eine bedeutsame Funktion der Fahrgeschwindigkeit ist und als für die gegebene Geschwindigkeit geringste Hangneigung zu bestimmen wäre u. zw. spezifizierten Kriterien nach, unter der Bedingung, daß entweder die Rutschbeständigkeit, oder die Überschlagbeständigkeit, oder die Funktion der Fahrzeugkomponenten die definierte Grenze erreichen. Den Rutsch zieht man auf trockenem sowie nassem, mit Gras bewachsenem Hang in Betracht. Aufgrund von Teilkriterien werden Hänge nach geläufigen technischen Angaben berechnet, gegebenenfalls kann jedoch eine gleichwertige experimentelle Überprüfung vorgenommen werden. Die vorliegende Arbeit ist so angelegt, daß sie als Grundlage zur Normgestaltung dienen kann.

Sicherheit landwirtschaftlicher Fahrzeuge; Rutsch; Stabilität

---

Adresa autora:

Doc. ing. Alexandr Grečenko, CSc., Agrozet, koncernový výzkumný ústav zemědělských strojů, 140 03 Praha 4 - Chodov

---

KONCEPCE ŘEŠENÍ NOVÝCH ROTAČNÍCH TALÍŘOVÝCH ŽACÍCH STROJŮ

Z. Souček

SOUČEK, Z. (Agrozet, koncernový výzkumný ústav zemědělských strojů, Praha-Chodov): *Koncepce řešení nových rotačních talířových žacích strojů.* Zeměd. Techn., *32*, 1986 (10) : 599-616.

Je uvedeno zdůvodnění volby konstrukčních prvků talířových žacích strojů, vyplývající z výzkumných prací k. VÚZS a z navazujícího vývoje Agrozetu Pelhřimov. Práce začaly v roce 1981 zkouškami dovezených i domácích žacích strojů. V první fázi byla porovnána řada typů talířových strojů, zvláště s osvědčeným bubnovým ŽTR-165 (vyráběným v licenci firmy Zweegers). Sledovali jsme energetickou náročnost, provozní vlastnosti i kvalitu práce z pícninářských hledisek. Jednotlivé porovnávané typy se značně lišily. Talířové žací stroje mají podstatně nižší příkon než stroj bubnový. Použití čechrače s cepovým rotorem příkon výrazně zvyšuje (FC-44). Je také uveden krátký souhrn výsledků hodnocení kvality práce, zjištěných ve spolupráci s VŠZ v Praze. Na základě získaných poznatků byly navrženy vlastní pracovní orgány a další konstrukční prvky, jejichž volba je u sporných řešení podrobně zdůvodněna. Jsou vybrány tyto prvky a) pohon žacích talířů kuželovými ozubenými koly, b) talíře, které posečený materiál zvedají a aktivně dopravují, c) spodní pohon se zvláštní vstupní převodovkou podepřenou plazem, d) úprava pokusu ústrojím s rozhozem materiálu, e) u základního typu (SP9-061) pravidelné střídání rotace talířů při použití zvýšených klobouků jen u krajních talířů, f) průměr žacích orgánů 0,51 m, g) lišta bez nadlehčování vnějšího konce.

stroje pro sklizeň píce; žací stroje; pracovní orgány

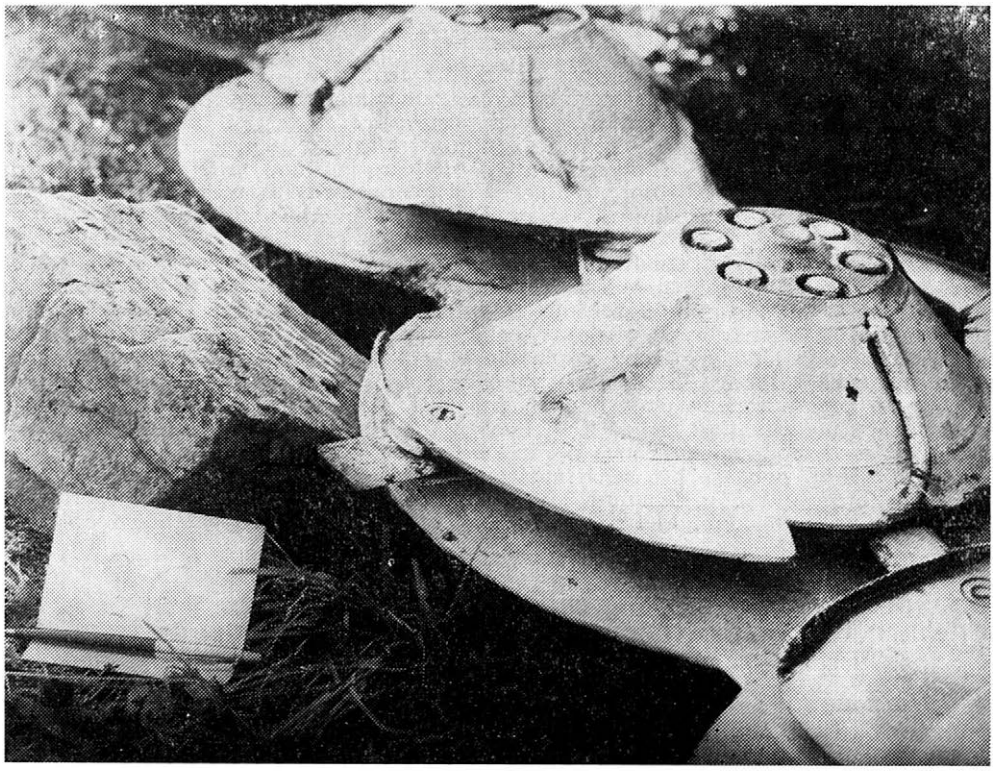
Jedním z nejdůležitějších úkolů zemědělství je urychlit rozvoj rostlinné výroby, která je základem produkce potravin, u níž dlouhodobě usilujeme o soběstačnost. Je všeobecně známé, že kvalitní sklizeň objemové píce nemálo pomáhá řešit obilní problém. Při sklizni píce je důležitou operací sečení. Z rozborů vyplývá, že tato základní zemědělská operace silně ovlivňuje navazující činnosti a zvolenou zemědělskou technologii. Má značné rezervy v produktivitě práce, ve spotřebě pohonných hmot na hektar posečené plochy a ve ztrátách při sečení. Některé dosud používané stroje mají rezervy i v hmotnosti soupravy stroje a hnací jednotky na metr záběru při sečení. Nabízejí tedy možnosti úspor materiálu a snižování negativních účinků vznikajících při opakovaném pojezdu strojů zvláště za vlhka. Přitom jak u nás, tak v zahraničí jsou v zemědělské velkovýrobě při sečení píce (zvláště na trvalých travních porostech) rozhodující rotační žací stroje. Důvodem je to, že zajišťují vysokou produktivitu práce, přijatelnou funkci i za extrémních podmínek

a relativní odolnost proti poškození a haváriím na nerovných a kamenitých pozemcích. V současné době uplatnění těchto nepříznivých vlivů stoupá, neboť zemědělské podniky ve snaze zvýšit úrodnost provádějí obnovy na pozemcích s trvalými travními porosty (spojené s orbou).

Z uvedených důvodů přistoupil k. VÚZS a Agrozet Pelhřimov v rámci státního úkolu „Snížení hmotnosti, energetické náročnosti, zvýšení spolehlivosti a zdokonalení funkce zemědělských strojů" v sedmé pětiletce k vývoji nových talířových žacích strojů (Souček, 1985; Dvořák, 1985). Byl vyřešen především traktorový vzadu nesený žací stroj s úpravou řádků (s čechračem) SP9-061 jako nejdůležitější představitel talířových strojů. Hlavním cílem sledovaným od začátku řešení však bylo vytvořit řadu unifikovaných talířových žacích strojů. Základem této řady je širokozáběrový žací stroj SP2-200 se záběrem 5,4 m, který svou koncepcí je v principu složen z prvků čelně nesených a vzadu nesených traktorových žacích strojů. Práce začaly v roce 1981 zkouškami dovezených i domácích strojů a stavbou prvních výzkumných modelů širokozáběrového žacího stroje. V roce 1985 probíhala ověřovací série dvou typů traktorových talířových žacích strojů (SP9-061 a SP2-201 se záběrem 2,46 m) a byl zkoušen nový typ traktorového vzadu neseného žacího stroje s dále zvýšenými parametry SP9-062 se záběrem 2,9 m. Ukázky z provozního nasazení a laboratorního výzkumu jsou na obr. 1, 2.

Výzkumné práce probíhaly v k. VÚZS ve spolupráci s Agrozetem Pelhřimov a vývojové etapy řešil Agrozet Pelhřimov ve spolupráci s k. VÚZS.

1. Talířový žací stroj — pohled na stroj s čechracím zařízením v pracovní poloze — Disk mower — a view of the machine with a tedder in working position



2. Talířový žací stroj — pracovní orgány při ověřování odolnosti vůči nárazům na kameny — Disk mower — working elements tested for resistance to impacts against stones

OBECNÉ TENDENCE A SMĚRY VE VÝVOJI, VÝROBĚ A KONSTRUKCI ŽACÍCH STROJŮ

Ve světě se značně rozšířil počet výrobců a typů talířových žacích strojů. Tradiční výrobci pouze bubnových strojů zavádějí i stroje talířové, obvykle s větším záběrem (např. Zweegers, Fahr). Důvodem je to, že lze větší záběry úsporněji a snadněji realizovat právě talířovým typem žacího stroje. Při větších záběrech jsou talířové stroje levnější než bubnové. Talířové stroje jsou lehčí a mají nižší příkon. Při nevhodné konstrukci však mohou vykazovat horší odolnost proti poškození a větší možnost ucpání (např. na shrnovacích deskách) nebo zhoršení kvality práce (na rozbahněném povrchu u nezapojených porostů).

Bubnové a talířové stroje mají své zákazníky, a tím pevnou pozici ve světové produkci zemědělských strojů. Oba typy splňují základní požadavky na dobrou funkci.

Ve světové produkci se projevují jasné tendence zvyšovat záběr. Dřívější převládající záběr 1,6 m je nahrazován záběrem 2,0 m nebo 2,4 m, popř. i vyšším. Projevuje se to zvlášť u exponátů vystavovaných na zahraničních výstavách i v počtu v zahraničí zkoušených nových žacích strojů (viz např. zkušební protokoly zkušebny DLG v NSR).

Přední výrobci rotačních žacích strojů nabízejí velký počet typů těchto strojů (často kolem deseti typů), aby uspokojili co nejširší požadavky zákazníků. Rozšíření počtu typů (z hlediska záběru) je snadnější u talířové koncepce než u koncepce bubnové, neboť je možné zachovat vysoký stupeň unifikace. Kromě klasické koncepce vzadu nesených žacích strojů vyrábějí všichni přední výrobci i čelně (vpředu) nesené rotační žací stroje (se záběrem kolem 2 m, výjimečně i víc).

Výrazně se projevuje koncepce takových zařízení pro úpravu řádků (čechračů), která je možné snadno demontovat nebo vyřadit z použití podle stavu a druhu porostu nebo počasí. Klasická koncepce čechračů s cepovým ústrojím má lepší funkční vlastnosti (rychlejší vysychání a menší omezení plné průchodnosti) u talířových strojů proto, že rotor většinou pracuje po celé šířce záběru. U bubnových strojů se však konstrukčně snadněji vyřazuje z činnosti klasický čechrač. U známých konstrukcí těchto strojů je jeho vyřazení v provozu většinou jednodušší. Převážná část čechračů má cepový rotor, výjimečně jsou používány i mačkací válce (Vicon, Zweegers). Zweegers má mačkač, který je snadno montovatelný na talířový žací stroj.

Takové stahování proudu posečeného materiálu u nově zaváděných žacích strojů (zvláště talířových) s velkým záběrem, aby řádek pokosu prošel mezi koly traktoru, někdy představuje náročnější problém než vlastní sečení. Často se k němu používá křídel (usměrňovacích desek nebo pasívních disků). U záběru 2,4 m se většinou předpokládá rozšířený rozchod kol (1,8 m), což problém zjednodušuje. Extrémní záběry (např. 2,7 m) jsou výhodně řešeny čechračem cepového typu, za kterým se proud letícího materiálu snadno zúží. V tomto případě má však velká koncentrace materiálu za následek — i při použití čechrače — horší vysychání pokosu, což je rozhodující nevýhoda při výrobě sena.

V poslední době se pro větší zužování řádku za talířovým strojem s velkým záběrem (bývá nutné u čelně nesených strojů) často používají souhlasně rotující talíře opatřené vysokými klobouky, které zajišťují účinnou aktivní boční dopravu.

HODNOCENÍ FUNKČNÍCH A ENERGETICKÝCH VLASTNOSTÍ VÝZNAMNÝCH PŘEDSTAVITELŮ ROTAČNÍCH ŽACÍCH STROJŮ

Na začátku řešení (v roce 1981) jsme uskutečnili rozsáhlý výzkum energetické náročnosti, rozbor činnosti rotačních pracovních orgánů na základě vyhodnocení filmů z časové lupy a laboratorní i provozní zkoušky a hodnotili jsme různé typy žacích strojů z pícninářských hledisek. Tyto práce byly výchozím základem vlastního navazujícího výzkumu a vývoje československého žacího ústrojí. Byly použity v ČSSR dostupné nebo v rámci úkolu dovezené talířové žací stroje předních světových výrobců a bubnový žací stroj ŽTR-165 (vyrábí Agrozet Pelhřimov v licenci firmy Zweegers, která je předním světovým výrobcem bubnových žacích strojů). Seznam zkoušených talířových strojů je uveden v tab. I (včetně základních konstrukčních parametrů). Zkoušeli jsme i talířové stroje s úpravou řádků:

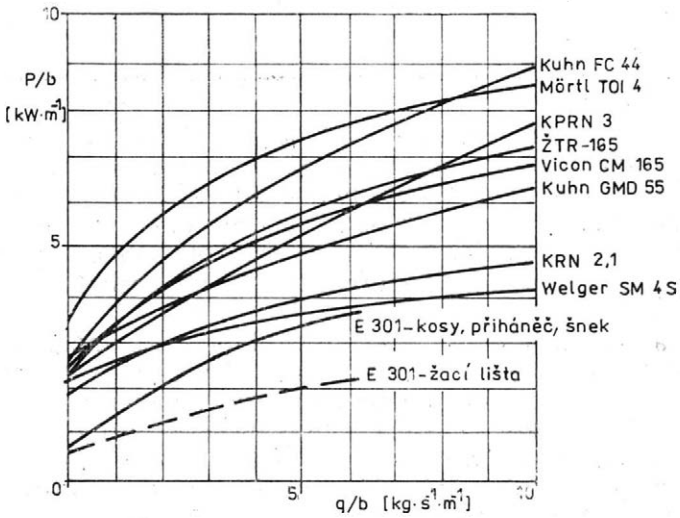
a) FC-44 (Kuhn) s cepovým čechračem, unifikovaný s ostatními stroji této firmy, záběr 1,6 m (čtyři talíře);

b) KPRN 3 (SSSR) s dvěma mačkacími válci, unifikovaný s KRN 2,1, ale na talíři vždy pouze jeden nůž, záběr 3 m (šest talířů).

Všechny dosud uvedené žací stroje byly vzadu bočně nesené, kromě KPRN 3, který je závěsný. Byl zkoušen také jeden čelně nesený talířový žací stroj TOI 5F (Mörtl) unifikovaný s TOI 4, záběr 2,1 m (pět talířů). Uvedené talířové stroje jsme porovnávali mezi sebou a zvlášť také s bubnovým žacím strojem ŽTR-165 se dvěma bubny s vrchním pohonem (talířové stroje mají spodní pohon). Na každém bubnu tohoto stroje jsou tři nože, obvodová rychlost je 79 $m \cdot s^{-1}$, záběr 1,65 m. Do porovnání byl zahrnut i stroj Heureka 200 A, typ 1822 s čelně nesenou protiběžnou žací lištou s roztečí nožů 80 mm a se záběrem 2,05 m. Zkoušeli jsme také řádkovač E 301 (NDR) s prstovou žací lištou s roztečí nožů 76,2 a se záběrem 4,26 m (pohon kosy má 750 $ot \cdot min^{-1}$).

I. Přehled zkoušených talířových žacích strojů — Survey of the tested disk mowers

Typ stroje (výrobce)	Konstrukční záběr (m)	Žací ústrojí	Počet nožů na jednom talíři (tvar)	Obvodová rychlost nožů ($m.s^{-1}$)
SM 4S (Welger – – NSR)	1,70	čtyři kruhové talíře se šroubovicemi a středovými kuželi (sousední střídavě rotující)	2 (rovné)	72,9
CM 165 (Vicon – – Holandsko)	1,65	čtyři talíře ve tvaru zaobleného trojúhelníka (sousední střídavě rotující)	3 (vrtulové)	78,0
GMD 55 (Kuhn – – Francie)	2,00	pět talířů ve tvaru elipsy (dva sousední souhlasně rotující)	2 (vrtulové)	76,2
GMD 66 (Kuhn – – Francie)	2,40	šest talířů ve tvaru elipsy (sousední střídavě rotující)	2 (vrtulové)	76,2
TOI 4 (Mörtl – – NSR)	1,65	čtyři talíře ve tvaru elipsy (po dvou sousedních souhlasně rotujících)	2 (rovné)	77,7
KRN-2,1 (Ljubereckij zav. – SSSR)	2,10	čtyři ploché kruhové talíře (sousední střídavě rotující)	2 (výškově zahnuté)	62,5



3. Závislost příkonu (pro 1 m záběru) na průchodnosti (na 1 m záběru) talířových žacích strojů v porovnání s bubnovým žacím strojem (ŽTR-165), s klasickou žací lištou (E 301) a se stroji s úpravou pokosu (KPRN-3 a FC-44) pro jetel s výnosem 3 $kg.m^{-2}$ — Relation of power input (per 1m working width) to the throughput (per 1m working width) in disk mowers in comparison with the drum mower (ŽTR-165), classic cutterbar (E 301) and machines for swath treatment (KPRN-3 and FC-44) for clover with the yield of 3 $kg.m^{-2}$

Kromě základních informací o fyzikální podstatě probíhajících jevů bylo možné porovnat energetickou náročnost různých typů žacích orgánů a jejich detailní konstrukční řešení na základě měření hnacích krouticích momentů (tím i příkonu) v závislosti na průchodnosti sečeného materiálu (detailní experimentální podklady uvádí V r a n ý, 1981). Rozbory zjišťovaných rozdílů jednotlivých typů umožnily zavést do navazujícího vlastního řešení podloženou technickou logiku, a tím vyšší předpoklady úspěchu dalšího řešení. Ukázka výsledků energetického měření je uvedena v obr. 3 a pro zvolené podmínky také v tab. II (výnos odpovídající průměru dnešní první a druhé seče při nejčastější provozní rychlosti pojezdu).

II. Příkony ($kW \cdot m^{-1}$) na 1 m záběru (při průchodnosti sečeného materiálu $q/b = 7\ kg \cdot s^{-1} \cdot m^{-1}$ odpovídající výnosu 2,75 $kg \cdot m^{-2}$ a rychlosti 2,5 $m \cdot s^{-1}$, tj. 9,2 $km \cdot h^{-1}$ a při běhu naprázdno) — Power inputs ($kW \cdot m^{-1}$) per 1m working width (at the throughput of the cut material $q/b = 7\ kg \cdot s^{-1}$, i. e. 9.2 $kg \cdot h^{-1}$ and at idle run)

Stroj	Vojtěška	Tráva	Jetel	Běh naprázdno
Welger SM 4S	4,6 (74 %)	5,4 (71 %)	4,0 (62 %)	2,0 ÷ 3,0
Vicon CM 165	5,6 (90 %)	5,6 (74 %)	6,2 (95 %)	2,5 ÷ 3,0
Mörtl TOI 4	—	7,5 (99 %)	7,7 (118 %)	3,5 ÷ 3,6
Mörtl TOI 5F	—	9,7 (127 %)	—	4,0
ŽTR 165	6,2 (100 %)	7,6 (100 %)	6,5 (100 %)	2,3 ÷ 2,5
KRN 2,1	4,1 (66 %)	4,7 (62 %)	4,4 (67 %)	1,5 ÷ 2,3
KPRN 3,0	7,3 (117 %)	10,1 (133 %)	6,4 (98 %)	2,2 ÷ 2,7
KUHN GMD 66	—	6,5 (85 %)	—	2,2 ÷ 2,3
KUHN GMD 55	5,2 (84 %)	5,3 (68 %)	5,5 (85 %)	2,7 ÷ 3,0
KUHN FC 44	8,4 (135 %)	11,1 (146 %)	8,0 (123 %)	2,6 ÷ 3,2
E 301 (lišta, přihánéč a šnek)	—	—	3,6 (55 %)	0,7
E 301 (jen lišta)	—	—	2,4 (37 %)	—

Z uvedených výsledků je zřejmé, že v energetické náročnosti porovnávaných strojů jsou značné rozdíly, a to i u strojů stejné kategorie a srovnatelných provozních vlastností. Např. v téže kategorii talířových žacích strojů bylo rozpětí poměrné energetické náročnosti kolem 1 : 1,5 a při silných výnosech až 1 : 2. Toto zjištění podstatně přispělo k dalšímu správnému zaměření prací na řešení vlastního nového žacího ústrojí.

Ze zjištěných podkladů vyplynulo, že energeticky nejméně náročným strojem je KRN 2,1, protože má nízké ztráty v převodech (stroj má nízké otáčky) a nízkou potřebu energie na dopravní účinky (talíře jsou kruhové s nízkou unášecí schopností). U stroje se však projevují zásadní funkční nedostatky. Velmi nízký příkon mají i dobře pracující stroje Welger a Kuhn GMD 55. Nejvyšší příkon z talířových žacích strojů mají stroje Mörtl. Přitom čelní stroj TOI 5F byl měřen na jiném porostu

a navíc se jednalo o prototyp, u kterého byly zjišťovány nedostatky v průchodu materiálu. Nelze jej tedy objektivně hodnotit jako reprezentanta talířových žacích strojů, ale spíše jako důkaz toho, že při nevhodném řešení (hlavně z hlediska průchodu materiálu strojem) je možné dojít k negativním výsledkům.

Z výsledků je také zřejmé, že značný význam pro nízkou energetickou náročnost má nízký příkon strojů při běhu naprázdno, který často činí 50 % celkového příkonu. Rozhoduje o něm složitost hnacího ústrojí, velikost zvolených otáček, solidnost výrobního provedení a další vlivy.

Základem budoucí orientace bylo zjištění, že bubnové žací ústrojí (ŽTR-165) má výrazně vyšší příkon než solidně provedené talířové ústrojí (základem hodnocení jsou v tab. II hodnoty v závorkách, vztažené ke stroji ŽTR-165). Z hlediska vlastního pracovního procesu je důležité i porovnání samotného funkčního příkonu (celkový příkon snížený o běh naprázdno). Ve srovnání s nejlepšími talířovými stroji má ŽTR-165 tuto složku příkonu vyšší u trávy o 80 %, u jetele o 150 % a u vojtěšky o 60 %. Důležitý je také gradient růstu příkonu s průchodností, který je kritériem pro posouzení možnosti zvyšování parametrů stroje, intenzity působení stroje na materiál, a tím i ztrát při plnění dopravního účinku. Je zřejmé, že u talířových strojů jsou hodnoty tohoto gradientu vesměs nižší, a to i ty, které dobře plní požadavky na dopravu materiálu za stroj. Tato zjištění významně přispěla k rozhodnutí, že nové — ve státním úkolu řešené — žací stroje budou mít talířové žací ústrojí.

Z uvedených výsledků je také možné udělat si názor na energetickou náročnost čechračů a mačkačů. Je zřejmé, že obvyklý klasický čechrač s cepovým rotorem zvyšuje příkon žacího stroje asi na dvojnásobek. Spolu s dalšími hledisky (omezení výkonnosti stroje čechračem, praktická využitelnost efektu v zemědělské velkovýrobě) vedly k závěru, že je třeba uvažovat o jiném principu (byl zvolen rozhoz posečeného řádku na celou posečenou plochu).

V tab. II uvedené hodnoty umožňují i základní hodnocení příkonu strojů s klasickou žací lištou (mačkač E 301) ve srovnání s rotačním žacím strojem. Je zřejmé, že klasické žací ústrojí (včetně příslušenství, tj. s přiháněčem a shrnovacím šnekem) má příkon srovnatelný s nejúspěšnějšími talířovými žacími stroji. V celkovém příkonu soupravy žacího stroje a energetického zdroje při sečení jsou tyto rozdíly zanedbatelné. Pro provoz je pak možné předpokládat, že při stejném energetickém zdroji bude spotřeba nafty na posečení jednoho hektaru dokonce nižší při použití rotačního talířového žacího stroje, když za určitých podmínek umožní vyšší pojízdnou rychlost. Důvodem je to, že pro spotřebu nafty na hektar je rozhodující hodinová výkonnost celé soupravy. Toto ověřené zjištění souvisí s tím, že potřebný příkon soupravy při sečení stoupá pomaleji než lineárně s pojezdovou rychlostí a rovněž spotřeba motoru stoupá značně pomaleji než odebíraný výkon. Přitom výkonnost stroje stoupá s pojezdovou rychlostí lineárně. Je tedy výzkumná a vývojová práce na talířovém žacím ústrojí i z těchto hledisek efektivní.

Na základě funkčně provozních a laboratorních porovnávacích zkoušek a měření talířových žacích strojů uvedl P l a t i l (1981) ve zprávě autorizované oborové zkušebny pro další koncepci žacích strojů v ČSSR tyto důležité závěry:

a) Ze zkoušek vyplynulo, že talířové žací ústrojí je pro podmínky československého zemědělství vyhovující.

b) Kvalita práce v provozu zkoušených talířových žacích strojů byla dobrá a ztráty působené vyšším strništěm byly nízké.

c) Nízká hmotnost talířových strojů usnadňuje práci ve svahových podmínkách.

d) Při provozu se talířové stroje neucpávaly v důsledku střevíce (plazu); tento bod závěru vyvrací v minulosti často uváděnou námitku.

e) Systematickým sledováním v provozních podmínkách nebyla zjištěna zhoršená práce talířového ústrojí při práci na svahu v obecném směru jízdy.

f) Nezjistili jsme vyšší citlivost talířových strojů na přítomnost kamenů.

g) U talířových lišt bylo zjišťováno rychlejší vysychání pokosu než u bubnové lišty v důsledku lepšího rozprostření pokoseného materiálu.

h) Největší ověřovaný záběr talířové lišty 2,4 m byl z hlediska provozu ve velkovýrobních podmínkách výhodný.

i) U rotačních žacích strojů (talířových i bubnových) se žací ústrojí při přejíždění posečeného materiálu neucpávalo.

j) Talířové žací stroje mají nižší hmotnost než bubnový ŽTR-165.

Uvedené závěry významně podpořily ve státním úkolu sledovaný záměr, tj. vývoj nového československého talířového žacího ústrojí. Kromě laboratorních zkoušek byly podkladem k uvedeným závěrům i provozní zkoušky uvedených strojů.

Z odborných pícninářských hledisek byly uvedené typy žacích strojů v rámci úkolu podrobně hodnoceny ve spolupráci s VŠZ-Praha (Štrafelda aj., 1981). Stroje byly hodnoceny z mnoha hledisek, která sloužila jako kritéria kvality práce. Zde bude uveden jen krátký souhrn výsledků komentovaných v citované práci.

Byla zjišťována diference mezi nastavenou a skutečnou výškou strniště. Pro jeteloviny byla nastavena teoretická výška (výška nožů vůči rovné tvrdé podložce) 50 mm a pro travní porost 30 mm. Ze srovnatelných strojů (se záběrem 1,6 m) nastavenou výšku nejlépe dodržoval talířový stroj Welger SM 4S. Bubnový stroj ŽTR-165 patřil z tohoto hlediska k nejhorším, zejména při vyšší pojezdové rychlosti. U travního porostu se ŽTR-165 řadil k průměrným strojům. Jednotlivé typy žacích strojů se liší v průměrné výšce strniště (rozdíly jsou většinou do 40 mm). Tyto rozdíly jsou závislé především na odchodu posečeného materiálu z místa řezu, neboť posečený materiál někdy ohýbá neposečená stébla, a tím zvětšuje výšku strniště. Nejhorší výsledky (absolutně nejvyšší výška strniště) byly zjištěny u KPRN 3 (hlavně na vojtěšce). Důvodem bylo to, že tento stroj má pouze jeden nůž na talíři a současně relativně nízkou obvodovou rychlost. Srovnatelně vysoké strniště (v průměru 118 mm) měl mačkač E 301. U tohoto stroje muselo být nastavováno vyšší strniště než u rotačních žacích strojů, aby se žací ústrojí nepoškodilo kameny. Zvětšení výšky strniště znamená nejen ztráty při sklizni, ale může také zhoršit obrůstání porostu po seči a jeho zdravotní stav, zejména za deštivého počasí a při méně kvalitním řezu.

Dále se jednotlivé stroje porovnávaly z hlediska kvality řezu a jejího vlivu na zasychání neposečených bazálních částí rostlin (u rotačních žacích strojů byly vždy použity zcela nové nože, dodané výrobcem). Kri-

tériem hodnocení bylo procento lodyh s hladkým řezem a délka poškození konce lodyh. Nejlepší kvalita řezu byla zjištěna u klasické prstové žací lišty (E 301) a u protiběžné žací lišty (Heureka), a to zvláště na travním porostu. Z rotačních žacích strojů se kvalitou řezu nejvíce přiblížil klasickým žacím lištám talířový stroj Welger, zatímco bubnový stroj ŽTR-165 byl nejhorší. Je to zřejmě dáno hlavně kvalitou ostří výrobcem dodávaných nožů, i když se mohou uplatňovat i další vlivy (např. sklon stébla v okamžiku řezu, ovlivňovaný plynulostí odchodu materiálu, zaklonění nože při řezu apod.). U travního porostu byly rozdíly v kvalitě řezu rotačních strojů podstatně menší než u jetelovin.

Nejdelší dodatečně kontrolované nepříznivě zaschlé části lodyh strniště (u vojtěšky) byly zjištěny po seči strojem ŽTR-165 (důsledek značné délky poškození lodyh), ale i u E 301, kde příčinou byla velká výška strniště. Nejlepší výsledky měl opět stroj Welger.

Dále se zjišťovaly ztráty dvojím řezem a olámáním. Významné ztráty na vojtěšce vznikly při použití stroje Kuhn FC-44 s čechračem (přestože byl nastaven nejnižší stupeň čechracího účinku). Rovněž u stroje KPRN 3 (s mačkačem) byly ztráty na vojtěšce vysoké. Nízké průměrné ztráty měly opět stroje Welger a Vicon a při rychlosti 5 km . h^{-1} také E 301. U travního porostu byly ztráty největší (převážně dvojím řezem) u stroje KRN 2,1 a Vicon CM 165 a nejmenší u stroje Mörtl TOI 4 a ŽTR-165. Při nižší rychlosti byl nejlepší Kuhn FC 44. Stroj Welger byl průměrný.

Hodnocení charakteristiky pokosu (tvary a geometrické rozměry pokosů a objemová koncentrace píce) vedlo především k praktickému důležitému výsledku, kterým je rychlost vysychání píce.

Stroj ŽTR-165 a Mörtl TOI 4 vytvářejí velmi kompaktní pokosy, které pomalu vysychají. Ze skupiny strojů bez čechračů v průměru nejlépe vysychal pokos za strojem Vicon CM 165 v důsledku vějířovitě uspořádaných lodyh při menší koncentraci hmoty. U stroje Welger SM 4S bylo vysychání o něco pomalejší. Nejvyšší rychlosti vysychání se dosahovalo u stroje Kuhn FC 44 (s čechračem), u kterého zůstal pokos načechraný po celou dobu vysychání a neslehával se (tato výhoda se v plném rozsahu uplatnila u travního porostu, u něhož čechrač tohoto typu podstatněji nezvyšuje ztráty). U stroje KPRN 3 (s mačkačem) byl pokos rovněž načechraný, ale víc se slehával a v důsledku značné koncentrace hmoty vysychal pomalu (vesměs pomaleji než u talířových strojů s výhodným uložením pokosu). Ještě pomaleji vysychala píce za mačkačem E 301 (v důsledku vysoké koncentrace materiálu), u kterého se rychlost vysychání přiblížila stroji ŽTR-165.

Bylo také zkoumáno obrůstání porostů po seči a zdravotní stav. Opakovanými prohlídkami porostů nebyly zjištěny rozdíly ve zdravotním stavu, které by mohly být způsobeny činností jednotlivých strojů. Vlivem suchého počasí v době obrůstání a později nebyl výskyt chorob kvalitou řezu, výškou strniště a jinými faktory závislými na žacích strojích ovlivněn. To však nelze vyloučit za příznivých podmínek pro výskyt houbových chorob (Štrafelda, 1981).

Při sledování rychlosti obrůstání porostů, intenzity odnožování a výnosů následující seče byly zjištěny dost značné rozdíly, které však způsobily jiné faktory. Ty překryly případné menší rozdíly, které mohly být vyvolány činností žacího ústrojí jednotlivých strojů.

Z uvedených výsledků vyplývá, že žací ústrojí typu Welger, které posečený materiál zvedá, a tím brání jeho poškozování a tření, a které zajišťuje dopravu materiálu převážně účinkem střední části talířů, jejichž aktivní prvky mají malý průměr (mají tedy nízkou obvodovou rychlost), je jak z hlediska energetických nároků, tak z hlediska funkce výhodné. Pracovní orgány Welger nemohly být z důvodu patentové čistoty i z jiných důvodů převzaty. Vlastní pracovní orgány, jejichž řešení vycházelo z těchto závěrů, sledují dosažení obdobných výsledků vlastním, vůči konstrukci Welger změněným řešením (Souček aj., 1983).

HLEDISKA UPLATŇOVANÁ PŘI VOLBĚ KONCEPCE ČESKOSLOVENSKÝCH TALÍŘOVÝCH ŽACÍCH STROJŮ

Dále uvedená hlediska vyplynula zejména z výzkumných prací, které probíhaly v prvních letech řešení úkolu. Jejich základem byly teoretické práce, experimenty a měření, laboratorní a provozní zkoušky a výrobně technologické rozbory, prováděné k. VÚZS Praha-Chodov ve spolupráci s Agrozetem Pelhřimov a s katedrou pícninářství agronomické fakulty Vysoké školy zemědělské v Praze (viz také výsledky uvedené v předcházející části práce). Funkční problémy byly řešeny pomocí filmů z časové lupy, další hlediska na základě energetických analýz z měření krouticího momentu, resp. příkonu a spotřeby nafty, extrémních zatížení hnacích a nosných prvků (na základě měření krouticích momentů celkových i dílčích a měření namáhání exponovaných detailů). Byla uplatňována i pícninářská hlediska (zjištěná v úvodu řešení, ale také v dalším průběhu na vlastních strojích). Problémy kopírování nerovného povrchu a dynamických jevů v pohonu byly řešeny teoreticky, pomocí matematických modelů na číslicovém počítači. V dalším období (zejména v roce 1984) pokračovaly laboratorní zkoušky životnosti detailů nosných i hnacích částí, tenzometrická měření, pícninářská hodnocení, rozsáhlé provozní zkoušky vlastních strojů (SP2-200, SP9-061, SP2-201 a SP9-062), které správnost zvolené koncepce plně potvrdily.

Pro konkrétní důležité konstrukční prvky byla při jejich volbě uplatňována dále uvedená hlediska (jsou uváděny pouze prvky, jejichž výběr nebyl jednoznačný):

a) Pohon žacích talířů kuželovými ozubenými koly byl zvolen z těchto důvodů (přesto, že většina světových výrobců používá čelní kola):

1. Umožňuje používat svařovanou skříň, uzavřený nosník (bez dělení), což výrazně zvyšuje její pevnost, životnost a tuhost ve srovnání s dělenou skříní, používanou u čelních kol. Jedna z nejlépe dimenzovaných dělených skříní s čelními koly lišt — KUHN GMD 55 — se na základě výsledků tenzometrického měření pro tvrdé podmínky ukázala jako nevyhovující. Svařovaná skříň navíc dává v našich výrobních a provozních podmínkách větší předpoklady pro zajištění těsností proti unikání oleje než skříň dělená a šroubovaná.

2. K spodnímu pohonu talířů s kuželovými koly je třeba o 1/3 menší počet ozubených kol s menšími rozměry, což je výhodné:

— z hlediska úspor materiálu na výrobu ozubených kol,
— z hlediska nižšího příkonu při běhu naprázdno a celkově vyšší účinnosti (krouticí moment je přenášen průběžným hřídelem, nikoliv sériově řazenými koly se stále rostoucími ztrátami),
— nižším momentem setrvačnosti, který je kromě jiného zcela rozhodující pro snížení možnosti vzniku havárie při nárazu na překážku; navíc je pružný hřídel výrazně torzně pružným prvkem, který značně přispívá k pohlcení energie při nárazech na překážky, a tím ke snížení silových účinků. Praxe tyto předpoklady plně potvrdila. Rovněž počet ložisek je při použití pohonu s kuželovými koly o deset kusů menší.

Při zkouškách zahraničních strojů v roce 1981 se u dvou typů ulomily zuby pohonů s čelními koly (při minimální době zkoušek), zatímco u československých žacích strojů s kuželovým pohonem se po výkonnostních zkouškách u některých prototypů až desetkrát delších, často v nesrovnatelně tvrdších podmínkách, zatím ani v jednom případě zuby neulomily. Laboratorní zkoušky životnosti prokázaly i vysokou únavovou životnost a životnost v dotyku použitého kuželového převodu (přesahující plánovanou životnost).

3. Kuželový pohon umožňuje libovolné konstrukční natočení (předklonění) skříně vůči vodorovné rovině, což umožňuje nastavit i vyšší strniště (seřízením v tvrdých provozních podmínkách). Klasické provedení pohonu s čelními koly (talíře musí mít v základní poloze svislé osy) vychází ze základní velmi nízké výšky strniště; nízké strniště je ostatně hlavní důvod, který západní výrobce vede k tomu, aby používali čelní kola. Seřízením lze bez problému dosáhnout ještě nižší výšky (pod 3 cm). Vyšší výšky strniště lze však dosáhnout jen za cenu dvojích řezů (v zadní části lišty), zvyšujících příkon. V podmínkách intenzívního soukromého zemědělství s vyrovnanými pozemky bez výskytu kamenů tato koncepce vyhovuje. U nás, kde velkovýroba vyžaduje vysoké denní a roční výkony i na nerovných pozemcích, musí být možnost dobře nastavovat výšku strniště značně přes 5 cm. Bylo opakovaně ověřeno, že československé i zahraniční lišty s kuželovým pohonem (mající v principu vyšší nosník převodu) požadavek našich základních technických podmínek na nejnižší výšku strniště 4 cm (i nižší) splňují stejně kvalitně (z hlediska rovnoměrnosti výšky i kvality řezu) jako nejlepší západní lišty s velmi nízkým nosníkem převodovky.

4. V principu mnohem lépe dimenzovatelný svařovaný nosník pohonu skříně s kuželovými koly umožňuje s menším rizikem konstruovat žací stroje s velkým záběrem, než při použití dělené skříně s čelními koly.

5. U kuželového pohonu lze snadněji měnit smysl rotace a vzdálenost talířů, což dává předpoklad k jednodušší rekonstrukci skříně (jestliže se rozšíří počet typů vyráběných žacích strojů) při zachování unifikovaného převodu na jednotlivé talíře.

6. Převod na jednotlivé talíře je základním převodovým prvkem umožňujícím konstrukci dobrého uložení v kompaktní lehké separátní skříni, je snadno demontovatelný nebo i vyměnitelný jako celek (i v polních podmínkách). Jakákoliv kontrola nebo výměna v převodech i v ložiskách skříní s čelními koly znamená náročnou montážní operaci. Při

nízkých ročních výkonech a dobrém zacházení v soukromém zemědělství (desítky hektarů ročně) není tato nevýhoda tak výrazná jako v zemědělské velkovýrobě (stovky hektarů ročně).

7. Řešení s kuželovými koly je technologicky výhodné v podmínkách Agrozetu Pelhřimov, kde je výroba kuželových kol Oerlikon zavedena.

Z rozborů vyplynulo, že pracnost řešení s kuželovými koly ve srovnání s čelními je čtyřikrát menší, vzniká roční úspora materiálu asi 100 tun a roční úspora materiálových nákladů asi 260 tisíc Kčs (na roční výrobu asi 1100 kusů). Úspora strojních investic je asi 20 až 14 miliónů Kčs, úspora výrobních ploch 150 až 300 m^2.

b) Talíře s prvky, které posečený materiál zvedají a aktivně dopravují za stroj nižší obvodovou rychlostí středových kuželových ploch (obr. 2), byly zvoleny z dále uvedených důvodů (přesto, že většina výrobců používá klasické eliptické talíře):

1. Je možné dosáhnout nízký příkon na dopravu materiálu (dokazují to výsledky měření). Okraj talířů, který není kruhový se středem v ose rotace, ale po obvodu se středu rotace přibližuje, umožňuje postup odříznutých stébel (ve shodě s rychlostí pojezdu) do prostoru mezi talíře (obdobně jako u klasických eliptických talířů). Límcové plochy na obvodu talířů svou nejnižší hranou působí jako lopatky a materiál nabírají a postupně zvedají. Zvýšený, ke středu se přibližující okraj dává dolním koncům stébel impuls zajišťující jejich přiblížení ke kuželové dopravní ploše. Ta má ve své spodní části zvýšená žebírka, což umožní v první fázi (vlastně jednorázově) větší záběr, a tím i uspokojivou dopravu. Konec (nejvyšší část) límcové postupně stoupající dopravní plochy však v další fázi vytlačí materiál z dosahu zvýšených žebírek, což vyloučí nebezpečí zpětné dopravy nebo vznik rotujících shluků materiálu. Další doprava probíhá jen působením nízké části žebírek na malém poloměru rotoru, tedy z hlediska příkonu na dopravu úsporně.

2. Pohon kuželovými koly při jejich vyhovujícím dimenzování vyžaduje, aby se zvýšila střední část talíře. Pak je třeba, aby talíře materiál více zvedaly, má-li při velkých výkonech plynule procházet přes žací lištu. Splnění tohoto požadavku (viz předcházející bod) však přináší rozhodující výhodu spočívající v tom, že posečený materiál nepřichází znovu do styku s rotujícími noži, což snižuje příkon a vylučuje tvorbu řezanky a z toho plynoucí ztráty. V základním uspořádání při důsledném střídání levotočivých a pravotočivých talířů není třeba materiál zvedat zkroucenými vrtulovými noži, které jsou pro velkovýrobní provoz (jsou nutné levé a pravé nože) a kamenité pozemky (po nárazech na kameny a další deformací zůstávají viset pod diskem) nevýhodné. Je možné používat jednoduché ploché levné nože.

Zvláštní vstupní převod s plazem pro traktorové vzadu nesené typy žacích strojů (např. SP9-061) a s nimi unifikované boční sekce širokozáběrového stroje (SP2-200) byl zvolen z těchto důvodů (ve shodě s většinou zahraničních strojů):

1. Standardní kuželové soukolí a jeho ložiska na šestihranném hřídeli, jejichž rozměry jsou omezeny, nezajišťuje dostatečnou rezervu v dimenzování (životnosti), jestliže ve vstupním převodu má přenášet ce-

lý příkon sousedních talířů. Tuto rezervu je nutno vytvořit u základního typu, kterým je vzadu nesený stroj se záběrem 2,4 m (šest disků) tím, že příkon je na šestihranu v prvním kroku přenášen čelními koly, která je možné dimenzovat více než kuželová. Toto řešení také umožňuje získat rezervu na další rozšíření záběru (na sedm talířů).

U čelně neseného žacího stroje, u něhož je požadavek na možnost prosekávání, a tedy plaz není možné použít, je již nutné přes standardní kuželové soukolí pohonu talíře přenášet zvýšený příkon. To však je nejslabší stránka řešení pohonu s kuželovými ozubenými koly. U čelně neseného stroje SP2-201 tento slabší článek připouštíme, neboť předpokládáme jeho roční využití nižší než u univerzálnějšího, pro většinu podmínek provozně výhodnějšího vzadu neseného žacího stroje. Tímto rozhodnutím jsme ztratili plnou unifikaci mezi vzadu neseným a čelně neseným strojem při záběru 2,4 m (při jiných záběrech je stejně skříň odlišná). Zajistili jsme však dostatečnou životnost pohonu nejdůležitějšího typu, kterým vzadu nesený žací stroj SP9-061 má být.

2. Vstupní převodovka nevyžaduje na hřídeli řemenice tak velké kuželové kolo, neboť potřebný převod se získá na dvou místech. To značně snižuje hmotnost celé vstupní skříně. Dokazují to i zahraniční konstrukce různých koncepcí. Tomuto tvrzení odporuje nově nabízený talířový žací stroj firmy Fahr s kuželovými převody talířů (SM 50). Toto řešení, u něhož je vstupní převodovka velmi malá, přestože používá vstup přes krajní buben, však podle našeho názoru nezajišťuje dostatečnou životnost pro zemědělskou velkovýrobu.

3. Dostatečné kopírovací schopnosti žacího stroje vyžadují solidní plaz na levém konci lišty (pod vstupní převodovkou), kde se navíc přenášejí silové účinky z hmotnosti části rámu stroje, který je zde opřen. Z teoretického řešení vyplývá, že nadlehčovací pružina není schopna tyto účinky vyloučit a současně zajistit dokonalé kopírování povrchu. Menší vhodnost řešení bez plazu jednoznačně ukázal v ČSSR zkoušený vzadu nesený stroj Mörtl TOI 4 i KRN-2,6.

4. Řešení bez plazu, tedy pohon přes první talíř, je značně omezeno řadou západních patentů, jejichž obejití je sporné (a tím riskantní) u základního typu (SP9-061), který by měl být exportován do západních zemí.

5. Zvláštní vstupní převodovka přesazená mimo talíře zajišťuje potřebné překrytí, které je nutné k jednoduché návaznosti pohonů (jen spojení kloubovými hřídeli) při vytváření širokozáběrových strojů (např. SP2-200 se záběrem 5,4), složených z jednotlivých sekcí. Je možné jednoduše dosáhnout záběru i přes 6 m při dobrých kopírovacích schopnostech žacího stroje i u nerovných luk (tedy i pro horské oblasti).

6. I při použití zvláštního vstupního převodu s plazem je možné používat snímatelný adaptér cepového typu, jak o tom svědčí stroje Welger a Krone. Toto řešení úpravy pokosu však považujeme pro velkovýrobní podmínky za méně vhodné ve srovnání s rozhozem, prováděným v době sečení (viz zvláštní bod).

7. Zvláštní vstupní převodovka posouvá otočný bod stroje k ose traktoru, což umožňuje používat výhodné boční sklápění do transportní

polohy s malým bočním vyložením stroje, a tím plnění dopravních předpisů.

8. Dobře dimenzovatelná vstupní převodovka umožuje použít jen lehké spojení konce nosníku žací lišty s koncem lišty pro zajištění dostatečné pevnosti skříně žacího ústrojí. Dovolí to vyloučit použití tuhé masívní opěry (rámu) v konci skříně žacího ústrojí. Při tuhém spojení opěry přes rotující části posledního talíře dochází v důsledku statické neurčitosti k těžko sledovatelnému přetěžování ložisek hřídele a převodové skříně pohonu talíře. Životnost je při tomto řešení značně závislá na výrobní a montážní přesnosti prvků rámu. Postupně vznikající deformace, které je nutno při velkovýrobním zemědělském použití předpokládat, mohou způsobit těžko opravitelné havárie v zemědělském provozu.

d) Ústrojí k rozhozu posečeného materiálu u vzadu nesených strojů (např. u SP9-061, popř. u dalších navazujících) místo cepového rotoru (v západních zemích obvyklého) bylo zvoleno z těchto důvodů:

1. Je všeobecně známé, že vysoký efekt (z hlediska urychlení vysychání), kterého se u cepového rotoru při sečení travních porostů dosáhne, je zlikvidován, jestliže posečená píce zmokne. Porušené stonky v původně načechraném řádku se slehávají víc než u neupraveného pokosu, snadněji přijímají vlhkost, víc se vyplavují živiny. Tyto nevýhody se zřejmě snadněji eliminují ve vysoce intenzívní malovýrobě soukromých zemědělců, která se snadněji přizpůsobí změnám počasí, než v zemědělské velkovýrobě, která potřebuje jednorázově posekat větší množství ploch. Při náhlých změnách počasí se pak těžko vyloučí možnost, že materiál zmokne. Naopak paralelní rozhoz (v průběhu sečení) velmi silně urychlí vysychání: při extrémně příznivém slunečném počasí téměř stejně jako cepové ústrojí (Štrafelda aj., 1982, 1983), při chladnějším počasí stejně nebo i více než cepový rotor a při deštivém počasí se píce neznehodnocuje v takové míře, jako u cepového rotoru. V letech 1981, 1982 a 1983 byl laboratorně zkoušen a provozně nasazen velmi dobrý stroj s cepovým rotorem (Kuhn FC-44), u něhož je možné intenzitu úpravy píce regulovat v širokém rozmezí. Uvedené závěry se potvrdily. V praktickém provozu se ani v jednom případě nepodařilo, aby zemědělský podnik zorganizoval práci tak, že by se odvoz sena v důsledku rychlejšího vysychání urychlil. Seno většinou vždy alespoň krátkodobě zmoklo, což mělo negativní důsledky. Ohlas zemědělské praxe nebyl u stroje FC-44 tak příznivý, jako u stroje SP9-061 s paralelním rozhozem, který jednoznačně šetří jednu pracovní operaci.

2. Úpravy píce cepovým rotorem nelze použít např. u vojtěšky (přes tvrzení výrobce), neboť vznikají nepřijatelné ztráty odrolem lístků. Naopak paralelní rozhoz je použitelný i u vojtěšky.

3. Vyřazení cepového rotoru z činnosti (při nevhodném počasí nebo porostu a při vysokém výnosu) vyžaduje vždy jednodušší nebo složitější montáž stroje, což nepřijatelně zatěžuje velkovýrobní zemědělský provoz.

4. Cepový rotor snižuje výkon žacího stroje při vysokých výnosech, neboť je nutné používat pomalejší pojezd. Při extrémních výnosech se

ucpává a efekt je problematický. Naopak paralelním rozhozem není výkon sečení ani při vysokém výnosu nijak omezován.

5. Paralelní rozhoz ve srovnání s použitím cepového rotoru je energeticky nesrovnatelně výhodnější.

e) Spodní pohon žacích talířů, v případě, že na vnitřních talířích jsou nasazeny zvýšené klobouky (bubny), nebyl u SP9-061 použit z těchto důvodů:

1. U základního typu, kterým stroj se záběrem 2,4 m má být, není účelné dosahovat stahování pokosu pod 1,3 m. Ve shodě s většinou světových výrobců talířových žacích strojů (např. Kuhn, Welger, Vicon, Taarup) je při záběru 2,4 m používáno klasické provedení, u něhož jsou zvýšené klobouky pouze na krajních talířích, talíře mají sudý počet a smysl jejich rotace se pravidelně střídá. Je to energeticky optimální řešení, zajišťující plynulý odchod materiálu i při extrémním výnosu, dosahuje se pravidelného rozložení posečené píce co nejvíce využívajícího plochy pozemku (je to důležité z hlediska vysychání, jestliže není použit paralelní rozhoz).

2. Řešení se souhlasnou rotací krajních talířů (vedoucí k použití zvýšených klobouků na vnitřních talířích) je někdy nutné a má-li být plněn požadavek na extrémní zužování pokosu také výhodné (u velkých záběrů nebo u čelně nesených strojů) nebo u lichého počtu talířů nezbytné. Má však jednoznačné nevýhody, jejichž uplatnění by se nemělo připustit u základního typu, kterým SP9-061 má být. Při méně vhodném provedení má řešení se souhlasnou rotací zvýšený příkon a víc poškozuje píci (vznikají dvojí řezy a z toho plynoucí ztráty). I při dobrém provedení je řešení se souhlasnou rotací citlivější na otupení nožů, na polehlý materiál, na vysoké rychlosti pojezdu, na nastavení extrémně vysokého strniště, takže se může zhoršit pravidelnost strniště a zvýšit ztráty. Tyto poznatky jednoznačně vyplynuly ze zkoušek strojů TOI 5F (Mörtl), GDM 55 (upravený Kuhn) a z vlastního stroje se záběrem 2,9 m (sedm talířů). Podkladem byly kromě praktického pozorování a měření výšek strniště také filmování časovou lupou a měření příkonů. Částečně byly uvedené poznatky ověřeny i pozorováním KRN-2,6.

f) Průměr žacích orgánů (obvodové kružnice konce nožů) 0,51 m (nikoliv 0,60 m, používaný u některých výrobců) byl použit z těchto důvodů:

1. Menší průměr talířů snižuje hmotnost žacího ústrojí. Srovnání je pochopitelně třeba zaměřit na konstrukce dostatečně dimenzované pro podmínky zemědělské velkovýroby (např. řešení SM 50 firmy Fahr s průměrem 0,6 m tomuto požadavku nevyhovuje).

Požadavek nízké hmotnosti (při dostatečném dimenzování) je rozhodující pro dobré kopírování sečeného povrchu a celkově nízké zatížení nosných částí stroje. Z porovnání konkrétních typů strojů vyplynulo, že skupina západních strojů s koncepcí jako SM 50 (s většími talíři) je v průměru o 100 kg (asi o 25 %) těžší než skupina strojů podle koncepce SP9-061. Rekonstrukce těchto strojů pro tvrdé požadavky zemědělské velkovýroby by si přitom pochopitelně vyžádala značné zvýšení hmotnosti u obou kategorií.

2. Menší průměr talířů rozhodujícím způsobem ovlivňuje dimenzování pohonu nejen pro lineárně menší krouticí moment ze stejného silového účinku na obvodu, ale především pro nižší hmotný moment setrvačnosti rotoru, který roste v principu se čtvrtou mocninou průměru. Z rozsáhlých praktických zkušeností i měření vyplývá, že pro možnost vzniku havárií hnacího ústrojí jsou zcela rozhodující právě momenty setrvačnosti. Při nárazu na pevnou překážku, kdy dojde k náhlému přibrzdění nebo dokonce zablokování některého talíře, ostatní talíře (především však sousední) vyvodí momenty, které mohou způsobit poruchy (buď deformace hřídelů, lomy zubů nebo kumulace poškození, postupně působící únavové lomy). Pojistné spojky celkového krouticího momentu zde nemají smysl, pojistky, resp. volnoběžky v jednotlivých talířích nejsou přijatelné a konstrukčně jsou obtížně realizovatelné, neboť musí zajistit synchronizaci rotace sousedních talířů. Jediným známým řešením je konstrukce rotorů s co nejmenším ještě přijatelným průměrem, který rozhodujícím způsobem snižuje nepříznivé dynamické účinky.

Z uvedených hledisek mají nepříznivý vliv také vysoké bubny hodnocené v bodě e), neboť rovněž zvyšují moment setrvačnosti.

Se stoupajícími momenty setrvačnosti klesají vlastní frekvence, které při použití kuželového pohonu talířů v důsledku pružného hřídele mezi talíři jsou i tak relativně nízké a mohou dalším snížením snadno přejít ve větším počtu do pracovní oblasti otáček.

3. Zvolený růměr 0,51 m umožňuje jemněji odstupňovat záběr změnou počtu talířů, což z hlediska plnění požadavku exportu nebo při konstrukci širokozáběrových strojů, kdy z konstrukčních důvodů vznikají požadavky na určitý záběr, je výhodné. Rozhodující však je, že pro naše podmínky je možné základní záběr 2,4 m realizovat se sudým počtem talířů. Rovněž další důležitý záběr (1,6 m), který je výhodný pro boční sekce širokozáběrového stroje, je realizovaný se sudým počtem talířů.

4. Přestavování výšky strniště, které se provádí nakláněním stroje, přináší menší nerovnoměrnost výšky při extrémně nízkém strništi. Pak je možno si spíše dovolit základní předklon skříně, který umožňuje na základě požadavku dostatečného dimenzování volit její odpovídající výšku. Získá se tím i výhodná rezerva na značné zvyšování strniště, které např. na kamenitých pozemcích je zcela nezbytné.

g) Nadlehčovací pružina snižující tlak pravého konce žací lišty (obvyklá u sovětských strojů) nebyla u SP9-061 použita.

Z teoretického řešení a praktického pozorování konkrétních strojů vyplynulo, že při dostatečně vylehčeném provedení a správně navržených náběžných plochách žací skříně je nadlehčování jejího vnějšího konce zbytečné a u menších záběrů dokonce jednoznačně škodlivé. Např. při záběru 1,6 m by měl být konec již spíše přitlačován než nadlehčován, aby kopírování nerovného povrchu bylo vyhovující. Podle našich zkušeností (potvrzených provedením strojů většiny světových výrobců) plně dostačuje nadlehčování pružinou pouze u vstupního převodu. Nadlehčování vnějšího konce může mít určitý význam při použití žacího stroje na málo únosných rozbahněných pozemcích.

ZÁVĚR

Správně volenou koncepcí rotačních žacích strojů lze zajistit značný efekt při výrobě a při využívání žacích strojů. Talířové žací stroje umožňují úsporněji a snadněji realizovat sečení s větším záběrem, což je pro zemědělskou velkovýrobu často výhodné. Plně využít výhod je však možné pouze při správné volbě konstrukčního provedení řady prvků talířových strojů. Pak je možné dosáhnout značných úspor materiálu, snížit energetickou náročnost, zajistit vysokou unifikaci navazujících typů a zajistit předpoklady pro dobrou provozní spolehlivost zvolené konstrukce a vyhovující funkční vlastnosti.

Literatura

DVOŘÁK, J.: Snížení hmotnosti energetické náročnosti, zvýšení spolehlivosti a zdokonalení funkce zemědělských strojů. [Závěrečná zpráva o řešení státního úkolu.] Pelhřimov, Agrozet 1985.

PLATIL, J.: Funkčně provozní ověřování rotačních žacích strojů. [Zpráva.] Praha-Chodov, k. VÚZS 1981.

SOUČEK, Z.: Nové rotační talířové žací stroje vyvinuté ve státním úkolu. [Zpráva.] Praha-Chodov, k. VÚZS 1985.

SOUČEK, Z. a kol.: Rotační žací ústrojí. Přihláška vynálezu PV 4103-83 (1983). Autorské osvědčení AO 233 429.

ŠTRAFELDA, J. a kol.: Výsledky hodnocení činnosti žacích strojů při sklizni první seče jetelovin a travního porostu z pícninářského hlediska. [Zpráva.] Praha, Vysoká škola zemědělská 1981.

ŠTRAFELDA, J. a kol.: Výsledky pícninářského hodnocení žacích strojů při sklizni travních porostů. [Zpráva.] Praha, Vysoká škola zemědělská 1982, 1983.

VRANÝ, Z.: Energetická náročnost, funkční a pevnostní poměry rotačních žacích strojů. [Zpráva.] Praha-Chodov, k. VÚZS 1981.

Došlo dne 4. 6. 1986

СОУЧЕК, З. (Агрозет, Концерновый научно-исследовательский институт сельскохозяйственных машин, Прага - Ходов): **Концепция решения новых ротационных дисковых жаток.** Земед. Tech., *32*, 1986 (10) : 599-616.

В статье приводится обоснование подбора конструктивных элементов дисковых жаток, вытекающее из научно-исследовательских работ к. НИИСХМ и из развития Агрозета Пелгржимов. Работы начались в 1381 г. испытаниями ввезенных и отечественных жаток. На первой фазе сравнивался ряд типов дисковых машин, в особенности с оправдавшей себя барабанной ЖТР-165 (выпускаемой в лицензии фирмы Цвегерс). Нами изучалась энергоемкость, эксплуатационные свойства и качество работы с точки зрения травосеяния. Отдельные сопоставляемые типы значительно отличались. Дисковые жатки по сравнению с барабанными имеют намного меньше потребляемую мощность. Применение ворошителя с бильным ротором резко повышает потребляемую мощность (FC-44). Также приводится краткое обозрение результатов оценки качества работы (труда), полученных вместе с СХИ в Праге. На основе полученных данных были предложены свои рабочие органы и другие конструктивные элементы, выбор которых у спорных решений подробно обоснован. Были выбраны следующие элементы: а) привод дисков коническими зубчатыми колесами, б) диски, поднимающие и активно подающие скошенный материал, в) нижний привод с отдельной входной передачей, опирающейся на полоз, г) организация валка устройством с разбросом материала, д) у основного типа (СП9-061) регулярное чередование ротации дисков с применением повышенных шарниров только у крайних дисков, е) диаметр жатвенных органов 0,51 м, ж) режущий аппарат без приподнимания внешнего конца.

сеноуборочные машины; жатка; рабочие органы

SOUČEK, Z. (Agrozet, Concern Research Institute of Farm Machinery, Praha-Chodov): *Conception of Solving the New Rotary Disk Mowers.* Zeměd. Techn., *32*, 1986 (10) : 599-616.

The reasons are stated for selecting the design components for disk mowers, based on research work performed in the Concern Research Institute for Agricultural Machinery and on further development in the Agrozet Pelhřimov. The works commenced in 1981 by tests of imported as well as Czechoslovak-made mowers. In the first stage, a number of machines of disk type were compared particularly with the tried drum ŽTR-165 mower (manufactured in the licence of the Zweegers firm). Energy demands, operational properties and quality of work from the aspects of fodder production were studied. The individual types differed considerably. Disk mowers have a considerably lower power input than the mower of drum type. The use of a tedder with flail rotor significantly increased the power input (FC-44). A brief summary of the reults of evaluation of the quality of work, determined in co-operation with the University of Agriculture in Prague is included. On the basis of the findings, the working elements and other construction components were designed; detailed reasons are stated for their selection in controversional cases. The following components were selected: a) drive of mower disks by bevel gears, d) disks lifting up and transporting the cut material, c) lower drive with a special entry transmission supported by a slipper, d) treatment of swath by a spreading mechanism, e) in the basic type (SP9-061) regular alteration of disk rotation; elevated cups are used on the side disks; f) the diameter of mower disks 0.51 m; g) the outer end of the cutterbar is not springelevated.

fodder harvesters; mowers; working elements

SOUČEK, Z. (AGROZET, Konzern-Forschungsinstitut für Landtechnik, Praha-Chodov): *Lösungskonzeption neuer Rotationstellermähmaschinen.* Zeměd. Techn., *32*, 1986 (10) : 599-616.

Es werden die Beweggründe der Wahl von Konstruktionselementen für Tellermähmaschinen erörtert, so wie sie sich aus Forschungsarbeiten des Konzern-Forschungsinstituts für Landtechnik und anschließend aus der Entwicklung in AGROZET Pelhřimov ergab. Die Arbeiten begannen 1981 mit Prüfungen sowohl importierter als auch einheimischer Mähmaschinen. In der ersten Phase wurde eine Reihe von Tellermähmaschinentypen verglichen, insbesondere gegenüber der bewährten Trommelmähmaschine ŽTR-165 (die in Lizenz der Firma Zweegers hergestellt wird). Wir untersuchten den Energiebedarf, die Betriebseigenschaften sowie der Arbeitsqualität vom Gesichtspunkt der Futtergewinnung. Zwischen den einzelnen verglichenen Typen wurden wesentliche Unterschiede verzeichnet. Die Tellermähmaschinen erfordern eine wesentlich niedrigere Antriebsleistung als die Trommelmähmaschinen. Bei Anwendung eines Zetters mit Flegelrotor wird der Kraftbedarf bedeutend erhöht (FC-44). Es wird auch eine kurze Zusammenfassung von Ergebnissen der Arbeitsqualitätauswertung angeführt, die in Zusammenarbeit mit der Landwirtschaftlichen Hochschule in Prag vorgenommen wurde. Aufgrund der ermittelten Ergebnisse wurden eigene Arbeitsorgane sowie weitere Konstruktionselemente entworfen, deren Wahl bei strittigen Lösungen eingehend begründet wird. Es wurden folgende Elemente herausgegriffen: a) Antrieb der Schlagmesserscheiben durch konische Zahnräder; b) Tellerscheiben, die das gemähte Gut heben und aktiv befördern; c) Untenantrieb über durch Laufsohle gestütztes spezielles Eintrittsgetriebe; d) Behandlung des Mähgutes durch Schwadschleudermechanismen; e) beim Grundtyp (SP9-061) regelmäßiges Wechseln der Tellerrotation, unter Anwendung erhöhter Kappen nur an den Randtellern; f) Durchmesser der Mähwerkorgane 0,51 m; g) kein Anheben des äußeren Endes des Mähwerkbalkens.

Maschinen zur Halmfuttergewinnung; Mähmaschinen; Arbeitsorgane

---

Adresa autora:

Ing. Zbyněk Souček, CSc., Agrozet, koncernový výzkumný ústav zemědělských strojů, 140 03 Praha 4 - Chodov

---

SILOVÉ A ENERGETICKÉ POMĚRY PROTIBĚŽNÉ ŽACÍ LIŠTY

L. Trnka

TRNKA, L. (Agrozet, koncernový výzkumný ústav zemědělských strojů, Praha-Chodov): *Silové a energetické poměry protiběžné žací lišty.* Zeměd. Techn., *32*, 1986 (10) : 617-628.

Práce se zabývá silovými a energetickými poměry funkčního modelu protiběžné žací lišty SP2-213 čelně nesené na traktorech Z 5245 H, Z 7045 H, určené ke sklizni pícnin na svazích. Silové poměry zahrnují velikosti podélných sil (ve směru pohybu kos) působících v kulovém čepu vahadla v úvratích klikového mechanismu, energetické poměry zahrnují příkony při běhu naprázdno a při práci, včetně spotřeby paliva.

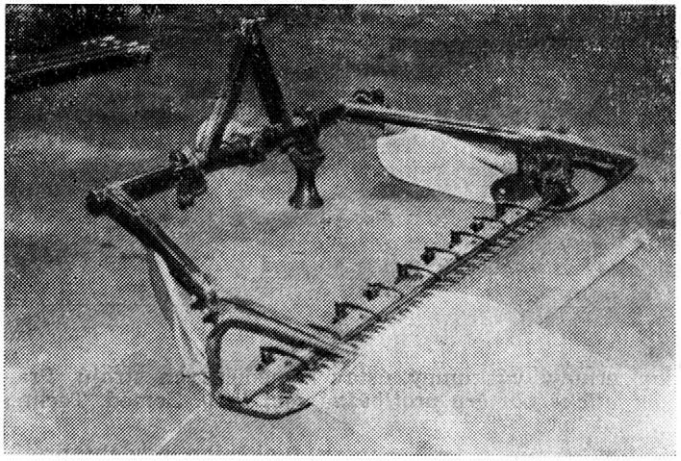
síly v klikovém mechanismu; příkon při běhu naprázdno a při práci; spotřeba paliva

V rámci úkolu „Vyhledávání nových prvků a principů pro zemědělské stroje" bylo v k.VÚZS Praha v roce 1983 zahájeno dílčí řešení „Ověření protiběžných žacích lišt pro svahové stroje". V průběhu práce (Čermák a Šperling, 1985) byl úkol dále konkretizován ve formě hmotného realizačního výstupu, který vyústil v letech 1984 až 1985 ve výrobě funkčního modelu čelní protiběžné žací lišty pro traktory Zetor Horal.

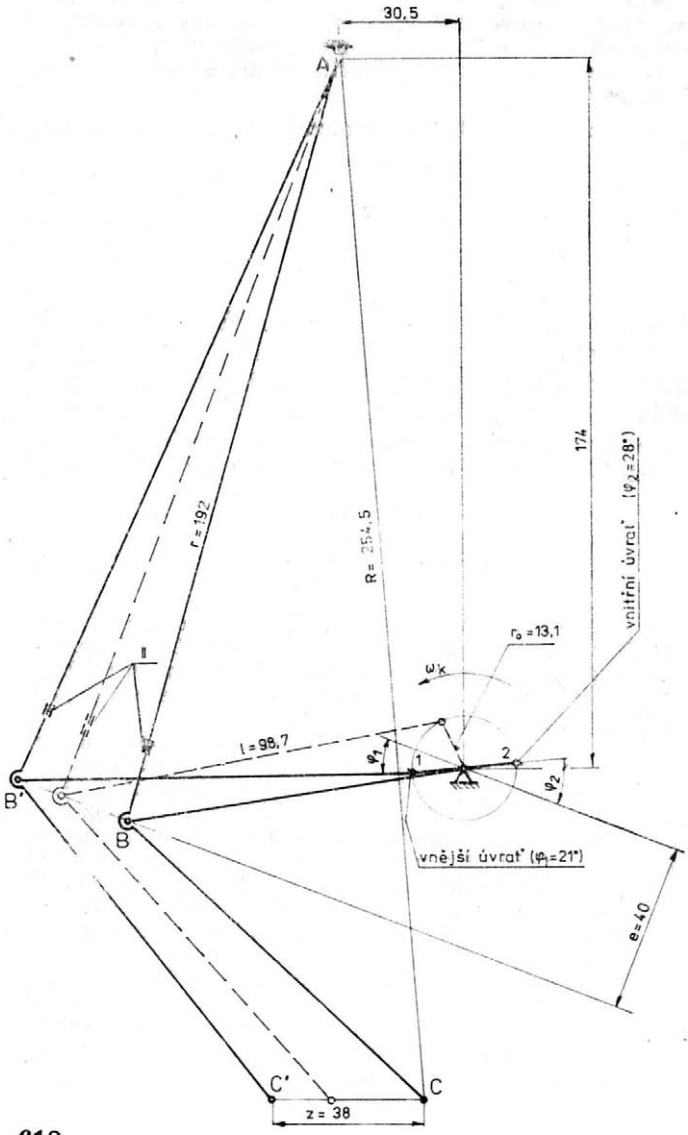
MATERIÁL A METODY

Abychom získali zkušenosti s provozem protiběžné žací lišty v agregaci s traktorem Z 7045 H s pohonem zadních nebo všech kol, byla v roce 1983 dovezena jedna žací lišta Busatis (NSR) v provedení pro nosič nářadí Reform 2000. Tato lišta měla pracovní záběr 1910 mm a mechanický pohon soustavou hřídelů a s převody kuželovými ozubenými koly.

Lišta Busatis byla pro použití na traktoru Z 7045 H upravena pro vstupní jmenovité otáčky předního vývodového hřídele 1000 min^{-1} a byla vybavena rámem, který umožňoval agregaci s předním tříbodovým závěsem traktoru Z 7045 H, popř. Z 5245 H. Na rámu bylo instalováno pojistné zařízení pro případ nárazu na překážku. Z provozních zkoušek lišty Busatis vyplynulo, že u navrhovaného funkčního modelu je nutné zvýšit pracovní záběr lišty na šířku větší než 2,5 m (aby byl cca o 0,2 m větší než obrysový rozměr kol traktoru) tak, aby při zvýšeném záběru a zachování dobré schopnosti sečení zůstaly síly v hlavních prvcích žacího ústrojí na stejné úrovni jako u lišty Busatis. U navrhovaného funkčního modelu protiběžné žací lišty konstrukce k. VÚZS (Čermák a Šperling, 1985) bylo rovněž nutné řešit shrnování pokoseného materiálu o šířce cca 2,5 m na šíři řádku cca 1,3 m, který by bezpečně prošel mezi zadními koly traktoru. Je to nutné jednak proto, aby nebyl zatlačen posečený materiál, jednak z hlediska bezpečnosti provozu traktoru (nebezpečí bočního smyku traktoru na svahu). Byly navrženy tři alternativy shrnování, a to:



1. Celkový pohled na protiběžnou žací lištu zn. Busatis — General view of the counter-acting cutterbar Busatis



2. Schéma excentrického klikového mechanismu s vahadlem pononu kosy funkčního modelu protiběžné žací lišty — Diagram of the eccentric crank mechanism with balance beam for knife drive in the functional model of the counter-acting cutterbar

a) pomocí rotujících kuželovitých těles s téměř svislou osou rotace (osa je nakloněna nahoře směrem ke středu lišty; byly použity dva kužely na levé straně a dva na pravé straně — oba páry byly umístěny na paralelogramu umožňujícím kopírování terénu);

b) pomocí usměrňovacích desek umístěných na paralelogramu;

c) pomocí svislých plechových kotoučů (s vodorovnou osou šikmou ke směru pohybu). K podélné rovině traktoru měly tyto kotouče sklon 30°. Kopírování terénu zajišťovalo uložení na vlečných ramenech. S tímto řešením stroj vcelku spolehlivě pracoval převážnou část zkoušek i z hlediska životnosti.

Funkční model protiběžné žací lišty SP2-213 s klikovým mechanismem pohonu dvou žacích kos o konstrukčním záběru 2524 mm (s předpokládanou výkonností 1,6 ha . h^{-1}) koncepčně vycházel z konstrukce lišty Busatis (obr. 1), přičemž vzhledem k větší šířce záběru činil počet horních pohyblivých přítlačných ramen nožů sedm kusů, počet dolních přítlačných ramen nožů šest kusů (přítlačná síla jednoho horního přítlačného ramene byla seřízena cca na 100 až 120 N; vodorovná podélná síla od deformace gumových silentbloků v přítlačných ramenech kosy se mění s úhlem pootočení kliky a závisí na charakteristice silentbloku). Zdvih žacích kos (mezi úvratěmi) činí 38 mm, rozteč nožů (žabek) r = 76 mm. Výška strniště se nastavuje změnou délky horního táhla předního tříbodového závěsu. Převod klínovými řemeny z předního vývodového hřídele traktoru na klikový hřídel pohonu kos působí zároveň jako pojistka proti přetížení při zablokování žacího ústrojí. Předpokládá se, že protiběžná žací lišta bude používána na pozemcích s úhlem svahu do 18°. Pojistné zařízení (obr. 12) se skládá z členu uloženého na dvou kloubech a z otočně posuvného členu k posunutí žacího ústrojí při nárazu na překážku dozadu směrem k traktoru a zároveň k jeho dostatečnému zdvižení nad terén. Součástí mechanismu je tlačná středová pružina a západkový mechanismus. Schéma excentrického klikového mechanismu s vahadlem pohonu kosy je na obr. 2; z ohybového namáhání vahadla v místě II jsme zjišťovali podélné síly působící v kulovém čepu vahadla v úvratích klikového mechanismu. Příkon protiběžné lišty při běhu naprázdno a při práci jsme zjišťovali z kroutícího momentu a z otáček na předním vývodovém hřídeli traktoru (měřené místo I). Při výzkumu jsme použili moderních měřicích metod na principu elektrických odporových tenzometrů; výsledky měření byly zpracovány na výpočetní lince s počítačem NOVA fy Data General. Spotřebu paliva jsme měřili spotřeboměrem Flowtronic 205.

VÝSLEDKY

SILOVÉ POMĚRY PROTIBĚŽNÉ ŽACÍ LIŠTY PŘI BĚHU NAPRÁZDNO A PŘI PRÁCI

Charakteristickým znakem excentrického klikového mechanismu s vahadlem a přímovratným pohybem kosy je periodický průběh všech silových veličin. V důsledku vůlí ve spojích, pružnosti jednotlivých dílů, kmitání hmot a výrobních nepřesností se skutečné silové poměry v žacím ústrojí liší od hodnot teoretických, zvláště při vyšších otáčkách žacího mechanismu.

Při běhu mechanismu naprázdno (nebereme-li v úvahu tření) je teoretická síla v kulovém čepu vahadla kosy F_{teor} dána součinem posuvných hmot (hmota kosy, kulového čepu, redukovaná část hmoty vahadla, redukovaná část hmot přítlačných ramen kos) a okamžité hodnoty zrychlení, které se periodicky mění. K této síle F je třeba připočítat vodorovnou podélnou sílu od deformace gumových silentbloků $F_{g(\varphi)}$, která je měřena na konci přítlačného ramene kosy v místě jeho misky zapadající do výstupku na kose. Podrobnější rozbor uvedl Trnka (1983).

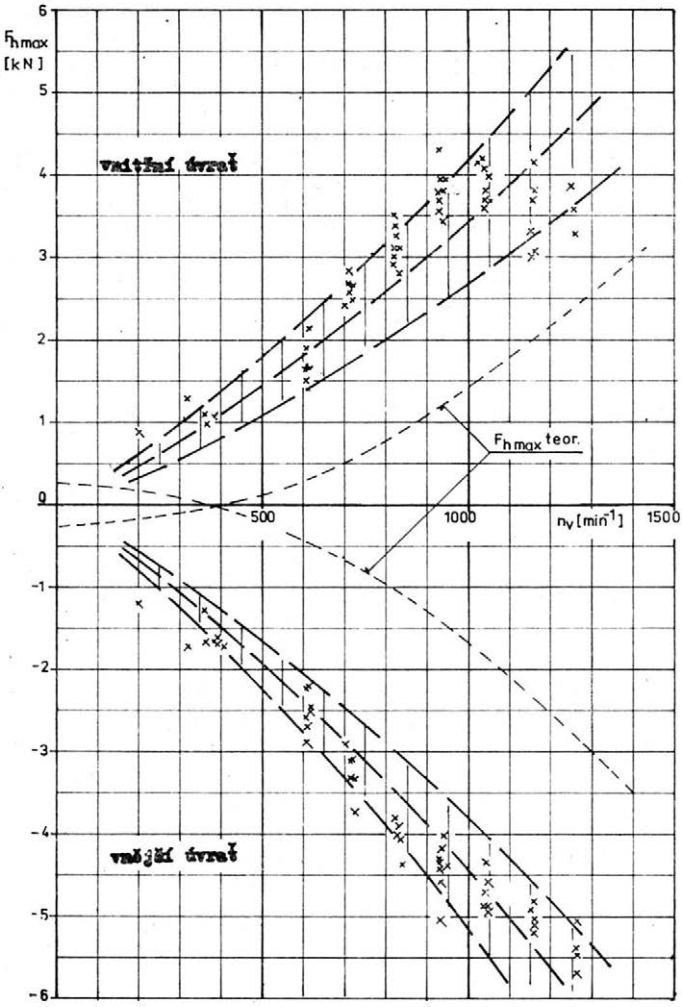
Aby byl splněn požadavek, aby u navrhovaného funkčního modelu s větším záběrem byla vodorovná síla F v kulovém čepu vahadla kosy přibližně stejná jako u původní lišty Busatis s menším pracovním zábě-

rem, bylo nutné snížit otáčky klikového hřídele žacího mechanismu navrhované lišty tak, že při zachování rozměrů klikového mechanismu přibližně platí:

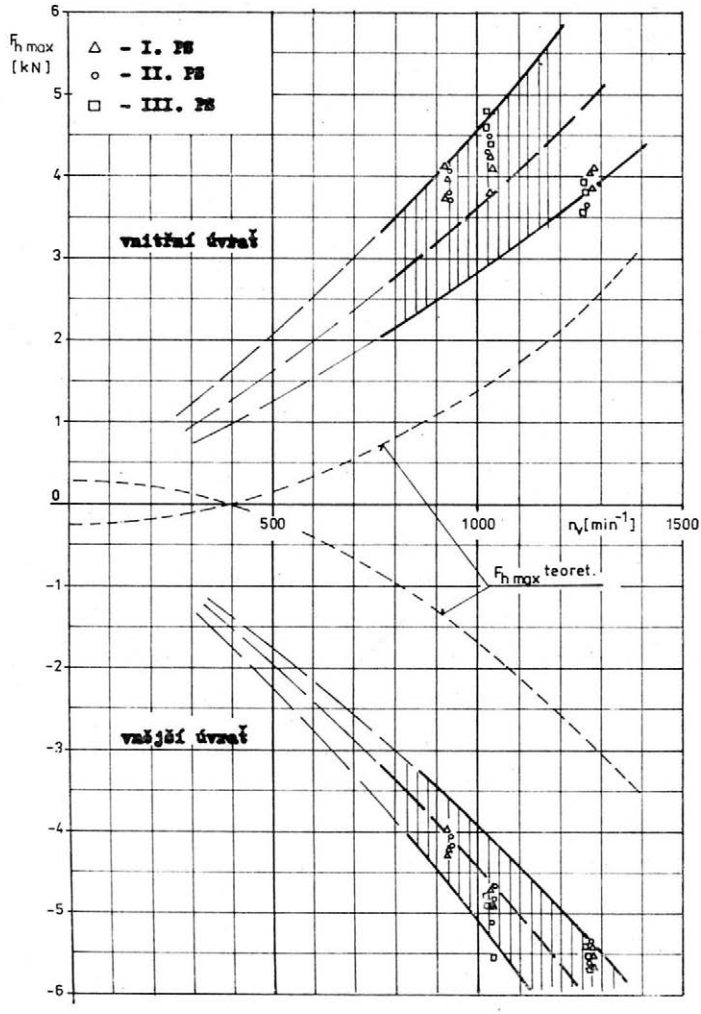
$$\frac{m_1}{m_2} \doteq \frac{k_2^2}{k_1^2}$$

kde: $k_2 = 1{,}12$ — převodový poměr mezi vývodovým hřídelem traktoru a klikovým hřídelem navrhovaného funkčního modelu ($\omega_2 = k_2 . \omega_v$)
$k_1 = 1{,}252$ — převodový poměr mezi vývodovým hřídelem traktoru a klikovým hřídelem lišty Busatis ($\omega_1 = k_1 . \omega_v$)
ω_1, ω_2 — úhlové rychlosti otáčení klikového hřídele lišty Busatis a navrhovaného funkčního modelu
ω_v — úhlová rychlost otáčení předního vývodového hřídele traktoru
m_1, m_2 — redukované posuvné hmoty v kulovém čepu vahadla kosy u lišty Busatis a u navrhovaného funkčního modelu

Velikost maximálních podélných sil v kulovém čepu horní kosy, zjištěná při různých otáčkách vývodového hřídele u lišty Busatis (Trnka, 1983), je při běhu naprázdno v úvratích mechanismu znázorněna na

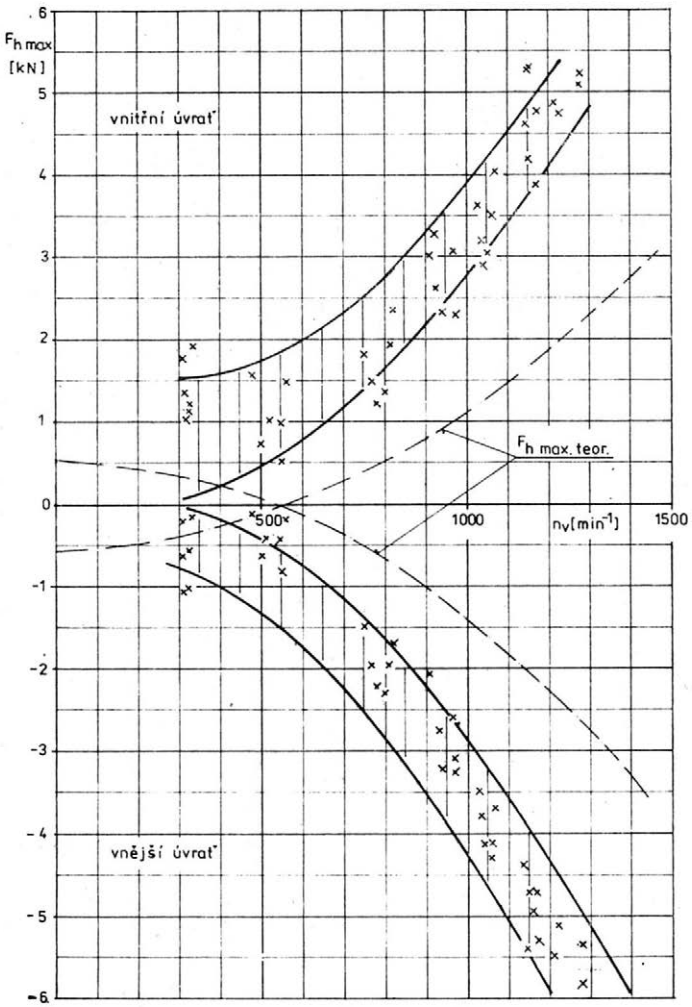


3. Závislosti maximálních podélných sil F_{hmax} v kulovém čepu vahadla horní kosy na otáčkách n_v předního vývodového hřídele traktoru Z 7045 H při běhu naprázdno žací lišty zn. Busatis — Dependences of the maximum longitudinal forces F_{hmax} in the spherical journal of balance beam in the upper knife on the revolution n_v of the front power take-off of the Z 7045 H tractor at idle run of the Busatis cutterbar



4. Závislosti maxmálních podélných sil F_{hmax} v kulovém čepu vahadla horní kosy na otáčkách n_v předního vývodového hřídele traktoru Z 7045 H při sečení trávy žací lištou zn. Busatis na prvním, druhém a třetím silničním převodovém stupni — Dependences of the maximum longitudinal forces F_{hmax} in the spherical journal of balance beam in the upper knife of the revolution n_v of the front power take-off of the Z 7045 H tractor during grass cutting by the Busatis cutterbar in the first, second and third gears

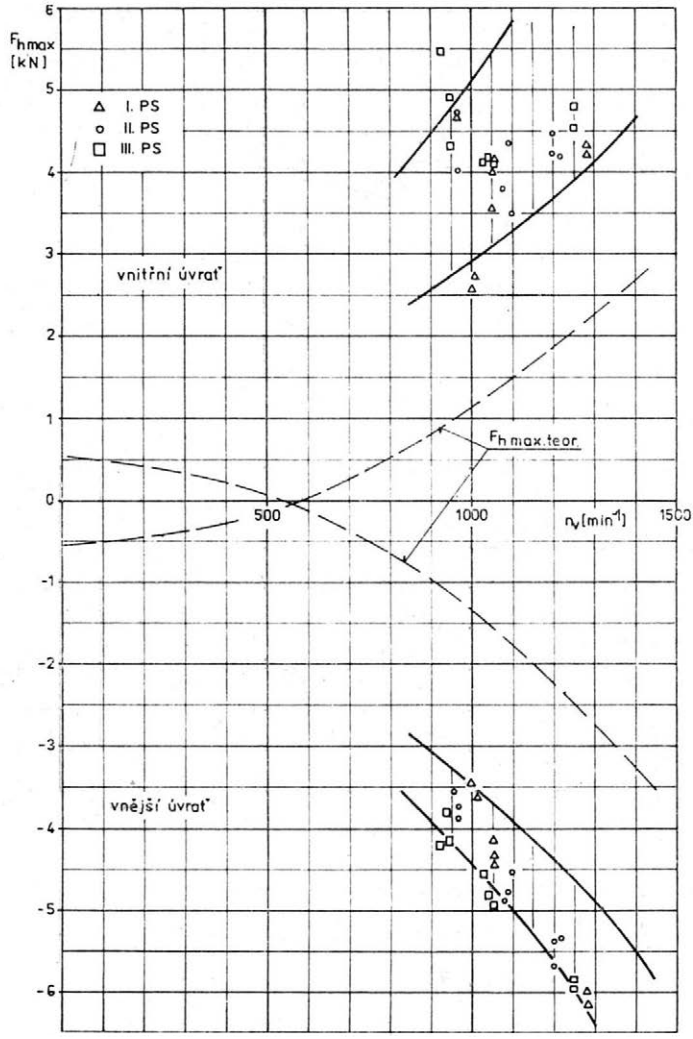
obr. 3, při sečení na obr. 4; velikost maximálních podélných sil v kulovém čepu horní kosy u funkčního modelu konstrukce k.VÚZS (T r n k a, 1984) při běhu naprázdno je na obr. 5, při sečení na obr. 6. (Na obr. 3 až 6 jsou síly ve vnitřní úvrati označeny jako kladné, ve vnější úvrati jako záporné.) Z obr. 3 až 6 vyplývá, že extrémní hodnoty zjištěných sil jsou podstatně vyšší než teoretické — v průměru dvojnásobně až trojnásobně. (Maximální teoretické podélné síly v úvratích mechanismu jsou dány součinem redukovaných hmot v kulovém čepu kosy a zrychlení v úvratích mechanismu.) To je dáno třením kos o sebe (velikost nastavení přítlaku přítlačných ramen) a ve vedení, vymezováním vůlí, tuhostí jednotlivých částí mechanismu a nerovnoměrným otáčením klikového ústrojí, které je způsobeno v důsledku malých rotujících hmot v hnacím ústrojí. Větší extrémy sil ve vnější úvrati mechanismu do značné míry souvisí i se zvětšenými hodnotami zrychlení — ve vnější úvrati je teoretické zrychlení cca o 18 % větší než v úvrati vnitřní (T r n k a, 1983). (Rozptyly měřených veličin na obr. 3 až 6 jsou vyjádřeny šrafovaným polem: horní okraje odpovídají největším naměřeným hodnotám, dolní



5. Závislosti maximálních vodorovných sil F_{hmax} v kulovém čepu vahadla horní kosy na otáčkách n_v předního vývodového hřídele traktoru Z 5245 H při běhu naprázdno funkčního modelu žací lišty — Dependences of the maximum horizontal forces F_{hmax} in the spherical journal of balance beam in the upper knife on the revolution n_v of the front power take-off of the Z 5245 H tractor at idle run of the functional model of the cutterbar

okraje nejnižším naměřeným hodnotám.) Z porovnání obr. 3 a 4, 5 a 6 rovněž vyplývá, že řezné síly při sečení nemají podstatný vliv na maximální síly F_{hmax} — při běhu naprázdno a při sečení je v dané oblasti otáček vývodového hřídele rozsah F_{hmax} téměř stejný. (K řezu dochází vždy mimo úvratě kos, v nichž dynamické síly dosahují extrémů; řezné síly by měly podstatný vliv jen v případě, že by se sekalo při nízkých otáčkách vývodového hřídele a při velké pojezdové rychlosti, což v našem případě nenastalo.)

Z výsledků měření (T r n k a, 1984) vyplývá, že u funkčního modelu při maximálních otáčkách byla při běhu naprázdno překročena velikost sil v hlavici kosy vzhledem k liště Busatis pouze ve vnější úvrati — cca o 20 % (to pravděpodobně bylo způsobeno většími vůlemi v hnacím mechanismu; síly ve vnitřní úvrati jsou přibližně stejné). V roce 1985 (P r cí n, 1985) byly při běhu naprázdno zjištěny maximální síly u horní kosy 5,4 kN a —6,5 kN, u spodní kosy 5,05 kN a —7,25 kN; při sečení trávy činily zjištěné maximální síly u horní kosy 5,25 kN a —6,58 kN, u spodní kosy 6,83 kN a —7,11 kN.



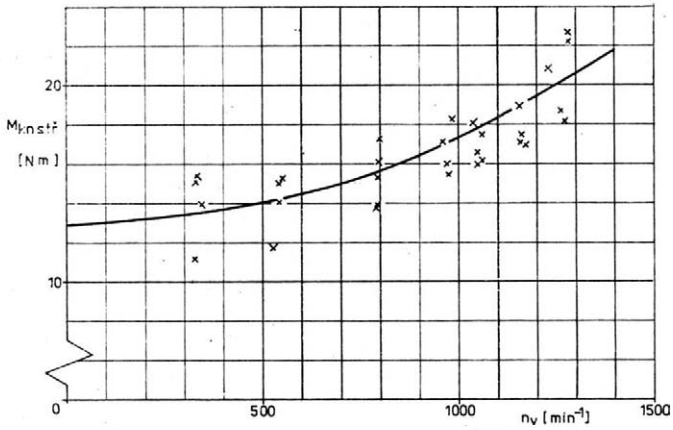
6. Závislosti maximálních vodorovných sil F_{hmax} v kulovém čepu vahadla horní kosy na otáčkách n_v předního vývodového hřídele traktoru Z 5245 H při sečení trávy funkčním modelem žací lišty na prvním, druhém a třetím silničním převodovém stupni — Dependences of the maximum horizontal forces F_{hmax} in the spherical journal of balance beam in the upper knife on the speed n_v of the front power take-off of the Z 5245 H tractor during cutting grass by the functional model of the cutterbar in the first, second and third gears

ENERGETICKÉ POMĚRY FUNKČNÍHO MODELU PROTIBĚŽNÉ ŽACÍ LIŠTY PŘI BĚHU NAPRÁZDNO A PŘI SEČENÍ

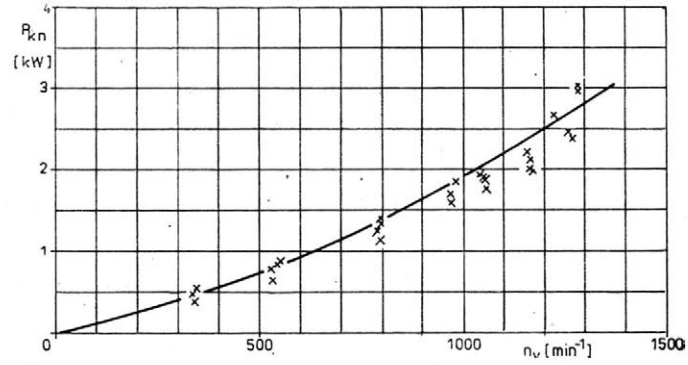
Závislost středního krouticího momentu a příkonu na otáčkách n_v (min^{-1}) předního vývodového hřídele traktoru Z 5245 H při běhu naprázdno je graficky znázorněna na obr. 7 a 8. Příkon při běhu naprázdno činil cca 2,5 kW při 1200 ot . min^{-1} vývodového hřídele; (při namazání kos plastickým mazivem NH-2 byly naměřeny (P r c í n, 1985) krátkodobě nižší příkony při běhu naprázdno).

Orientační závislost celkového příkonu P_{kv} při sečení trávy s výnosem 22 t . ha^{-1} (cca 80% vlhkost; střední výška porostu 42 cm) při různých převodových stupních traktoru Zetor 5245 H je patrná z obr. 9. Z experimentálně stanovené závislosti na obr. 9 je možné stanovit obecný vztah pro celkový příkon při sečení P_{kv}:

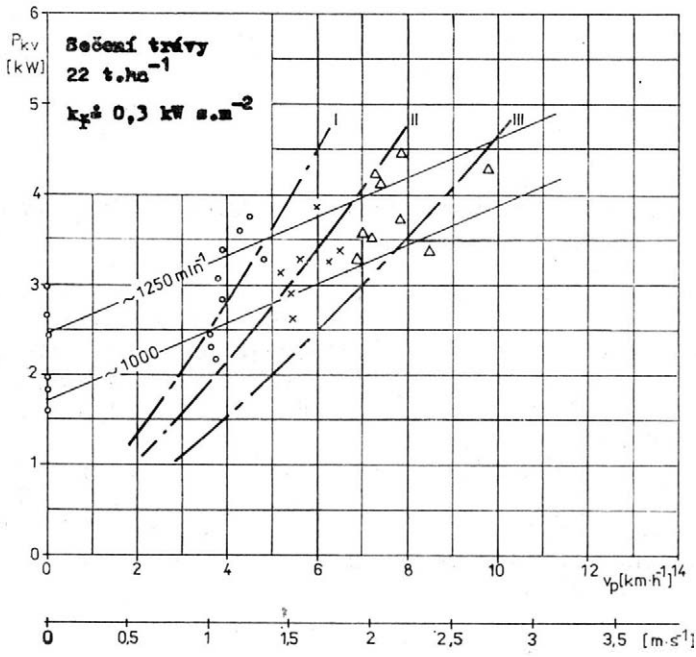
$$P_{kv} = P_{kn} + k_{ř} \, . \, B \, . \, v_p$$



7. Závislost středního kroutícího momentu $M_{knstř}$ funkčního modelu protiběžné žací lišty na otáčkách předního vývodového hřídele traktoru Z 5245 H při běhu naprázdno — Dependence of the mean torsional moment $M_{knstř}$ of the functional model of the counter-acting cutterbar on the speed of the front power take-off of the Z 5245 H tractor at idle run



8. Závislost příkonu P_{kn} funkčního modelu protiběžné žací lišty na otáčkách předního vývodového hřídele traktoru Z 5245 H při běhu naprázdno — Dependence of power input P_{kn} of the functional model of the counter-acting cutterbar on the speed of the front power take-off of the Z 5245 H tractor at idle run

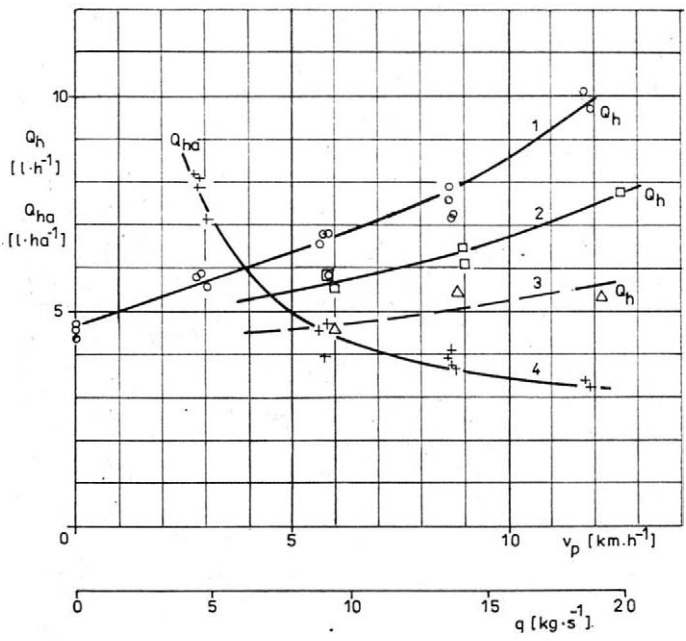


9. Orientační závislost příkonu funkčního modelu protiběžné žací lišty na pojezdové rychlosti při dvou různých otáčkách předního vývodového hřídele traktoru při práci. Křivky I, II a III odpovídají převodovým stupňům traktoru Z 5245 H (na svislé ose v_p = 0 jsou vyneseny příkony při běhu naprázdno) — Orientation dependence of the power input of the counter-acting cutterbar on the travelling speed at two different speeds of the front power take-off of a tractor during operation. Curves I, II and III correspond to the gears of the Z 5245 H tractor (on the vertical axis v_p = 0 power inputs at idle run are plotted)

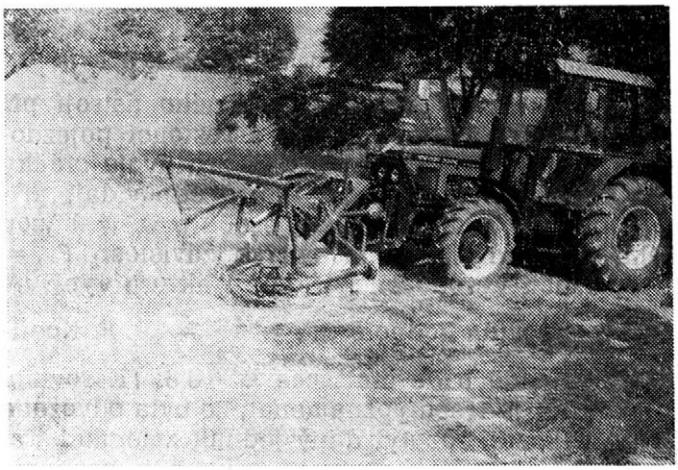
kde: B — pracovní záběr lišty (2,524 m)
v_p — pojezdová rychlost stroje (m . s^{-1})
$k_ř$ — součinitel řezání pro daný materiál a typ řezacího ústrojí (kW s . m^{-2})

Příkon na vlastní řezání $P_ř = k_ř . B . v_p$ roste u daného ústrojí při konstantních otáčkách vývodového hřídele lineárně s rostoucí pojezdovou rychlostí stroje (na obr. 9 jsou vyneseny příkony pro dvoje otáčky vývodového hřídele a různé pojezdové rychlosti, které odpovídají příslušným převodovým stupňům traktoru; na svislé ose pro $v_p = 0$ jsou vyneseny příkony při běhu naprázdno). Ze získaných závislostí $P_{kv} = f(v_p)$ při konstantních otáčkách vývodového hřídele traktoru vyplývá, že směrnice přímek na obr. 9 odpovídá hodnotě $\mathrm{tg}\alpha = \frac{P_ř}{v_p} = k_ř . B$. Koeficient řezání potom v našem případě bude činit cca $k_ř \doteq 0{,}3$. (K rovnici pro výpočet celkového příkonu P_{kv} je třeba poznamenat, že byla odvozena ze závislostí na obr. 9, které vykazují rozptyl daný jednak změnami třecích odporů při delší práci lišty, jednak možným otupením ostří při práci.)

Porovnáme-li hodnoty příkonů při běhu naprázdno s hodnotami celkových příkonů při sečení, vychází např. pro 1000 otáček vývodového hřídele za minutu a druhý převodový stupeň (cca 5,5 km . h^{-1}), že ztráty třením, které odpovídají příkonu při běhu naprázdno, činí u funkčního modelu pro daný materiál cca 60 % celkového příkonu P_{kv}. Ztráty třením porostou se zvyšováním otáček vývodového hřídele a při konstantních otáčkách vývodového hřídele se bude jejich podíl snižovat při vyšší pojezdové rychlosti. Maximálně zjištěný celkový příkon při sečení činil $P_{kv} \doteq 4{,}5$ kW na třetím převodovém stupni a rychlosti 7,89 km . h^{-1} s výnosem trávy 22 t . ha^{-1}. Nejvyšší rychlost, jaké byl traktor Zetor 5245 H v agregaci s funkčním modelem vzhledem k převodům a v měkkém te-



10. Závislosti spotřeby paliva Q_h a Q_{ha} traktoru Z 7045 H na pracovní rychlosti v_p (průchodnosti q) při sečení trávy protiběžným žacím strojem SP2-213 (křivky 1 a 4). Křivka 2: jízda po uklizeném strništi se žacím strojem v pracovní poloze (bez sečení). Křivka 3: jízda po strništi se zvednutým žacím ústrojím (v dopravní poloze) — Dependences of fuel consumption Q_h and Q_{ha} of the Z 7045 H tractor on the working speed v_p (throughput q) during grass cutting by the counter-acting mower SP2-213 (curves 1 and 4). Curve 2: the mower goes on a clean stubble in working position (without cutting). Curve 3: the mower goes on a stubble with lifted cutting implement (in transport position)

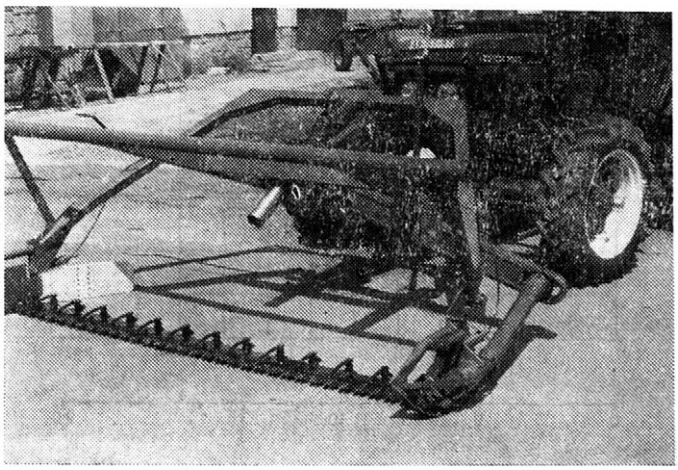


11. Celkový pohled na funkční model protiběžné žací lišty SP2-213 se shrnovacími kužely — General view of the functional model of the counter-acting cutterbar SP2-213 with sweep cones

rénu zkušebního pozemku při sečení schopen dosáhnout, činila 9,8 km . h^{-1} na třetím převodovém stupni.

Při agregaci s traktorem Zetor 7045 H (Prcín, 1985) byl zjištěn při sečení trávy (výnos 22,7 t . ha^{-1}) nejvyšší příkon 6,86 kW při pracovní rychlosti 11,95 km . h^{-1} se zařazeným třetím převodovým stupněm. Při této rychlosti se však ucpávala kosa a prokluzoval řemenový převod (při ucpání činil příkon přenášený vývodovým hřídelem cca 9 kW) (Prcín, 1985). Proto se v daných podmínkách jako optimální projevuje práce se zařazeným druhým převodovým stupněm. Při tomto převodovém stupni byl naměřen maximální příkon 5,88 kW při pracovní rychlosti 8,65 km . h^{-1} (měrný příkon potom činil 2,3 kW . m^{-1}).

Při energetickém výzkumu (Prcín, 1985) se rovněž zjišťovala spotřeba paliva traktoru Zetor 7045 H v závislosti na pracovní rychlosti (průchodnosti) při sečení trávy (obr. 10). Spotřeba paliva Q_h (l . h^{-1}) a Q_{ha} (l . ha^{-1}) odpovídá času T_1 (čas hlavní). Kromě uvedených závislostí jsou na obr. 10 vyneseny hodnoty spotřeby Q_h (l . h^{-1}), naměřené při jízdách po uklizeném strništi s žacím strojem v pracovní poloze bez



12. Pojistné zařízení protiběžné žací lišty SP2-213 — Safety device of the counter-acting cutterbar SP2-213

jeho pohonu (křivka 2) a v dopravní poloze (křivka 3). Při sečení se zařazeným třetím převodovým stupněm byla naměřena spotřeba 9,7 až 10,1 $l.h^{-1}$ (odpovídá 3,2 až 3,4 $l.ha^{-1}$); při sečení se zařazeným druhým převodovým stupněm činila spotřeba paliva 8,2 až 8,9 $l.h^{-1}$ (3,7 až 4,1 $l.ha^{-1}$). Celkový pohled na traktor Zetor 7045 H s funkčním modelem protiběžné žací lišty opatřené shrnovacími kužely je na obr. 11, pojistné zařízení je na obr. 12.

ZÁVĚR

V práci jsou uvedeny výsledky výzkumu silových a energetických poměrů funkčního modelu protiběžné žací lišty SP2-213 s konstrukčním záběrem 2524 mm.

Pracovními orgány jsou dvě protiběžné kosy, tvořené řadou nožů s oboustranným ostřím upevněných na nosnících z ploché oceli. Stroj je určen k sečení trvalých porostů na lukách a kositelných pastvinách v podhorských oblastech s průměrnou výškou strniště 60 až 70 mm při pracovní rychlosti do 10 $km.h^{-1}$ a úhlu svahu do 18°.

Z hlediska dynamických sil v kulovém čepu vahadla kosy se podařilo konstrukčním řešením dosáhnout jejich stejné velikosti jako u lišty Busatis s menším konstrukčním záběrem (1910 mm). Síly v kulovém čepu vahadla kosy jsou při sečení a běhu naprázdno téměř stejné, což je dáno tím, že k řezu dochází mimo úvratě kos, v nichž dynamické síly dosahují extrémů.

Příkon na vlastní řezání roste lineárně při konstantních otáčkách vývodového hřídele s rostoucí pojezdovou rychlostí stroje. Ztráty třením, které odpovídají příkonu při běhu naprázdno, porostou se zvyšováním otáček vývodového hřídele a při konstantních otáčkách vývodového hřídele se bude jejich podíl z celkového příkonu snižovat při vyšší pojezdové rychlosti. Nejvyšší zjištěný celkový příkon v agregaci s traktorem Zetor 7045 H při sečení trávy (výnos 22 $t.ha^{-1}$) činil cca 6,9 kW při 11,95 $km.h^{-1}$ (třetí převodový stupeň); v tomto případě se však již ucpávala kosa. Při zařazeném druhém převodovém stupni činil maximální zjištěný příkon 5,88 kW při pracovní rychlosti 8,65 $km.h^{-1}$, tzn., že měrný příkon na 1 m záběru činil 2,3 kW (maximálnímu příkonu odpovídá měrný příkon 2,7 $kW.m^{-1}$).

Při provozních zkouškách prokázala protiběžná žací lišta konstrukce Agrozet, k.VÚZS, funkční provozuschopnost a požadovanou výkonnost 1,6 $ha.h^{-1}$. Realizace nového stroje přispěje k dalšímu zvýšení sezónního využití horské modifikace traktoru Zetor 7245 Horal.

Protiběžné žací lišty se v ČSSR ani v zemích RVHP nevyrábějí. V případě, že by se přistoupilo k výrobě těchto lišt a k jejich unifikaci pro různé pracovní záběry a umístění (čelní nebo boční) na energetickém prostředku, byl by předpoklad, že by se vyráběly ve velkých sériích. Pro všechny žací lišty s různým pracovním záběrem je možné použít řady stejných komponentů, např. kompletní klikový mechanismus, včetně uložení setrvačníku a kulových čepů; stejné mohou být kompletní sestavy spodních a horních přidržovačů, žabky a hlavice kos. Odlišná budou řešení vlastního rámu a z části pohony strojů, jakož i pojistné zařízení, které se musí přizpůsobit jednotlivým nosičům.

Literatura

ČERMÁK, A. — ŠPERLING, I.: Vyhledávání nových prvků a principů — oblast sklizně obilovin a pícnin. [Závěrečná zpráva.] Praha-Chodov, Agrozet, k. VÚZS 1985.
PRCÍN, A.: Silové a energetické poměry protiběžného žacího stroje SP2-213. [Zpráva.] Praha-Chodov, Agrozet, k. VÚZS 1985.
TRNKA, L.: Silové a energetické poměry protiběžné žací lišty zn. Busatis. [Zpráva.] Praha-Chodov, Agrozet, k. VÚZS 1983.
TRNKA, L.: Silové a energetické poměry funkčního modelu protiběžné žací lišty. [Zpráva.] Praha-Chodov, Agrozet, k. VÚZS 1984.

Došlo dne 4. 6. 1985

ТРНКА, Л. (Агрозет, Концерновый научно-исследовательский институт сельскохозяйственных машин, Прага - Ходов): **Силовые и энергетические отношения противодвижущегося режущего аппарата.** Zeměd. Tech., *32*, 1986 (10) : 617-628.

В статье описываются силовые и энергетические отношения действующей модели противодвижущегося режущего аппарата СП2-213, фронтально навесного к тракторам Зет 5245 Н, Зет 7045 Н, предназначенного для уборки кормовых на склонах. Силовые отношения включают размеры долевых сил (по направлению движения ножей), воздействующих на сферическую цапфу коромысла в мертвых точках кривошипно-шатунного механизма, энергетические отношения же включают потребляемые мощности при работе вхолостую и при работе, включая расход топлива.

силы в кривошипно-шатунном механизме; потребляемая мощность при работе и вхолостую; расход топлива

TRNKA, L. (Agrozet, Concern Research Institute of Farm Machinery, Praha-Chodov): *Force and Energy Conditions in the Counter-acting Cutterbar.* Zeměd. Techn., *32*, 1986 (10) : 617-628.

The force and energy conditions of a functional model of the counter-acting cutterbar SP2-213 frontmounted on the tractors Z 5245 H, Z 7045 H for fodder crop harvesting on the slopes are dealt with. The force conditions include the sizes of longitudional forces (in a direction of the movement of knives), acting in the spherical journal of balance beam in the dead centers of crank mechanism; energy conditions concern power input during idle run and during operation, including fuel consumption.

forces in crank mechanism; power input at idle rund and at work; fuel consumption

TRNKA, L. (AGROZET, Konzern-Forschungsinstitut für Landtechnik, Praha-Chodov): *Kraft- und Energieverhältnisse beim Gegenschneidemähbalken.* Zeměd. Techn., *32*, 1986 (10) : 617-628.

Die Arbeit befaßt sich mit den Kraft- und Energieverhältnissen eines Funktionsmodells des zur Halmfuttergewinnung an Hängen bestimmten, auf Traktoren Z 5245 H als Frontmähwerk angeordneten Gegenschneidemähbalkens SP2-213. Die Kraftverhältnisse umfassen die Größe der im Kugelzapfen des Schwinghebels im Totpunkt des Kurbelgetriebes wirkenden Längskräfte (in Richtung der Messerbewegung), die Energieverhältnisse umfassen die Antriebsleistung bei Leerlauf sowie Arbeitsbelastung, einschl. Kraftstoffbedarf.

Kräfte im Kurbelgetriebe; Antriebsleistung bei Leerlauf und Arbeitslast; Kraftstoffbedarf

---

Adresa autora:
Ing. Lubomír Trnka, CSc., Agrozet, koncernový výzkumný ústav zemědělských strojů, 140 03 Praha 4 - Chodov

---

SYSTÉM AUTOMATICKÉ OCHRANY ŘEZACÍHO BUBNU PŘED VNIKNUTÍM CIZÍCH KOVOVÝCH PŘEDMĚTŮ, VYŘEŠENÝ V AGROZETU, k. VÚZS PRAHA

I. Lanča, K. Šťastný, E. Čapek

LANČA, I. — ŠŤASTNÝ, K. — ČAPEK, E. (Agrozet, koncernový Výzkumný ústav zemědělských strojů, Praha-Chodov): *Systém automatické ochrany řezacího bubnu před vniknutím cizích kovových předmětů, vyřešený v Agrozetu, k. VÚZS Praha.* Zeměd. Techn., *32*, 1986 (10) : 629-636.

Práce se zabývá výzkumem a vývojem zařízení a hodnocením principů indikace kovových předmětů. Je komentován postup řešení a dosažené výsledky, vyúsťující v systém ochrany řezacího bubnu aplikovaný v první fázi u samojízdné sklízecí řezačky SP 8-049, která se bude do konce roku 1986 vyrábět v k. p. Agrozet Prostějov.

indikační cívka — rozptylový transformátor; indikační účinnost

S rostoucím podílem mechanizačních prostředků zajišťujících veškeré technologické operace spojené s pěstováním, ošetřováním a sklizní zemědělských plodin se nezbytně zvyšuje i počet kovových předmětů vyskytujících se na povrchu pozemků. Jestliže tyto předměty vniknou do stroje, mohou způsobit jeho vážné poruchy spojené s dlouhodobějším vyřazením stroje a nákladnou opravou.

Riziko, že kovový předmět bude sebrán spolu se sklizeným materiálem, je zejména velké při sběru zavadlé píce mechanicky ošetřované v průběhu jejího zavadání. Náklady na opravy a časové prostoje pak značně snižují efektivnost a výkonnost nasazené sklizňové techniky. Tyto důsledky se nejmarkantněji projeví při nasazení vysoce výkonných samojízdných sklízecích řezaček.

Jednou z poměrně drahých a zároveň i nejzranitelnějších součástí u sklízecích řezaček je řezací ústrojí. Jeho porucha způsobí, že stroj je několik hodin vyřazen z provozu a případná havárie spojená s jeho výměnou je příčinou ještě delšího prostoje. Že se nejedná o malou četnost poškození sklízecích řezaček, ukázal průzkum prováděný v Agrozetu, k.VÚZS Praha (dále AKVÚZS) v roce 1979. Z celkového počtu 40 sledovaných sklízecích řezaček došlo k 25 haváriím řezacích ústrojí u 23 strojů. Za poslední období počet havárií řezacích bubnů ještě vzrostl.

Přehled příčin poruch řezacích ústrojí je uveden v tab. I.

I když jsou uvedené hodnoty pouze orientační, je možné konstatovat, že velký počet havárií je zarážející. Za nejčastější příčinu lze označit vniknutí cizího předmětu, zpravidla kovového, do řezacího ústrojí.

I. Výsledky sledování příčin havárií řezacího bubnu — The results of studying the causes of accidents of the cutting drum

Příčina poruchy	Počet strojů	Podíl %
Vniknutí kovového předmětu: do 0,1 kg	1	4
0,1—0,2 kg	6	24
nad 0,2 kg	7	28
Vniknutí kamenů (6—10 kg)	3	12
Montážní závada *)	3	12
Příčina nezjištěna **)	5	20
Z celkového počtu vniklých cizích předmětů bylo		
— předmětů sebraných z pole	13	81,25
— uvolněných ze stroje	3	18,75
Způsob sklizně, při němž došlo k poruše:		
Sběr píce a slámy (sběrač)	14	56
Přímá sklizeň píce (žací zařízení)	3	12
Sklizeň kukuřice (plošné kukuř. zař.)	2	8
Montážní závada	3	12
Součást uvolněná ze stroje	3	12

Poznámka:
*) Montážní závadou bylo nedotažení šroubů ložiskových těles nebo řezacích nožů a držáků
**) Příčinou havárie bylo ve dvou případech pravděpodobně časté vnikání kamenů (sběr píce na kamenitých pozemcích) menší hmotnosti. Příčinou dalších tří havárií pak mohla být nevyváženost bubnu nebo vniknutí malých kovových předmětů, které vylétly ze stroje

Svědomitou prací montérů a obsluhy lze odstranit tzv. montážní závady, ovšem vniknutí kovových předmětů a kamenů se může zabránit pouze speciálním zařízením na sklízecí řezačce. Tyto předměty jsou uvnitř zpracovávané stébelnaté hmoty při sběru nebo ve spodní části porostu (při sečení), takže je mimo možnost obsluhy je zjistit a znemožnit, aby vnikly do řezacího ústrojí.

Za velmi významný je proto třeba považovat přínos firmy Sperry-New Holland, která jako první uvedla na trh téměř bezchybně fungující detektor kovových předmětů a celý systém automatické ochrany řezacího bubnu. V současné době mohou být tímto zařízením opatřeny všechny vyráběné samojízdné i traktorové sklízecí řezačky.

Automatickým zařízením pro ochranu bubnu před vniknutím kovových předmětů, ať již vyráběných v licenci fy New Holland, nebo vlastní konstrukce, vybavují své samojízdné, popřípadě i závěsné sklízecí řezačky všichni přední světoví výrobci, jako jsou firmy John Deer, Hesston, Claas, Deutz-Fahr a další.

Spolehlivě fungující systém automatické ochrany řezacího bubnu byl vyvinut i v ČSSR pro modernizovanou samojízdnou sklízecí řezačku SPS-35. Její výroba bude pod označením SP 9-049 zahájena v koncernovém podniku Agrozet Prostějov ve čtvrtém čtvrtletí roku 1986. Výzkum a vývoj systému ochrany řezacího bubnu stroje SP 8-049 probíhal v letech 1981 až 1985 v AKVÚZS Praha ve spolupráci s koncernovými podniky Agrozet Prostějov a Agrozet Brno (elektronika).

MATERIÁL A METODY

Při stanovení základních požadavků na zařízení pro ochranu řezacích bubnů sklízecí řezačky jsme vycházeli z průzkumu provedeného AKVÚZS v roce 1979. Všeobecně lze říci, že každý tvrdý předmět poškozuje nebo nadměrně opotřebuje řezné ústrojí. Ideální stav, tj. vyloučení všech cizích tvrdých předmětů, by však působil značné těžkosti a v případě, že by byl vyřešen, by ochranné zařízení bylo prakticky nepoužitelné, protože by značně snižovalo výkonnost řezačky. Proto jsme se rozhodli pro kompromis a výzkum jsme zaměřili především na indikaci kovových předmětů o hmotnosti nad 50 g, které jsou nejčastější příčinou havárie bubnu.

Základní požadavky na zařízení pro ochranu řezacích bubnů lze stručně shrnout do těchto bodů:

— spolehlivě zabránit vniknutí kovového předmětu o hmotnosti nad 50 g;
— nesmí snižovat výkonnost sklízecí řezačky;
— nesmí zhoršovat kvalitu práce sklízecí řezačky;
— musí být odolné vůči povětrnostním vlivům, prachu a otřesům;
— nesmí překážet při ovládání sklízecí řezačky;
— jeho obsluha musí být snadná (automatická činnost);
— musí být umístěno na takovém místě, aby se přísun materiálu k řezacímu ústrojí mohl technicky jednoduše zastavit;
— musí být vyrobitelné z materiálu a ze součástí tuzemské výroby;
— musí být patentově nezávadné.

Pro indikaci kovových předmětů v píci nelze použít klasických detektorů kovů, které pracují s vysokofrekvenčním polem, jelikož změnou vodivosti (vlhčí chuchvalce atd.) píce dochází k jeho rozladění a detekce je nespolehlivá.

Dosud v zahraničí vyráběné detektory feromagnetických předmětů pro sklízecí řezačky pracují na principu indikace změn konstantního magnetického pole vybuzeného permanentním magnetem nebo cívkou. Impuls získaný ze snímací cívky je pak co do tvaru a amplitudy vázán na rychlost pohybu materiálu, tj. na rychlost změny magnetického pole.

V AKVÚZS Praha byl vyvinut originální detektor vodivých kovových předmětů, jehož vlastní čidlo je tvořeno rozptylovým transformátorem. Jeho magnetický tok se uzavírá přes vrstvu pohybující se pícniny. Napětí na sekundárním vinutí je pak dáno magnetickým tokem, který se uzavírá sekundárními cívkami. Pracovní kmitočet je volen v rozmezí 50 až 100 Hz.

Výhodami tohoto provedení proti zahraničním konstrukcím jsou:

— indikace vodivých kovových předmětů feromagnetických i neferomagnetických,
— indikace kovových předmětů nezávislá na rychlosti pohybu.

Upořádání čidla a celého systému jsou schematicky znázorněny na obr. 1.

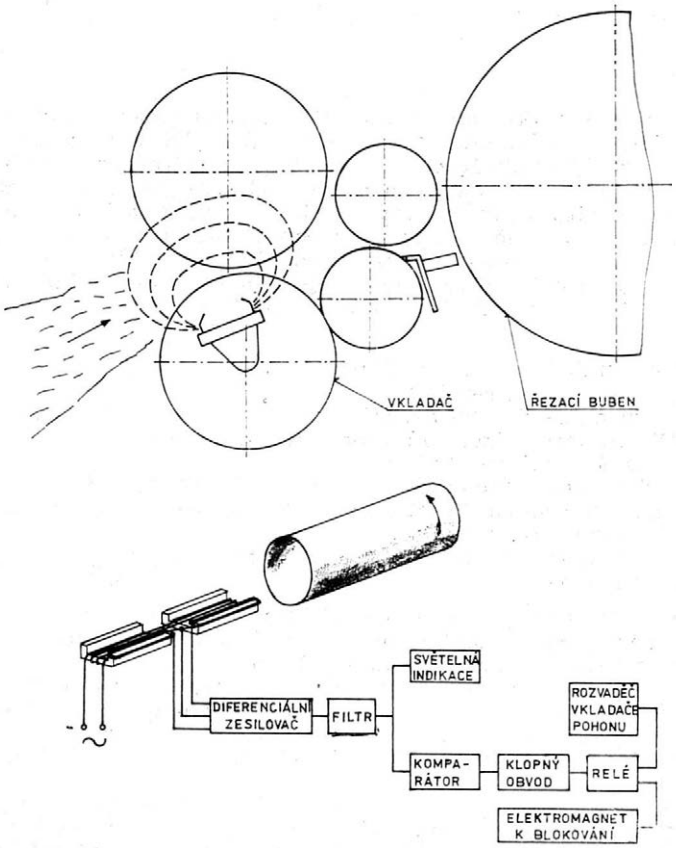
Pícnina prochází nad mezerou magnetického obvodu umístěného v předním podávacím válci. Vinutí sekundárních cívek jsou spojena do série a jsou orientována proti sobě. Prochází-li nad mezerou magnetického obvodu pícnina, je výstupní napětí nulové, neboť je úměrné rozdílu magnetických toků obou sekcí děleného magnetického obvodu. Přítomnost feromagnetika v pícnině způsobí, že se obvod rozváží a na výstupních svorkách se objeví napětí, které po zesílení a elektronickém zpracování ve vyhodnocovacím obvodu ovládá posun materiálu k řezacímu ústrojí.

Válec s čidlem (magnetický obvod) i odpovídající válec, který proti němu stlačuje vrstvu pícniny, je nutno provést z nemagnetického materiálu.

Úroveň funkce celého systému je logicky závislá na citlivosti použitého čidla, tj. především na intenzitě a tvaru vybuzeného magnetického pole a jeho frekvenci (eliminace rušivých vlivů). Základní výzkum v AKVÚZS Praha se zaměřil na to, aby bylo zjištěno optimum uvedených parametrů navrženého rozptylového transformátoru.

VÝSLEDKY

Na základě výsledků teoretických rozborů bylo v AKVÚZS v roce 1982 navrženo a vyrobeno několik provedení indikačních čidel. Jejich



1. Schéma principu indikace a systému ochrany řezacího bubnu — Diagram of the principle of indication and the system of protection of the cutter drum

funkční vlastnosti byly ověřovány v laboratorních podmínkách na stacionárním modelu vkládacího ústrojí řezačky SP 8-049.

Indikační cívky byly instalovány v předním dolním bubnu vkladače. Primární vinutí bylo napojeno na zdroj střídavého napětí s proměnnou frekvencí a výstupy sekundárních cívek pak napojeny na oscilograf, který zaznamenával průběh indukovaného napětí při průchodu materiálu s kovovými předměty.

Vrstva stébelnaté hmoty, do níž byly v různých místech vkládány feromagnetické předměty, byla uložena na desetimetrovém pásovém plnicím dopravníku. Do vrstvy čerstvé a zavadlé píce (vojtěškotráva) i suché a provlhlé slámy byly umisťovány tyto kovové předměty:

	hmotnost kg
— díl radličky	0,380
— část pružného prstu obraceče	0,600
— držák	0,280
— agropojistka	0,035
— řetěz	0,400
— rukojeť	0,290

Při zkouškách v uměle navozených a vzájemně srovnatelných pracovních podmínkách vytvářela nejvhodnější magnetické pole cívka s jádry tvaru C při frekvenci napájecího generátoru 100 Hz. Průměrná indikační účinnost této cívky z 20 měření byla 94 %. Na její citlivost

měla vliv pouze výška vrstvy vkládaného materiálu — s rostoucí vrstvou se snižovala intenzita impulsů vybuzených průchodem kovových předmětů umístěných na povrchu vrstvy materiálu a agropojistka o hmotnosti 0,035 kg nebyla indikována.

V roce 1983 byl celý systém automatické ochrany řezacího bubnu již vyvinut a ověřován. Indikační čidlo bylo rekonstruováno tak, aby se zjednodušila jeho konstrukce a snížila hmotnost a příkon.

Abychom zajistili konstantní podmínky při hodnocení úprav čidla a řídící elektroniky, opět jsme systém ověřovali v imitovaných podmínkách na stacionárním pracovišti.

Úpravami a rekonstrukcí cívek indikačního rozptylového transformátoru, uskutečněnými v průběhu zkoušek, byla snížena hmotnost transformátoru z 20 na 14 kg a příkon ze 75 na 15 W. Zároveň byla zjednodušena konstrukce transformátoru a zvýšen jeho dosah cca ze 130 mm nad povrchem vkládacího bubnu na 170 mm.

Další úpravou, která zvýšila indikační účinnost, byla rekonstrukce pláště spodního vkládacího nerezového válce, a to na provedení z litého polyamidu. Indikační účinnost se po úpravách pohybovala od 75 do 100 % u kovových předmětů nad 0,05 kg (zadání). Ve zkouškách byly indikovány předměty o hmotnosti cca 3 g.

Úpravami řídící elektroniky byla snížena časová prodleva od okamžiku indikace kovového předmětu do zablokování chodu vkládacího zařízení z 0,10 až 0,15 s na 0,06 až 0,07 s.

Na základě pozitivních výsledků zkoušek byl v roce 1984 systém instalován na dvou prototypech sklízecí řezačky SP 8-049, které byly v letech 1984 až 1985 nasazeny celou sezónu při sklizni pícnin a úklidu slámy.

Každým z prototypů byly v roce 1984 sklizeny plodiny z výměry zhruba 300 ha a automatickou ochranou byly zachyceny celkem 24 kovové předměty (převážně části ulomených pracovních prstů obracečů a shrnovačů) a byla registrována jedna havárie bubnu. Tuto havárii způsobilo rozladění systému vibracemi při provozu řezačky.

Vedle celosezónního provozního sledování systému ochrany řezacího bubnu jsme dělali funkční zkoušky ochrany, zaměřené na zjištění účinnosti celého zařízení.

Zkoušky se uskutečnily dne 30. 10. 1984 v JZD Zálší, okr. Ústí nad Orlicí, při sklizni zavadlé píce sběracím adaptérem Z-332. Do řádku zavadlé píce byly vkládány tyto předměty:

— kolo drátu ∅ 0,8 mm o hmotnosti 50 g,
— plech 380 × 30 × 1 mm o hmotnosti 73 g,
— plech 200 × 80 × 1 mm o hmotnosti 100 g.

Předměty byly vkládány na řádek, doprostřed vrstvy a pod vrstvu řádku. Každou ze zkoušek jsme opakovali nejméně třikrát. Ve všech případech, kdy byl kovový předmět sebrán sběracím zařízením, byl indikován systém a byl zablokován vkladač. Účinnost systému při těchto zkouškách byla tedy 100%.

Z provozního a funkčního ověřování zařízení pro ochranu řezacího bubnu v roce 1984 vyplynulo, že má-li se toto zařízení uplatnit v zemědělské praxi, je nutné zvýšit jeho provozní spolehlivost (stálost nastave-

ných parametrů). S tímto cílem bylo rekonstruováno provedení spojů na indikační cívce a byla zjednodušena řídící elektronika, která navíc byla doplněna světelnou indikací okamžitého seřízení (signalizace stavu rozladění).

Rekonstrukce byly ověřovány v roce 1985 opět celou sklizňovou sezónu na dvou řezačkách s pozitivním závěrem. Závady systému, vyskytující se v roce 1984, byly odstraněny a systém pracoval spolehlivě po celou agrosezónu.

V rámci zkoušek byla ochrana řezacího bubnu, vyvinutá pro řezačky SP 8-049, porovnána se zařízením firmy New Holland, instalovaném na závěsné řezačce NH 719. Oba stroje byly nasazeny v JZD Zálší a výsledky porovnávacích zkoušek jsou uvedeny v tab. II.

Musíme ovšem konstatovat, že pro nízkou průchodnost byla řezačka New Holland NH-719 používána pouze jako záložní prostředek.

II. Výsledky porovnávacích zkoušek systému ochrany bubnu — The results of comparative tests of the system of drum protection

Stroj	Nasazení stroje	Sklizená plocha (ha)	Počet zachycených kovových předmětů ks	Havárie
NH 719	sběr zavadlé píce	17	10	0
	sběr slámy	28	2	0
SP 8-049	sběr zavadlé píce	270	22	0
	sklizeň ječmene met. GPS	13	0	0
	sběr slámy	177	4	0
	sklizeň kukuřice	57	0	0

Z výsledků uvedených v tab. II a z poznatků získaných ze sledování obou systémů ochrany řezacího bubnu lze vyslovit tyto závěry:

— oba systémy spolehlivě indikují kovové předměty od hmotnosti 50 g;

— četnost výskytu kovových předmětů na pozemcích některých zemědělských podniků je značná a závisí zejména na dlouhodobém používání obracečů a shrnovačů typu OZ a SB. Se strojem NH 719 bylo sebráno a zachyceno na 45 ha celkem 12 kovových předmětů, většinou části pracovních prstů obracečů a shrnovačů, samojízdnou řezačkou SP 8-049 pak na cca 450 ha celkem 26 předmětů stejného charakteru;

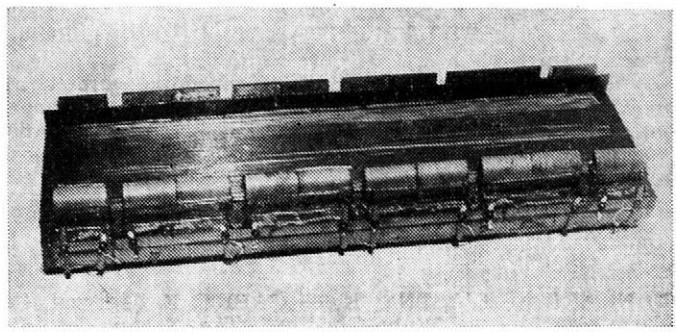
— oba systémy pracovaly spolehlivě, po dobu sledování nedošlo k havárii bubnu způsobené vniknutím cizího předmětu;

— minimálně polovina zachycených předmětů by mohla způsobit vážnou havárii řezacího bubnu. Tuto skutečnost potvrzují i poznatky z JZD Zálší, kde u řezačky SPS-35, používané na stejných pozemcích jako prototyp SP 8-049, došlo v sezóně 1985 ke 12 haváriím bubnu, které si vyžádaly náklady přes 95 000 Kčs.

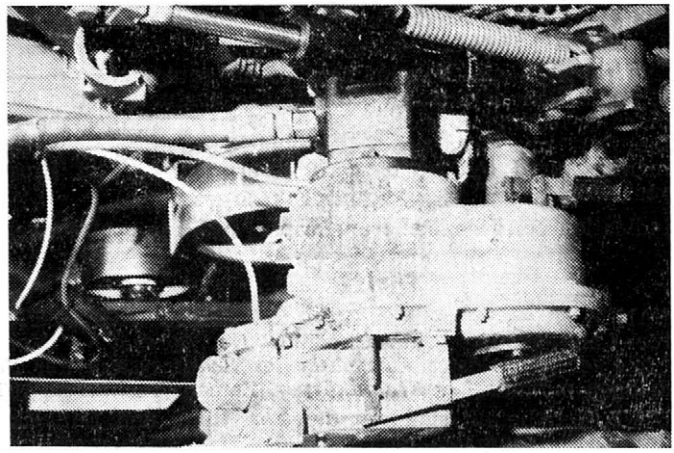
ZÁVĚR

V průběhu let 1981 až 1985 byl v AKVÚZS Praha, ve spolupráci s koncernovými podniky Agrozet Prostějov a Agrozet Brno, vyvinut systém automatické ochrany řezacího bubnu pro sklízecí řezačky vyráběné v ČSSR.

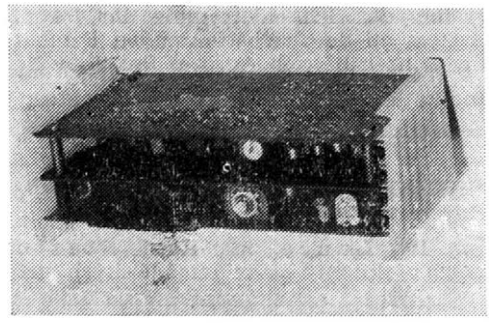
U vyvinutého systému jsou cizí kovové předměty indikovány při vstupu do prostoru vkladače sklízecí řezačky. Indikační zařízení (obr. 2) je umístěno ve spodním vkládacím válci vkladače. Zařízení pracuje jako detektor, který při přítomnosti kovového předmětu v prostoru vkladače vypne rozvaděč pohonu vkladače a zároveň pomocný elektromagnet (obr. 3) zasune západku rohatky umístěnou na hřídeli pohonu vkladače,



2. Indikační cívka — roztpylový transformátor — Indication coil — leakage transformer



3. Pohled na skříň pohonu vkladače s elektromagnetem ovládajícím západku blokování chodu — A view of the gear box of a feeder with an electromagnet controlling the pawl blocking the run of the machine



4. Řídící elektronika ochrany bubnu — Electronic control of drum protection

a tím se chod vkladače rychle zablokuje. Ve stejném okamžiku zhasne kontrolka ochrany bubnu na ovládacím panelu v kabině řezačky.

Funkce indikačního a blokovacího zařízení je ovládána řídící elektronikou DEZ-016 (obr. 4), která je umístěna v samostatné skříňce v kabině řezačky.

Automatickou ochranou budou standardně vybavovány samojízdné sklízecí řezačky SP 8-049, jejichž výroba bude v Agrozetu Prostějov zahájena v závěru roku 1986. S aplikací systému se počítá i u modernizace závěsných řezaček v Agrozetu Pelhřimov.

Došlo dne 4. 6. 1986

ЛАНЧА, И. — СЧАСТНЫ, К. — ЧАПЕК, Э. (Агрозет, Концерновый научно-исследовательский институт сельскохозяйственных машин, Прага - Ходов): **Система автоматической защиты режущего барабана от попадания посторонних металлических предметов, разработанная в Агрозете, конц. НИИСХМ Прага.** Zeměd. Tech., *32*, 1986 (10) : : 629-636.

Статья посвящена исследованию и разработке устройства, а также оценке принципов индикации металлических предметов. Обсуждаются порядок решения и достигнутые результаты, переходящие в систему защиты режущего барабана, применяемую в первой фазе у силосного комбайна СП 8-049, который будет выпускаться в конце 1986 г. в к. п. Агрозет Простейов.

индукционная катушка — рассеивающий трансформатор; индуктивная эффективность

LANČA, I. — ŠŤASTNÝ, K. — ČAPEK, E. (Agrozet, Concern Research Institute of Farm Machinery, Praha-Chodov): *The System of Automated Protection of the Cutting Drum from Penetration of Foreign Metallic Objects Solved in Agrozet, the Concern Research Institute of Agricultural Machinery, Praha.* Zeměd. Techn., *32*, 1986 (10) : 629-636.

The research and development of an equipment are dealt with and the principles of indication of metallic objects are evaluated. The solution and results are commented, leading into the system of protection of the cutting drum applied during the first phase in the self-propelled chopper-harvester SP 8-049, which will be manufactured by the concern enterprise Agrozet Prostějov from the end of the year 1986.

indication coil; leakage transformer; indication effectiveness

LANČA, I. — ŠŤASTNÝ, K. — ČAPEK, E. (AGROZET, Konzern-Forschungsinstitut für Landtechnik, Praha-Chodov): *Im Agrozet — Konzern-Forschungsinstitut für Landtechnik gelöstes automatisches Schutzsystem der Schneidetrommel gegen Eindringen metallischer Fremdkörper.* Zeměd. Techn., *32*, 1986 (10) : 629-636.

Die Arbeit befaßt sich mit der Forschung und Entwicklung einer Vorrichtung und der Auswertung von Prinzipien der Indikation metallischer Gegenstände. Kommentiert werden der Lösungsvorgang und die erzielten Ergebnisse, die in einem Schutzsystem der Schneidetrommel ihr Resultat fanden. In der ersten Phase wurde das System an dem selbstfahrenden Feldhäcksler SP 8-049 appliziert, der ab Ende 1986 im Konzernbetrieb Agrozet Prostějov hergestellt werden wird.

Indikationsspule — Streutransformator; Indikationswirkungsgrad

---

Adresa autorů:

Ing. Ivo Lanča, ing. Karel Šťastný, ing. Emilián Čapek, Agrozet, koncernový výzkumný ústav zemědělských strojů, 140 03 Praha 4 - Chodov

---

TECHNICKÉ ASPEKTY KONSTRUKČNÍHO A PROJEKČNÍHO ŘEŠENÍ MIKROELEKTRONICKÉHO ZAŘÍZENÍ PRO VAZNÉ STÁJE DOJNIC

Rychlý rozvoj mikroprocesorové techniky v ČSSR, zejména rozvoj výroby mikroprocesorových obvodů, umožňuje široké nasazení číslicové techniky v zemědělské výrobě. Podobně jako v ostatních oborech lidské činnosti, přináší aplikace mikropočítačové techniky i zde značné výhody. Hlavním přínosem použití mikropočítačové techniky je možnost realizace automatického sběru dat s návazným vyhodnocením a využitím pro uzavření regulační technologické smyčky sloužící pro optimalizaci výroby.

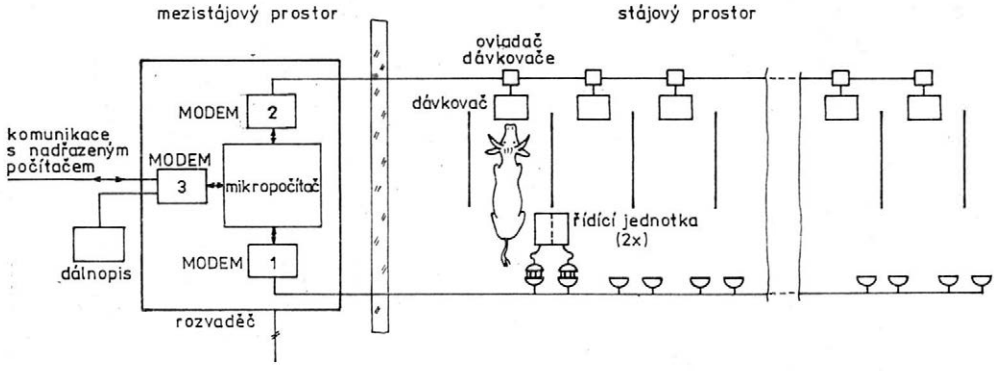
To je důležité zejména v živočišné výrobě, v níž je možné optimalizovat krmné dávky zvířat. Zde lze jednak dosáhnout úspory na krmivu, jednak zvýšit užitkovost jednotlivých zvířat, neboť výpočetní technika umožní respektovat jak užitkovost každého kusu, tak i jeho biologický rytmus a zdravotní stav.

Nasazení elektroniky do stájí přináší však s sebou mnoho problémů spojených se specifikou zemědělské výroby, těžkým prostředím a požadavkem vysoké spolehlivosti zařízení při jeho nízkých pořizovacích nákladech. Tyto požadavky lze ve větší či menší míře splnit pouze s maximálním využitím jak obvodové techniky, tak vlastní mechanické i elektrické konstrukce jednotlivých dílů.

Konstrukce, výběr součástí a technologických výrobních postupů jsou rozhodující činností v cyklu výzkum-výroba, často však opomíjené. Vychází z výsledků měření a ověření dílčích částí řešení. Bohužel, výbava pracovišť vyvíjejících mikroelektronické zařízení pro zemědělství dosud vesměs není na potřebné úrovni jak přístrojové, tak i kádrové. To se týká zejména přístrojového vybavení pro klimatické a chemické zkoušky výrobků apod. Patrně v důsledku toho je dosud přeceňován význam zkoušek přímo ve stáji či dojírně, ač tyto zkoušky nikdy nemohou nahradit podstatně tvrdší zkoušky laboratorní, při kterých je možné výrobek ověřovat při podmínkách, které překračují běžné podmínky v praxi.

Konstrukce a projekce dále popsaného zařízení vycházela z předchozích zkušeností s elektronickým vybavením ve stájových prostorech, v důlním prostředí a v podobných obtížných podmínkách. Přitom byly respektovány především negativní zkušenosti, které byly východiskem pro nová řešení dílčích uzlů konstrukce.

Elektronické vybavení vazné stáje dojnic řeší tři skupiny úloh. Je to řízení dojicích strojů se sběrem i vysláním dat, řízení dávkovačů jadrného krmiva a realizace vazby mezi sejmutými daty a krmnou dávkou s respektováním ostatních zootechnických vztahů. Tomu odpovídá i konstrukční rozdělení elektronického vybavení do tří částí:



1. Principiální blokové schéma

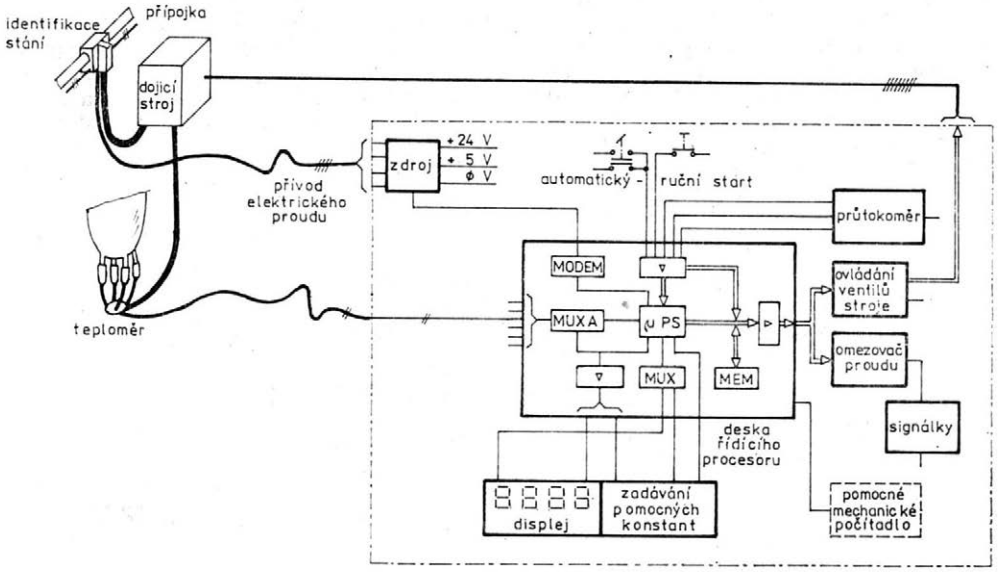
a) řídící jednotka, určená pro řízení dojicího procesu a pro primární sběr dat;
b) ovladač dávkovače, určený pro ovládání dávkovače koncentrovaných krmiv;
c) procesor komunikace a optimalizace krmných dávek spolu s rozvodem příslušných vedení k řídícím jednotkám a ovladačům dávkovačů.

Uvedené rozdělení, patrné z obr. 1, na němž je uvedeno principiální blokové schéma elektronického vybavení vazné stáje dojnic, ukazuje prostorové uspořádání uvedených tří částí vybavení. První dvě části, tj. řídící jednotku a ovladač dávkovače, je nutno — při uspořádání stájí běžném v ČSSR — umístit přímo ve složitém stájovém prostředí, procesor komunikace a optimalizace krmných dávek je pak umístěn v mezistájovém prostoru nebo v kancelářském prostoru objektu více či méně se blížícím prostředí obyčejnému. Toto umístění musí bezpodmínečně respektovat i konstrukční provedení těchto částí. Chyby v konstrukci se zde projeví rozhodujícím způsobem v životnosti a spolehlivosti jako celku.

Řídící jednotka je umístěna v dojicím stroji. Její komunikační propojení s procesorem komunikace a optimalizace je realizováno po napájecím vedení dojicího stroje. To proto, aby bylo omezeno množství vodičů vedených ve stájovém prostoru, a tím zvýšena spolehlivost zařízení. Zároveň je tak omezen počet kontaktů přípojky mobilního dojicího stroje. Přípojka je u tohoto stroje konstrukčně spojena s přípojkou podtlaku a odvodu mléka. Uvedené uspořádání umožní snížit pracnost při osazování této techniky do stáje na minimum, neboť veškeré propojení dojicích strojů je provedeno třížilovým běžným kabelem (CYKY 3 X 2,5 mm²).

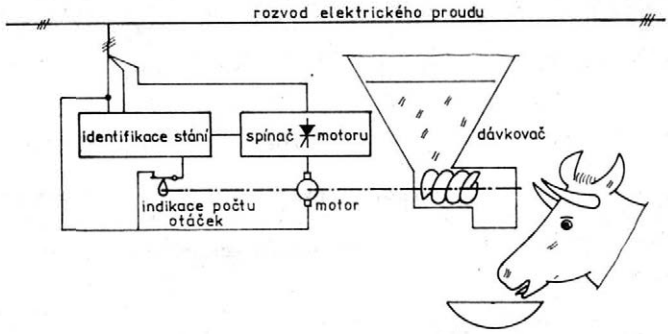
Blokové schéma řídící jednotky dojicího stroje je uvedeno na obr. 2. Řídící jednotka, situovaná do dojicího stroje, je koncipována na bázi jednočipového mikroprocesoru 8748 (event. 8035 s PROM pamětí). To proto, že užití jednočipového mikroprocesoru umožňuje jednoduché řešení hardwarového vybavení mikropočítače, plně umožňujícího realizaci všech funkcí dojicího stroje spolu s jednoduchým řešením snímání dat, signalizace a komunikace s nadřazeným systémem. Řídící jednotka je vybavena jednodeskovým mikropočítačem s mikroprocesorem MHB 8748. Tento mikropočítač je navržen pro eventuální použití MHB 8035 s přídavnou pamětí 2kByte EPROM, která při užití mikroprocesoru MHB 8748 může být použita pro rozšíření programovacích možností mikropočítače.

Na desce mikropočítače jsou umístěny obvody mikropočítače pro styk s prostředím. Jsou to obvody vstupu měřených veličin analogových i impulsních, obvody logických vstupů technologie a ovládání, obvody komunikace apod. Výstupy jsou zde pouze logické, a to displej, signalizace a ovládání ventilů.



2. Principiální schéma elektrického vybavení dojicího stroje

3. Principiální schéma dávkovačů koncentrovaných krmiv



U dojicího stroje se počítá se snímáním průtoku mléka impulsním snímačem, jehož údaje jsou programově zpracovávány. Z analogových veličin je to především teplota mléka a předpokládá se i snímání dalších analogových veličin (např. vodivost apod.). Naměřené veličiny jsou jednak zobrazeny na displeji, jednak jsou vysílány přes komunikační trasu k procesoru komunikace a optimalizace. Deska mikropočítače je vybavena pro komunikaci nosnou frekvencí 160/100 kHe. Tato frekvence umožní použít poměrně velkou rychlost přenosu (řádově kBaud).

Řízený dojicí stroj je ovládán pneumatickými ventily spínanými koncovými stupni desky mikropočítače. Ty ovládají i signály stroje a případné pomocné přístroje (např. mechanické počitadlo).

Řídící jednotka je doplněna displejem, pomocnými (např. identifikace čísla stání) a ovládacími obvody. Je umístěna v krytu s krytím lepším než IP 54. Počítá se i s případnou chemickou úpravou vnitřního prostředí skříně.

Zapojení dávkovačů koncentrovaných krmiv je uvedeno na obr. 3. Elektronické vybavení dávkovače se skládá z obvodů identifikace stání a spínače motoru. Spolupracuje prostřednictvím MODEMU 2 s nadřazeným komunikačním mikropočítačem, který zadává stání, kde bude dávka vydána, a kontroluje velikost vydané dávky. Pro zjednodušení celkové montáže je i zde volen systém ovládání s minimálním počtem vodičů ve stáji (CYKY 3 × 4 mm^2), což jednak sníží pracnost montáže, jednak přinese i nezanedbatelné úspory mědi vodičů.

Procesor komunikace a optimalizace je situován do rozvaděče umístěného v mezistájovém nebo kancelářském prostoru objektu, ve kterém je umístěn i s ostatními obvody, tj. např. napáječi, modemy, zálohovým zdrojem apod. Je koncipován na bázi stavebnicového systému SAPI 1 (ZPS 2) TESLA Liberec. Obstarává veškeré komunikační a řídící funkce dojicího a krmicího zařízení. Buď přímo tento mikropočítač nebo nadřazený počítač může zastávat optimalizaci krmných dávek, kalendář dojnic a další funkce. Rozdělení těchto funkcí mezi nadřazený počítač a procesor komunikace je pouze otázkou programového vybavení a bude řešeno s ohledem na komerční využití celého systému. Na obr. 1 je tento systém znázorněn v jednodušším provedení, ve kterém je terminál mikropočítače tvořen dálnopisem.

Programové vybavení systému lze rozdělit na základní programové vybavení nutné k chodu systému, tj. programové vybavení umožňující základní funkce technologického zařízení stáje (pro firmware), a na programové vybavení umožňující vyšší funkce systému (např. optimalizaci krmných dávek, kalendář dojnic apod.). Základní vybavení je zde programováno v jazyce Assembler 80 (SAPI) a Assembler 48 (řídící jednotka). Vybavení pro vyšší funkce může být podle vybavení komunikačního a optimalizačního procesoru buď psáno v některém vyšším jazyce (např. FORTRAN), nebo přeloženo z vyššího jazyku, popř. programováno přímo v ASSEMBLERu.

Popsané řešení zařízení pro vazné stáje dojnic lze při změně programového vybavení a menších úpravách využít i pro řešení stacionárních dojíren, popř. při konečném vybavení hardware i pro řešení kruhových dojíren a rekonstrukci dosavadních objektů. Při takto koncipované konstrukci je možné dosáhnout jistého stupně unifikace, vhodného pro sériovou výrobu zařízení. Zároveň je možné snížit pracnost při montáži na minimum a urychlit montáž, neboť celek je rozdělen do malého počtu jednoduše spojitelných dílů.

Ing. Petr Hainz, CSc., ing. Václav Kocík
Agrozet, koncernový Výzkumný ústav zemědělských strojů,
Praha-Chodov

Výběr z nových přírůstků

Ústřední zemědělské a lesnické knihovny ÚVTIZ

z úseku zemědělská technika

Uvedené publikace je možné si půjčit osobně nebo písemně v ÚZLK, výpůjční oddělení, Slezská 7, 120 56 Praha 2. Půjčovní doba: pondělí, úterý a čtvrtek od 9.00 do 16.00 hod., středa od 9.00 do 18.00 hod., pátek od 9.00 do 15.30 hod. U každé žádané publikace uveďte signaturu.

KOHSIEK, H. D 31.783/83/81

Spritz- und Sprühgeräte in Landwirtschaft und Gartenbau.

Braunschweig, Biologische Bundesanstalt f. Land- und Forstwirtschaft 1983. 27 s., obr., tab. AID 81/1983. (Ochrana rostlin — rosiče a postřikovače)

MUSILLAMI, S. — GOFFRE, P. — SEVILA, F. C 8.421/488/2

Les traitements par pulverisation et les pulverisateurs en agriculture. Tome 2.

Antony, CEMAGREF N. 488. (Postřikovače — ochrana rostlin)

JONSSON, B. C 10.542/396

Avverkning vid slatter, vändning och strängläggning. — Machine capacities when mowing, tedding and windrowing.

Uppsala, Jordbrukstekniska institutet 1983. 44 s., obr., tab. Jordbrukstekniska institutet — Meddelande Nr. 396. (Obraceče sena — typy a výkon — výzkum — Švédsko)

C 27.239/146

Einsatzmöglichkeiten des Wintersteiger — Futterpflanzenerntes bei der Zwischenfruchternte.

Eichhof-Bad Hersfeld, Hess. Lehr- und Forschungsanstalt für Grünlandwirtschaft 1982. S 61-64. Feldvers. Kleearten u. Gräsern, DLG 1982. (Sklizeče pícnin — zkoušení / Meziplodiny — sklizeň — mechanizace)

Exakthack Zetor, typ SKPU 220. D 50.847/2967

Besällare av provning: Zetor Sweden AB, Helsingborg, Tillverkare Agrostroj, Pelhřimov, Tjeckoslovakien.
Uppsala, Statens maskinprovningar 1985. 7 s., 2 obr., 2 tab. Meddelande 2967. (Sklízecí řezačky — přesné — zkoušení — Švédsko — zprávy)

Hinweise zur Rapsernte. D 74.292/45

Rostock, AdL 1983. 7 s., 6 obr. (Řepka — sklizeň — mechanizace)

OBSAH

Grečenko A.: Metoda určování svahové dostupnosti zemědělských vozidel 577
Součck Z.: Koncepce řešení nových rotačních talířových žacích strojů 599
Trnka L.: Silové a energetické poměry protiběžné žací lišty . . . 617
Lanča I., Šťastný K., Čapek E.: Systém automatické ochrany řezacího bubnu před vniknutím cizích kovových předmětů, vyřešený v Agrozetu, k. VÚZS Praha 629

AKTUALITY

Hainz P., Kocík V.: Technické aspekty konstrukčního a projekčního řešení mikroelektronického zařízení pro stáje dojnic 637

СОДЕРЖАНИЕ

Греченко А.: Метод определения доступа на склонах сельскохозяйственных машин 598
Соучек З.: Концепция новых ротационных дисковых жаток 615
Трнка Л.: Силовые и энергетические отношения противодвижущегося режущего аппарата 628
Ланча И., Счастны К., Чапек Э.: Система автоматической защиты режущего барабана от попадания посторонних металлических предметов, разработанная в Агрозете, конц. НИИСХМ Прага 636

CONTENTS

Grečenko A.: A Method of Assessing the Slope Performance of Agricultural Vehicles 598
Součck Z.: Conception of Solving the New Rotary Disk Mowers . 616
Trnka L.: Force and Energy Conditions in the Counter-acting Cutterbar 628
Lanča I., Šťastný K., Čapek E.: The System of Automated Protection of the Cutting Drum from Penetration of Foreign Metallic Objects Solved in Agrozet, the Concern Research Institute of Agricultural Machinery, Praha 636

INHALT

Grečenko A.: Methode zur Bestimmung der Hangtauglichkeit landwirtschaftlicher Fahrzeuge 598
Součck Z.. Lösungskonzeption neuer Rotationstellermähmaschinen . 616
Trnka L.: Kraft- und Energieverhältnisse beim Gegenschneidemähbalken 628
Lanča I., Šťastný K., Čapek E.: Im Agrozet — Konzern-Forschungsinstitut für Landtechnik gelöstes automatisches Schutzsystem der Schneidetrommel gegen Eindringen metallischer Fremdkörper 636

Rukopisy odevzdány k tisku 26. 6. 1986 — Podepsáno k tisku 10. 9. 1986

Rozšiřuje PNS. Informace o předplatném podá a objednávky přijímá každá administrace PNS, pošta, doručovatel a PNS-ÚED Praha, závod 01 — AOT, Kafkova 19, 160 00 Praha 6; PNS-ÚED Praha, závod 02, Obránců míru 2, 656 07 Brno; PNS-ÚED Praha, závod 03, Kubánská 1539, 708 72 Ostrava-Poruba. Objednávky do zahraničí vyřizuje PNS — ústřední expedice a dovoz tisku Praha, závod 01, administrace vývozu tisku, Kafkova 19, 160 00 Praha 6. Vytiskl MÍR, novinářské závody, n. p., závod 6, tř. Lidových milicí 22, 120 00 Praha 2.