

VĚDECKÝ ČASOPIS



ZEMĚDĚLSKÁ TECHNIKA

11

ROČNÍK 29 (LVI)
PRAHA
LISTOPAD 1983
CENA 10 Kčs
CS ISSN 0044-3883

ČESKOSLOVENSKÁ AKADEMIE ZEMĚDĚLSKÁ
USTAV VĚDECKOTECHNICKÝCH INFORMACÍ
PRO ZEMĚDĚLSTVÍ

Vědecký časopis

ZEMĚDĚLSKÁ TECHNIKA

Řídí redakční rada

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

Za vedení časopisu odpovídá ing. Jiří Fiala, DrSc.

Redaktorka ing. Jovanka Václavíčková

© Ústav vědeckotechnických informací pro zemědělství,
Praha 1983

■

Vědecký časopis ZEMĚDĚLSKÁ TECHNIKA uveřejňuje studie, rozbor 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 Praha 2, Slezská 7.

Vědecké práce Výzkumného ústavu zemědělských strojů v Praze-Chodově

V letošním roce oslaví Výzkumný ústav zemědělských strojů 30 let činnosti. V uplynulém období se ústav výsledky své práce významně podílel na rozvoji československého zemědělského strojírenství a na mechanizaci čs. zemědělství. Vybudoval si solidní vědecko-výzkumnou základnu i pro plnění náročných úkolů, které vytyčil XVI. sjezd v oblasti dalšího technického rozvoje zemědělských strojů a zařízení.

Více než polovina 7. pětiletky uplynula a plánované úkoly se dostávají do závěrečných etap. Hlavní důraz je stále kladen na snižování hmotnosti a energetické náročnosti při současném zvyšování provozuschopnosti a bezporuchovosti.

V tomto čísle, které je celé věnováno pracím z Výzkumného ústavu zemědělských strojů, je několik článků, jejichž obsahem jsou poznatky z řešené problematiky.

Doc. ing. A. Grečenko, CSc., ve své práci analyzuje pojem svahové dostupnosti strojů.

Svahová dostupnost, kterou jsou v ČSSR označovány traktory a ostatní zemědělské stroje, se dosud hodnotí stupněm bezpečnosti vzhledem ke statické stabilitě. Jakožto pojem není svahová dostupnost přesně definována, takže v některém ohledu schopnosti strojů podhodnocuje, v jiném nezajišťuje žádoucí bezpečnost. V této práci se pojem svahové dostupnosti upřesňuje s důrazem na bezpečnostní hlediska. Navrhovaná metoda hodnocení je založena na dílčích kritériích, která zdůrazňují nejtěžší, ale typické jízdní situace a technickou způsobilost stroje.

Ing. I. Lanča, ing. E. Čapek a ing. J. Pohůnek se zabývají problematikou ztrát lovné zvěře a užitečného hmyzu při sklizni píce. Práce analyzuje problematiku minimalizace ztrát lovné zvěře a užitečného hmyzu při sklizni nízkostébelnatých píce. Hodnotí výsledky základního a aplikovaného výzkumu procesu plašení zvěře a hmyzu při sečení píce samotným mačkačem a při přímé sklizni samotnou rezačkou. Získané poznatky a výsledky výzkumu slouží jako podklad pro vývoj zařízení umožňujícího minimalizovat ztráty lovné zvěře a užitečného hmyzu. Těmito zařízeními budou v ČSSR vybavovány žací stroje a sklízecí rezačky po roce 1985.

Ing. O. Knaifl, CSc., zaměřil svůj článek na problematiku ochrany obsluhy zemědělského stroje proti vibracím. Ukazuje vzájemné vazby a možnosti, jak účelně ovlivnit jednotlivé prvky mechanizačních prostředků. Zevrubně jsou popsány mechanicko-fyzikální vlastnosti lidského organismu, užité jako kritérium optimálního výběru parametrů stroje. Je podán přehled způsobů obrany proti vibracím při konstrukci a projekci spolu s příklady jejich aplikací.

Ing. L. Trnka, CSc., ve své práci analyzuje energetické poměry samojízdného ořezávače cukrovky. Zabývá se rozбором energetických měření čs. samojízdných ořezávačů cukrovky a zaměřuje se hlavně na otázku složek příkonu čističky řádků, podřezávacího cepového ústrojí a příkonu i účinnosti hydrostatických převodů pojezdu.

Ing. J. Roneš se ve své práci zabývá pevnostními výpočty staticky neurčitých nosných rámců zemědělských strojů na číslicovém počítači. Stručně jsou popsány možnosti výpočtového programu, který je ve VÚZS používán, a na konkrétním případě rámu žacího stroje je vysvětlen metodický postup při návrhu náhradního prutového schématu a při zpracování výsledků výpočtu.

V rubrice seznamuje ing. D. Hutla čtenáře s trendy vývoje zemědělského strojírenství a s novinkami vystavovanými na letošním Agrosalonu SIMA 83, který se konal začátkem března v Paříži.

Ing. Dušan Hutla

Agrozet, koncernový výzkumný ústav zemědělských strojů

DYNAMICKÁ STABILITA JAKO SOUČÁST SVAHOVÉ DOSTUPNOSTI ZEMĚDĚLSKÝCH STROJŮ

A. Grečenko

GREČENKO, A. (Agrozet, koncernový výzkumný ústav zemědělských strojů, Praha - Chodov): *Dynamická stabilita jako součást svahové dostupnosti zemědělských strojů*. Zeměd. Techn., 29, 1983 (11): 643-658.

Svahová dostupnost, která je v ČSSR označována na traktorech a ostatních zemědělských strojích, se dosud hodnotí stupněm bezpečnosti vzhledem ke statické stabilitě. Jakožto pojem není svahová dostupnost přesně definována, takže v některém ohledu schopnosti strojů podhodnocuje, v jiném ohledu nezajišťuje požadovanou bezpečnost. V této práci je pojem svahové dostupnosti upřesněn a důraz je kladen na bezpečnostní hlediska. Svahová dostupnost je určena funkční závislostí mezi mezním úhlem svahu pro jízdu stroje a rychlostí pohybu za podmínek, že se do přípustného mezního stavu dostanou buď odolnost proti převržení, odolnost proti skluzu nebo funkce komponent stroje. Navrhovaná metoda hodnocení je založena na dílčích kritériích, která zdůrazňují nejtěžší, ale typické jízdní situace a technickou způsobilost stroje. Potřebné údaje mohou být buď naměřeny, nebo mohou být vypočteny na základě běžných měření ve zkušebně a katalogových hodnot pneumatik. Tato práce rozvádí pouze dílčí hodnocení svahové dostupnosti z hlediska dynamické stability.

svahová dostupnost; dynamická stabilita

Pravidla ministerstva zemědělství o bezpečnosti a ochraně zdraví při práci z roku 1967 požadují, aby byly mimo jiné splněny tyto podmínky:

— traktory, samojízdné stroje a ostatní mobilní zemědělské stroje musí být vybaveny označením pracovně bezpečné svahové dostupnosti z hlediska dynamické stability (čl. 43);

— vedení závodu musí zajistit zmapování svahů a seznámit traktoristy s vyznačenými sklony (čl. 44).

V srpnu roku 1982 vydalo MZVŽ ČSR ve svém Věstníku č. 39 instrukci, podle níž může bezprostředně nadřízený pracovník povolit práci strojů na svahu až 1,5krát vyšším, než je jejich svahová dostupnost za stanovených podmínek.

Krátkou informaci o svahové dostupnosti podává norma ČSN 47 0132 z roku 1974 o zkoušení zemědělských strojů z hlediska bezpečnosti v 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 naklápečím můstku, kde statická stabilita podélná i příčná je charakterizována velikostí mezních úhlů naklápění.

Měření statické stability upřesňuje norma ST SEV 3921-82.

V NDR byla v r. 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 spádnicí vzhůru i dolů, zjišťovaná na základě příčné a podélné statické stability, říditelnosti a kvality práce.

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

Z uvedených materiálů vyplývá, že svahová dostupnost má být projevem blíže nedefinované dynamické stability, ale určuje se ze statické stability. V protikladu ke statické stabilitě, tj. ke stabilitě v klidu, můžeme dynamickou stabilitu považovat za stabilitu stroje v pohybu.

Problém vazby mezi stabilitou a svahovou dostupností byl u nás koncem 50. let řešen zavedením stupně (součinitele) bezpečnosti SB :

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

O smyslu tohoto postupu se zmiňuje Andert (1971): „Při vypracování soustavy traktorů v r. 1958 byl pro každý typ traktoru navržen sklon pozemku, na kterém může bezpečně pracovat při jízdě proti svahu, se svahu, po vrstevnici a při otáčení.

Tato bezpečnost je z technického hlediska vyjadřována obdobně jako u jiných způsobů používaných v technice tzv. stupněm bezpečnosti, který je dán poměrem úhlu statické stability, při němž dochází k překlopení traktoru (traktor s neseným náradím), k úhlu sklonu pozemku, na němž může traktor bezpečně pracovat.“

Původně byly dohodnuty tyto hodnoty SB , které jsou součástí agrotechnických podmínek:

- univerzální traktory ... 3,0,
- horské traktory ... 4,0.

Na začátku 70. let přibývaly další hodnoty SB :

- samojízdné stroje ... 2,5,
- automobily a tahače ... 3,0.

Provozní zkušenosti a výzkum jízdy na svazích ukázal, že svahová dostupnost je výrazně omezena skluzem stroje (Netík a Pick, 1964; Habarta, 1968; Svatoš a Hájek, 1973). Podle experimentálních poznatků z Výzkumného ústavu zemědělské techniky v Praze - Řepích formuloval Andert (1971) návrh na nové hodnocení svahové dostupnosti podle tří hledisek:

- energetika (dostatečná hnací síla);
- skluz (záběrové vlastnosti, brzdění, boční sjíždění);
- stabilita (viz původní hodnocení).

Doporučuje se předepsat stupeň bezpečnosti každému dílčímu kritériu, přičemž svahová dostupnost má být určena z nejnižší zjištěné hodnoty.

Definici, která zdůrazňuje jízdní vlastnosti a bezpečnost, uvádí Grečenko (1982): Svahovou dostupností vozidla se rozumí nejvyšší úhel svahu, na němž se obecně připouští provozování vozidla s ohledem na schopnost jeho kontrolovaného pohybu a na zajištění náležité pracovní bezpečnosti.

Za hlavní příčiny, proč vozidlo není schopno pohybu na svahu, považuje Grečenko (1982) jednak skluz, jednak převrácení s případným následným kutálením, často jako důsledek předchozího sklu. Upozorňuje na závažný vliv pojezdové rychlosti při stanovení svahové dostupnosti. Za kritérium dynamické stability se považuje situace při přejezdu náhodně osamělé překážky. Záloha úhlu svahu, tj. rozdíl mezi úhlem příčné statické stability a mezním svahem, je podle Grečenko (1972) funkcí čtverce pojezdové rychlosti, rozměrů a momentu setrvačnosti stroje. Autor uzavírá, že kritérium součinitele svahové bezpečnosti, dosud v ČSSR užívané, nelze označit za vyhovující, protože nebere v úvahu alespoň to, že bezpečný svah souvisí s rychlostí pohybu vozidla. Dosavadní SB např. připouští, aby se vozidlo pohybovalo po vrstevnici mezního přípustného svahu svou maximální rychlostí.

V SSSR se stabilitě traktorů věnoval Pospelov (1966). Ve své knize autor teoreticky (s odvoláním na další práce) rozebírá některé aspekty práce traktorů na spádnici a vrstevnici svahu, včetně dynamiky při přejíždění nerovnosti. Dokládá, že v 50 až 60 % nehod se traktor převrhne na bok. O problému svahové dostupnosti z hlediska příčné dynamické stability pásového traktoru při jízdě terénem s nahodilými nerovnostmi pojednávají Sirekanjan aj. (1971). Je počítáno s doplnkovou dynamickou normálovou reakcí na horním pásu, která v kritickém případě anuluje statické zatížení horního pásu na potřebnou dobu.

Hodnocení stability polárním diagramem zavedl v Rakousku Reichmann (1972).

Příspěvek zaměřený na dynamiku bočního převržení traktoru po nájezdu na osamělou překážku uveřejnil Schwanghart (1978) s odůvodněním, že podle statistik NSR dochází k bočnímu převržení při 63,5 % nehod.

Na stabilitu traktoru při průjezdu zatáčkou ve tvaru U s nájezdem ze spádnice svahu upozornil Coombes (1968), který také uvažoval o potřebě vyvinout pro tento účel varovací systém. Jízdní vlastnosti traktorů na svahu systematicky studovali pracovníci skotského SIAE (Gilfillan, 1970; Spencer a Owen, 1981).

Před vlastním pojednáním o svahové dostupnosti je třeba upřesnit definice a pojmy. V souhlase s Popelkou (1977, 1980) navrhuje rozlišit svahovou použitelnost a svahovou dostupnost:

svahová použitelnost je mezní úhel svahu pro nasazení stroje, při němž se buď kvalita či výkonnost práce, ekologické (agrotechnické) důsledky nebo parametry svahové dostupnosti dostanou do určeného mezního stavu;

svahová dostupnost je mezní úhel svahu pro jízdu stroje, při němž se buď odolnost proti skluzu, odolnost proti převržení nebo funkce komponent stroje dostanou do určeného mezního stavu.

Svahová dostupnost je tedy obecnou mezí pro bezpečný pohyb stroje na svahu a současně je podkladem při vyšetřování nehod. Udaný mezní úhel svahu má význam pouze v souvislosti s rychlostí pohybu. Jde o jistou příbuznost s dopravními předpisy pro jízdu vozidel po komunikacích, které vymezují rychlost jízdy podle situace (např. obec, silnice, vnitřek podniku); v případě nehody se definuje situace (odpovídá svahu) a odhaduje se rychlost vozidla. Protože tentýž postup by měl být umožněn i u zemědělských strojů, bude třeba svahové stroje vybavovat zařízením, které by po eventuální havárii uchoválo v paměti rychlost stroje.

Je třeba rozlišovat mezi svahovou dostupností jakožto předepsanou obecnou mezí pro bezpečný pohyb stroje na svahu a mezi operativním vyhodnocením, zda jistý stroj je schopen za daných podmínek na svahu pracovat. Např. Andert (1971) měl ve své práci o svahové dostupnosti na mysli operativní vyhodnocování svahových schopností traktorů; podobný cíl sledovali Spencer a Owen (1981).

Problém kutálení stroje po případném převržení nespadá do pojmu svahové dostupnosti.

Různá hlediska svahové dostupnosti rozebírá podrobněji Grečenko (1983).

ZÁSADY NAVRHOVANÉHO ŘEŠENÍ

Svahová dostupnost (SD) je tedy chápána jakožto bezpečnostní a právní pojem. Je určena funkční závislostí mezi mezním úhlem svahu pro jízdu stroje a rychlostí pohybu za podmínek, že se buď odolnost proti převržení, odolnost proti skluzu, nebo funkce komponent stroje dostanou do přípustného mezního stavu. Hodnota mezního úhlu svahu zaručuje bezpečnost jízdy na svahu s vysokou, nikoliv však 100% pravděpodobností.

Kritéria k hodnocení SD byla navržena na základě víceletých zkušeností s jízdními vlastnostmi strojů na svazích a po prostudování dříve uvedených materiálů. Kritéria zdůrazňují nejtěžší, ale typické jízdní situace a technickou způsobilost stroje.

V úvahu jsou zatím brána tato dílčí kritéria SD :

1. odolnost proti převržení (SD_1):
 - a) boční dynamická stabilita při přímé jízdě ... SD_{1a} ;
 - b) dynamická podélná stabilita ... SD_{1b} ;
 - c) boční stabilita při průjezdu zatáčky ve tvaru U ... SD_{1c} ;
2. odolnost proti skluzu (SD_2):
 - a) průjezd zatáčkou ve tvaru U s nájezdem ze spádnice svahu ... SD_{2a} ;
 - b) brzdění ze spádnice svahu ... SD_{2b} ;
 - c) přímá jízda do spádnice ... SD_{2c} ;
 - d) přímá jízda podél vrstevnice ... SD_{2d} ;
3. způsobilost stroje k jízdě na svahu (SD_3):
 - a) funkce motoru ... SD_{3a} ;
 - b) funkce brzd ... SD_{3b} ;
 - c) konstrukční stoupavost ... SD_{3c} .

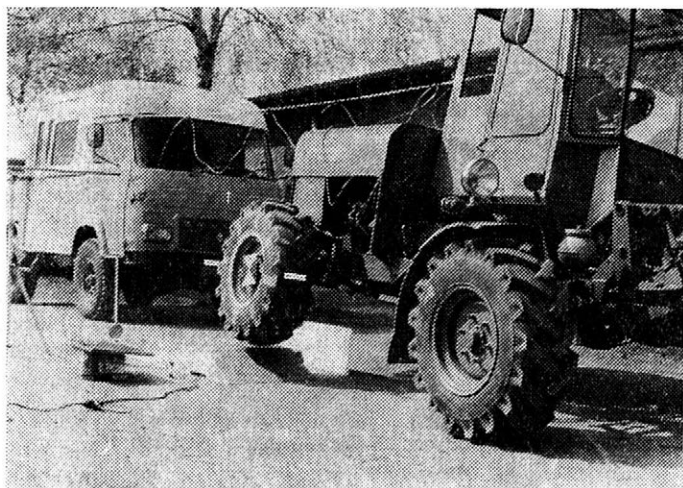
Svahová dostupnost se bude zatím vybírat z dílčích hodnot SD_1 a SD_2 tak, že k určité rychlosti bude přiřazen nejmenší dílčí mezní úhel svahu. Nejvyšší hodnota mezního úhlu podle kritérií SD_1 a SD_2 je přitom limitována hodnotou mezního úhlu podle SD_3 , zmenšeného o 3° .

Tato práce pojednává o prvním kritériu SD , tj. o odolnosti proti převržení.

VÝSLEDKY

BOČNÍ DYNAMICKÁ STABILITA

Vozidlo na mezi stability je ve stavu labilní rovnováhy. Pod pojmem dynamická stabilita se rozumí stabilita vozidla při jeho pohybu.



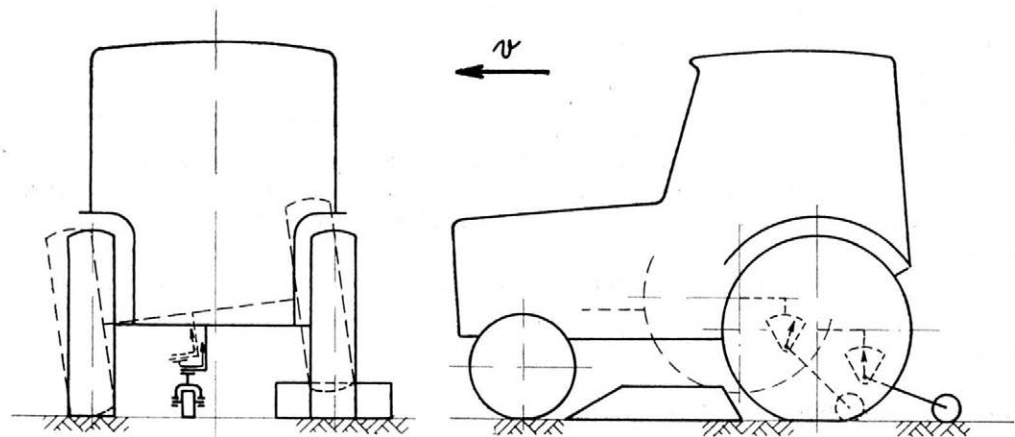
1. Měření nadhozu sva-
hového stroje na pře-
kážce A (1981 — Mea-
surement of the bounce
of a hillside machine on
obstacle A (1981)

Navržená metoda nabízí experimentální i teoretické řešení. Hodnocení se týká jedno-
nápravových a dvounápravových vozidel s konvenčním podvozkem (traktory, samojízdné
stroje, neodpérovane vleky); event. další rozšíření platnosti nebo aplikace na vozidla
s neortodoxním podvozkem je otázkou dalšího vývoje metody.

V zásadě se zjišťuje boční naklopení vozidla při nájezdu kolem na definovanou pře-
kážku; z naklopení se usuzuje na příslušný mezní svah. Interpretuje se tím neočekávaná
provozní situace, která může být příčinou nehody. K jinému případu, kterého se však
řešení netýká, dochází, zapadne-li kolo na jedné straně do nahodilé terénní prohlubně.

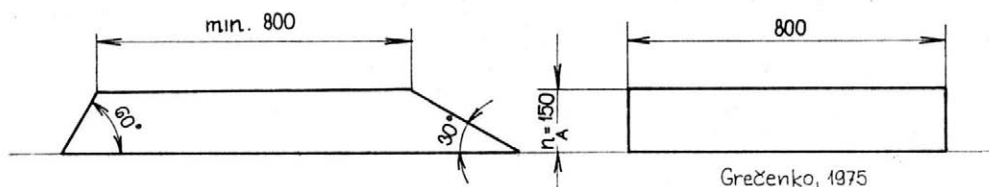
Průběhy bočního nadhozu strojů při přejezdu dvou druhů překážek byly studovány
v letech 1981 a 1982 pomocí rychlokamery (obr. 1) a příslušné kinematické veličiny byly
analyzovány (Kobr aj., 1982).

V roce 1983 byl při měření nadhozů úspěšně ověřen jednoduchý mechanický měřič
(obr. 2). Rameno měřiče s kolečkem je přitlačováno k zemi pružinou, takže i při nadhozu
sleduje povrch. Výkyv ramene se jednostranně přenáší na vlečenou ručičku, která po
nadhozu zůstane ustavena v poloze nejvyššího nadhozu. Příslušná hodnota se odečte
na úhloměru. Údaj úhloměru je přímo úměrný úhlu naklopení stroje. Měřič nadhozu

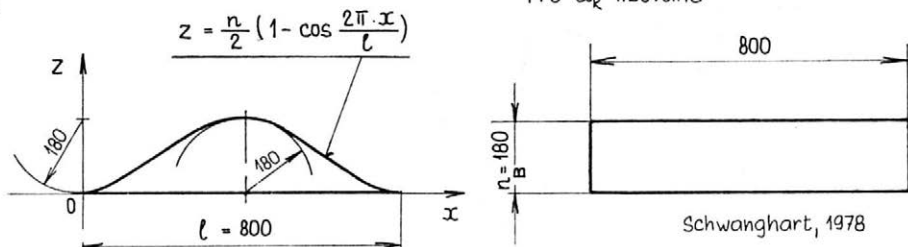


2. Použití měřiče nadhozu — The use of bounce meter

A

Pro $d_k \geq 600$ mm

B

Pro d_k libovolné

3. Tvary překážek A, B — Shapes of obstacles A, B

se cejchuje na zkoušeném stroji (Grečenko, 1983). Tento způsob, vhodný pro zkušební praxi, sloužil k ověření teoretických závěrů.

Práce se soustředily na dva druhy překážek (obr. 3):

A ... stupňová překážka, navržená v r. 1975, odpovídá překážkám ze statiky terénních vozidel; nájezdový úhel 60° (náhrada za obvyklý úhel 90°) šetří pneumatiky zkoušeného vozidla, do kterých při nájezdu hluboko vniká horní klín překážky. Tvar nájezdu představuje nejnepríznivější tvar náhodné nerovnosti. Prodloužený hřbet překážky má za následek, že při rostoucí rychlosti vozidla se úhel naklopení stále zvětšuje, ale s klesající tendencí.

B ... vlnová překážka byla převzata od Schwagharta (1978). Jde o známou idealizaci terénní vlny goniometrickou funkcí. Při zkoušce překážka více šetří podvozek a pneumatiky vozidla. Úhly naklopení dosahují nejvyšších hodnot při rychlosti vozidla cca 4 až 5 m/s.

Výška překážky A byla původně určena tak, aby splňovala nejvyšší zrychlení naměřené v terénu (jde však také o zkušenost a konvenci). Autoři se nezávisle shodují na tom, že výška překážky by měla ležet v rozmezí 15 až 20 cm. Překážky s výškou 15 cm jsou typické při tenzometrování strojů (obdélníkový průřez) i při zkouškách životnosti (menší nájezdové úhly). Maximální zdvih kola při pomalém přejezdu se u překážek A a B příliš neliší a činí zhruba 15 cm (na vrcholu překážky B se pneumatika více zaboří než na základové ploše). Efektivní výšky obou překážek si tedy odpovídají.

Nadhození traktoru na překážce je znázorněno na obr. 4a. Rychlokamera ukázala, že ve chvíli, kdy stroj najede na překážku, je v první krátké fázi pohybu nadhozen s minimálním úhlovým natočením kolem příčné osy y.

Na obr. 4b jsou znázorněny polohy stroje při klopení kolem bodu A na svahu β :

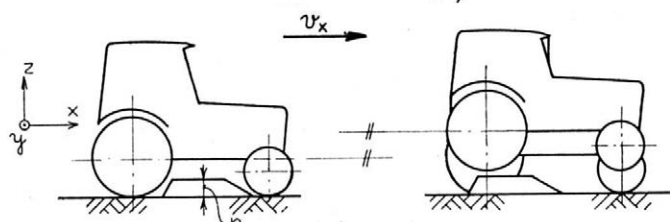
01 ... před nájezdem na překážku

1 ... ztráta styku kola s překážkou; rychlost horního kola v_{zm} ; úhel φ_1

2 ... zdvih těžiště o míru Δz ; úhel φ_2

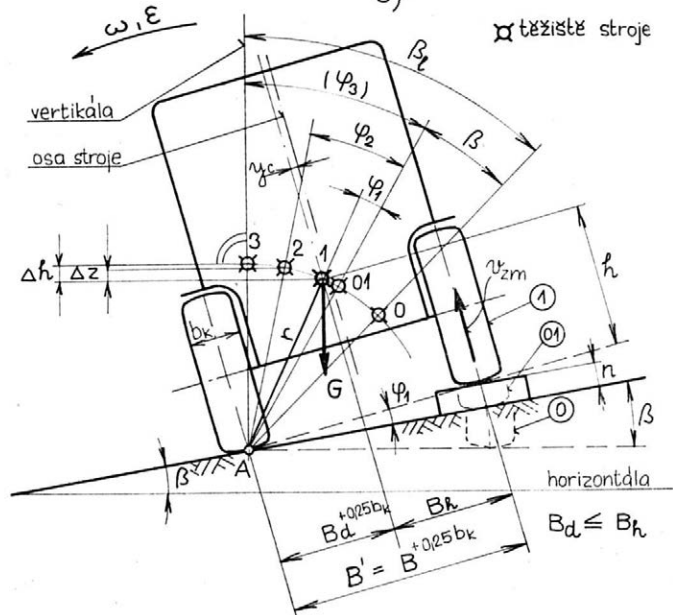
3 ... zdvih těžiště o míru Δh do polohy labilní rovnováhy; úhel $\varphi_3 = \beta_l - \beta$ má známou velikost, jelikož úhel statické boční stability β_l je změřen na naklápěcí plošině

a)



4. Kinematika nadhozu stroje — Kinematics of the bounce of the machine

b)



Kinetická energie E , příslušející poloze 1, vykoná práci L , tj. zdvihne tíhu stroje G do polohy 2. K překlopení stroje je ovšem nutná alespoň energie E_l , která by vykonala práci L_l do labilní polohy 3. Zmíněné práce se rovnají:

$$L = G \cdot \Delta z; \quad L_l = G \cdot \Delta h$$

Měřením a rozбором bylo ověřeno, že počáteční rychlost nadhozu v_{zm} , a tedy kinetická energie $E = f(v_{zm})$, není závislá na úhlu svahu (Grečenko, 1983).

Znamená to, že vykonaná práce a konečná výška zdvihu těžiště Δz při určité rychlosti v_x rovněž nezávisí na úhlu svahu. Úhly naklopení stroje φ_2 se ovšem s rostoucím úhlem zvětšují, přičemž rezerva úhlu naklopení ($\beta_1 - \beta$) se zmenšuje. Tento mechanismus si vynucuje zmenšování Δz s rostoucím úhlem svahu, neboli zmenšování rychlosti v_x .

Limitní výška nadhozu Δh je podle obr. 4b rovna

$$\Delta h = r \cdot [1 - \cos(\beta_1 - \beta - \varphi_1)] \quad (1)$$

Zavedeme pojem bezpečnosti κ :

$$\kappa = \frac{L_l}{L} = \frac{\Delta h}{\Delta z} \quad (2)$$

Po dosazení do vztahu (1) se vyjádří mezní úhel svahu β_{1a} (SD_{1a}):

$$\beta_{1a} = \beta_l - \varphi_1 - \arccos \left(1 - \frac{z \cdot \Delta z}{r} \right) = f(v_x) \quad (3)$$

Dále se určí $\Delta z = f(v_{zm})$ z rovnosti energií při nadhozu stroje:

$$\frac{1}{2} \mathcal{J}_A \cdot \omega_m^2 = \frac{1}{2} \mathcal{J}_A \cdot \left(\frac{v_{zm}}{B'} \right)^2 = m' \cdot g \cdot \Delta z$$

kde: m' (kg) — hmotnost účastníci se nadhozu

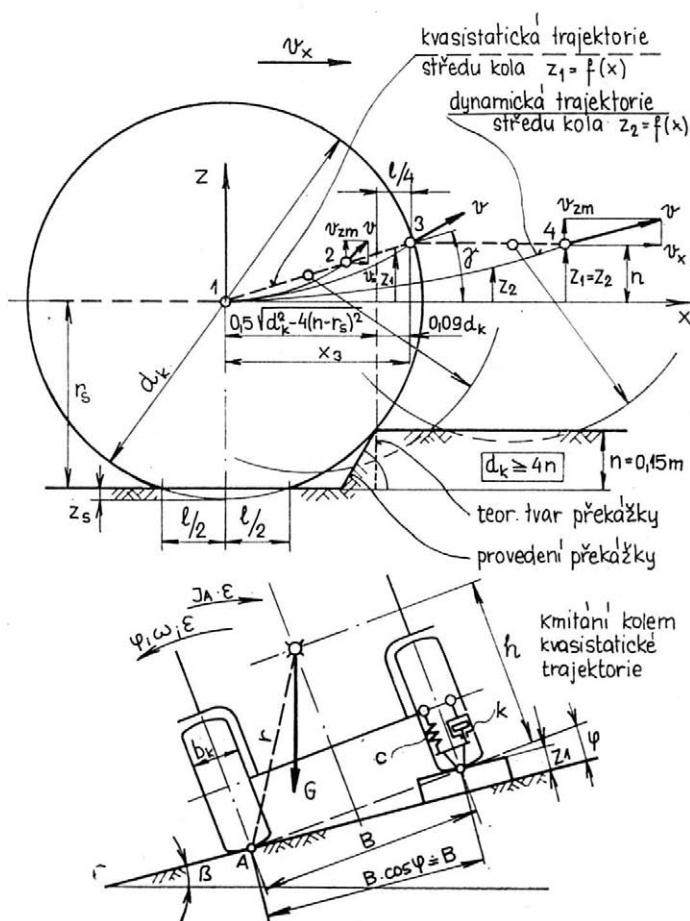
$$\Delta z = \frac{\mathcal{J}_A \cdot v_{zm}^2}{2B'^2 \cdot m' \cdot g} \quad (4)$$

Moment setrvačnosti $\mathcal{J}_A = m' \cdot i^2$ má pravděpodobnou hodnotu poloměru setrvačnosti $i = 1,116 \cdot r$, takže obdržíme jednoduchý vzorec:

$$\mathcal{J}_A = 1,245 \cdot m' \cdot r^2 \quad (\text{kg} \cdot \text{m}^2) \quad (5)$$

Takto vypočtené hodnoty příčného momentu setrvačnosti $\mathcal{J}_A$ odpovídají např. u traktorů v rozmezí $m' = m = 1000$ až 6000 kg vzorci pro moment setrvačnosti k těžišti $\mathcal{J}_T$ (podle Schwangharta, 1977):

$$\mathcal{J}_T = 215,857 \cdot e^{0,4494 \cdot m} \quad (\text{kg} \cdot \text{m}^2)$$



5. Přejezd kola přes překážku A — Wheel crossing obstacle A

Diferenciální rovnice (7) má řešení:

$$z_2 = e^{-D\omega_0 t} \cdot (C_1 \cdot \cos \bar{\omega}_0 t + C_2 \cdot \sin \bar{\omega}_0 t) + z_p \quad (9)$$

kde: $\bar{\omega}_0 = \omega_0 \cdot \sqrt{1 - D^2}$ – vlastní kruhová frekvence s tlumením

Partikulární integrál z_p závisí na rovnici kvazistatické trajektorie středu kola $z_1 = f(x) = f(v_x, t)$ a dále na rychlosti dz_1/dt . Po dosazení do rovnice (7) se z_p vypočítá některou známou metodou.

Hodnoty dynamické tuhosti c_d a poměrného tlumení D pneumatik jsou brány podle Matthewse a Talama (1965) takto:

$$c_d = 1,10 c_s \quad \text{a} \quad D = 0,10.$$

Statická tuhost c_s se rovná $9,81 \cdot Q / (0,5 d_k - r_s)$ [N/m]. Vhodná velikost m' je 88 % m .

a) Řešení pro stupňovou překážku A (obr. 5)

Podle snímků rychlokamery a v soulase s Thompsonem aj. (1970) je kvazistatická trajektorie středu kola z_1 , než se kolo zvedne do výše překážky, téměř přímková vlivem deformace pneumatiky.

Definice trajektorie kola:

$$\begin{cases} 0 \leq x \leq x_3 \dots z_1 = x \cdot \tan \gamma \dots \text{1. fáze} \\ x_3 < x < \infty \dots z_1 = n \dots \text{2. fáze} \end{cases}$$

Některé výsledky:

1. fáze

$$v_x = \frac{\bar{\omega}_0}{\pi} \cdot x \quad (10)$$

$$v_{zm} = v_x \cdot \frac{n}{x_3} \cdot (1 + e^{-\frac{D \cdot \pi}{\sqrt{1-D^2}}}) = \text{konst} \cdot v_x \quad (11)$$

2. fáze

$$v_x > \frac{\bar{\omega}_0}{\pi} \cdot x_3$$

$$v_{zm} = v_x \cdot f(\omega_0; t; D; n; x_3)$$

nejvyšší hodnota rychlosti nadhozu:

$$(v_{zm})_{\max} = 0,8583 \cdot n \cdot \omega_0 \quad (12)$$

b) Řešení pro vlnovou překážku B (obr. 6)

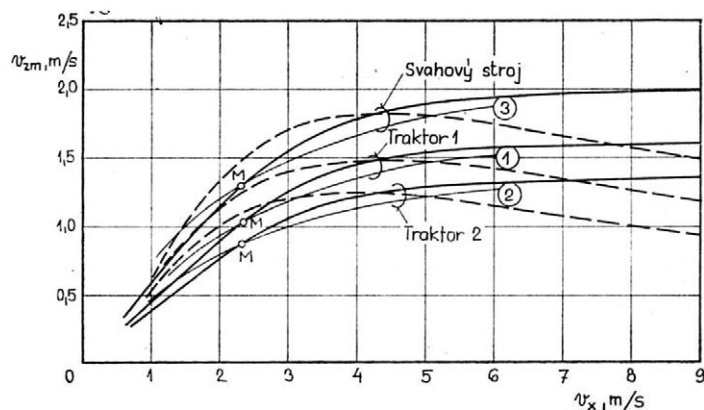
Definice trajektorie kola:

$$z_1 = \frac{n'}{2} \cdot (1 - \cos \omega t); \quad \omega = \frac{2\pi}{l'} \cdot v_x$$

Bere se $n' = 0,82 n$ (m).

Rychlost nadhozu je funkcí těchto veličin:

$$v_{zm} = f(v_x; \omega_0; t; D; n'; l')$$



7. Vypočtené maximální rychlosti nadhozu (silná plná čára — překážka A, čárkovaná — překážka B; 1, 2, 3 — aproximace) — The calculated maximum velocities of bounce (solid line — obstacle A, dashed line — obstacle B; 1, 2, 3 — approximations)

Závislosti $v_{zm} = f(v_x)$ a souřadnice bodů odskoku byly pro jednotlivé stroje vypočteny na počítači VÚZS a příslušné obecné programy jsou archivovány.

Na obr. 7 jsou vyneseny vypočtené průběhy rychlostí pro tři stroje (podle tab. I). U překážky A je závislost rychlostí lineární od $v_x = 0$ do bodů M (odpovídají nadhozu v bodě 3 podle obr. 5). Rychlost nadhozu u překážky B je v určité oblasti rychlostí v_x vyšší než u překážky A a vykazuje zřetelné maximum pro $v_x = 3,5-4,5$ m/s.

Aproximace závislosti $v_{zm} = f(v_x)$

K explicitnímu vyjádření rychlosti $v_{zm} = f(v_x)$ je nutné tuto závislost aproximovat při respektování vlivu všech činitelů. Aproximaci umožňuje svou relativní jednoduchostí jedině řešení překážky A (Grečenko, 1983):

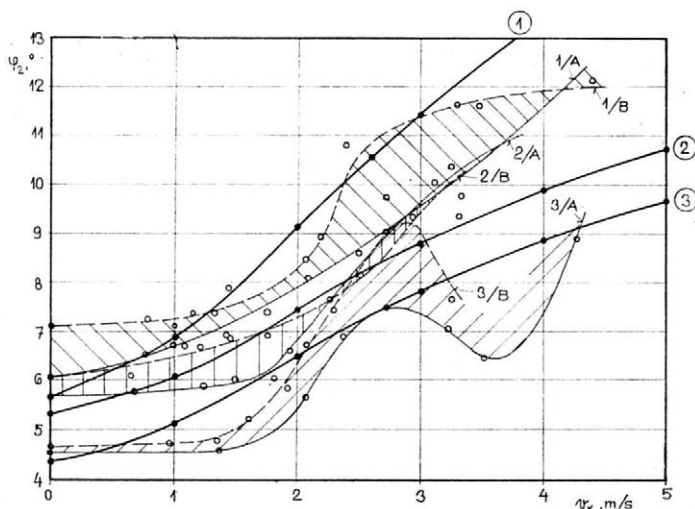
$$v_{zm} = 0,858 \cdot n \cdot \omega_0 \cdot \left(1 - e^{-\frac{3,209 v_x}{x_s \cdot \omega_0}}\right) = f(v_x) \quad (13)$$

Takto vypočtené rychlosti jsou rovněž vyneseny v obr. 7.

I. Parametry strojů — Parameters of machines

Symbol parametru	Rozměr	Stroj		
		traktor 1	traktor 2	svahový stroj
m	kg	3150	4710	2940
B	m	1,420	1,500	1,920
h	m	0,82	0,85	0,68
pneu pevné nápravy	—	14,9—28	18,4—34	12,5—18
výrobce		Barum	Barum	Dunlop
Q	kg	1680	2565	1300
p	kPa	150	140	100
d_k	m	1,365	1,650	0,990
b_k	m	0,378	0,467	0,325
r_s	m	0,630	0,747	0,450
β_l	°	34	35	50

8. Úhly naklonění strojů: měření pro traktor 1 (1/A — překážka A; 1/B — překážka B), pro traktor 2 (2/A,B) a pro svahový stroj (3/A,B) — (1, 2, 3 — aproximace výpočtem) — Roll angles of the machines: measurement for tractor 1 (1/A — obstacle A; 1/B — obstacle B), for tractor 2 (2/A,B) and for a hillside machine (3/A,B) — (1, 2, 3 — calculated approximations)



Použitelnost teoretického řešení a vhodnost z něho vyvozeného aproximačního vzorce pro v_{zm} lze dále demonstrovat výpočtem úhlů naklonění tří strojů a jejich porovnáním s naměřenými hodnotami (obr. 8). U uvedených tří strojů je shoda teorie s experimentem vyhovující. Souhlas je však třeba dále ověřovat.

Dosazením ze vztahu (13) do vzorců (6) a (3) se pro $n = 0,15$ m obdrží konečný vzorec pro výpočet mezního úhlu svahu, přičemž stanovením určité bezpečnosti κ se tento úhel ve funkci rychlosti stává dílčí svahovou dostupností SD_{1a} :

$$\beta_{1a} = \beta_l - \varphi_1 - \arccos \left[1 - \frac{\kappa \cdot r \cdot \omega_o^2}{954 \cdot B^2} \cdot \left(1 - e^{-\frac{3,209 v_x}{x_3 \cdot \omega_o}} \right)^2 \right] = f(v_x) \quad (14)$$

Do vzorce se dosazuje:

β_l (°) — změřená hodnota

B místo B' — (na svahu dochází k vybočení spodních pneumatik proti svahu);

$$\varphi_1 = \arcsin \frac{n}{B} \doteq \frac{8,6}{B} \quad [^\circ]$$

$$r = 0,5 \sqrt{4h^2 + B^2} \quad [m]$$

$$\omega_o = 4,43 \frac{B}{r} \cdot \sqrt{\frac{Q}{(d_k - 2r_s) \cdot m}} \quad [1/s]$$

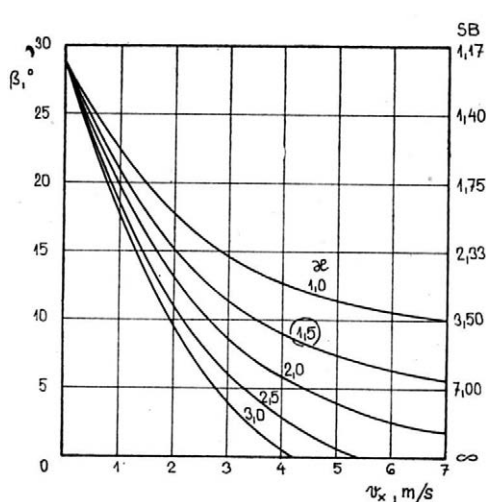
$$x_3 = 0,09 d_k + 0,5 \sqrt{d_k^2 - 4(0,15 - r_s)^2} \quad [m]$$

Na obr. 9 jsou vyneseny průběhy mezního úhlu svahu při různé bezpečnosti κ pro traktor 2.

K hodnocení dílčí SD_{1a} se jeví jako vhodná bezpečnost 1,5.

PODÉLNÁ DYNAMICKÁ STABILITA

Těžiště stroje je vždy blíže k pohonově neodpojitelné a současně pevné hnací nápravě. Je-li tato náprava zadní (traktory, některé samojízdné stroje), hrozí ztráta stability při jízdě do svahu. U samojízdných strojů s přední hnací nápravou je choulostivější jízda ze svahu, ovšem proti eventuálnímu převržení bývá stroj jistěn čelním adaptérem.



9. Dílčí svahová dostupnost SD_{1a} pro traktor 2 — Partial gradeability SD_{1a} for tractor 2

Klasickým případem je traktor táhnoucí vlek do svahu. Mezní úhel svahu lze určit známým způsobem z podmínky, aby na přední nápravě zbyla normálová reakce 5% až 10% hmotnosti traktoru, nutná k zajištění říditelnosti. K nebezpečí, že se traktor překlápí, však dochází i na nižším svahu, např. při rychlém sepnutí spojky po nuceném zastavení a z jiných příčin, které nelze pro potřebu SD zobecnit.

Nabízí se však přístup obdobný metodě určení dílčí SD_{1a} , tj. řešení nadhozu stroje při současném nájezdu horními koly na standardní překážku (při jízdě do svahu, popřípadě ze svahu). Tento způsob přímo vystihuje chování dvounápravových strojů samotných nebo s nesenými adaptéry a prostřednictvím bezpečnosti κ může být aplikován i na táhnoucí traktory.

Příslušná teorie (Grečenko, 1983) a její aplikace umožňují vyvodit závěr, že hodnoty dílčí SD_{1b} jsou v reálných případech bezpečně vyšší než dílčí hodnoty SD_{1a} , která tedy představuje omezení.

STABILITA PŘI PRŮJEZDU ZATÁČKOU VE TVARU U

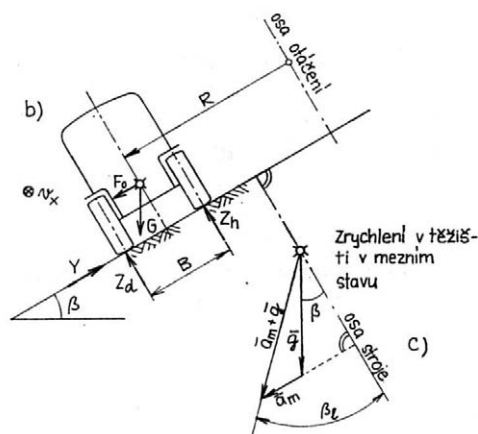
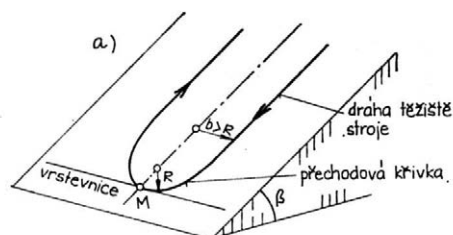
Případ je znázorněn na obr. 10. Jde o běžný manévř: z jízdy po spádnicí dolů stroj prudce zatočí zpět po spádnicí nahoru. V okolí bodu M již může zatáčet s minimálním poloměrem, takže vlivem odstředivé síly vzniká největší klopný moment. Za poloměr dráhy těžiště R je vhodné považovat minimální vnější stopový poloměr otáčení podle ČSN 30 0552, jelikož je třeba vzít v úvahu směrové odchylky kol s pneumatikami, kterými se poloměr dráhy těžiště také zvětšuje.

Při zatáčení stroje podle obr. 10 působí v jeho těžišti síla tíhy $G = m \cdot g$ a odstředivá síla $F_o = m \cdot a$. Mezní stav labilní rovnováhy se vyznačuje tím, že výsledné zrychlení $(\bar{a}_m + \bar{g})$ je od svislé osy stroje odkloněno o úhel statické boční stability β_l . Ze schématu zrychlení se odvodí:

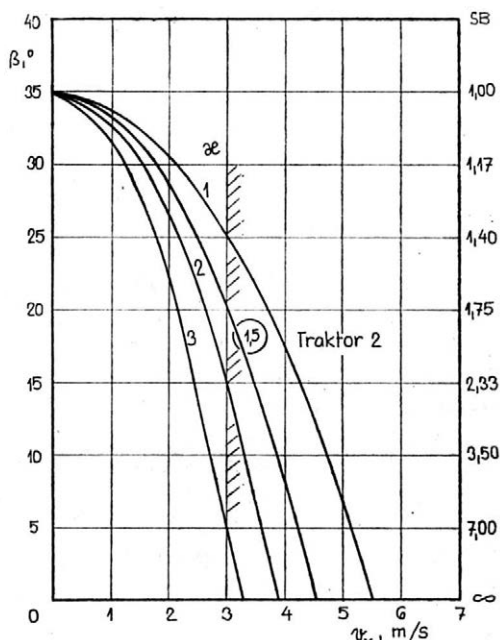
$$\operatorname{tg} \beta_l = \frac{a_m + g \cdot \sin \beta}{g \cdot \cos \beta}; \quad \beta = \beta_{lc}$$

Zavedením bezpečnosti

$$\kappa = \frac{a_m}{a} \quad (15)$$



10. Průjezd stroje zatáčkou ve tvaru U
— A machine performing a U-turn



11. Dílčí svahová dostupnost SD_{1c} pro traktor 2 — Partial gradeability SD_{1c} for tractor 2

a velikosti dostředivého zrychlení $a = v_x^2/R$ obdržíme vzorec pro mezní úhel $\beta_{1c} = f(v_x)$, tj. vyjádření dílčí SD_{1c} :

$$\beta_{1c} = \beta_l - \arcsin \left(\frac{\kappa \cdot v_x^2 \cdot \cos \beta_l}{g \cdot R} \right) = f(v_x) \quad (16)$$

kde: β_l (°) — změřená hodnota

Průběhy mezního úhlu svahu podle vzorce (16) jsou pro traktor 2 vyneseny na obr. 11. Vycházeli jsme z těchto údajů: $R = 4,40$ m; $\beta_l = 35^\circ$.

Křivky SD_{1c} hypoteticky omezují rychlost stroje na relativně nižších svazích. Je ovšem třeba mít na zřeteli, že zatáčky ve tvaru U přicházejí při pracovním nasazení stroje v úvahu pouze do rychlosti cca 3 m/s, takže význam mají jen úseky křivek mezi rychlostí $v_x = 0$ a 3 m/s.

Porovnáním s průběhy SD_{1a} (obr. 9) podle tohoto hlediska zjistíme, že i v tomto případě jsou směrodatné průběhy dílčí SD_{1a} , které je proto třeba považovat za stabilní svahovou dostupnost SD_1 .

DISKUSE

Kombinace dílčí svahové dostupnosti $SD_{1a, b, c}$ za podmínky, že při dané bezpečnosti κ je rozhodující nejnižší stanovená velikost úhlu svahu, poskytuje stabilní svahovou dostupnost SD_1 . Ta je např. pro traktor 2 určena z uvedených důvodů dílčí dostupností SD_{1a} podle obr. 9. Při doporučené hodnotě $\kappa = 1,5$ by se připouštěl provoz traktoru na svahu za těchto podmínek:

úhel svahu, °	rychlost	
	m/s	km/h
10	3,50	12,6
15	2,15	7,4
20	1,10	4,0
25	0,40	1,4

Získaný soubor hodnot (SD_1) ovšem není definitivní, ale musí být korigován podmínkami SD_2 a SD_3 .

Zřetelně však vyplývá, že při definování rychlosti připouští dynamická stabilita bezpečnou jízdu traktoru na podstatně vyšším svahu, než umožňuje dosud používaný součinitel bezpečnosti SB (obr. 9). Při hodnotě $SB = 3,0$ by svahová dostupnost traktoru 2 činila pouze 11,7°.

Z druhé strany, podle současných pravidel, by traktor 2 mohl jezdit např. na 10° svahu svou nejvyšší rychlostí, tj. cca 25 km/h. Dynamická stabilita však v tomto případě připouští rychlost zhruba poloviční. Lze proto tvrdit, že navržená metoda dynamické stability přináší i vyšší bezpečnost pro provoz strojů.

ZÁVĚR

Navrhovaný způsob hodnocení svahové dostupnosti zemědělských strojů vychází ze zásady, že svahová dostupnost je bezpečnostní a právní pojem — na rozdíl od širší svahové použitelnosti, která navíc zahrnuje i hlediska agrotechnická, výkonnostní, ergonomická, popřípadě další.

Definováním kritérií SD_1 až SD_3 se hodnocení svahové dostupnosti dostává ze stadia kvalifikovaného odhadu do exaktnějších poloh. Zejména byl prokázán důležitý vliv rychlosti pohybu na přípustný sklon svahu. Tuto závislost nelze nadále opomíjet ani za cenu jistých komplikací s dodržením přípustné rychlosti jízdy nebo jejím dodatečným prokázáním. Bude zřejmě třeba vyvinout vhodný varovný systém s pamětí.

Koncepce hodnocení svahové dostupnosti musí být dále ověřována a upřesňována, a to nejenom ve výzkumu, ale především ve zkušebnictví. Měkčí kritéria, která soustavně poskytují vyšší hodnoty svahové dostupnosti než kritéria jiná, mohou být z hodnocení vypuštěna, aby konečný systém byl podle možnosti jednoduchý (nikoliv však zjednodušený) a operativní.

Tato práce rozvedla pouze dílčí hodnocení svahové dostupnosti z hlediska dynamické stability. Dalšími hledisky jsou skluz na svahu a technická způsobilost stroje.

Seznam hlavních symbolů

a	m/s ²	zrychlení
b_k	m	katalogová šířka pláště pneu
d_k	m	katalogový průměr pláště pneu
e	—	základ přirozených logaritmů 2,7183
g	m/s ²	zrychlení zemské tíže 9,81 m/s ²
h	m	výška těžiště stroje
i	m	poloměr setrvačnosti
m	kg	hmotnost stroje
n	m	výška překážky
p	kPa	tlak huštění pneumatiky
r	m	příčný průměr vzdálenosti těžiště od osy bočního klopení stroje

r_s	m	katalogový statický poloměr pneumatiky
v_x	m/s	pojezdová rychlost stroje
v_{zm}	m/s	největší rychlost nadhozu kola
x	m	podélná souřadnice
z	m	svislá souřadnice
B	m	rozchod pevné nápravy stroje
B'	m	rozchod B zvětšený o $0,25 b_k$
D	—	poměrné tlumení pneumatiky
G	N	tíha stroje
J	kg.m ²	moment setrvačnosti stroje
Q	kg	katalogová nosnost pneumatiky pro huštění p
R	m	vnější stopový poloměr otáčení stroje
β	°	úhel svahu
β_l	°	úhel boční statické stability
ε	1/s ²	úhlové zrychlení
κ	—	bezpečnost
φ	°	úhel příčného naklonění stroje
ω	1/s	úhlová rychlost
ω_0	1/s	úhlová rychlost (kruhová frekvence) vlastního příčného kmitání stroje

Literatura

- ANDERT, A.: Přesnější metody pro rychlé určení svahové dostupnosti traktoru a jeho vhodnosti pro práci v proměnných zemědělských podmínkách. *Zeměd. Techn.*, 17, 1971, č. 5, s. 321-338.
- COOMBES, G. B.: Slope stability of tractors. *Fm Mach. Des. Engng*, 1968, č. 9, s. 18-33.
- ČSN 30 0552: Zjišťování stopových a obrysových průměrů zatažení a průjezdnosti kruhovým obloukem silničních vozidel pro motorovou dopravu. 1970.
- GILFILLAN, G.: Tractor behaviour during motion uphill. *J. agric. Engng Res.*, 15, 1970, č. 3, s. 221-243.
- GREČENKO, A.: Vozidlové části samohodných strojů. In: Sbor. ČAZ Traktory a samohodné stroje. VÚZS Praha, 1972, s. 144-150.
- GREČENKO, A.: Úvahy k řešení svahové dostupnosti terénních vozidel. In: Sbor. ČSVTS Svahová dostupnost lesných strojov. Martin, 1982, s. 47-57.
- GREČENKO, A.: Nová metoda určování svahové dostupnosti traktorů a zemědělských strojů (1. návrh). [Technická zpráva.] Praha, Agrozet, KVÚZS 1983.
- HABARTA, F.: Sjíždění zemědělského agregátu při práci na svazích. *Zeměd. Techn.*, 14, 1968, č. 2, s. 89-100.
- KOBR, Z. a kol.: Kinematika pohybu středu zadního kola traktorů Z-6718 a Z-12011 při přejezdu standardních překážek. [Výzkumná zpráva.] Praha, Výzk. ústav zeměd. strojů 1982.
- MATTHEWS, J. — TALAMO, J. D. C.: Ride comfort for tractor operators. Part III. *J. agric. Engng Res.*, 10, 1965, č. 2, s. 93-108.
- NATÍK, O. — PICK, E.: Příspěvek k řešení otázek spojených s bočním sjížděním traktorů na svahu. *Zeměd. Techn.*, 10, 1964, č. 4, s. 245-254.
- POPELKA, J.: Terénní dostupnost traktorů. [Studijní zpráva.] I., II. díl. VÚLHM-VS Křtiny, 1977/1980.
- POSPELOV, Ju. A.: Ustojčivost traktora. Moskva, Mašinostroenie 1966.
- REICHMANN, E.: Hangstabilität landwirtschaftlicher Fahrzeuge. Teil 1. *Forsch-Ber. BPLMG*, Wieselburg, Heft 1, 1972.
- SCHWANGHART, H.: Schlepperdaten und deren Einfluss auf das Überrollen. *Landtechnik*, 32, 1977, č. 4, s. 156-159.
- SCHWANGHART, H.: Kipp- und Umsturzverhalten eines Schleppers. *Landtechnik*, 33, 1978, č. 11, s. 488-492.
- SIREKANJAN, R. V. — ŠACHBAZJAN, R. V. — ZACHARJAN, E. B.: O kriterii poperečnoj dinamičeskoj ustojčivosti traktorov. *Trakt. sel'-choz. Maš.*, 1971, č. 9, s. 12-14.

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

SVATOŠ, J. — HÁJEK, J.: Teoretické řešení pohybu traktoru a přívěsných strojů po vrstevnici svahu. *Zeměd. Techn.*, 19, 1973, č. 5, s. 291-307.

THOMPSON, L. J. — LILJEDAHN, J. B. — QUINN, B. E.: Dynamic motion responses of agricultural tires. *ASAE Paper*, No. 70-148, 1970, 9 s.

Došlo dne 6. 7. 1983

ГРЕЧЕНКО, А. (Агрозет, концерновый научно-исследовательский институт сельскохозяйственных машин, Прага - Ходов): Динамическая устойчивость как составная часть доступности склонов для сельскохозяйственных машин. *Zeměd. Techn.*, 29, 1983 (11): 643-658.

Доступность склонов, обозначенная в ЧССР на каждом тракторе и других сельхозмашинах, до сих пор определяется степенью безопасности по отношению к статической устойчивости. Понятие доступности склонов точно не определено, так что по некоторым соображениям способности машин недооценены, по другим оно не обеспечивает требуемой безопасности. В настоящей статье понятие доступности склонов уточнено и особо подчеркиваются аспекты безопасности. Доступность склонов определена функциональной зависимостью между предельным углом склона передвижения машин и скоростью передвижения при условии, что в допустимое предельное состояние войдут или устойчивость к опрокидыванию, устойчивость к скольжению или же функции компонентов машин. Предлагаемый метод оценки основан на частных критериях, подчеркивающих самые трудные, однако характерные для движения положения, и технической способности машины. Необходимые данные могут быть измерены или вычислены на основе обычных измерений в испытательной станции и каталожных значений шин. В данной статье приводится только частная оценка доступности склонов с точки зрения динамической устойчивости.

доступность склонов; динамическая устойчивость

GREČENKO, A. (Agrozet, Research Institute of Farm Machines, Praha-Chodov): *Dynamic Stability as a Component of the Gradeability of Farm Machines*. *Zeměd. Techn.*, 29, 1983 (11): 643-658.

Gradeability, indicated in Czechoslovakia on tractors and other farm machines, is still evaluated as a degree of safety in relation to statical stability. The concept of gradeability is not exactly defined so that in some aspects the properties of the machines are underestimated and in other aspects the needed safety is not secured. This study is aimed at defining more exactly the concept of gradeability and emphasis is laid on safety criteria. Gradeability is determined by the relation of the maximum angle of slope the machine is able to pass to and the speed of travel on condition that the resistance to overturning, or resistance to sliding, or the functions of machine components reach the admissible limit state. The proposed method of evaluation is based on partial criteria which emphasize some of the most difficult but standard situations and the technical fitness of the machine. The needed data can be measured or calculated from current measurements performed in the testing station and from the catalogue values of tyres. The partial evaluation of gradeability from the point of view of dynamic stability is described in this paper.

gradeability; dynamic stability

Adresa autora:

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

MINIMALIZACE ZTRÁT LOVNÉ ZVĚŘE A UŽITEČNÉHO HMYZU PŘI SKLIZNI PÍCNIN

I. Lanča, E. Čapek, J. Pohůnek

LANČA, I. — ČAPEK, E. — POHŮNEK, J. (Agrozet, koncernový výzkumný ústav zemědělských strojů, Praha-Chodov): *Minimalizace ztrát lovné zvěře a užitečného hmyzu při sklizni píce*. Zeměd. Techn., 29, 1983 (11) : 659-667.

V práci je analyzována problematika minimalizace ztrát lovné zvěře a užitečného hmyzu při sklizni nízkostébelnatých píce. Dále jsou hodnoceny výsledky základního a aplikovaného výzkumu procesu plašení zvěře a hmyzu při sečení píce samojízdným žací mačkáčem a při přímé sklizni samojízdnou řezačkou. Získané poznatky a výsledky výzkumu slouží jako podklad vývoje zařízení pro minimalizaci ztrát lovné zvěře a užitečného hmyzu, kterými budou po roce 1985 vybavovány žací stroje a sklízecí řezačky v ČSSR.

samojízdná sklízecí řezačka; samojízdný žací mačkáč; plašič

Intenzifikace zemědělské polní výroby, spojená se specializací zemědělských podniků, zvětšováním ploch honů a zvýšeným používáním chemických prostředků k výživě a ochraně pěstovaných porostů, si vyžádala zvětšování záběrů a pracovních rychlostí mechanizačních prostředků a jejich využívání v dvousměnných provozech a ve skupinovém nasazení.

Všechny tyto prvotní i druhotné intenzifikační faktory se projevují prudkým úbytkem lovné zvěře a užitečného hmyzu, způsobeným hlavně ztrátami při nasazení mechanizačních prostředků a aplikací chemických látek. Ztráty jsou nejen přímé (usmrcování, úrazy, ničení hnízdišť atd.), ale i nepřímé (omezení zdrojů potravy rychlou sklizní a střídáním kultur).

Mechanizací zemědělských prací je ohrožena téměř všechna lovná zvěř a užitečný hmyz, vázané na polní biotop. Největší ztráty na populaci zvěře a užitečného hmyzu jsou při sklizni píce v prvních sečích, které probíhají právě v době hnízdění a líhnutí mláďat, a v době, kdy nálet hmyzu na kvetoucí porosty je největší.

Ke ztrátám na zvěři docházelo v podstatě od doby, kdy člověk začal obhospodařovat půdu. P a l e č e k (1978) uvádí, že při ručním sečení kosou byly ztráty zhruba okolo 10 % (převážně hnízdící bažantí slepice). Potažní žací lišty zvýšily ztráty na 15 až 35 %, traktorové žací stroje pak na 45 až 50 %. Při použití samojízdných žacích mačkáčů a sklízecích řezaček se ztráty odhadují na 50 až 60 %. Při přímé sklizni porostů píce sklízecími řezačkami dochází i k velkým ztrátám užitečného hmyzu, tj. včel, čmeláků, sluníček, zlatooček atd.

Ztráty na zvěři a užitečném hmyzu dosahují v celospolečenském měřítku ve svých důsledcích nepředstavitelných hodnot, a to nejen jako přímý úbytek potravin a surovin pro lidstvo (maso, kůže, med, vosk), ale i jako druhotné ztráty (zrniny, semena, ovoce atd.), vzniklé snižováním populace a s tím spojeného menšího opylení květů, přemnožení škůdců atd. Zcela zanedbatelná nejsou ani hlediska etická a hygienická (píce znehodnocená masem infikované zvěře atd.).

Ochrana zvěře a užitečného hmyzu se v současné době stává nezbytností a součástí komplexní ochrany krajiny a životního prostředí. V souladu s tímto trendem je v čs. agrotechnických požadavcích zakotvena nutnost vybavovat od roku 1985 žací stroje a sklízecí řezačky účinnými zařízeními pro minimalizaci ztrát lovné zvěře a užitečného hmyzu.

ROZBOR

V minulých letech již byla v ČSSR i zahraničí pro žací stroje a cepové skliže vyvinuta a ověřována různá zařízení pro minimalizaci ztrát zvěře a hmyzu (Kouřil, 1976; Veselý, 1974). Byly to různé mechanické (hřebeny, řetězy, plachty), optické (blikáče, reflexní plachty) a zvukové plašiče, které se však buď pro nízkou účinnost, nebo pro negativní vlivy na obsluhu (hlučnost, oslňování) a další nedostatky v praxi neuplatnily a byly ze strojů demontovány.

Zařízení pro minimalizaci ztrát musí tedy splňovat tyto základní požadavky:

- musí být dostatečně účinné,
- musí být jednoduché a nesmí vyžadovat náročnou obsluhu a údržbu,
- musí mít minimální spotřebu energie,
- nesmí snižovat výkonnost ani kvalitu práce sklizňového stroje,
- nesmí být závadné z hlediska bezpečnosti a hygieny práce.

Když si ke splnění těchto požadavků přičteme obtížnost a téměř naprostou neprobádanost biologického procesu vypuzení zvěře a užitečného hmyzu z jejich přirozeného prostředí, tj. porostu píce, vyvstane obtížnost řešení této problematiky.

V oblasti rušivých podnětů, které by přinutily zvěř opustit ochranný porost a hmyz zdroj potravy, nejsou zatím známy ani základní zákonitosti. Zvěř i hmyz si totiž na každý rušivý podnět, pokud s ním není bezprostředně spojeno jejich přímé ohrožení, zvyknou, zevšední jim a přestávají mu věnovat pozornost.

Z tohoto důvodu byl před zahájením vlastního experimentálního výzkumu minimalizace ztrát lovné zvěře a užitečného hmyzu při sklizni nízkostébelnatých píce proveden v roce 1981 teoretický rozbor uměle vyvolaných podnětů, které by mohly zvěř a hmyz vyplašit. Dále byla problematika plašení zvěře a hmyzu, zejména včel, konzultována s pracovníky VÚ lesního hospodářství a myslivosti Zbraslav, VÚ včelařského Dol u Libčic, VŠZ Brno, katedry myslivosti a katedry včelařství, a Ústředí čs. svazu myslivosti.

Na základě konzultací s fundovanými odborníky, studia naší a zahraniční odborné literatury a teoretických rozborů bylo navrženo realizovat v první fázi základní výzkum rušivých podnětů na lovnou zvěř a užitečný hmyz.

VÝSLEDKY

PODMÍNKY A VÝSLEDKY ZÁKLADNÍHO VÝZKUMU

Základní výzkum rušivých vlivů byl realizován v roce 1981 Výzkumným ústavem zemědělských strojů (dále VÚZS) Praha, ve spolupráci s katedrou mechanizace rostlinné výroby fakulty PE VŠZ Brno. Byl zaměřen na sledování těchto podnětů na zvěř:

- zvukových v ultrazvukové oblasti,

- optických,
- působení elektrického náboje o vysokém napětí.

U užitečného hmyzu pak byly zkoumány tyto podněty:

- ultrazvukové,
- mechanické (střásání).

Pro účely výzkumu rušivých podnětů byly v Agrozetu, koncernovém výzkumném ústavu zemědělských strojů (AKVÚZS) navrženy a vyrobeny generátory ultrazvukových (dále UZ) vln a vysokonapěťových (dále VN) pulsů s možností velké škály změn parametrů vysílaných impulsů.

Podrobný popis metodiky, průběhu a zjištěných výsledků základního a aplikovaného výzkumu plašení zvěře a užitečného hmyzu v letech 1981 a 1982 jsou uvedeny ve výzkumné zprávě AKVÚZS (L a n ě a, 1983).

Účinek UZ vln a elektrického náboje na bažanty a zajíce sledovali pracovníci katedry mechanizace rostlinné výroby VŠZ v Brně v květnu a červnu 1981 na zvířatech umístěných ve volierách lesnické fakulty VŠZ v Brně, účinek UZ vln na včely byl sledován v tomtéž období u kočovního úlu v katastru obce Vanovice, okr. Blansko.

Generátor byl pro účely výzkumu rušivých účinků vybaven plynulou regulací frekvence a intenzity vysílaných vln. Jeho frekvence se měnila od 10 do 50 MHz. Při zkouškách byl generátor umístěn v těsné blízkosti voliér a úlů a byl dálkově ovládán, aby přítomnost obsluhy neovlivňovala jeho účinky. Dále byl sledován účinek UZ vln na včely u speciálního krmítka o ploše 1 m² s cukerným roztokem.

Při zkouškách vnímání ultrazvuku včelami, bažanty a zajíci nebylo dosaženo pozitivních výsledků. Nálet včel na česna úlů a krmítka byl téměř stejný při zapnutí UZ generátoru na jakoukoli frekvenci i intenzitu jako při kontrolních zkouškách bez generátoru.

Zvěř reagovala při nižších frekvencích 10 až 15 MHz a maximální intenzitě zvýšením pozornosti, např. bažanti natahovali krk. Pokud byl generátor zapnut delší dobu (cca 2 min.), přestala zvěř jevit zájem. Při frekvencích nad 20 MHz zvěř na UZ vlny nereagovala vůbec, ani při maximální intenzitě. Zvířata nerozrušily ani rychlé změny intenzity z 10 na 50 MHz a obráceně.

S ohledem na skutečnost, že včely a sledovaná zvěř v podstatě nevnímají UZ vlny a nereagují na ně, byl další základní a aplikovaný výzkum UZ plašičů zastaven.

Zcela odlišně reagovala zvěř na účinky elektrického náboje o vysokém napětí. Elektrické impulsy indukovaného proudu o napětí 10 000 V a více vyburcují zvěř k vysoké aktivitě — tohoto principu lze tedy použít k plašení.

Vedle základního výzkumu plašicích účinků na včely a zvěř v uměle navozených podmínkách byly v roce 1981 v VÚZS Praha vyvinuty a v polních podmínkách ověřeny funkční modely mechanického minimalizátoru ztrát hmyzu a optického plašiče zvěře.

Funkční model mechanického střásače hmyzu, kombinovaný s plachtovou zábranou zamezující vniknutí hmyzu do žacího adaptéru sklízecí řezačky, byl ověřován na Semenářském státním statku Bezno při sklizni kvetoucího porostu hořčice řezačkou SPS 35. Instalací funkčního modelu střásače se snížily ztráty včel cca o 40 %.

Funkční model optického plašiče zvěře byl s ohledem na snadnější vyhodnocování jeho účinnosti instalován na samojízdném žací mačkači E-301. Byl sledován v období první seče nízkostébelnatých píceň na pozemcích JZD Hostěradice, okr. Znojmo. Reflexní plachty o celkové ploše 8 m² byly umístěny na sklopném rameni namontovaném na rámu žacího zařízení mačkače E-301. Spodní konec plachet zasahoval až do porostu. V pracovní poloze bylo rameno s plachtami bočně od žacího ústrojí, a zvěř byla tedy plašena o jednu jízdu dřív. Účinky optického plašiče byly sledovány v porovnávacích zkouškách při sečení vojtěšky a luční trávy o výnosu 20 až 35 t/h. Celkem bylo posečeno cca 140 ha píceň. Ztráty na zvěři se pohybovaly při použití plašiče zhruba od 8 do 25 %, bez plašiče pak od 20 do 30 %.

PODMÍNKY A VÝSLEDKY APLIKOVANÉHO VÝZKUMU

Na základě výsledků základního výzkumu a polních zkoušek realizovaných v roce 1981 byla pro provozní ověřování v agrosezóně 1982 navržena a vyrobena tato zařízení určená k minimalizaci ztrát lovné zvěře a užitečného hmyzu:

- mechanický strásač hmyzu s plachtou (obr. 1),
- optický plašič zvěře (obr. 2),
- VN plašič zvěře (obr. 3).

Plašicí zařízení byla konstruována pro samojízdnou sklízecí řezačku SP8-050 (řezačka SPS-35, u níž jsou nahrazeny importované hydro-motory čs. výroby). Vzhledem ke skutečnosti, že zemědělské podniky v důsledku snížení limitu paliv podstatně omezily přímou sklizeň nízkostébelnatých píceň sklízecími řezačkami a že by tedy nebylo možné plašiče v plném rozsahu ověřit, byl VN plašič rekonstruován pro připojení k žacímu ústrojí mačkače E-301.

Strásač hmyzu a plašiče zvěře byly spolu s řezačkou SP 8-050 zkoušeny v JZD Šardice, okr. Hodonín. VN plašič byl dále zkoušen na pozemcích JZD Olbramovice, okr. Znojmo.

Funkce plašicích zařízení byla ověřována v těchto podmínkách:

- VN plašič při sečení porostů vojtěšky na výměře 240 ha,
- optický plašič při sklizni vojtěšky na denní krmení z výměry 25 ha,
- strásač hmyzu při sklizni kvetoucí hořčice z výměry 39 ha.

Vlastního zjišťování ztrát zvěře a včel se ujali asistenti a studenti katedry mechanizace rostlinné výroby VŠZ v Brně pod metodickým vedením pracovníků oddělení sklizně píceň a zkušebny AKVÚZS.

Při zkouškách bylo dosaženo těchto výsledků:

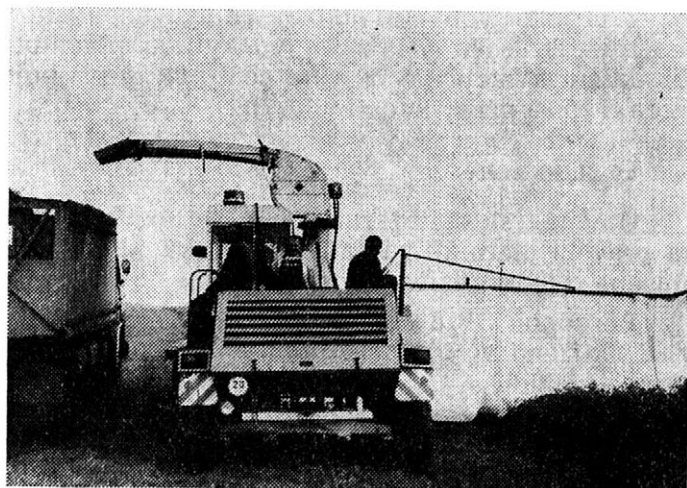
Minimalizace ztrát včel

Měření byla prováděna při sklizni kvetoucí hořčice o průměrném výnosu 17 t/h. Vzorky byly odebírány na části pozemku s největším náletem včel, a to 481 až 502 na 100 m² (v okolních akátových lesících bylo umístěno asi 20 převozných včelínů). Z každé zkoušky byly odebírány dva vzorky řezanky o hmotnosti 35 až 40 kg, ve kterých byl zjišťován počet usmrcených včel podle metodiky VÚ včelařského (Veselý, 1974).

1. Mechanický strášač hmyzu se zábranou, namontovaný na sklizňovém zařízení AZU-104 řezačky SP 8-050 — Mechanical insect shaker with hindrance mounted on the AZU-104 harvesting unit of the SP 8-050 chopper

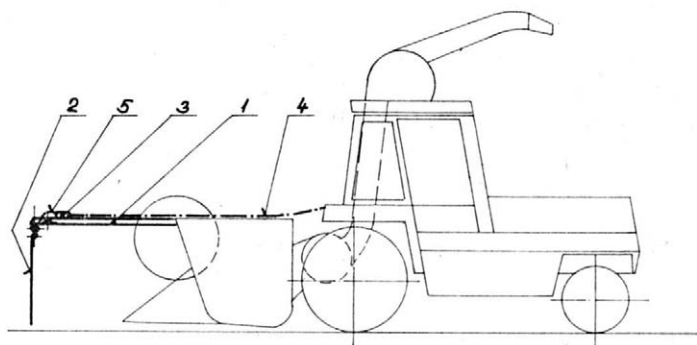


2. Optický plašič zvěře namontovaný na řezačku SP 8-050 — Optical game scarer mounted on the SP 8-050 chopper



3. Schéma vysokonapěťového plašiče zvěře pro řezačku SP 8-050 — A diagram of the high-voltage game scarer for the SP 8-050 chopper

- 1 — rám plašiče
- 2 — aktivní pružné prsty
- 3 — generátor VN pulsů
- 4 — přívodní kabel
- 5 — VN vodič



I. Průměrné výsledky porovnávacích zkoušek ztrát včel při sklizni kvetoucího porostu hořčice samojízdnou sklízecí řezačkou — The average results of comparative tests of bee losses during the harvest of flowering mustard plants with a self-propelled chopper-harvester

Řezačka SP 8-050 s adaptérem AZU-104	Pracovní rychlost km . h ⁻¹	Průměrný nálet včel přepočtených na kilogram hmoty ks	Počet usmrčených včel v kilogramu hmoty ks	Ztráty včel %
Se střásačem	5,1	2,882	0,168	5,83
Bez střásače	5,0	2,882	0,538	18,68
Se střásačem	8,9	2,882	0,244	8,47
Bez střásače	8,9	2,882	0,970	33,69

Funkce střásače se záchytnou plachtou je evidentní z obr. 1. Při sklizni stojícího porostu řezačkou je přední trubkou rámu zařízení hmyz střásán, padá na zem nebo na záchytnou plachtu a ulétá. Tato plachta také brání tomu, aby byl vzletající hmyz (včely) srážen přiháněčem a vtahován do stroje, zejména při vyšších pracovních rychlostech.

Z průměrných výsledků měření uvedených v tab. I je evidentní, že použitím střásače hmyzu se záchytnou plachtou se snížily ztráty včel při sklizni kvetoucího porostu cca o 60 % při pojezdové rychlosti 5 km/h a cca o 75 % při rychlosti 9 km/h.

Optický plašič zvěře

Otočné (sklopné) rameno s reflexními plachtami bylo instalováno na pravém blatníku základní jednotky SP 8-050 (obr. 2). Zvěř byla tedy plašena o jednu jízdu předem.

Řezačkou SP 8-050 s adaptérem AZU-104 byla ve dnech 9. až 11. 6. 1982 sklízena vojtěška pro denní krmení, a to vždy v ranních hodinách (6.00—10.00 h).

Ztráty na zvěři při použití optického plašiče korespondují s hodnotami zjištěnými v roce 1981 při použití téhož plašiče na žací mčekači E-301 a činila u zajíců 18,75 %, u bažantů 18,18 %. Naměřené hodnoty jsou uvedeny v tab. II.

VN plašič zvěře

Podstatou VN plašiče je hřeben z pružných prstů, které pročesávají stojící porost asi dva metry před žacím ústrojím řezačky (mčekače). Pružné prsty jsou vodivě spojeny s generátorem elektrických impulsů o napětí 10 až 15 tis. voltů a tyto impulsy (výboje) vysílají do porostu. Aby nebyla ohrožena obsluha stroje, je aktivní část plašiče izolovaná od vlastního rámu, jímž je plašič upevněn k horní výstuze žacího zařízení řezačky, resp. mčekače.

Účinnost VN plašiče byla sledována v období od 31. 5. do 1. 6. 1982 v JZD Olbramovice a od 2. 6. do 16. 6. 1982 v JZD Šardice. Žacími mčekači E-301 byla sečena vojtěška o výnosu 19 až 28 t/h. Ztráty na zvěři se při použití VN plašiče pohybovaly zhruba od 6 (0) do 15 (20) %. Bez plašiče činily ztráty 19 až 36 %. Podrobné výsledky jsou uvedeny v tab. II.

II. Výsledky pracovních zkoušek plašičů zvěře v roce 1982 — The results of the work tests of game scarers in 1982

Datum	Charakte- ristika počasí	Sklizená plodina			Sklizecí stroj a použitý plášť	Druh zvěře								
						zajíc			bažant – koroptev			srnčí		
		druh	výnos t. ha ⁻¹	výměra ha		celkem	z toho usmrceno		celkem	z toho usmrceno		celkem	z toho usmrceno	
							ks	%		ks	%		ks	%
31. 5. + 1. 6. 1982	slunečno	vojtěška	22,0	42	E-301 VN plášť	16	1	6,25	14	1	7,14	0	0	–
31. 5. + 1. 6. 1982			22,0	36	E-301 bez pláště	10	3	30,00	13	3	23,08	1	0	0
2. 6. 1982	slunečno	vojtěška	26,0	18	E-301 VN plášť	8	1	12,50	7	1	14,29	1	0	0
2. 6. 1982			26,0	28	E-301 bez pláště	31	6	19,35	4	1	25,00	0	0	–
3. – 4. 6. 1982	slunečno	vojtěška	22,0	48	E-301 VN plášť	20	3	15,00 malé	21	2	9,52	5	1 kolouch	20,00
7. 6. 1982	slunečno	vojtěška	28,3	25	E-301 VN plášť	6	1	16,67	5	1	20,00	0	0	–
8. 6. 1982	slunečno	vojtěška	18,6	22	E-301 VN plášť	4	0	0	9	1	11,11	0	0	–
8. 6. 1982			18,6	12	E-301 bez pláště	3	1	33,33	11 4	4 0	26,66	0	0	–
9. 6. 1982	slunečno	vojtěška	26,1	17	E-301 VN plášť	8	1	12,50	10	1	10,00	0	0	–
9. – 11. 6. 1982	slunečno polojasno	vojtěška	18,4	25	SP 8-050 optický plášť	16	3	18,75	11	2	18,18	1	0	0
14. – 16. 6. 1982	slunečno malá oblačnost	vojtěška	26,0	67	E-301 VN plášť	36	4	11,11	52	6	11,54	3	0	0
14. – 16. 6. 1982			26,0	34	E-301 bez pláště	24	6	25,00	39	14	35,90	2	0	0

ZHODNOCENÍ

Z výsledků širokého výzkumu problematiky minimalizace ztrát lovné zvěře a užitkového hmyzu při sklizni píce lze dedukovat tyto závěry:

— Plašicí činnost optických plašičů zvěře (reflexní plachty) je závislá na počasí (zejména na intenzitě slunečního svitu), na výnosu (hustotě, výšce porostu) a čistotě plachty. Účinnost se zvýší brouzdáním spodní části reflexní plachty v porostu. Vlněním plachty se nejen zvýší optické efekty, ale vyplašení zvěře napomáhá i vlnění porostu a šustot plachty, která se tře o porost. Brouzdáním se však zvyšuje znečištění plachty a rostou nároky na její údržbu (omývání).

— Vysokonapěťové zařízení plaší zvěř nezávisle na povětrnostních podmínkách. Jeho účinnost je v porovnání s optickými plašiči vyšší cca o 30 %. Ztráty na zvěři se pohybují od 6 do 15 (20) % a jsou zhruba o 60 % nižší než při sečení (přímé sklizni) píce bez plašiče.

— Technicky obtížně řešitelným problémem je minimalizace ztrát mláďat zvěře. Tato mláďata nemají zpravidla dostatečnou fyzickou dispozici, aby po vyplašení opustila v krátkém časovém období prostor před žacíím ústrojím, zejména při vyšších jezdových rychlostech rezaček nebo jiných sklizňových strojů. Tento problém není ani v zahraničí uspokojivě řešen. Jedinou cestou je vyhledávání hnízdišť před vlastní sklizní a jejich označení, což je velmi náročné a pracné. Vlastní plašení mláďat nebo jejich sběr při sklizni jsou opět značně pracné, způsobí velké zdržení sklizňových strojů a jejich výsledek je problematický (mláďata lze jen obtížně zjistit, vyhledat a vyhnat ze stojícího porostu před strojem).

— Příznivý účinek na minimalizaci ztrát zvěře má způsob sečení, resp. sklizně nízkostébelnatých píce ze středu honu k okrajům. Vyplašená zvěř vybíhá z porostu a pokud nevidí nějakou ochranu, lekne se volného prostoru a vrací se do porostu, a to i několikrát. Zpravidla je pak usmrcena. Při sklizni ze středu honu se zvěř stahuje k okrajům a pak přebíhá do porostů na sousedních pozemcích.

— Na základě výsledků porovnávacích zkoušek a provozního sledování byl do dalšího vývoje v koncernovém podniku Agrozet Prostějov doporučen vysokonapěťový plašič, který se skládá z generátoru VN pulsů a plašičího roštu, tlačeního porostem před strojem.

— Do vývoje v Agrozetu Prostějov byl také doporučen mechanický strásač hmyzu se záchytnou plachtou, jehož účinnost, např. při plašení včel, je zhruba 70%. Obě zařízení jsou v prototypovém provedení ověřována s rezačkou SP 8-049 (inovovaná SPS-35) v letošní sklizňové sezóně.

— Výsledky výzkumu jsou dále využívány v koncernovém podniku Agrozet Pelhřimov u rotačních žacích strojů a v GR STS a OZS Vinoř.

Literatura

KOUŘIL, M.: Zpráva o zkouškách plašičího zařízení kombinovaného. [Zkušební zpráva.] Praha, Český svaz myslivosti 1976.

LANČA, I.: Systémy ovládání pracovních režimů sklízecí rezačky. [Výzkumná zpráva.] Praha, Agrozet, koncernový výzkumný ústav zemědělských strojů 1983.

PALEČEK, J.: Vypuzování zvěře z ohrožených ploch. [Výzkumná zpráva.] Uhřetěves, Výzkumný ústav živočišné výroby 1978.

VESELÝ, V.: Ochrana včel před cepovými sklizeči. In: Vědecké práce Výzkumného ústavu včelařského v Dole u Libčic, 1974, s. 93-110.

Došlo dne 6. 7. 1983

ЛАНЧА, И. — ЧАПЕК, Е. — ПОГУНЕК, Я. (Агрозет, концерновый научно-исследовательский институт сельскохозяйственных машин, Прага - Ходов): Минимализация потерь дичи и полезных насекомых во время уборки кормовых. *Zeměd. Techn.*, 29, 1983 (11): 659-667.

В статье анализируется проблематика минимализации потерь дичи и полезных насекомых во время уборки низкостебельных кормовых. Далее оцениваются результаты основного и прикладного исследования процесса вспугивания дичи и насекомых при скашивании кормовых самоходной косилкой-плющилкой и при уборке самоходным измельчителем. Полученные данные и результаты исследования послужат в качестве отправных сведений разработки устройств для минимализации потерь дичи и полезных насекомых, которыми с 1985 г. будут оборудованы косилки и силосные комбайны в ЧССР.

самоходный силосный комбайн; самоходная косилка-плющилка; вспугивающее устройство

LANČA, I. — ČAPEK, E. — POHŮNEK, J. (Agrozet, Research Institute of Farm Machines, Praha-Chodov): *Minimum Losses of Game and Useful Insects during Forage Crop Harvest*. *Zeměd. Techn.*, 29, 1983 (11): 659-667.

Minimum losses of game and useful insects during the harvest of short-stalked fodder crops are treated in the present paper. Further, the results are evaluated of basic and applied research on the scaring of game and insects during forage crop harvesting by a self-propelled bruiser and during direct harvesting with a self-propelled chopper. The findings and the results of research serve as a basis for developing equipments for minimizing the losses of game and useful insects which are to be carried by mowing machines and chopper-harvesters in Czechoslovakia after the year 1985.

self-propelled chopper-harvester; self-propelled chopper-bruise; scarer

Adresa autorů:

Ing. Ivo Lanča, ing. Emilián Čapek, ing. Jaroslav Pohůnek, Agrozet, концерновы́й výzkumný ústav zemědělských strojů, 140 03 Praha 4 - Chodov

Výběr z přírůstků

Ústřední zemědělské a lesnické knihovny ÚVTIZ

z úseku zemědělská technika

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

HAJDŮ, J. — PAPP, T. — BÁNHÁZI, G. C 24.245/160

Ipari szalma betakarítása szögletes nagybálázókkal.

Budapest, Agroinform 1982. 2 s., 3 obr., Műszaki fejlesztési eredmények 160/1982. (Sláma — sklizeň — balíčkovací velkokapacitní)

BABČENKO, V. D. — KORN, A. M. — MATVEJEV, A. S. D 73.535

Vysokoproduktivnye mašiny dlja očistki zerna. Obzornaja informacija. Moskva, VNIITEISCh 1982. 49 s., 9 tab., 8 obr. (Čističky obilí — studijní zpráva — SSSR)

GUDILIN, A. V. — SAVČENKO, S. M. E 43.188

Technologija obrabotki zerna na elevatorach.

Moskva, Kolos 1982. 123 s., 20 obr., 29 tab. (Elevátory obilní — obilí — posklizňová úprava — příručka)

GEBHARDT, P. D. C 4.159/1713E

Grain handling on the farm.

Ottawa, Minister of Supply and Services 1982. 23 s., 29 obr., 9 tab., 1 příl. Publication 1713E. (Obilí — doprava a skladování — zemědělské závody / Manipulace s materiálem — obilí — zemědělské závody)

LARSSON, L.-E. C 10.542/393

Dammreducerande åtgärder vid spannmålshantering. Res. angl., švéd.

Uppsala, Jordbrukstekniska institutet 1982. 57 s., 27 obr., 10 tab. Meddelande nr 393. (Obilí — manipulace — prach — omezení)

IRLA, E. C 19.978/183

Bestelltechnische Massnahmen zur Verhütung der Schollenbildung im Kartoffelbau.

Tänikon, Eidg. Forschungsanstalt für Betriebswirtschaft und Landtechnik 1981. 8 s., 12 obr., 4 tab. Blätter für Landtechnik 183. Sndr. aus FAT-Mitteilungen Nr. 4/1981. (Brambory — půda — příprava — mechanizace)

O. Knaifl

KNAIFL, O. (Agrozet, koncernový výzkumný ústav zemědělských strojů, Praha-Chodov): *Vibrace zemědělských strojů z hlediska ergonomie*. Zeměd. Techn., 29, 1983 (11) : 669-681.

Článek se zabývá problematikou ochrany obsluhy zemědělského stroje, uvede-nou do širších ergonomických souvislostí. Jsou ukázány vzájemné vazby a mož-nosti účelného ovlivnění jednotlivých prvků výrobního zemědělského systému. Zevrubně jsou popsány mechanicko-fyzikální vlastnosti lidského organismu, užité jako kritérium optimálního výběru parametrů stroje. Je podán přehled konstrukčních a projekčních způsobů ochrany proti vibracím spolu s příklady jejich aplikací.

vibroizolace; matematické modelování; optimalizace

Má-li být nová progresivní technika účelně využívána, je nutné, aby byly splněny funkční předpoklady a vazby ve výrobním zemědělském systému jako celku, který tvoří tři základní články:

- zemědělský stroj nebo technologie,
- operátor,
- pracovní a zpracovávané prostředí.

Respektování funkčních vazeb mezi těmito články umožňuje nejen zvýšit účinnost výrobního systému a plně využít schopností obsluhujícího operátora, ale i zajistit reprodukci systému, a tím eliminovat případné vzájemné negativní působení složek. Výrobní systém tedy nelze hodnotit pouze z hlediska efektivnosti výroby, kvantitativně a kvality dosažených výsledků, ale i z hlediska metod a postupů, kterých užívá pro jejich dosažení. Projekční, konstrukční a designerská činnost má za úkol zdokonalovat tento systém a směřuje k navržení dynamicky vyváženého vztahu všech tří složek. Funkcí stroje z hlediska jeho vlastního zabezpečení se zabývají obory životnosti a spolehlivosti konstrukcí, zabezpečení účinků prostředí se zabývá ekologie a zabezpečením i reprodukci činnosti obsluhy — ergonomie.

Ergonomie je charakterizována jako mnohooborová disciplína, která využívá a dále rozpracovává poznatky technických, ale i biologických a společenských vědních oborů tak, aby bylo dosaženo optimálních vztahů mezi fyziologickými možnostmi člověka a pracovními podmínkami v souladu s respektováním rozvoje vědy a techniky. Užitečnou hodnotu — jakost stroje bere v úvahu včetně složitých a proměnlivých vazeb mezi člověkem-operátorem a projektovanou technikou.

Pro účely technické tvůrčí práce jsou ergonomická kritéria jakosti stroje rozdělena do čtyř skupin. Je to soubor požadavků směro-

datných nejen při hodnocení hotového výrobku, ale i při počátečních etapách rozvoje nového výrobku, v nichž se vytváří jeho koncepce:

A. kritéria hygienická, zahrnující světelné, hlukové a vibrační poměry;

B. kritéria antropometricko-fyziologická, respektující přiměřenost výrobku dimenzím lidského těla;

C. kritéria fyziologická a psychofyziologická, respektující přiměřenost výrobku percepčním a silovým možностям člověka;

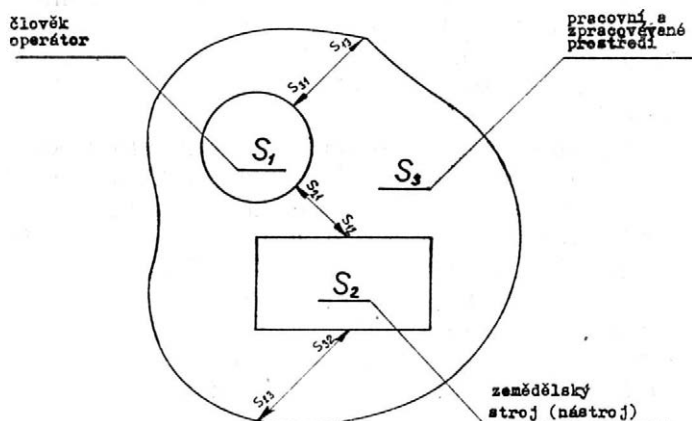
D. kritéria psychologická, respektující přiměřenost výrobku možnostem člověka zpracovávat informace.

S rostoucí výkonností zemědělských strojů, se zvyšováním jejich rychlosti se význam první skupiny kritérií stále zvětšuje a jejich respektování klade stále vyšší požadavky na konstrukci strojů. Obzvláště obtížné je dodržet kritéria ochrany obsluhy před vibracemi u mobilních terénních strojů. Stupeň ochrany obsluhy před účinky vibrací pak tvoří jedno ze základních kritérií jakosti stroje. Definuje se jako mnohparametrová vlastnost stroje, kterou je možné změnou jednotlivých parametrů (hmotnosti a jejího rozložení, tuhosti a tlumení) ovlivnit a cílevědomě optimalizovat. Současný stav navrhování zemědělských strojů zatím ve většině případů zahrnuje jenom technicko-ekonomická kritéria, nepočítá s hledisky ergonomickými. Nedostatky zjištěné až na hotovém stroji lze jen obtížně odstraňovat. Tendence vedou k tomu, aby již ve stadiu návrhu vycházeli projektant a konstruktér z toho, že nenavrhují pouze technické zařízení podle zadaných technicko-ekonomických parametrů, ale že spoluvytvářejí složitý výrobní zemědělský systém člověk—stroj—prostředí a že již návrhem koncepce stroje zásadně ovlivňují jeho vibroaktivitu, a tím i velikost přenosu vibrací na obsluhu.

VÝSLEDKY

VÝROBNÍ ZEMĚDĚLSKÝ SYSTÉM

Podle obecné definice je systém charakterizován jako množina prvků a jejich vzájemných vazeb s dynamickým účelovým chováním. V případě výrobního zemědělského systému se konkrétně jedná o prvky člověk operátor S_1 — zemědělský stroj S_2 — pracovní a zpracovávané prostředí.



1. Výrobní zemědělský systém — The agricultural production system

středí S_3 (obr. 1). Účelové cílové chování tohoto systému je efektivní bezporuchová výroba s minimálními škodlivými následky na obsluhu i na okolní prostředí.

Vzájemné vazby prvků systému popisuje matice

$$S = \begin{vmatrix} S_{11} & S_{12} & S_{13} \\ S_{21} & S_{22} & S_{23} \\ S_{31} & S_{32} & S_{33} \end{vmatrix} \quad (1)$$

kde: S_{11} , S_{22} , S_{33} — působení obsluhy, zemědělského stroje a prostředí na sebe sama

S_{12} , S_{13} — vliv obsluhy na stroj a prostředí

S_{21} , S_{23} — účinek stroje na obsluhu a prostředí

S_{31} , S_{32} — působení prostředí na obsluhu stroje a na stroj

Prvky a vazby zmíněného systému by měly podporovat splnění určitého cíle systému. Požadované vazby jsou však doprovázeny průvodními vztahy, které vyvolávají opačný účinek.

Vibrace vyvolané strojem, pokud nejsou přímo součástí technologie práce, ale průvodním jevem, patří mezi tyto negativní účinky. V kategorii S_{22} zhoršují vibrace technický stav stroje samotného, negativní vazby S_{23} zhoršují kvalitu zpracování prostředí, nebo se do okolí přenášejí, a v kategorii S_{21} působí na pracovní schopnosti a zdravotní stav obsluhy. Zdroj vibrací je ve všech případech týž — pouze se odlišně vytvářejí kritéria jejich hodnocení.

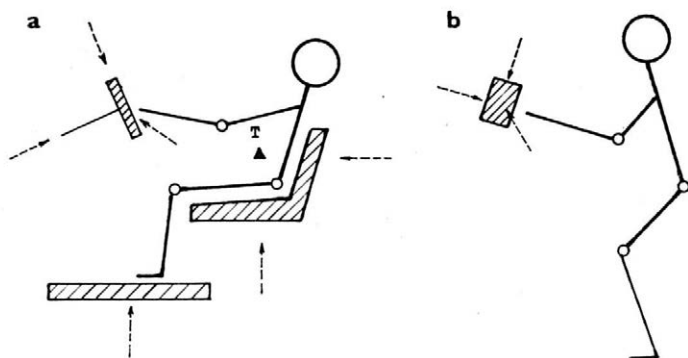
Zdrojem mechanického kmitání je nevyváženost pohybu hmotných částí stroje. Kritéria hodnocení se liší — upřesňují velikost a frekvenci kmitání včetně charakteristických částí stroje, které jsou rozhodující pro hodnocení. Z hlediska stroje S_{22} se převážně jedná o mechanické vibrace vyšších frekvencí nosných částí, z hlediska S_{23} o chvění pracovních — funkčních orgánů a podle ergonomie jsou rozhodující nízko-frekvenční vibrace ovládacích zařízení a styčných ploch mezi obsluhou a strojem S_{21} . Bez ohledu na vybrané kritérium je třeba ke snížení negativních účinků vibrací užít všech prvků výrobního zemědělského systému a použít všech vazeb mezi prvky systému působících na stroj. Např. při S_{12} je to dokonalé seřízení stroje obsluhou, při S_{22} se jedná o aplikaci aktivních vibroochranných systémů či při S_{32} o využití tlumení půdy nebo porostu při jejich zpracování.

Pro projekci a konstrukci stroje je důležité brát v úvahu všechny uvedené vlivy S_{12} , S_{22} , S_{32} a dát jim dostatečný prostor, aby se mohly uplatnit.

MECHANICKÉ VLASTNOSTI A FREKVENČNÍ CHARAKTERISTIKY LIDSKÉHO ORGANISMU

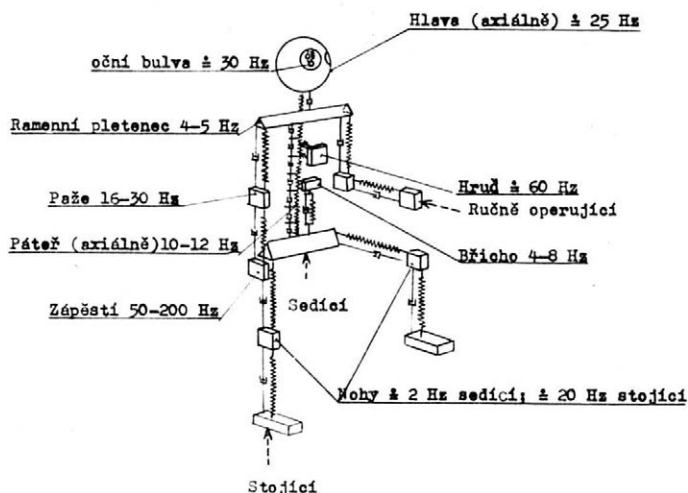
Vibrace zařazené mezi negativní vazby S_{21} se na operátora přenášejí z ovládacích prvků (pák, volantů atd.) a ze styčných ploch mezi obsluhou a strojem (obr. 2).

Lidský organismus je jak biologicky, tak i fyzikálně extrémně složitý systém. Pro praktické výpočty a teoretické výzkumy ochrany operátora před vibracemi stačí soustředit se pouze na mechanické vlastnosti lidského těla. Z pohledu na lidský organismus jako na mechanickou soustavu vyplývá, že se skládá z řady vazkopružných elementů lineárních i nelineárních. Mechanická soustava má konečný počet vlastních



2. Přenos vibrací: a) na operátora, b) na ruce operátora — The transmission of vibrations: a) to operator, b) to operator's hands

frekvencí a dostatečně výrazné rezonanční vlastnosti. Při malých amplitudách kmitání a při nízkých frekvencích lze lidské tělo aproximovat diskrétními lineárními prvky (obr. 3). Na účinky vibrací ve frekvenčním pásmu 3 až 6 Hz je nejcitlivější hrudník a partie břicha. Další rezonance se projeví ve frekvenční oblasti 20 až 30 Hz jako kmitání hlavy, krčních partií a ramen. K rezonanci oční soustavy, významné z hlediska registrace zrakových signálů, dochází v pásmu 60 až 90 Hz (Gierke, 1971). Na základě těchto frekvenčních charakteristik byly vypracovány hygienické normy a předpisy stanovící maximální přípustné hodnoty vibrací a doby expozice jejich působení na operátora stroje.

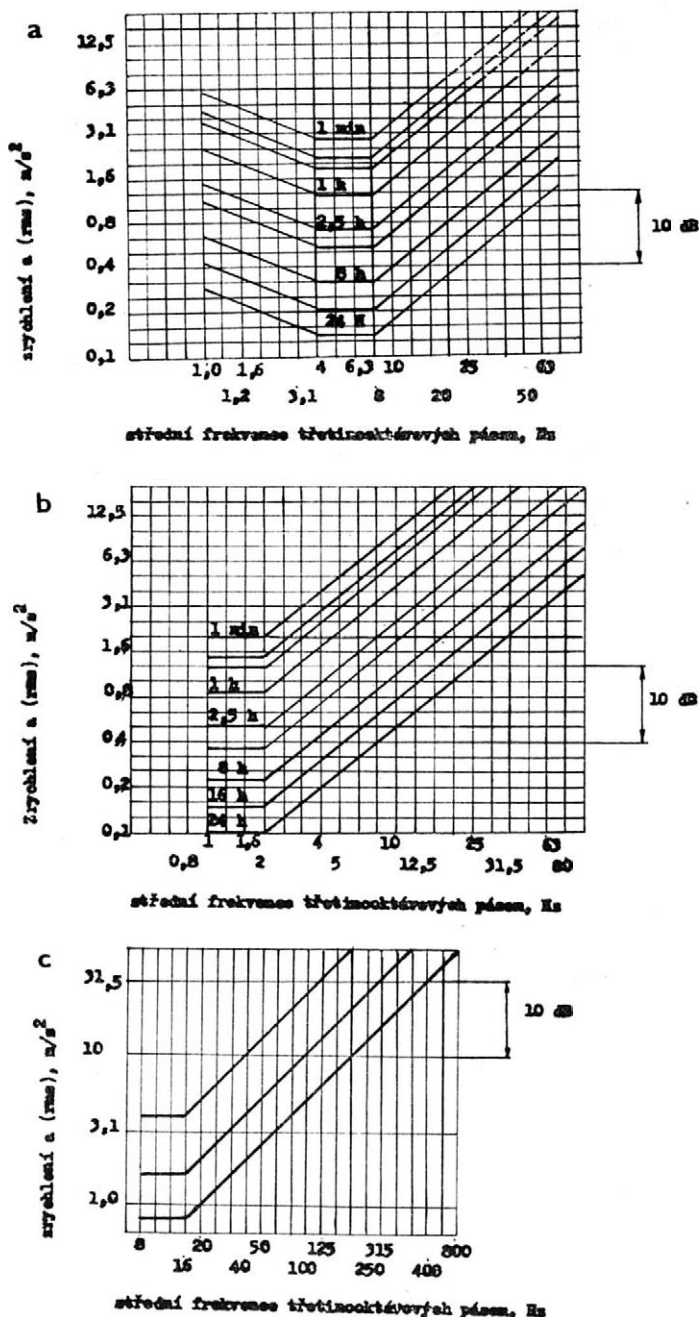


3. Zjednodušený mechanický systém reprezentující lidské tělo při účinku vibrací (působících ve směru šipek) — A simplified mechanical system representing human body exposed to vibrations (acting in the direction of arrows)

KRITÉRIA EXPOZICE OPERÁTORA VIBRACEMI

Současně s mechanickými charakteristikami byly pro stanovení kritérií expozice operátora stroje vibracemi zahrnuty účinky vibrací na psychologii a fyziologii člověka. Do psychologických změn je zahrnuto zhoršené vnímání, nepohodlí, bolest atd. Fyziologické změny zahrnují zhoršené trávení, sníženou svalovou činnost, zhoršenou reprodukci člověka (Rasmussen, 1982). Statistická data byla zpracována do hygienických předpisů MZ ČSR (1977). Přístupné hodnoty efektivního zrychlení vstupních budících vibrací do lidského těla pro vertikální a horizontální směr a pro vibrace ve frekvenčním rozsahu 1 až 80 Hz

4. Příпустné hodnoty a) celkových vertikálních vibrací, b) celkových horizontálních vibrací, c) vibrací přenášených na ruce — The admissible values of a) total vertical vibrations, b) total horizontal vibrations, c) vibrations transmitted to hands



(1000 Hz), přenášené na ruce, ukazuje obr. 4. Pro přehledová měření stačí uvádět jen integrální velikost efektivní hodnoty zrychlení, váženou podle významnosti jednotlivých frekvenčních pásem, ve kterých se integrální velikost počítá

$$W = K_i A_{efi} \quad (2)$$

kde: A_{efi} — efektivní hodnota zrychlení v i -tém frekvenčním pásmu
 K_i — koeficienty významnosti jednotlivých frekvenčních pásem (Hygienické předpisy MZ ČSR, 1977)

I. Přípustné velikosti efektivní hodnoty zrychlení v pásmu od 0,1 do 1,0 Hz —
The admissible effective values of acceleration in the zone from 0.1 to 1.0 Hz

Střední kmitočet pásma $1/3$ oktávy	a_p [m/s ²] doba expozice 2—8 h
0,100	0,50
0,125	0,50
0,160	0,50
0,200	0,50
0,250	0,50
0,315	0,56
0,400	0,80
0,500	1,12
0,630	1,60
0,800	2,24
1,000	3,15

Vibrace s frekvencí nižší než 1 Hz způsobují kinetózy a nemohou být vztaženy pouze ke třem parametrům vstupních budících vibrací (frekvenci, efektivní hodnotě amplitudy a době expozice) jako v rozsahu 1 až 80 Hz (1000 Hz). Reakce lidského organismu na vibrace s frekvencí nižší než 1 Hz je extrémně proměnná a ukazuje se, že závisí na větším počtu externích faktorů, které nesouvisí s pohybem, ale přímo s operátorem (věk, pohlaví, synchronizace jeho vidění s pohybem, druh činnosti, vnímavost na čistotu ovzduší). Orientační přípustné velikosti efektivní hodnoty zrychlení vibrací v pásmu od 0,1 do 1 Hz ukazuje tab. I.

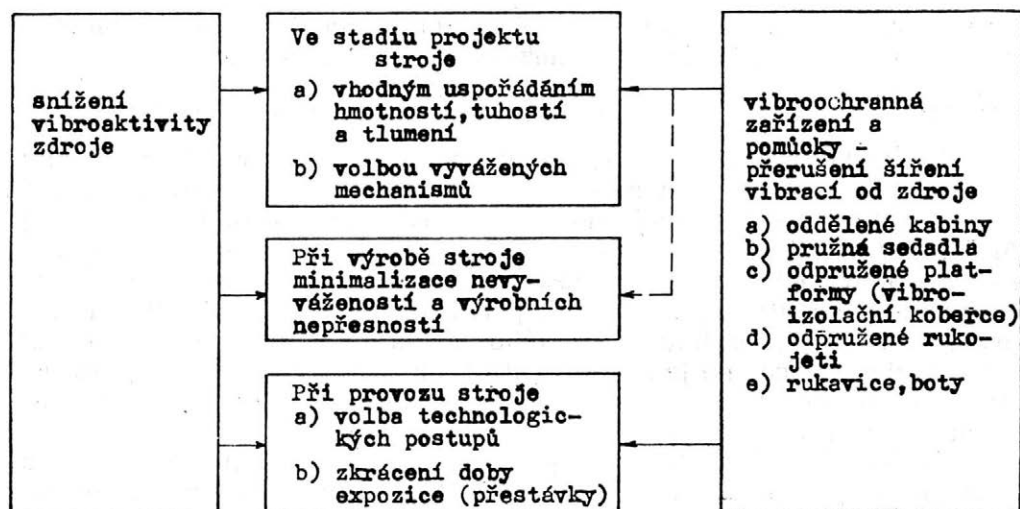
ZPŮSOBY OCHRANY OPERÁTORA PROTI VIBRACÍM

Z mechanických vlastností, frekvenčních charakteristik lidského organismu a z nich plynoucích kritérií expozice operátora vibracemi se ukazuje, že nároky na snížení negativních vazeb s₂₁ jsou extrémně vysoké, zvláště v oblasti nízkých frekvencí. Proto i způsoby ochrany operátora před expozicí vibracemi zahrnují požadavky na snížení přenosu vibrací ve všech fázích realizace výrobního zemědělského systému, to znamená již ve stadiu projekce a konstrukce, při výrobě stroje a při jeho provozu. Jak bylo řečeno v úvodu, nejúčinnější je zásah do projekce stroje, při výrobě stroje lze přesnější technologií dosáhnout větší vyváženosti jednotlivých dílů a celých orgánů. Rovněž při provozu stroje lze vhodně volit technologické postupy tak, aby se působení nevyvážených sil minimalizovalo. Významná je úloha včasného naplánování renovace stroje, aby se odstranily vibrace vyvolané opotřebením. Další možností, jak snížit přenos vibrací na operátora, je užití ochranných zařízení a pomůcek, které samy o sobě nesnižují aktivitu vibrací stroje, ale přerušují v místě styčných ploch s obsluhou cesty jejich šíření. Způsoby ochrany operátora proti vibracím jsou přehledně uvedeny na obr. 5.

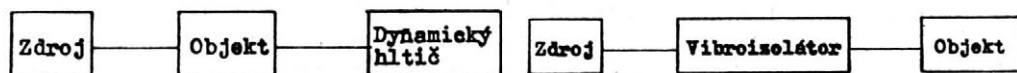
ŠNÍŽOVÁNÍ VIBRACÍ PŘI PROJEKCI A KONSTRUKCI ZEMĚDĚLSKÉHO STROJE

Základem pro snižování vibrací je vytipování jejich zdrojů a přenosových cest šíření na operátora. Pro účely analýzy sestavíme schéma vztahu s₁₂ z hlediska vibrace. Zdrojem jsou jednak fyzikálně-chemické procesy ve strojích, např. hoření ve vznětových a spalovacích motorech, pulsace plynů v potrubí, jednak síly, které se nepodařilo vhodným uspořádáním stroje uvnitř navzájem zrušit a které se projevují navenek. Tyto síly vznikají

a) kinematickým a funkčním konstrukčním uspořádáním používa-



5. Způsoby ochrany operátora zemědělského stroje před vibracemi — The method of the protection of farm machine operator against vibrations



6. Aplikace hltiče vibrací — The use of vibration damper

7. Vibroizolace objektu — The vibro-isolation of a machine

jícím dynamicky nevyvážených mechanismů (klikový mechanismus, mechanismy s vratným pohybem atd.),

- b) výrobními a montážními nepřesnostmi,
- c) provozním opotřebením stroje,
- d) působením pracovního nebo zpracovávaného média (nerovnoměrnost porostu, odporu půdy atd.).

Přenos vibrací ze zdroje na operátora se uskutečňuje konstrukcí a lze jej snížit vhodným uspořádáním konstrukce:

a) eliminací nebo alespoň částečným vyrušením zdroje se sníží vibrační aktivita zdroje; cestu k tomu představuje vyvažování pohyblivých částí a snížení parametrů fyzikálně chemických procesů;

b) šíření vibrací se upraví rekonstrukcí stroje nebo jeho části tak, aby zadané mechanické buzení vyvolávalo menší odezvu buď celého stroje, nebo alespoň jeho části související s operátorem; ladění vibračních vlastností stroje se dosáhne odstraněním rezonancí nebo zvětšením dissipativních vlastností stroje;

c) stroj se doplní o přídatný laděný systém tak, aby se vibrační energie převedla do částí nesouvisejících přímo s tělem operátora, tzn. že se aplikují hltiče vibrací (obr. 6); parametry a umístění hltiče musí odpovídat dynamickým parametrům buzení vibrací;

d) mezi izolovaný objekt a zdroj kmitání se vloží izolátor vibrací (soustava s nízkou schopností přenášet kmitání), tzn., že se objekt izoluje od vibrací (obr. 7); nepříznivými průvodními jevy izo-

lace vibrací jsou zvětšení statických deformací (přemístění objektu) a zvětšení relativních amplitud mezi objektem a zdrojem vibrací.

PROSTŘEDKY A ZAŘÍZENÍ OCHRANY OPERÁTORA PROTI VIBRACÍM

Konstrukční prostředky ochrany operátora proti vibracím se člení na pasívní a aktivní. Pasívní zařízení se skládají z inerciálních pružných a tlumicích elementů, které zmenšují tuhost připojení objektu ke zdroji. Aktivní prostředky ochrany proti vibracím mají nezávislý přídavný zdroj energie, který působí v protifázi se zdrojem a mimo inerciální, pružné a tlumicí elementy obsahují ještě prvky nemechanické. Užití aktivních prvků umožňuje dosáhnout měkkého uložení a současně i jeho malé statické deformace, ale je poměrně složité a nákladné. Proto se pozornost zaměřuje na pasívní prvky, které jsou jednodušší (Harris a Crede, 1976; Zaborov aj., 1976).

Inerciální pasívní prvky ochrany proti vibracím se dělí na prvky spojené s objektem izolace vibrací pevně, pružně, užitím tlumiče nebo přes usměrňující mechanismy převodové či transformující pohyb rotační na posuvný a obráceně.

Pružné pasívní prvky ochrany proti vibracím jsou lineární a nelineární. Nelineární prvky mívají tuhnoucí charakteristiku imitující dorazy při překročení volného chodu.

Tlumicí pasívní prvky ochrany proti vibracím užívají většinou vazkého tlumení, úměrného relativní rychlosti pohybu zdroje a izolovaného objektu, tlumičů se suchým třením, nebo vnitřního tření. Rozšířené jsou i pasívní prvky ochrany proti vibracím, užívající usměrňovací mechanismy, které zajišťují vedení izolovaného objektu tak, že je poddajný pouze v žádaném směru. Užívá se paralelogramů nůžkových a čtyřkloubových mechanismů. Další skupinou pasívních ochranných prvků proti vibracím jsou mechanismy transformace relativního pohybu mezi zdrojem a objektem na jiný druh pohybu, např. posuvný na rotační (kyvadlové zavěšení objektu) nebo naopak. Patří sem i mechanismy s kompenzací tuhosti, u nichž se svislý posuvný pohyb transformuje na horizontální pohyb pomocné pružiny. Podrobnější přehled prvků ochrany proti vibracím poskytuje obr. 8.

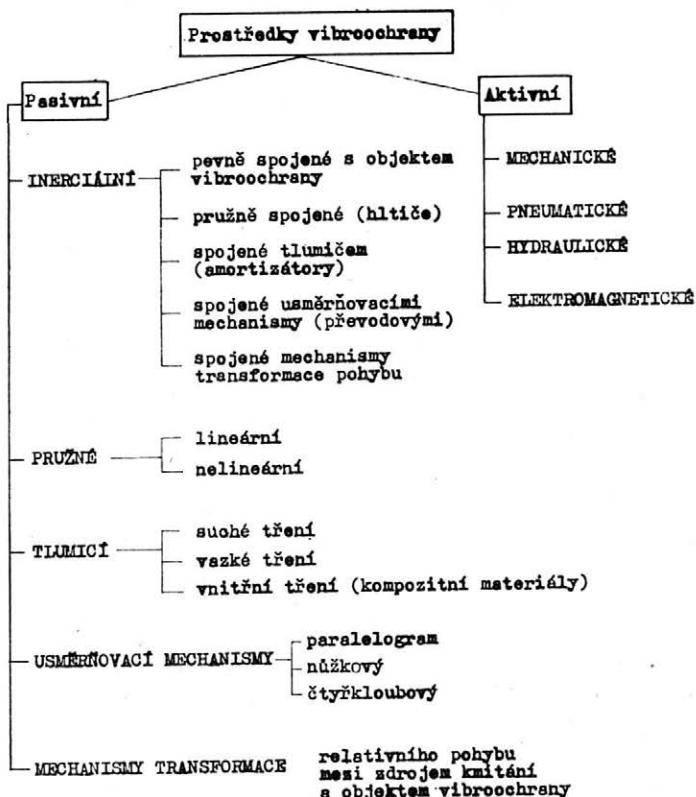
OPTIMALIZACE PARAMETRŮ OCHRANNÝCH ZAŘÍZENÍ PROTI VIBRACÍM

Úlohy ochrany proti vibracím, zvláště pak izolace vibrací, jsou spojeny s protichůdnými požadavky na parametry vybraného konstrukčního zařízení. Je to snaha jednak zmenšit absolutní pohyb izolovaného objektu, jednak nedopustit, aby se relativní zdvih objektu vůči zdroji vibrace příliš zvětšil. Úloha optimálního výběru kombinace hodnot měnitelných parametrů ochranných zařízení proti vibracím se tak převádí na určení minima s vedlejším omezením

$$A(u) = \min_{v \in U} A(v) \quad \wedge \quad B(u) \leq B_s \quad (3)$$

- kde: $A(v)$ — funkcionál charakterizující zrychlení absolutního pohybu izolovaného objektu
 $B(v)$ — funkcionál charakterizující výchylku relativního pohybu mezi zdrojem a izolovaným objektem
 U — množina všech přípustných kombinací měnitelných parametrů
 u — hledaná optimální kombinace hodnot měnitelných parametrů

8. Přehled prvků ochrany operátora před vibracemi — A survey of the elements of operator's protection against vibrations



což lze transformovat na určení minima jediného složitého funkcionálu C bez vedlejšího omezení tvaru

$$C(v) = A(v) + \lambda B(v) \quad (4)$$

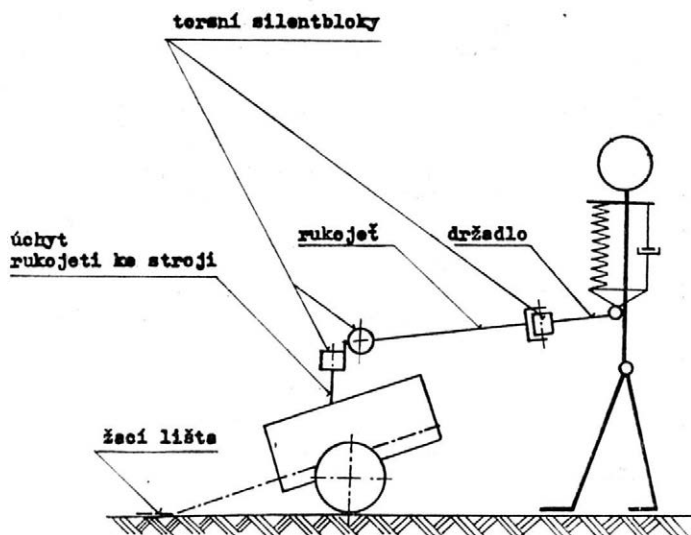
kde: λ — váhový činitel (Lagrangeův multiplikátor)

Vedlejší podmínka $B(v)$ omezuje jednoznačné snižování dynamické tuhosti spojení, a tím i vlastních frekvencí izolovaného objektu, ke kterým by vedla pouze minimalizace funkcionálu $A(v)$.

APLIKACE OCHRANNÝCH ZAŘÍZENÍ A POMŮCEK PROTI VIBRACÍM

V současné etapě užití soustav ochrany operátora zemědělského stroje proti vibracím se nejvíce uplatnily návrhy ochranných zařízení a pomůcek podle schematu vibroizolace (obr. 7), či dynamického hltiče (obr. 6). Proti snižování intenzity zdroje a ladění vibračních vlastností mají tu hlavní výhodu, že jsou aplikovatelné na stroje již navržené. Nevyžadují zásadní konstrukční úpravy strojů, eliminují však pouze následek, ale neodstraňují příčinu — zdroj kmitání, ani nesnižují úroveň vibrací při jejich šíření konstrukcí. V jednotlivých podnicích koncernu Agrozet se použilo zařízení a pomůcek (obr. 5) ke snížení intenzity přenosu vibrací na operátora z ovládacích prvků (pák, volantů) i ze styčných ploch mezi operátorem a strojem (obr. 2a, 2b) u různých typů strojů tak, jak se projevovala naléhavost řešit ochranu operátora proti

9. Vibroizolace obsluhy
malotraktoru — Vibro-
isolation of the driver's
cabin of a small tractor



vibracím. Vzhledem k charakteru vibrací vyráběného sortimentu strojů a k technologickým požadavkům se neuplatnily rukavice, boty ani koberce chránící proti vibracím. Jako účinné se ukazují odpružené rukojeti, volant, pružná sedadla a oddělené kabiny. Jejich parametry byly stanoveny na základě optimalizace matematických modelů jednotlivých strojních uzlů.

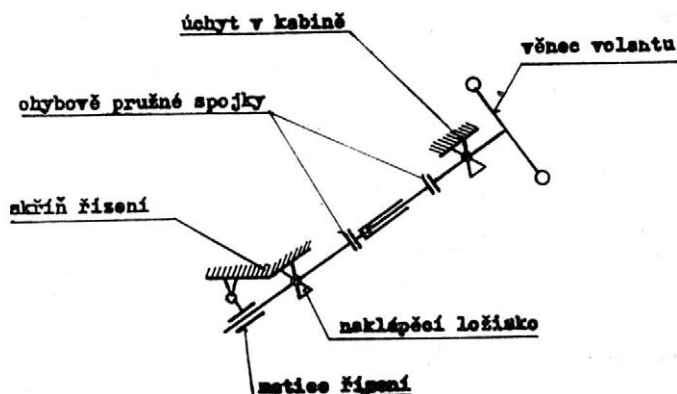
RUKOJETI JEDNONÁPRAVOVÉHO NOSIČE NÁŘADÍ

Z analýzy vibrací úchytu rukojetí ke stroji vyplývá, že dominantní frekvence úchytu stroje v agregaci s žací lištou, kde je intenzita vibrací největší, jsou ve frekvenčním pásmu přímočarého vratného ohybu žací lišty a periodického pohybu nevyvážených částí motoru. Žádaného snížení se dosáhlo vyladěním rukojetí z rezonancí a vložením vzájemně kolmých torsních silentbloků v místě úchytu rukojetí ke stroji a svislých torsních silentbloků v místě před držadly (obr. 9). Tuhost a tlumení silentbloků i jejich umístění zachovává manévrovací schopnost rukojetí, přičemž umožňuje změnit tvar vynuceného kmitání rukojetí tak, aby v místě držadel mělo uzel a nikoliv kmitnu jako při běžném způsobu odpružení rukojetí pouze v místě úchytu ke stroji.

VOLANT UNIVERZÁLNÍHO TRAKTORU

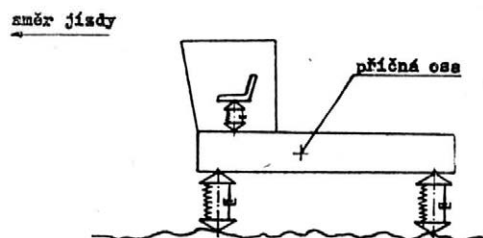
Budicí frekvence kmitání věnce volantu odpovídají otáčkám motoru a jejich vyšším harmonickým otáčkám. Po vyladění soustavy volantu z rezonancí a po přerušení řídicí tyče vložením elementu s nízkou mechanickou impedancí vzhledem k ohybovému kmitání řídicí tyče se zabránilo přenosu vibrací od skříň řízení na věnec volantu. Nízké impedance se dosáhlo užitím dvou ohybově a axiálně pružných spojů na řídicí tyči (obr. 10). Vložený element zajišťuje i axiální poddajnost řídicí tyče. Reakce řízení zachycuje skříň řízení, na které je upevněna vidlice matice řízení a naklápěcí ložisko. Vlastní soustava volantu přenáší jenom funkční krouticí moment, přídavné vedlejší síly zachycuje radiální ložisko uchycené ke kabině traktoru.

10. Vibroizolace volantu traktoru — Vibro-isolation of a tractor steering wheel



PRUŽNÉ SEDADLO SKLÍZECÍ ŘEZAČKY

Svislé kmitání sedadla obsluhy je vyvozeno druhotným pohybem řezačky při přejezdu po nerovném terénu. Frekvence druhotného pohybu odpovídá vlastní frekvenci naklápění stroje okolo příčné osy vzhledem ke směru jízdy. Aby ochrana proti vibracím byla efektivní, musí být vlastní frekvence vertikálního pohybu odpruženého sedadla (obr. 11) minimálně $1,4 \times$ nižší než vlastní frekvence druhotného pohybu. Ze všech v současnosti vyráběných odpružení sedadel této podmínce nejlépe vyhovuje pneumatické odpružení sedadla KAROSA, které má seřiditelnou tuhost a výměnné tlumiče. Nevýhodou je požadavek tlakového vzduchu a relativně velký prosed.



11. Odpružení sedadla sklízecí řezačky — Spring-cushioning of a chopper-harvester seat

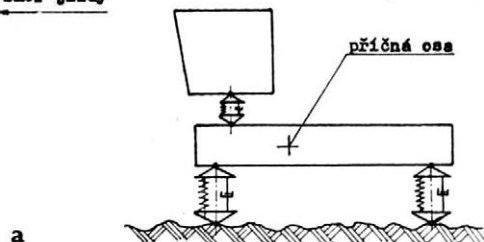
ODDĚLENÁ KABINA SKLÍZECÍ ŘEZAČKY

Na operátora v kabině stroje působí vibrace z několika styčných ploch současně a ochrana před vibracemi jednotlivých styčných ploch zvětšuje relativní výchylky mezi nimi. Tím se zhoršuje např. kontakt obsluhy s ovládacími prvky. Proto se přikročilo ke studii kompletního oddělení kabiny od rámu stroje a jejího odpružení jako celku. Vlastní frekvence kmitání kabiny ve vertikálním směru musí být nízká, což vyžaduje odpružení s malou tuhostí. Při aplikaci lineárních pružin (obr. 12a) by se projevilo velké propuštění kabiny.

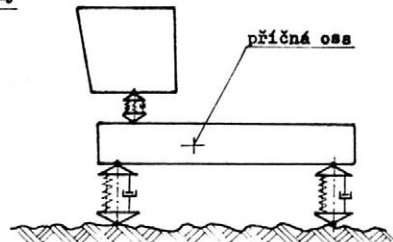
Pětikrát nižší deformaci při stejných parametrech má pružné zařízení s kompenzační tuhostí (obr. 12b). K nosnému prvku s dostatečně tuhou kladnou charakteristikou se připojí zařízení s kompenzační zápornou tuhostí, čímž se celková charakteristika změkčí v požadovaném rozmezí stlačení. Výsledná tuhost může být regulována počátečním předpětím

směr jízdy

směr jízdy

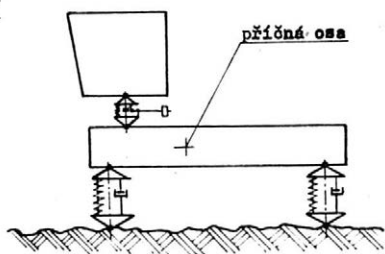


a



b

směr jízdy



c

12. Oddělení kabiny sklízecí řezačky: a) lineárním odpružením, b) odpružením s kompenzací tuhosti, c) odpružením s kompenzací hmotnosti — Separation of a chopper-harvester cabin: a) by linear spring mounting; b) by spring mounting with stiffness compensation, c) by spring mounting with weight compensation

kompenzátoru. Konstrukčně jednodušší je zařízení s inerciální kompenzací. Při pouhém zvětšení hmotnosti kabiny prostým* připojením se vlastnosti soustavy příliš nezlepší. Přidání hmotnosti přes pákový mechanismus (obr. 12c) významně ovlivní její vlastnosti. Teoreticky existuje i taková kombinace parametrů (pákový převod, velikost závaží), při níž má soustava nulový přenos.

ZÁVĚR

Předložená práce uvádí problematiku ochrany obsluhy zemědělských strojů proti vibracím do širších ergonomických souvislostí, ukazuje vzájemné vazby a možnosti, jak účelně ovlivnit jednotlivé prvky výrobního zemědělského systému. Po zevrubném popisu mechanicko-fyzikálních vlastností lidského organismu a po přehledu způsobů ochrany proti vibracím se soustředila na možnosti snižování vibrací při konstrukci, popřípadě při výrobě zemědělského stroje. Práce přehledně uspořádává konstrukční prostředky a zařízení ochrany operátora proti vibracím a pokazuje na protichůdné požadavky při optimalizaci parametrů zařízení chránících proti vibracím, kdy je třeba vyhovět požadavkům funkce a současně respektovat požadavky na pracovní schopnost operátora. Na závěr jsou uvedeny aplikace ochrany operátora zemědělského stroje před vibracemi, vypracované v koncernovém výzkumném ústavu zemědělských strojů v Praze za spolupráce se zadavateli podniků Agrozet. Těžiště ochrany operátora leží v aplikaci vibroochranných zařízení a pomůcek. Dosud se jen ve velmi malé míře aplikuje ochrana proti vibracím spočívající ve snižování intenzity zdrojů vibrací a v ladění vlastností stroje, neboť základní schéma a parametry nového výrobku jsou v prvním stadiu návrhu diktovány pouze funkčními technicko-ekonomickými požadavky a ergonomická ochrana proti vibracím se projektuje až

dodatečně. Ochrana proti vibracím, spočívající ve snižování zdrojů kmitání a v ladění vlastností stroje, by se více uplatnila, kdyby projektant a konstruktér vycházeli z toho, že nenavrhují pouze technické zařízení, ale že vytvářejí složitý systém člověk—stroj — prostředí. Při řešení tohoto systému je třeba hned od začátku návrhu současně s kritérii technicko-ekonomickými respektovat i kritéria ergonomická.

Literatura

GIERKE, H. E.: Biodynamic models and their applications. J. Acoust. Soc. Amer., 50, 1971, č. 6.

HARRIS, — CREDE, Ch. E.: Stock and vibration handbook. New York, Mc Graw-Hill 1976.

RASMUSSEN, G.: Human body vibration exposure and its measurement. Techn. Rev., 1982, č. 1.

Hygienické předpisy. Ministerstvo zdravotnictví ČSR, 1977, sv. 37.

ZABOROV, V. I. — KLJAŠKO, L. N. — ROSIN, G. S.: Zaščita ot šuma i vibracij v černoј metallurgii. Metallurgija, 1976, s. 248.

Došlo dne 6. 7. 1983

КНАИФЛ, О. (Агрозет, концерновый научно-исследовательский институт сельскохозяйственных машин, Прага - Ходов): Вибрация сельхозмашин с точки зрения эргономии. Земѣд. Techn., 29, 1983 (11) : 669-681.

Статья посвящена проблематике охраны персонала сельхозмашины относительно более широких эргономических связей, взаимных связей и возможности целесообразного обусловливания отдельных элементов производственной сельскохозяйственной системы. В общих чертах описываются механико-физические свойства организма человека в качестве критерия оптимального выбора параметров машин. Приводятся несколько способов виброохраны при конструкции и проектировании вместе с примерами их применения.

виброизоляция; математическое моделирование; оптимализация

KNAIFL, O. (Agrozet, Research Institute of Farm Machines, Praha-Chodov): *Vibrations of Farm Machines in view of Ergonomy*. Zemѣd. Techn., 29, 1983 (11) : 669-681.

The protection of farm machine operators is discussed; the problems are treated with regard to ergonomic implications. Attention is drawn to mutual links and to the possibilities of controlling different elements of the agricultural production system. The mechanical and physical characteristics of a human organism, used as a criterion of the optimum choice of machine parameters, are described in detail. The methods of protection against vibrations used in designing and projecting the machines are surveyed and examples of their application are given.

vibration control; mathematical simulation; optimization

Adresa autora:

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

Secí stroj pneumatický nesený SPN-8



Secí stroj SPN-8 je určen pro přesné setí s meziřádkovou vzdáleností 45 až 90 cm do předem připravené půdy. Stroj se používá v agregaci s traktory třídy 20 kN a je možné k němu připojit zařízení na pásový postřik herbicidy.

Výkonnost

při setí kukuřice	3,2 ha/h
při setí sóji	2,8 ha/h
hloubka výsevu	4—8 cm

Agromachinaimpex



Vývozce: Podnik zahraničního obchodu

AGROMAŠINAIMPEX
Bulharsko, Sofia
tř. St. Lepoeva č. 1
telefon: 23 03 91
dálnopis: 022 563

ENERGETICKÉ POMĚRY SAMOJÍZDNÉHO OŘEZÁVAČE CUKROVKY

L. Trnka

TRNKA, L. (Agrozet, koncernový výzkumný ústav zemědělských strojů, Praha-Chodov): *Energetické poměry samojízdného ořezávače cukrovky*. Zeměd. Techn., 29, 1983 (11) : 683-690.

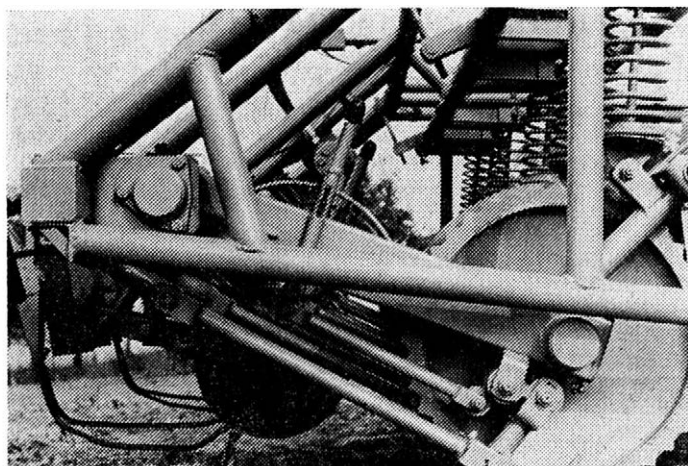
Práce se zabývá rozбором energetických měření čs. samojízdných ořezávačů cukrovky a zaměřuje se hlavně na otázku složek příkonu čističky řádků, předřezávacího cepového ústrojí a příkonu i účinnosti hydrostatických převodů pojezdu.

příkony pracovních ústrojí a jejich složky; účinnost hydrostatických převodů pojezdu

Mezi významné úkoly čs. zemědělského strojírenství v rámci RVHP patří vývoj, konstrukce a výroba některých strojů pro komplexní mechanizaci pěstování a sklizně cukrovky, které jsou i důležitým exportním artiklem. K těmto strojům především náleží samojízdné ořezávače cukrovky, jejichž funkční modely, popř. prototypy, vyrobené v rámci koncernového podniku Agrozet Jičín a Agrozet KVÚZS Praha, byly zkoušeny a ověřovány v letech 1976 až 1982 především z hlediska energetické náročnosti. Tyto stroje s konstrukčním záběrem 2,7 m (meziřádková vzdálenost 0,45 m) a s jmenovitou průchodností chrástu 30 kg/s v porostech s výnosem chrástu 20 až 70 t/ha jsou určeny pro dělenou sklizeň cukrovky v soupravě se dvěma třířádkovými nebo s jedním šestiřádkovým vyoravačem.

OBECNÝ POPIS FUNKCE STROJŮ A MĚŘICÍCH METOD

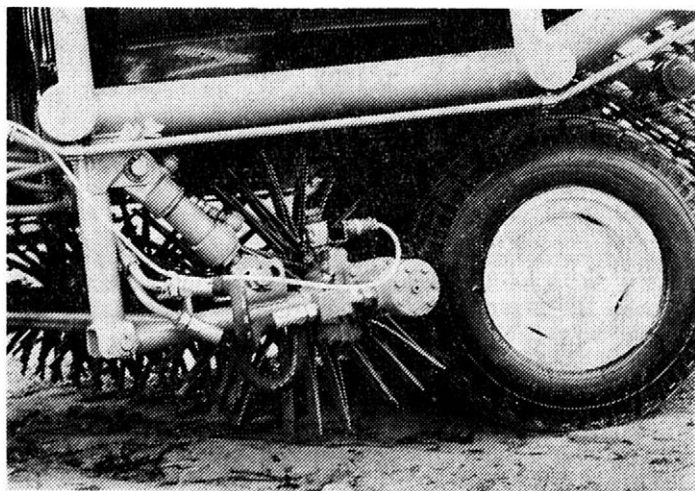
Řepný chrást je ořezáván ořezávacími jednotkami (obr. 1), z nichž každá se skládá z aktivně poháněného bubnového hmatače a pevného šikmého nože. Bubnový hmatač stabilizuje řepu vzhledem k noži — působí jako protiostrží a po odříznutí dopravuje skrojky s chrástem k podélnému šikmému dopravníku, z něhož chrást padá na příčný dopravník (vzhledem k podélné ose stroje) a odtud se dopravuje vynášečem a přítlačným dopravníkem přímo do vedle jedoucího dopravního prostředku (ořezávače SC 1-03 a SC 1-04 k. p. Agrozet Jičín) — (Trnka, 1981, 1983). (Funkční model ořezávače II. generace Agrozetu, KVÚZS Praha, je vedle ořezávacích jednotek opatřen cepovým předřezávacím ústrojím, které část řepného chrástu rozřeže a rozmělní a ořezávací jednotka většinou teprve vlastní skrojek uřízne — obr. 2; v tomto případě je průchod řepného chrástu částečně rozdělen a poněkud se liší od předchozího případu strojů SC 1-03 a SC 1-04 — Kupr, 1978; Trnka, 1979.) Protože část sklizeného chrástu propadá na zem, je třeba jej před vlastním vyoráním bulev odklidit na stranu čističkou řádků (obr. 3). Samojízdný ořezávač cukrovky je stroj značně rozměrný a členitý a některé jeho pracovní or-



1. Celkový pohled na
ořezávací jednotky —
A view of topping units



2. Funkční model oře-
závače druhé generace
k. p. Agrozet VÚZS
Praha s cepovým před-
řezávacím ústrojím
umístěným před přední
nápravou — Functional
model of a second-ge-
neration topper manu-
factured by Agrozet
Research Institute of
Farm Machines; flail-
type pre-cutting unit
mounted in front of the
front axle



3. Celkový pohled na
čističku řádků — A view
of a row cleaner

gány jsou poměrně značně vzdáleny od energetického zdroje (spalovacího motoru) pro jejich pohon, který lze jen obtížně řešit klasickými mechanickými převody. Proto byly jednotlivé pracovní orgány ve velké většině poháněny hydrostatickými převody, včetně pohonu pojezdového ústrojí (hydrogenerátory a hydromotory).

Při výzkumu jmenovaných strojů bylo použito moderních měřicích metod na principu elektrických odporových tenzometrů s telemetrickým přenosem měřených veličin pomocí telemetrické soupravy Johne & Reilhofer, která pracuje na principu PCM (pulsní kódová modulace). Tlaky na vstupu a výstupu hydromotorů byly zjišťovány tlakovými snímači v průměru ve čtrnácti místech, otáčky indukčními snímači v průměru v sedmi místech. Na měřicím pozemku byly vytyčeny 50 m dlouhé měřicí tratě, na kterých se kromě uvedených veličin zjišťoval i čas projetí a hmotnost řepného chrástu. Měření bylo vyhodnocováno na vyhodnocovací lince s počítačem NOVA fy Data General.

VÝSLEDKY

ENERGETICKÁ NÁROČNOST JEDNOTLIVÝCH PRACOVNÍCH ÚSTROJÍ PŘI PRÁCI

Pro určení energetické náročnosti jednotlivých pracovních orgánů poháněných hydromotory byl zjišťován tlakový spád a otáčky hydromotoru. Výkon hydromotoru P byl obecně určen ze vztahu:

$$P = 10^{-3} \cdot \Delta p \cdot Q \cdot n \cdot \eta_{hm} \text{ [kW]}$$

kde: Δp — tlakový spád [MPa]

Q — geometrický objem hydromotoru [cm³]

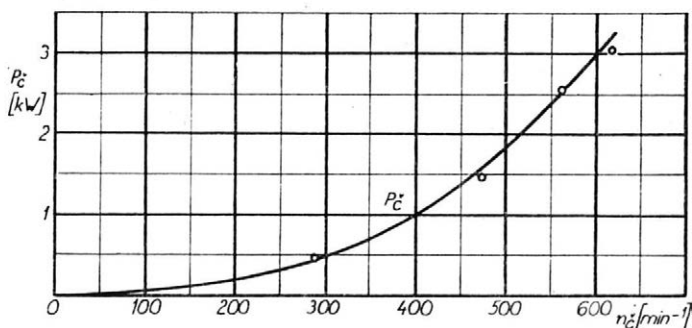
n — otáčky hydromotoru [s⁻¹]

η_{hm} — hydromechanická účinnost

(Hydraulická účinnost η_{hm} byla určena z tabulek podle velikosti vstupního tlaku do hydromotoru a otáček hydromotoru, popř. z charakteristiky hydromotoru.)

Při posuzování a hodnocení energetické náročnosti jednotlivých pracovních orgánů i celého stroje bylo zjištěno, že největší část výkonu motoru připadá na pohon čističky řádků, pojezdového ústrojí, popř. cepového předřezávacího ústrojí. Příkony ořezávacích jednotek a jednotlivých dopravníků jsou vzhledem k dřívě jmenovaným pracovním orgánům méně významné. (Příkony předřezávacího cepového ústrojí, ořezávacích jednotek a jednotlivých dopravníků rostou s průchodností chrástu přibližně lineárně.) Proto je rozbor výsledků měření především zaměřen na hodnocení čističky řádků, cepového předřezávacího ústrojí a pojezdového ústrojí.

4. Příkon čističky řádků při běhu naprázdno v závislosti na otáčkách (ventilační ztráty a pasívní odpory rotoru) — Power input to a row cleaner at idle run in relation to the speed (ventilation losses and passive resistance of the rotor)



ČISTIČKA ŘÁDKŮ

Celkový příkon čističky řádků P_c , kterou tvoří šnek s odmetacími prsty z pásků PVC, se skládá obecně ze tří složek, kterými jsou:

P_{ov} — příkon na ventilační ztráty a pasivní odpory rotoru, které můžeme ztotožnit s během naprázdno (obr. 4)

$$P_u = \frac{1}{2} q v^2 + (q' \cdot 9,81 \cdot f \cdot l_o) \cdot \frac{\pi n}{60} \quad \text{— příkon na urychlení mate-}$$

riálu na obvodovou rychlost šneku a odsunutí materiálu na stranu, kde:

q [kg · s⁻¹] — množství zameteného materiálu ze řádků

v [m · s⁻¹] — obvodová rychlost šroubovice

q' [kg · m⁻¹] — množství (hmotnost) materiálu na 1 m délky šroubovice

f — součinitel tření materiálu o šroubovici ve směru osy (0,6 až 0,8)

l_o [m] — délka šroubovice 2,7 m

s [m] — stoupání šroubovice 0,54 m

n [min⁻¹] — otáčky šroubovice

$P_t = F_t \cdot v$ — příkon na překonání pracovního odporu, který je dán třením čisticí šroubovice o zem, kde:

F_t [N] — třecí síla

v [m · s⁻¹] — obvodová rychlost šroubovice

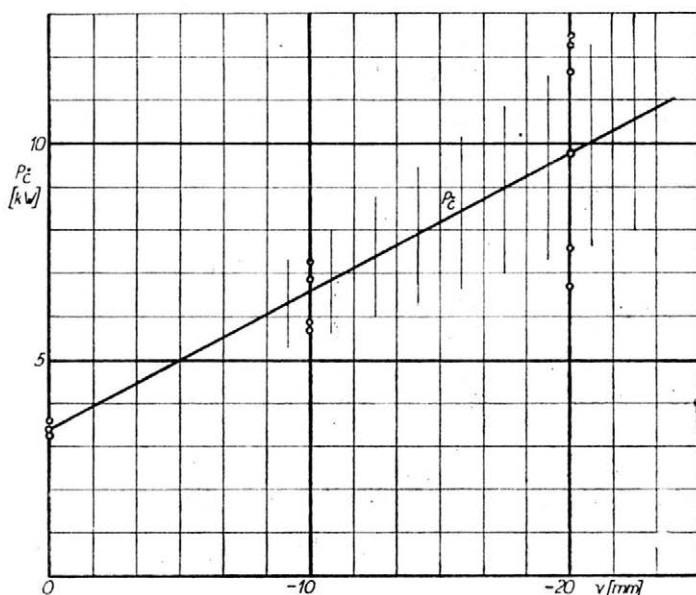
$$P_c = P_{ov} + P_u + P_t$$

I. Složky příkonu čističky řádků při jmenovitých otáčkách čističky $n_c = 550 \text{ min}^{-1}$ — Power input components in the row cleaner at cleaner rated speed $n_c = 550 \text{ min}^{-1}$

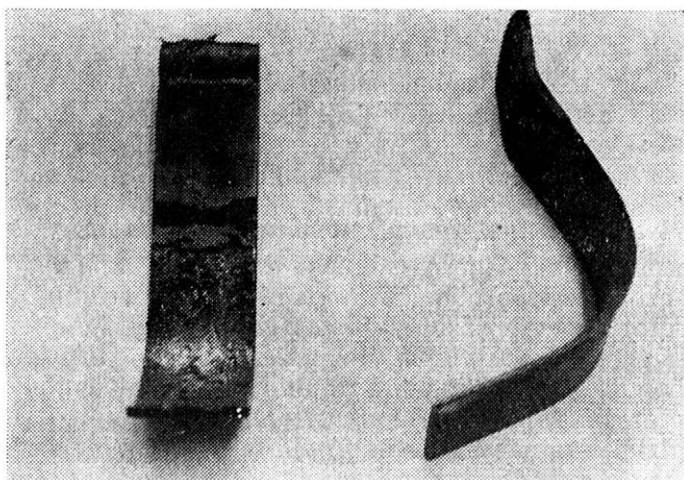
Výškové nastavení čističky v [mm]	Pojezdová rychlost stroje [km · h ⁻¹]	Množství zameteného materiálu q [kg · s ⁻¹]	Příkon [kW]				Třecí síla F_t [N]
			čističky P_c	ventilační P_{ov}	urychlení a odsunutí P_u	pracovní (třecí) P_t	
-20	7,71	2,4	11,1	2,5	0,40	8,20	475
-10	6,97	2,0	7,0	2,5	0,35	4,15	240
0	8,31	1,2	3,7	2,5	0,20	1,00	58

V tab. I jsou uvedeny jednotlivé složky příkonu čističky s průměrem 600 mm při různém výškovém nastavení čističky a různém množství zameteného materiálu q při otáčkách čističky $n_c = 550 \text{ min}^{-1}$. Např. výškovým nastavením čističky -20 mm se rozumí vzdálenost osy čističky od země 280 mm — čistička pak zamete cca 80 % zbytků chrástu a skrojků; při výškovém nastavení 0 mm (vzdálenost osy čističky od země 300 mm) jich zamete jen asi 20 %. Přibližná lineární závislost příkonu čističky řádků na jejím výškovém nastavení při průměrných pracovních otáčkách $n_c = 500 \text{ min}^{-1}$ je znázorněna na obr. 5. Z tab. I je zřejmé, že největší složku příkonu čističky tvoří část potřebná k překonání pracovního odporu odmetacích prstů při jejich tření o zem; tato část je regulovatelná výškovým nastavením čističky vzhledem k zemi v závislosti na ztrátách chrástu. Při menších ztrátách chrástu, ke kterým by mělo konstrukční řešení dopravních cest ořezávače vždy směřovat, je účelné zvětšit výškové nastavení čističky — příkon čističky je možné podstatně snížit pod hodnotu 11 kW. Při menších ztrátách chrástu a při kvalitní práci čističky lze zlepšit kvalitu práce sklízecího bulev — zvětšit

5. Příkon čističky řádků v závislosti na výškovém nastavení čističky vzhledem k zemi — Power input to a row cleaner in relation to the height setting of the cleaner above the ground



6. Různé druhy cepů cepového předřezávacího ústrojí (vlevo je plochý cep, vpravo je podélný cep) — Different kind of flails of the flail-type pre-cutting unit (left: flat flail, right: longitudinal flail)



se podíl nepoškozených bulv a sníží se podíl organických nečistot ve sklizených bulvách.

PŘEDŘEZÁVACÍ CEPOVÉ ÚSTROJÍ

Předřezávací cepové ústrojí, které se skládá z cepového rotoru s plochými nebo podélnými cepy a ze shrnovacího šneku, osekává chrást a odhazuje jej do šnekového dopravníku, který jej shrnuje na podélný dopravník. Hlavní položkou je příkon cepového rotoru, který je dán vlastním pracovním odporem cepů (obr. 6), urychlováním materiálu a ventilačním účinkem rotoru (Trnka, 1977). Z těchto složek má největší vliv na příkon předřezávacího ústrojí obvodová rychlost cepů. Příkon cepového rotoru P_c je charakterizován součtem tří složek. Jsou to:

II. Složky příkonu předřezávacího cepového ústrojí při dvou průchodnostech a při $v_o = 20,9 \text{ m.s}^{-1}$; řezný (pracovní) odpor chrástu F_f platí pro pracovní záběr stroje 2700 mm a průměr cepového rotoru 650 mm — Power input components in the pre-cutting flail-type unit at two throughput rates and at $v_o = 20,9 \text{ m.s}^{-1}$; cutting (working) resistance of tops F_f holds for the working width of 2700 mm and for the flail rotor diameter of 650 mm

Průchodnost $q \text{ [kg.s}^{-1}\text{]}$	Příkon [kW]				Řezný odpor $F_f \text{ [N]}$
	cepového ústrojí P_c	ventilační P_o	urychlení P_u	řezný P_f	
10	12,7	5	2,2	5,5	260
15	16,0	5	3,3	7,7	370

P_o — příkon na ventilační ztráty a pasívní odpory rotoru (lze ztožnit s příkonem při běhu naprázdno)

$P_u = \frac{1}{2} q \cdot v^2$ — příkon na urychlení chrástu s průchodností q na obvodovou rychlost v

$P_f = F_f \cdot v$ — příkon na překonání pracovního (řezného) odporu chrástu F_f

$$P_c = P_o + \frac{1}{2} qv^2 + F_f \cdot v$$

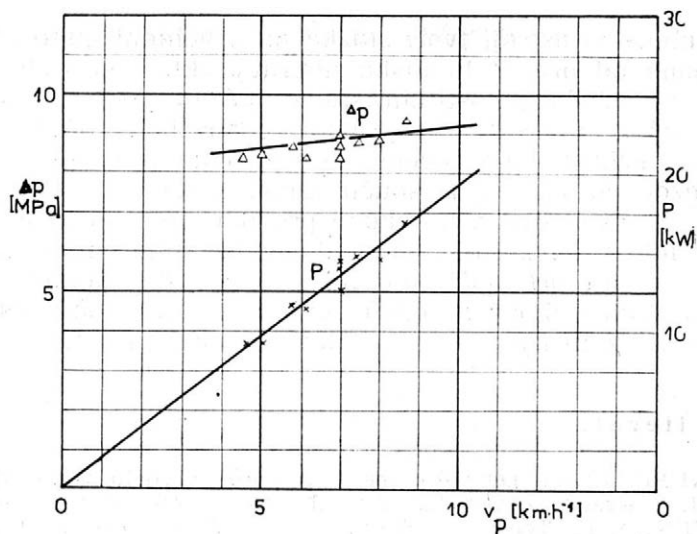
V tab. II jsou uvedeny vypočtené složky průměrného příkonu předřezávacího ústrojí při průchodnosti $q = 10$ a 15 kg/s při obvodové rychlosti cepů $v_o = 20,9 \text{ m/s}$, která se během měření ukázala jako optimální z hlediska dopravy chrástu ke šnekovému dopravníku s minimem ztrát během dopravy a z hlediska jakosti sklizeného chrástu. Z tab. II je zřejmé, že s rostoucí průchodností roste složka příkonu na urychlení P_u a složka příkonu k překonání řezného odporu P_f . (Složku příkonu k překonání řezného odporu bude ovlivňovat také kvalita chrástu, výška nastavení rotoru nad porostem — při nízkém nastavení budou cepy častěji zasahovat řepné bulvy a řezný odpor poroste.) Ve složce řezného příkonu (v tab. II) je zahrnut také příkon pro pohon šnekového dopravníku; protože dopravní rychlost dopravníku ve směru osy ($v_x \approx 1,8 \text{ m/s}$) je nízká, stejně jako součinitel tření chrástu o žlab a šnekovici, jsou výsledky řezného odporu zkráceny jen nepodstatně. Z celkového hodnocení předřezávacího ústrojí při požadované průchodnosti $q \approx 15 \text{ kg/s}$ a obvodové rychlosti cepů $v_o = 20,9 \text{ m/s}$ vychází příkon cepového adaptéru cca 12,7 až 19 kW. (Na ořezávací ústrojí s aktivními hmatači a s průchodností $q = 15 \text{ kg/s}$ připadá příkon max. 5 kW.)

POJEZDOVÉ ÚSTROJÍ

Pojezdové ústrojí zkoušených samojízdných ořezávačů bylo většinou poháněno hydrostatickými převody (hydrogenerátor SPV 22 s proměnlivým geometrickým objemem v kombinaci s hydromotorem SMF 22 s konstantním geometrickým objemem).

Závislost příkonu hydromotoru SMF 22 hnací nápravy, která je opatřena dvěma dvojkoly s pneumatikami 9,00—42 na pojezdové rychlosti ořezávače o celkové hmotnosti 8080 kg včetně tlakových spádů při jízdě po rovném řepném poli a při zařazeném polním převodovém stupni (bez

7. Tlakový spád Δp a příkon P hydromotoru hnací nápravy SMF 22 v závislosti na rychlosti jízdy po rovném řepném poli při zařazeném polním převodovém stupni (bez ořezávání) — Pressure gradient Δp and power input P to the hydromotor of the SMF 22 driving axle in relation to the speed of drive in a flat beet field using the field gear (without topping)



ořezávání) je znázorněna na obr. 7, který potvrzuje lineární závislost příkonu na jezdové rychlosti. Např. při jezdové rychlosti ořezávače $v_p = 7$ km/h je příkon hydromotoru jezdce 13,8 kW. (V tomto případě činil součinitel valení, který charakterizuje povrch pole a podmínky měření, $f = 0,07$ až $0,08$; za zhoršených sklizňových podmínek, kdy je povrch řepného pole rozmoklý, je $f \approx 0,1$ a příkon na jezdce je úměrně vyšší.) V souvislosti s použitím hydrostatických převodů u jezdového ústrojí je třeba konstatovat, že celková zjištěná účinnost hydrostatických převodů jezdce (včetně mechanických) mezi spalovacím motorem a hydromotorem SMF-22 při jízdě po rovině činila cca $\eta_{pj} \approx 0,48$. Je to účinnost poměrně nízká a vyplývá z nízkých tlakových spádů na hydromotoru jezdce. Účinnost hydrostatických převodů jezdového ústrojí se zlepšuje, zvětší-li se zatížení hydromotoru, tj. zvýší-li se tlakový spád. Např. při jízdě do svahu se sklonem 7° rychlostí $v_p = 5$ km/h a součiniteli valení $f = 0,1$ vzroste střední tlakový spád zhruba na 24 MPa (při jízdě po rovině $\Delta p \approx 9$ MPa) a účinnost $\eta_{pj} \approx 0,75$.

ZHODNOCENÍ A ZÁVĚR

V práci jsou uvedeny výsledky energetického výzkumu funkčních modelů a prototypů samojízdných ořezávačů cukrovky s jmenovitou průchodností 30 kg řepného chrástu za sekundu. Výsledky mnoha opakovaných měření ukazují, že k energeticky nejnáročnějším pracovním ústrojím patří čistička řádků, cepové předřezávací ústrojí a jezdové ústrojí, jejichž příkony při práci jsou zpravidla větší než 10 kW. (Příkony ořezávacích jednotek činí max. 5 kW, příkony jednotlivých dopravníků 3 až 4 kW a jsou vzhledem k uvedeným pracovním ústrojím méně významné). Největší část příkonu čističky řádků tvoří složka potřebná k překonání pracovního odporu odmetacích prstů při jejich tření o zem, která je regulovatelná výškovým nastavením čističky vzhledem k zemi s ohledem na ztráty chrástu propadem. (Zmenší-li se ztráty, je možné podstatně snížit příkon čističky.) Největší část příkonu předřezávacího

cepového ústrojí tvoří složka na urychlení materiálu a k překonání řezného odporu. Z hlediska dopravy sklizeného chrástu s minimem ztrát a z hlediska jakosti chrástu se ukázala jako optimální obvodová rychlost cepů $v_o = 20,9$ m/s při průměru cepového rotoru 650 mm.

Příkon pojzdového ústrojí roste lineárně s hmotností stroje, pojzdovou rychlostí, součinitelem valení a úhlem svahu. V souvislosti s použitím hydrostatického převodu pojzdu byla zjištěna nízká celková účinnost mezi hnacím spalovacím motorem a hydromotorem SMF-22; na rovině při součiniteli valení $f = 0,08$ je účinnost $\eta_{pj} = 0,48$ v důsledku nízkých tlakových spádů na hydromotoru; účinnost η_{pj} se zlepší, zvýší-li se zatížení hydromotoru (tlakový spád), např. při jízdě do svahu.

Literatura

- KUPR, J.: Energetické poměry funkčního modelu samojízdného ořezávače cukrovky II. generace. [Závěrečná zpráva.] Praha, Výzk. ústav zemědělských strojů 1978.
- TRNKA, L.: Tenzometrické měření zkušební stolice pro předřezání řepného chrástu. [Závěrečná zpráva.] Praha, Výzk. ústav zemědělských strojů 1977.
- TRNKA, L.: Energetické poměry funkčního modelu samojízdného ořezávače cukrovky II. generace. [Závěrečná zpráva.] Praha, Výzk. ústav zemědělských strojů 1979.
- TRNKA, L.: Energetické poměry samojízdného ořezávače cukrovky SC 1-03. [Závěrečná zpráva.] Praha, Výzk. ústav zemědělských strojů 1981.
- TRNKA, L.: Energetické poměry samojízdného ořezávače cukrovky SC 1-04. [Závěrečná zpráva.] Praha, Výzk. ústav zemědělských strojů 1983.

Došlo dne 6. 7. 1983

ТРИКА, Л. (Агрозет, концерновый научно-исследовательский институт сельскохозяйственных машин, Прага - Ходов): Энергетические соотношения самоходного ботвообрезчика сахарной свеклы. Земед. Техн., 29, 1983 (11): 683-690.

В статье анализируются энергетические измерения чехословацких самоходных ботвообрезчиков сахарной свеклы и главным образом обсуждается вопрос компонентов потребляемой мощности машин для прочистки рядков, чернового молотильного устройства, а также потребляемой мощности и к. п. д. гидростатических передач переездов.

potřebné мощности и их компоненты; к. п. д. гидростатических передач переездов

TRNKA, L. (Agrozet, Research Institute of Farm Machines, Praha-Chodov): *Energy Conditions in the Self-Propelled Beet Topper*. Zeméd. Techn., 29, 1983 (11): 683-690. Energy measurements in the Czechoslovak self-propelled beet toppers are analyzed and attention is mainly drawn to the components of the power input to the row cleaner, power input to the flail-type pre-cutting unit, and the power input to hydrostatic gears of travel and their efficiency.

power inputs to work units and their components; efficiency of the hydrostatic gears of travel

Adresa autora:

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

PEVNOSTNÍ VÝPOČTY RÁMŮ ZEMĚDĚLSKÝCH STROJŮ NA ČÍSLICOVÉM POČÍTAČI NOVA 820

J. Roneš

RONES, J. (Agrozet, koncernový výzkumný ústav zemědělských strojů, Praha-Chodov): *Pevnostní výpočty rámu zemědělských strojů na číslicovém počítači NOVA 820*. Zeměd. Techn., 29, 1983 (11) : 691-698.

Práce se zabývá pevnostními výpočty staticky neurčitých nosných rámu zemědělských strojů na číslicovém počítači. Stručně jsou popsány možnosti výpočtového programu, který je ve VÚZS používán, a na konkrétním případě rámu žacího stroje je vysvětlen metodický postup při návrhu náhradního prutového schématu a při zpracování výsledků výpočtu.

pevnostní výpočty; číslicový počítač; rám žacího stroje

V současné době se při návrhu nových zemědělských strojů stále více uplatňuje požadavek na co nejmenší hmotnost strojů při jejich vysoké provozní spolehlivosti. Splnění tohoto požadavku vyžaduje, aby části strojů — především nosné rámy, které mají rozhodující vliv na provozní spolehlivost, byly správně dimenzovány. Proto nabývají pevnostní výpočty rámu na samočinných počítačích stále většího významu (Horák a Konečná, 1979; Šnobl, 1982).

V minulosti se pro Výzkumný ústav zemědělských strojů dělaly výpočty některých důležitých rámu zemědělských strojů externě v ČKD Praha na číslicovém počítači ICT 1905. Tento způsob však byl organizačně zdlouhavý, a proto se hledaly cesty, jak situaci zlepšit. Za nejvhodnější způsob se považuje získat výpočtový program, který by umožnil výpočty na číslicovém počítači přímo v ústavu. K dispozici je však pouze malý počítač NOVA 820, na kterém nebylo řešení rozsáhlejších pevnostních výpočtů běžně používanými metodami možné. Ve spolupráci s pracovníky Ústavu aplikované mechaniky o. p. Vítkovice v Brně se však podařilo odladit program PEVNOST, který umožňuje výpočty poměrně rozsáhlých konstrukcí i na tomto počítači (Roneš, 1982).

POUŽITÍ PROGRAMU PEVNOST PŘI PEVNOSTNÍCH VÝPOČTECH NOSNÝCH RÁMŮ

Program umožňuje výpočet vnitřních silových účinků (tj. sil a momentů), napětí a deformací, které vznikají po zatížení u prostorových staticky neurčitých prutových konstrukcí. Prutovou konstrukcí nazýváme útvar složený pouze z přímých prutů, které se vzájemně stýkají ve styčnicích. Prutem pak rozumíme takovou část, jejíž dva rozměry (průřez) jsou výrazně menší než rozměr třetí (délka), přičemž průřez prutu se s délkou nemění.

Reálná konstrukce nosných částí nebo ráků zemědělských strojů zpravidla nikdy nesplňuje tyto požadavky. Aby byl výpočet programem možný, je nutné konstrukci vhodně upravit, tj. převést ji na tzv. výpočtové schéma. Příměst prutů se dosáhne např. tím, že se zakřivený prut nahradí několika přímými pruty, prut s proměnným průřezem se nahradí několika prizmatickými pruty apod. Někdy se v řešené konstrukci vyskytují i části od prutů dosti odlišné, např. desky. Pak je nutné odhadnout tuhost těchto částí a vhodně je nahradit jedním nebo několika pruty. Místní výztuhy na konstrukci, např. ve spojích jednotlivých nosníků, je možné nahradit pruty se zvětšenými rozměry průřezu nebo tuhými vazbami. K náhradám je však třeba přistupovat s určitou opatrností, neboť nepřesnosti odhadu zatěžují výpočet určitými chybami, které je pak nutno brát v úvahu i při posuzování výsledků.

MOŽNOSTI PROGRAMU PEVNOST

Řešená prutová konstrukce může být libovolně staticky neurčitá. Maximální počet styčníků konstrukce může být 300, počet prutů není přímo omezen, do jednoho styčnicku jich však může ústit nejvýše šest.

Libovolný počet styčníků konstrukce může mít omezeny některé stupně volnosti, tzn. že je bráněno translacím nebo rotacím těchto styčníků v zadaných směrech. Omezení je provedeno vazbami styčníků k fiktivnímu pevnému základu a vázané styčnický pak působí na tento základ akčními silami nebo momenty (akce). Ze základu jsou naopak na styčnický vnášeny reakce. Velikosti akcí program počítá a je možné je vytisknout ve výstupních údajích.

Program dále umožňuje spojit dva styčnický konstrukce nekonečně tuhou vazbou. Tato vazba se zatěžováním nedeformuje, ale přenáší mezi styčnický všechny silové účinky. Počet takto spojených dvojic styčníků v konstrukci není omezen. Nekonečně tuhé vazby je možné využít např. při excentrickém pevném spojení dvou nosníků.

Na libovolný počet styčníků konstrukce mohou působit silové a momentové zátěžné účinky. Je-li na reálné konstrukci zatížen některý prut, je nutné v místě působení silového účinku styčnický přidat, a daný prut tak rozdělit na pruty dva. Výpočet konstrukce je možné provádět pro zatížení jedním nebo několika zatěžovacími stavy, přičemž každým zatěžovacím stavem se rozumí jedna varianta (způsob) zatížení. Všechny výsledky výpočtu jsou pak uváděny pro každý zatěžovací stav zvlášť. Je možné použít maximálně 12 zatěžovacích stavů.

Průřezy prutů mohou být různé. Pro výpočet se zadávají přímo velikosti průřezových charakteristik prutů, tj. plocha, momenty setrvačnosti a průřezové moduly. U několika nejpoužívanějších průřezů (plný kruhový, trubka, obdélníkový, tenkostěnný obdélníkový) stačí kódovým číslem zadat tvar průřezu a jeho rozměry. Průřezové charakteristiky pak vypočítává program. Tento způsob je možné dále rozšiřovat pro další tvary průřezu doplněním nových výpočtových částí do programu.

Při výpočtu se předpokládá, že jednotlivé pruty jsou svými konci pevně vetknuty do styčníků a že tedy deformace, tj. posuvy a úhly natočení konce prutu a příslušného styčnicku, jsou stejné. Program však umožňuje „popisem netypická uložení“ zadat pro libovolný počet prutů poddajné připojení ke styčnickům. Deformace konce prutu a příslušného

styčníku jsou potom v určených směrech odlišné a jejich rozdíl je dán zadanými poddajnostmi spojení a velikostmi přenášených sil nebo momentů. Je také možné zadat spojení provedené v určených směrech jako čistý kloub, tzn., že deformace konce prutu a styčníku jsou nezávislé. To umožňuje simulovat v řešené konstrukci otočná, ale i posuvná uložení, čepy, kulové klouby, táhla přenášející jen osově síly (např. hydraulické válce) a podobně. Program dále umožňuje zadat v konstrukci libovolný počet excentricky připojených prutů, tj. takových, které neústí do styčníků střednicovou osou, ale vláknem s touto osou rovnoběžným.

TYPY ŘEŠENÝCH ÚLOH

V obecném případě lze řešit prostorový rám, tj. konstrukci s pruty libovolně rozloženými v prostoru, jejíž styčníky mohou být zatíženy silami a momenty působícími různými směry. V praxi se však vyskytují i konstrukce jednodušší, např. rovinné, jejichž řešení jako prostorový rám by bylo zbytečně zdlouhavé. Program tedy umožňuje řešit tyto úlohy zvláštními postupy. U jednodušších úloh se značně urychlí výpočet, snáze se zadávají vstupní data a vytištěné výsledky jsou přehlednější. Je tak možné řešit příhradové konstrukce, u kterých se předpokládá pouze působení osových sil ve všech prutech, rovinné rámy, což jsou soustavy zatížené pouze silami ležícími v rovině konstrukce, a momenty, jejichž vektory jsou na tuto rovinu kolmé, a dále pak rovinné rošty zatížené silami kolmými na rovinu konstrukce a momenty, jejichž vektory v této rovině leží.

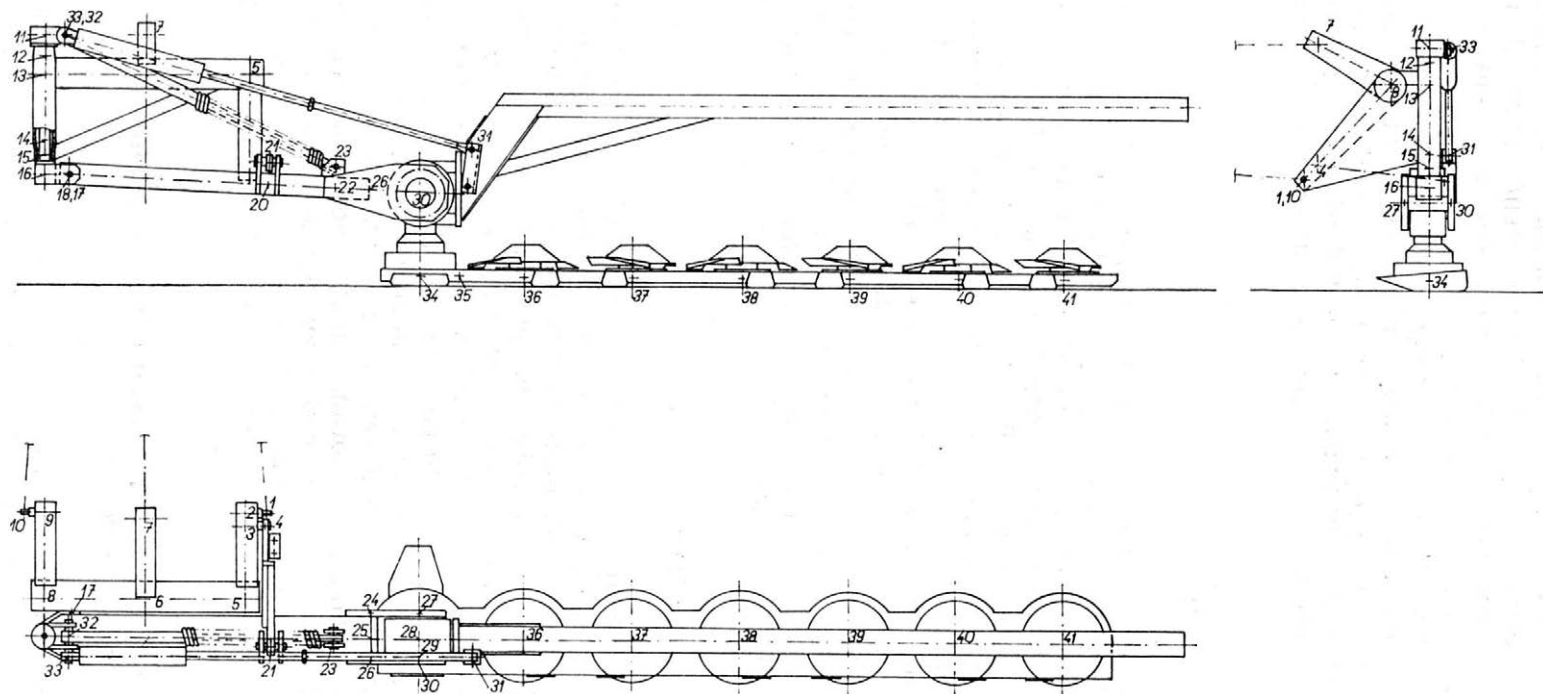
VÝSTUPNÍ ÚDAJE PROGRAMU

Ve výstupních údajích mohou být na řádkové tiskárně počítače vytištěny jednak výsledky výpočtu, což jsou deformace konstrukce (posuvy a úhly pootočení jednotlivých styčníků), jednak vnitřní silové účinky (momenty a síly) působící na jednotlivé pruty. Je také možné vypočítat velikosti napětí, která v jednotlivých prutech vznikají. Je to tahové nebo tlakové napětí vyvolané v prutu osovou silou, smykové napětí způsobené krutem a dále pak ohybová napětí vzniklá na začátku a na konci prutu vlivem ohybových momentů působících ve směrech hlavních centrálních os setrvačnosti průřezu. Pro některé tvary průřezů prutu jsou vypočítávána i redukovaná napětí v nejnamáhanějším vlákně.

Kromě výsledků výpočtu je možné vytisknout i další zadávaná nebo vypočítávaná data o řešené konstrukci. Jsou to např. souřadnice jednotlivých styčníků, vypočítané délky prutů, směrové kosiny jejich os a průřezové charakteristiky.

PEVNOSTNÍ VÝPOČET RÁMU A NOSNÝCH ČÁSTÍ NESENÉHO TRAKTOROVÉHO ŽACÍHO STROJE

Pomocí programu PEVNOST byl proveden pevnostní výpočet rámu a nosných částí traktorového žacího stroje (obr. 1).



1. Nesený traktorový žací stroj — Tractor-mounted mowing machine

Rám žacího stroje byl převeden na výpočtové schéma (obr. 2) a tato prutová soustava se řešila jako prostorový rám o 41 styčníku a 41 prutu. Na obr. 2 jsou styčníky i pruty očíslovány, čísla prutů jsou uváděna v kroužcích. Čísla styčníků jsou uvedena také na obr. 1.

Skříňový svařenec spojující svislou trubku (pruty č. 12, 13 a 14) s levým podélníkem rámu (prut č. 8) byl nahrazen dvěma pruty č. 10 a 11. Jejich tuhosti byly voleny tak, aby přibližně odpovídaly tuhosti svařence. Rovněž převodová skříň žacího ústrojí byla nahrazena pruty č. 30, 31 a 32 s odpovídajícími tuhostmi. Trubka ochranného krytu nad skříní žacího ústrojí nemá vliv na pevnost a namáhání nosných částí, a proto nebyla do výpočtu zahrnuta.

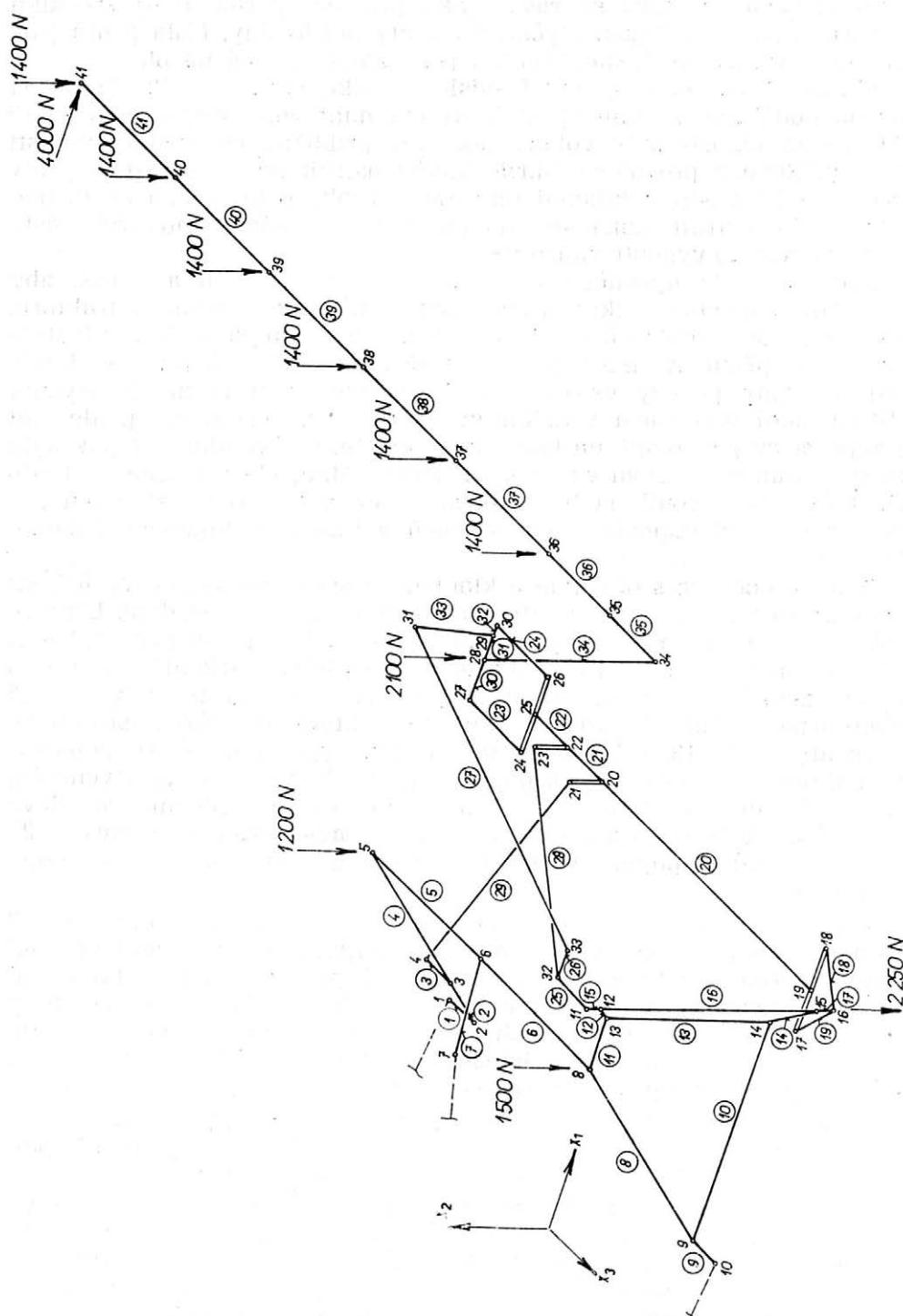
Soustava byla upevněna vazbami styčníků č. 1, 10 a 7 tak, aby tyto vazby odpovídaly skutečnému připojení žacího stroje k traktoru, při kterém jsou styčníky č. 1 a 10 upevněny ve spodních táhlech a k styčníku č. 7 je připojeno horní táhlo tříbodového závěsu. Styčník č. 1 měl proto omezeny posuvy ve třech směrech navzájem kolmých, styčník č. 10 se mohl pohybovat v axiálním směru čepu (prutu č. 9), ale měl omezené posuvy v rovině na tento směr kolmé. U styčníku č. 7 pak bylo vazbou zabráněno posuvu ve směru horního táhla, ale v rovině na tento směr kolmé se styčník mohl posouvat. Rotace těchto tří styčníků nebyly vázány, což odpovídá uložení čepů v kulových kloubech tříbodového závěsu.

Dále se počítalo s otočným a kloubovým spojením jednotlivých částí žacího stroje tak, aby situace odpovídala skutečnému provedení. U prutů č. 29 (táhlo nárazové pojistky), č. 28 (táhlo nadlehčovací pružiny) a č. 27 (hydraulický válec) bylo popisem „netypická uložení“ vytvořeno kloubové připojení do styčníků tak, že přenášely pouze osově síly. Otočné uložení svislého čepu (pruty č. 15, 16 a 17), který prochází svislou trubkou (pruty č. 12, 13 a 14) a pootáčí se při vypnutí nárazové pojistky, bylo nahrazeno kloubovým připojením prutů č. 12 a 14 ke styčníkům č. 12 a 15. Stejným způsobem se nahradilo otočné spojení převodové skříně žacího ústrojí (pruty č. 30 až 32) s rameny příčnicku (pruty č. 23 a 24) a otočné připojení příčnicku k spodním ramenům svislého čepu (pruty 18 a 19).

Nekonečně tuhé vazby mezi styčníky č. 20 a 21 a styčníky č. 22 a 23 nahrazují patky čepů táhla nárazové pojistky a táhla nadlehčovací pružiny. Je tím vyjádřeno jejich excentrické připojení k příčnicku. Dvojice tuhých vazeb mezi styčníky č. 17—19 a 18—19 a dále mezi styčníky č. 24—25 a 25—26 umožňují náhradu spojení ramen (pruty č. 18, 19, 23 a 24) s příčnickem, která částečně odpovídá skutečnému provedení. To umožňuje alespoň přibližný výpočet namáhání těchto ramen.

Průřezové charakteristiky jednotlivých prutů byly při prvním výpočtu zadány podle předběžného návrhu stroje. Podle výsledků pak byly navrženy některé úpravy, s kterými se výpočet opakoval.

Oba výpočty se prováděly pro dva zatěžovací stavy. V prvním stavu byla konstrukce zatížena svislými tíhovými silami. Tyto síly působily v některých styčnicích a jejich velikosti vycházely z odhadnutých nebo vypočtených hmotností odpovídajících částí konstrukce, násobených příslušnými dynamickými součiniteli. Velikosti dynamických součinitelů



byly odhadnuty na základě tenzometrických měření uskutečněných na podobných strojích ve VÚZS v rozmezí $k_d = 3,0$ až $3,5$. Velikosti zatěžujících sil a styčníky, kde síly působí, jsou patrné z obr. 2.

Ve druhém zatěžovacím stavu byl zatížen styčník č. 41 podélnou silou 4000 N. Toto zatížení nahrazovalo působení podélných sil na žací ústrojí, které vznikají jeho pohybem po pozemku, a hlavně pak zachycením o skryté překážky při práci. Na sílu 4000 N, měřenou ve styčníku č. 41, bude seříděna nárazová pojistka, která zajistí, že v provozu nedojde k většímu namáhání nosných částí, než jaké předpokládá výpočet.

VÝSLEDKY

Výsledkem výpočtu byly velikosti vnitřních sil, momentů a napětí vznikajících v jednotlivých prutech. Podle výsledků pak byly navrženy některé úpravy konstrukce a změny rozměrů průřezů.

U skříně žacího ústrojí (pruty č. 35 až 41) vyšlo největší namáhání v okolí styčníku č. 35 ohybem vyvolaným svislými tíhovými silami. Dimenzování skříně se ukázalo v těchto místech jako nedostatečné, a proto bylo doporučeno zesílit ji vnitřními výztuhami.

Pro příčník žacího stroje (pruty č. 20 až 22) je rozhodující ohyb ve vodorovné rovině, vyvolaný působením podélné síly na skříně žacího ústrojí. Vypočtené redukované napětí se zde však pohybuje v přijatelných mezích, a dimenzování příčníku je proto vyhovující.

Ukázalo se, že podélné nosníky rámu (pruty č. 4 a 7) jsou předimenzované, a bylo doporučeno je zeslabit. Nedostatečně dimenzovaná však vyšla trubka rámu (pruty č. 5 a 6), která je namáhána především svislým ohybem vyvolaným tíhovými silami. Ve styčníku č. 8 zde například vycházelo ohybové napětí ve svislé rovině až 613 MPa. Protože zvětšování rozměrů průřezu trubky by patrně nepřineslo dostatečné zlepšení, bylo doporučeno vyztužit ji vzpěrou s obdélníkovým průřezem 60×5 mm, připojenou mezi styčníky č. 5 a 14, kterou je možné konstrukčně realizovat. Při opakovaném výpočtu se zjistilo, že vzpěra značně snižuje namáhání trubky. Ohybové napětí ve svislé rovině kleslo na 245 MPa a ve vzpěře vzniklo tahové napětí 167 MPa, což jsou pro konstrukční ocel 11 523 hodnoty vyhovující.

Výsledkem výpočtu bylo dále zjištění velikosti osových sil v hydraulickém válci a v táhle nárazové pojistky. Těchto podkladů pak bylo možné využít při návrhu pojistky a volbě typu a rozměrů hydraulického válce.

ZÁVĚR

Pevnostní výpočty rámu a nosných částí zemědělských strojů umožňují navrhnout správné dimenzování jednotlivých dílců, a přispívají tak k zvyšování provozní spolehlivosti a snižování hmotnosti těchto strojů. Pomocí programu pro číslicový počítač lze dělat výpočty rychle a s minimální pracností, získané výsledky je možné poměrně lehce zpracovat a využít přímo při konstrukčním návrhu. Tyto výhody vyniknou zvláště u složitějších staticky neurčitých konstrukcí, na které působí různé zatěžující účinky. Program je v koncernovém výzkumném ústavu země-

dělských strojů využíván od roku 1981 a s jeho pomocí byla provedena řada výpočtů, např. rámy rotačních žacích strojů, rám zásobníku pro kombinovaný sklizeč cukrovky a další.

Literatura

HORÁK, M. — KONEČNÁ, I.: Výpočet vnitřních sil a deformací prutových staticky neurčitých konstrukcí. In: Sbor. ČSVTS Praha, 1979, č. 66.

ŠNOBL, B.: Program pro výpočet vnitřních silových účinků a napětí u staticky neurčitých prutových konstrukcí. [Závěrečná zpráva.] Praha, Výzkumný ústav zemědělských strojů 1982.

RONĚŠ, J.: Použití programu PEVNOST při výpočtech vnitřních sil a deformací u prutových staticky neurčitých konstrukcí. [Závěrečná zpráva č. 4423.] Praha, Výzkumný ústav zemědělských strojů 1982.

Došlo dne 6. 7. 1983

РОНЕШ, Я. (Агрозет, концерновый научно-исследовательский институт сельскохозяйственных машин, Прага - Ходов): Расчеты прочности рам сельхозмашин, проведенные на вычислительной машине НОВА 820. Земед. Techn., 29, 1983 (11) : 691-698.

В статье приводятся расчеты прочности статически неопределенных несущих рам сельхозмашин на вычислительной машине. Коротко описываются возможности вычислительной программы, применяемой в НИИСХМ, и на конкретном примере рамы косилки объясняется методический прием при проекте запасной прутковой схемы и при обработке результатов вычисления.

расчеты прочности; вычислительная машина; рама косилки

RONĚŠ, J. (Agrozet, Research Institute of Farm Machines, Praha-Chodov): *Calculations of the Strength of Farm Machine Frames Performed on the NOVA 820 Digital Computer.* Zeméd. Techn., 29, 1983 (11) : 691-698.

Digital-computer calculations of strength in statically non-defined supporting frames of farm machines are given. The possible uses of the computer programme used by the Research Institute of Farm Machines are described in brief and the methodical procedure of preparing a replacer bar design and processing of the results of calculation is explained on the concrete example of mowing machine.

calculations of strength; digital computer; frame of mowing machine

Adresa autora:

Ing. Jan Roneš, Agrozet, koncerňový výzkumný ústav zemědělských strojů, 140 03 Praha 4 - Chodov

ZEMĚDĚLSKÁ TECHNIKA V ZAHRANIČÍ

POZNATKY Z AGROSALONU SIMA 1983

Agrosalon SIMA 1983 se konal jako tradičně začátkem března v Paříži a byl zcela ve znamení pronikání elektroniky do konstrukcí a funkcí stacionárních i mobilních zemědělských strojů. Je možné konstatovat, že zhruba na každém čtvrtém až pátém stroji byla uplatněna elektronika. Elektronika se prosazuje nejen v živočišné výrobě, např. při získávání mléka, při manipulaci s ním a u všech vazeb na krmné dávky, při zjišťování zdravotního stavu stáda, při přípravě krmiv atd., ale proniká i do rostlinné výroby, zvláště v automatizaci funkcí, v přesné regulaci chemických postřikovačů a poprašovačů. Optimalizace zatížení motoru traktoru, stanovená palubním počítačem (fa Renault), nebo převodovka „non stop“ fy John Deere, která je řízena hydraulicky a kontrolována elektronicky, umožňují šetřit palivem. Elektronika se uplatňuje na váhách různých provedení, včetně přídavných vah na traktorových valnicích, a umožňuje kontrolovat zatížení dopravních prostředků.

Vzhledem k tomu, že salon SIMA je velice obsáhlý, jsou v článku u jednotlivých oblastí mechanizace vyznačeny základní pozorovatelné tendence a nejdůležitější novinky.

TRAKTORY

Tendence

1. Stále výraznější zlepšování kabin a pracovišť pro řidiče.
2. Několik všeobecných úprav u vyráběných sérií, ale bez velkých inovací.

Novinky

- Traktory John Deere: převodové ústrojí „non stop“, sedadlo s hydraulickým zavěšením, řízení funkcí elektronickou centrálou.
- Traktory Renault: zařízení „Eco Control“, které umožňuje řidiči stanovit optimální chod motoru; dodává se jako zvláštní příslušenství pro traktory série TX.
- Firma Vandel uvedla na trh samojízdnu jednotku s motorem o výkonu 136 kW (185 k), která se může pohybovat buď samostatně, nebo ji lze spojit s různými stroji zemědělskými i stavebními.

V koncepci traktorů nejsou patrné převratné inovace, vše se soustřeďuje na propracování detailů a pohodlí řidiče, včetně snížení vibrací a hladiny hluku. I do traktorů začíná pronikat elektronika, a to v optimalizaci provozu traktorů. Dále proniká tendence nářadového systémového traktoru se stejnými pneumatikami vpředu i vzadu a s možností plného využití předního závěsu. Nesené nebo polonesené nářadí i sklizňové stroje, např. pro ořezávání a vyorávání cukrovky, se stále častěji upínají na přední závěs.

PŘÍPRAVA PŮDY

Tendence

1. Pluhy se stavitelnou pracovní šířkou (International Harvester a Kverneland).
2. Další kypřiče půdy s poháněným pracovním ústrojím (Kuhn).
3. Obrací pluhy se zvýšeným počtem plužních těles (Huard).
4. Všeobecné rozšíření spojovacích zařízení pro různé kombinace nářadí.
5. Řízení hloubky zpracování půdy pomocí elektronického zařízení.

Ve velké míře se používají rychlozávěsy k traktorům. Všechny pluhy jsou vybaveny pojistkami proti přetížení jednotlivých orebních těles, převažují pružinové mechanické pojistky nad hydraulickými. Mnoho firem vystavovalo rotační brány s pohybem kolem svislé osy (záběr 2,50–3,0 m).

Novinky

- International Harvester a Kverneland: pluhy se stavitelnou pracovní šířkou.
- Firma Kuhn: kypřiče půdy s poháněným pracovním ústrojím (s pohybem elipsoidního tvaru).
- Firma Huard: obrací pluhy se sedmi až deseti plužními tělesy (s kosočtverečnými odhrnovačkami).

Nové robustní čelní zvedací závěsy pro traktory s náhonem na čtyři kola

umožňují čelně připojovat pluhy, a tím účelně kombinovat čelní a zadní traktorové nářadí pro zpracování půdy. V jedné jízdě traktoru jsou tak spojeny dva pracovní úkony, které se normálně dělají následně v samostatných operacích (obr. 1, 2).

Jedno z již obvyklých řešení spočívá ve zpracování půdy přívěsným nářadím kombinovaným s pluhem. V takovém případě se nářadí s hřebovými radličkami, disky, válci nebo klecovými válci připojuje za pluh. Nově se vyskytují různé úpravy agregace nářadí. Odpružené slupice umožňují vyrovnávat tlak, kterým nářadí působí na půdu, a uzpůsobovat použití různým podmínkám. Tato cesta byla již nastoupena na předchozích Agrosalonech se stroji, které byly zastoupeny i letos: obilní sečí stroje s čelně agregovanými vibračními hřebovými branami a nářadím s klecovými válci, stroje na setí cukrovky s crosskilem válcem, branami a válci (často na pneumatikách) nesenými čelně na traktoru, rámy s diskovým a hřebovým nářadím.

SETÍ

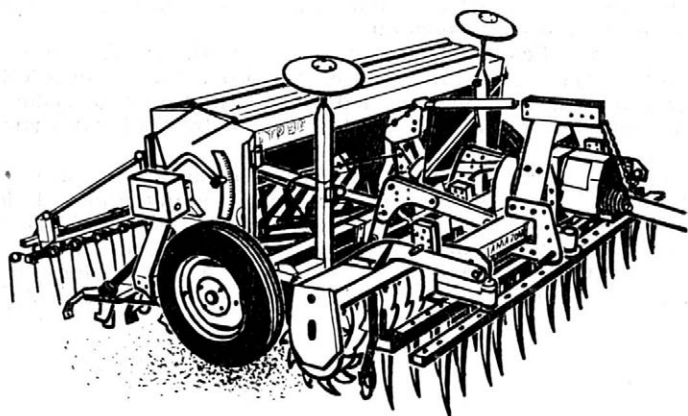
Tendence

1. Sečí stroje pro šířku řádků 9 až 13 cm. Práce s těmito stroji předpokládá dobrou předseťovou přípravu a odstranění všech rostlinných zbytků, které by mohly stroj ucpávat.
2. Centrální zásobníky s odstředivými nebo pneumatickými rozdělovači.
3. Plnění sečích strojů převážně vaky z polyetylenu.

Novinky

- Výsevní skříň připojená na podmiťací firmy Gard.
- Stroj pro přesný výsev cukrovky s centrálním zásobníkem a hydraulicky sklopnými sekcemi a pneumatickou dopravou semen fy Herriau.

V posledních dvou až třech letech se na Agrosalonu objevily četné sečí stroje. Zintenzívnění produkce obilnin vedlo nejprve ke zkoumání možností, jak snížit rozteč řádků. U řady současných typů je možné snížit mezirádkovou vzdálenost na 9 až 13 cm.



1. Sečí stroj AMAZONE v kombinaci s nářadím na zpracování půdy



2. Schéma sečího stroje AMAZONE s nářadím na zpracování půdy

Rovněž se projevuje tendence zvyšovat záběr secích strojů. Stále větší počet secích strojů má pracovní šířku 6 až 8 cm.

Vedle tradičních koncepcí vzrůstá počet pneumatických secích strojů. Bývají vybaveny centrální, níže umístěnou výsevní skříní o velkém obsahu a v některých případech adaptéry pro přihnojování. Výsevní botky jsou řešeny tak, aby pneumatický přívod nezvyšoval nepřesnost výsevu bez ohledu na vzdálenost rozdělovačů a jejich případný sklon. Rychlost zrn před dopadem na zem se snižuje.

Při těchto šířkách secích strojů je třeba věnovat zvýšenou pozornost tomu, aby úpravy z dopravní polohy na pracovní a naopak byly snadné. Hledá se uplatnění elektroniky pro přesné vedení stroje i pro další úkony.

Většina výrobců věnuje pozornost pravidelnosti hloubky výsevu a zahrnutí výsevků. Předpokladem pro to ovšem zůstává pečlivá předseťová příprava.

HNOJENÍ

Tendence

1. Zvětšení šířky pneumatických rámců až na 18 m.
2. Zvýšená všestrannost přívěsného nářadí s uplatněním dvojího kotouče.

Novinky

— Rozmetadlo fy Amazone s trubkovým rozvodem a přesnou regulací dávkování proudem vzduchu.

— Odstrědivé rozmetadlo Diadem s pohonem kotouče hydraulickým motorem, jehož rychlost zůstává bez ohledu na otáčky motoru konstantní.

— Rozmetadlo chlěvské mrvy se zadním rozmetacím ústrojím, opatřeným dvěma šroubovicemi ve vodorovné ose a dvěma v podélné ose.

Vzhledem k rostoucím cenám hnojiv se věnuje zvýšená pozornost jejich rozmetání.

Rozmetání hnojiva v závislosti na pojezdu se uplatňuje již mnoho let u přívěsných a návěsných rozmetadel, ale v letošním roce se rozšířilo na nové typy nesených rozmetadel. U tohoto způsobu odpadá riziko, že by se dávkování hnojiva měnilo podle stoupání nebo klesání na svahu, při jízdě na jílovitých či vlhkých půdách.

Výška zásobníků nad zemí se snižuje, a tím se usnadňuje nakládání volně ložených hnojiv z vyklápěcích koreb.

U pneumatických rozmetadel hnojiv se objevují stroje se zvýšeným záběrem. Nové typy umožňují rozmetat v pásech o šířce 16 až 18 m namísto dosavadních obvyklých 12 m.

SKLIZEŇ A KONZERVACE ZRNA

Tendence

1. Automatické odebrání vzorků a automatická kontrola, zejména specifické hmotnosti a vlhkosti.
2. Detekce hmyzu ve skrytých formách.

Novinky

— Pomalé, diferencované a kontinuální chlazení (systém RLDC) firmy Lau.

— Rotační čisticí ústrojí a automatická kontrola průběhu výmlatu a čištění (TF 44) firmy New Holland.

Poslední novinky v tomto oboru věnují zvýšenou pozornost problémům sklizně slámy, která může často probíhat ve vlhkém počasí.

Pokračuje vývoj rotačních pracovních ústrojí žací mlátiček. U klasických typů znamená rotační ústrojí výrazný pokrok. V roce 1982 byly na trh uvedeny typy s několikanásobným ústrojím, nahrazujícím separátor. Účelná regulace často umožňuje rychlejší přizpůsobení měnícím se sklizňovým podmínkám.

Na letošním Agrosalonu byla vystavována koncepce rotoru pro zdvojený tok omlatu za tradičním mláticím bubnem a košem s odlučovačem slámy. Zvýšené tření a odstředivá síla podporují separaci zrna. U některých typů snižuje zdvojený odklasňovač zatížení obou nezávislých mláticích bubnů. Lopatkové ústrojí zajišťuje rozptýlení klásků a plev na čisticím sítu.

U četných typů sklízecích mlátiček pro práci na svahu je zajištěno vyrovnávání čisticí skříně do vodorovné polohy.

SKLIZEŇ A KONZERVACE PÍCNIN

Tendence

1. Zvyšování pracovního záběru u rotačních žací strojů s ústrojím na úpravu píce. Shrnování pokosových řádků s následným využitím sběracího ústrojí o velkém záběru (Vicon 321, John Deere 1327, Kuhn FC 300, Agram).

2. Zvyšování výkonnosti samojízdných sběracích vozů a zlepšování přívodu materiálu a řezání.

3. U lisů na velké kulaté balíky se zvětšuje sortiment zaváděním balíků o menším rozměru (délka 90–100 cm) nebo sníženém průměru. V lisovací komoře jsou mnohdy nahrazovány řemeny válečky.

Novinky

— Samojízdná kloubová sklízecí řezačka Hesston 7730 s vyměnitelným zásobníkem, dálkovým seřazením vůle mezi noži bubnu a řeznou hranou protiotřetí, s možností rychlé demontáže řezacího ústrojí. Nová víceúčelová koncepce stroje umožňuje agregaci se sedlovými návěsy (kontejnery) na pořezanou píci a s bunkrem vybaveným nakládacích dopravníkem. Tento bunkr o kapacitě 13,4 m³ slouží ke shromažďování řezanky po dobu výměny podél jedoucích dopravních prostředků. Provoz řezačky je tedy bez ztrátových časů.

— Shrnovač píce bubnový z plastických hmot, s odkládáním do podélných řad a se „zástěrkovým“ deflektorem pro nastavení tvaru řádků, typ Kuhnflex firmy Kuhn.

Klasické prstové žací lišty téměř vymizely, převažují rotační žací lišty (běžné šířky 2,1 až 2,4 m), ale byly vystavovány i šířky 2,7 a 3,2 m, a to i s různými typy mačkačů. Z části se uplatňují i protiběžné žací lišty různého provedení. Firma Mengele vystavovala samojízdnou řezačku o výkonu motoru 125 kW (170 k), konstrukčně velmi dobře zpracovanou, s vysokým stupněm unifikace. Kolová řezačka je k podvozku připojována třibodovým závěsem, takže podvozek se může po odpojení řezačky použít i k připojení jiných strojů. Kolovou řezačku lze jednoduchou úpravou změnit na závěsnou za traktor nebo bočně nesenou k traktoru. Toto provedení umožňuje pokrýt jedním typem řezačky velký rozsah požadavků zemědělské praxe.

SKLIZEŇ ŘEPY

Tendence

1. Výskyt dalších čelních vyoravačů, např. Moreau, Franquet.

2. Další stroje pro chemické hubení vyběhlíce řepné (Vicon, Evard).

Novinky

— Firma Laforge uvedla čelní šestiřádkový sklízeč s ořezáváním chrástu a vyoráváním, odkládáním mezi řádky a zadním sběracím ústrojím, připojitelný k normálnímu kolovému traktoru.

— Sběrací nakladač firmy SMC s dvěma rotačními jednotkami, z nichž jedna je vyměnitelná — pro uzpůsobení pracovním podmínkám.

Rozměry strojů se ustálily na šesti sklizených řádcích. Bylo patrné zvyšování počtu typů vyoravačů připojovaných vpředu k podvozku nebo traktoru.

SKLIZEŇ BRAMBOR

Tendence

1. Vývoj hydraulických ovládacích zařízení, např. pro vibrátory prosévacích dopravníků, zařízení pro vyrovnávání sklonu atd.

2. Systémy s několika dopravníky od vyorávacího ústrojí.

Novinky

— Jednořádkový sklízeč Fortschritt E-689 s hydraulickým pohonem a s roštovými dopravníky, vhodnými pro odlučování dlouhé nati.

— Jednořádkový sklízeč Samro se zásobníkem s pohyblivým dnem a elektronickým odlučováním kamenů.

— Zjednodušený dvouřádkový sklízeč Grimme typ DL 1500.

Všechny firmy vystavovaly sklízecí, u nichž byla prvořadá péče věnována tomu, aby se snížilo poškození sklizených brambor. Snížení se dosáhne důkladným pogumováním všech separačních elementů. Plocha separačních řetězů se výrazně zvětšuje a jejich dopravní rychlost se zmenšuje. V tomto smyslu vynikl jednořádkový sklízeč NDR — Fortschritt.

OCHRANA ROSTLIN

Tendence

1. Elektronická automatická regulace i pro nízkoobjemové postřikovače.
 2. Další příslušenství, jako jsou silentbloky a kulové uzavěry, při připojování postřikovacích rámců.
 3. Uspořádání vzduchových trysek pro clonový postřik v sadech.
- Nižší objem postřikových přípravků na hektar se u vystavovaných strojů projevuje částečným snižováním objemu nádrží.

Novinky

- Rosič „Preciculture“, připojitelný k secím strojům, s dávkováním 10 až 20 l/ha.
- Postřikovač „ROFO“ pro nízký objem, s cirkulací tekutiny v postřikovacím rámu, bez čerpadla a kompresoru.
- Postřikovač „Sequip“ s teleskopickým postřikovacím rámem o záběru 12 až 24 m.

Základní inovací je využití elektroniky v regulaci dávkování velmi malým množstvím chemikálií — až 2 kg na hektar (např. firma Holder).

Velice intenzívně se v ochraně rostlin využívá elektrostatický postřik nebo poprach.

U většiny výrobců se v sortimentu projevuje odstupňování u nižších výkonových typů; nižší výkony se však neprojevují nižší jakostí.

DOPRAVA A MANIPULACE

Tendence

1. Všeobecné rozšíření dvoukolových návěsů.
2. Všeobecné užití pozinkovaného plechu u sběracích vozů (Heywang, Rivierre-Casalis). Snaha snížit opotřebení.
3. Zjednodušování zdvihacích zařízení (např. paralelogramové elevátory).
4. Rozšiřování sortimentu nářadí na manipulaci ve směru k horní i dolní výkonové hranici.

STROJNÍ DOJENÍ

Tendence

1. Zvyšování počtu výtoků u mléčného potrubí, aby se dosáhlo dokonalejšího vypuštění (Dec-Boumatic, Lorraine, Miele).
2. Postřik struků pro zlepšení hygieny (Alfa-Laval, Diabolo-Manus).
3. Zlepšení systému čištění dojících zařízení (Lorraine).

Novinky

- Dojící souprava Alfa-Laval GS 2 s pěti úrovněmi podtlaku, kterou lze přímo připojit na mléčné potrubí.
- Trojúhelníková dojírna Gascoigne, Melotte a Fulwood.
- Přístroj na registraci mléka Metatron firmy Westfalia.

V oblasti dojící techniky se kromě velice široké aplikace elektroniky, využití k řízení dojících procesů a zjišťování zdravotního stavu, velmi zdokonaluje čištění mléka a zlepšuje hygiena práce při dojení.

Firma Alfa-Laval realizovala mnoho nových námětů, zejména:

- systém GS 2; dojící stroj s oddělenou dopravou mléka a pneumatickým řízením dojení s pravděpodobným ukončením ve fázi stisku,
- Pulsonic 200 — elektromagnetický pulsátor zdvojený, napájený podtlakem přímo z rozvodného potrubí,
- Alfa YIELD — systém kontroly mléčné produkce; zjišťování nadojeného mléka včetně snímání hmotnosti s výstupem na display,
- Atlos 400 — dojící stroj s pneumatickým řízením dojícího procesu a se snímáním strukových násadků.

ELEKTRONIKA A INFORMATIKA

Tendence

1. Další rozšíření monitorizace podávající instrukce uživateli k dalšímu postupu.

2. Intenzivní využití mikroprocesorů (monitorování, automatizace).
3. Přechod z monitorování na více či méně kompletní automatizaci (některá monitorní zařízení, uváděná na trh v letošním roce, vedou k budoucím automatizačním zařízením).
4. Elektronika téměř na všech úsecích.
5. Zaměření dalších firem na dodávky elektronických zařízení a přístrojů pro všechny druhy činnosti.

Novinky

1. Monitorizace:

- Indikace výkonu na hektar a rychlosti přísunu materiálu.
- U traktorů kontrolní zařízení Renault pro optimalizaci funkce; elektronické poplašné signální zařízení John Deere.
- U sklízecích mlátiček indikace ztrát zrna. Kontrola rychlosti otáček.
- U připojeného nářadí indikátor polohy čelního zvedání firmy Lemoine.

2. Automatizace:

- Řízení: hmatač Daudin pro práci v ovocných sadech; řízení strojů pro krtčí drenážování pomocí laseru (Collard).
- Automatické ovládání procesu:
 - programování výkonu na hektar (Evrard);
 - automatické vázání (Rivierre-Casalis);
 - odvažovací pytlovací zařízení ovládané mikroprocesorem.

Použití elektroniky, která napomáhá lépe využívat stroje a zařízení, je velice rozsáhlé.

- Hydraulika ve spojení s elektronikou zlepšuje celkový výkon pohonu a přináší zjednodušení (např. u zvedání a lisování slámy).
- Optimalizace tažných prostředků pomocí ukazatele hospodárné spotřeby paliva umožňuje traktoristovi přizpůsobit režim motoru nebo rychlost vozidla indikované spotřebě paliva a výkonu.

Na úseku kontroly funkce a řízení strojů byla uvedena na trh řada novinek:

- V automatickém ovládání je použito laserové emise pro dálkové řízení vozidla automatickým ovládáním volantu.
- Laser, kterého se již ve značné míře využívá u drenážovacích strojů, umožňuje automatické přizpůsobování stroje sklonu a vyrovnávání do vodorovné polohy; využívá se jej i pro sázecí stroje.
- U sklízecích strojů jsou detektory ztrát zrna vybaveny automatickou regulací citlivosti senzorů.
- U sklízecích mlátiček signalizuje digitální zařízení pro kontrolu otáček světelně a zvukově abnormální rychlosti jednotlivých převodových stupňů.
- Kabiny jsou řešeny s maximálním uplatněním zásad ergonomie, jsou vybaveny řídicí deskou s tlačítkovým elektrickým a hydraulickým ovládáním a řízením, jsou pohodlnější, mají snadnější obsluhu i údržbu (např. dálkové ovládání ostření nožů u sklízecí řezačky nebo nastavení žacího stolu).
- V ochraně rostlin uvádějí mnozí výrobci elektronickou nebo mikroprocesorovou regulaci dávkování objemu na hektar.

Na úseku kontroly práce a jakosti produktů u stacionárních zařízení stojí za pozornost automatizace sušení, která umožňuje například úsporu energie a kontinuální proces sušení. U zařízení na přípravu krmiv umožňují údaje mikroprocesu volbu hmotnosti i vázacího zařízení, tisk hodnot atd.

Všeobecně lze konstatovat, že při vývoji strojů se ve stále větší míře využívá elektroniky. Jedním z hlavních úkolů výzkumu je vytvořit specifické snímače (například snímač vzorců), které umožní konstrukci prvních zemědělských robotů pro obtížnější práce. Velmi pozoruhodná je vysoká specializace výroby uzlů zemědělských strojů a traktorů, která je i pro nás dobrým vzorem. Jedná se o speciální ložiska pro zemědělské stroje, kardany, řemenice, převodovky, hydraulické elementy, nápravy k samojízdňím zemědělským strojům a traktorům. Tyto uzly většinou vyrábějí specializovaní výrobci, kteří mají dobře organizovaný vývoj svých výrobků, takže je zaručena vysoká technická úroveň i dobré ekonomické parametry.

Ing. Dušan Hutla

Agrozet, koncernový výzkumný ústav zemědělských strojů Praha-Chodov